

Министерство образования и науки Российской Федерации

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**Приоритетный национальный проект «Образование»
Национальный исследовательский университет**

Н. Т. АМОСОВ

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета
2010

УДК 697.34(075.8)
ББК 32.816я73
Т 41

Амосов Н.Т. Теплофикация и теплоснабжение : учеб. пособие. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 237 с.

ISBN 978-5-7422-1845-6

Приводятся сведения по истории развития теплофикации, классификации тепловых нагрузок, системах теплоснабжения, об устройстве, режимах работы, основных параметрах и характеристиках источников теплоснабжения. Рассмотрены тепловые схемы теплоэлектроцентралей и котельных. Содержатся необходимые сведения о паровых и водяных системах теплоснабжения, присоединения абонентов к тепловым сетям. Рассматриваются режимы регулирования систем централизованного теплоснабжения. Приводятся методики гидравлического расчета тепловых сетей. Содержатся сведения об оборудовании тепловых сетей.

Предназначено для подготовки магистров по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника». Пособие может быть полезно для студентов, обучающихся по другим направлениям подготовки, а также специалистам, непосредственно занимающимся эксплуатацией тепловых сетей.

Работа выполнена в рамках реализации программы развития национального исследовательского университета «Модернизация и развитие политехнического университета как университета нового типа, интегрирующего мультидисциплинарные научные исследования и надотраслевые технологии мирового уровня с целью повышения конкурентоспособности национальной экономики»

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

ISBN 978-5-7422-1845-6

© Амосов Н. Т., 2010
© Санкт- Петербургский государственный
политехнический университет, 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Тепловое потребление.....	17
1.1. Классификация тепловых нагрузок.....	17
1.2. Сезонные тепловые нагрузки.....	19
1.3. Круглогодичная тепловая нагрузка.....	34
1.4. Годовой расход теплоты.....	38
1.5. График динамики тепловых нагрузок за отопительный период.....	41
2. Системы теплоснабжения.....	48
2.1. Классификация систем теплоснабжения	48
2.2. Источники тепловой энергии.....	50
2.3. Системы теплоснабжения с водяным теплоносителем.....	64
2.4. Паровые системы теплоснабжения.....	99
2.5. Сверхдальняя транспортировка теплоты.....	106
2.6. Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения.....	111
3. Гидравлический расчет тепловых сетей.....	115
3.1. Задачи гидравлического расчета.....	115
3.2. Схемы и конфигурации тепловых сетей.....	116
3.3. Основные расчетные зависимости.....	124
3.4. Порядок гидравлического расчета.....	134
3.5. Пьезометрический график тепловой сети.....	138
3.6. Гидравлический расчет разветвленных тепловых сетей.....	158
3.7. Определение расходов сетевой воды.....	167
3.8. Определение характеристик насосов.....	170
3.9. Резервирование магистральных тепловых сетей.....	172
4. Регулирование систем централизованного теплоснабжения.....	177
4.1. Методы регулирования.....	177
4.2. Центральное регулирование однородной тепловой нагрузки.....	185
4.3. Центральное регулирование «разнородной» тепловой нагрузки.....	187
4.4. Выбор метода центрального регулирования отпуска теплоты.....	192

4.5. Режим отпуска теплоты от ТЭЦ.....	194
5. Тепловые сети и их оборудование.....	197
5.1. Трасса и профиль тепловых сетей.....	197
5.2. Схемы и конфигурация тепловых сетей.....	197
5.3. Типы и способы прокладки тепловых сетей.....	199
5.4. Трубопроводы и арматура.....	206
5.4.1. Трубопроводы.....	206
5.4.2. Арматура	207
5.5. Опоры трубопроводов.....	208
5.6. Компенсация температурных удлинений.....	210
5.7. Тепловая изоляция.....	211
Приложение 1. Климатические данные по некоторым городам бывшего СССР (на основании СНИП II.А.6-72. Строительная климатология и геофизика).....	213
Приложение 2. Удельные теплотопотери q_o и удельные расходы теплоты на вентиляцию q_v промышленных, служебных и общественных зданий (для ориентировочных расчетов).....	217
Приложение 3. Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной (для ориентировочных расчетов).....	218
Приложение 4. Среднемесячные температуры наружного воздуха для ряда городов бывшего СССР (по данным СНИП II-А-6-72. Строительная климатология и геофизика).....	221
Приложение 5. Нормы расхода горячей воды (СНИП 02.04.01-85 «Внутренний водопровод и канализация зданий»).....	223
Приложение 6. Основные физические константы воды	224
Приложение 7. Коэффициенты местных сопротивлений трубо- проводов.....	226
Приложение 8. Характеристики труб стальных.....	227
Приложение 9. Основные технические характеристики сетевых насосов типа СЭ по ГОСТ 22465-77*.....	229
Приложение 10. Основные технические характеристики сетевых насосов типа Д по ГОСТ 10272-87.....	233
Библиографический список.....	236

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Теплофикация и теплоснабжение» изучается в течение 2-го года обучения в разделе общепрофессиональных дисциплин регионального компонента.

Цель изучения дисциплины «Теплофикация и теплоснабжение» — приобретение студентами теоретических знаний и практических навыков, необходимых для осуществления профессиональной деятельности. После изучения этой дисциплины на основе полученных знаний студент должен уметь ставить и решать следующие задачи:

1. Определение годовых расходов теплоты промышленными предприятиями.
2. Определение годовых расходов теплоты коммунально-бытовыми потребителями.
3. Построение графиков динамики тепловых нагрузок за отопительный период.
4. Проектирование и эксплуатация систем теплоснабжения.
5. Выбор методов центрального регулирования отпуска теплоты.
6. Трассировка и выбор способа прокладки тепловых сетей.
7. Компенсация температурных удлинений.
8. Тепловая изоляция.

Для освоения данной дисциплины студентам, обучающимся по направлению «Теплоэнергетика и теплотехника», необходимы знания и умения, полученные при изучении курсов естественно-научных, общепрофессиональных и специальных дисциплин: «Математика», «Информатика», «Физика», «Химия», «Теоретические основы гидравлики», «Теоретические основы теплотехники», «Газодинамика».

Теплофикация — одно из прогрессивных направлений развития энергетики. *Теплофикацией* называют централизованное

теплоснабжение на базе комбинированного производства тепловой и электрической энергии. Электрические станции, где осуществляется совместная выработка и отпуск в соответствующие сети тепловой и электрической энергии, называются *теплоэлектроцентралями* (ТЭЦ).

Комбинирование выработки теплоты и электроэнергии заключается в том, что в тепловую сеть отдается главным образом теплота отработавшего в турбинах пара (или газа). Это приводит к значительному уменьшению тепловых выбросов в системе энергоснабжения и снижению расхода топлива на 25–30 % по сравнению с раздельной выработкой электрической энергии на КЭС и теплоты в районных котельных.

Человечество использует тепловую энергию с начала своего существования. До второй половины XVI в тепловая энергия использовалась на месте ее получения, т. е. применялось местное отопление.

Правда, у римлян применялись водяные системы отопления с использованием термальных вод и подпольное огневоздушное отопление дворцов от одного источника. Однако эти способы после падения Римской империи (V в. до н. э.) были совершенно забыты и обнаружены только сейчас в результате работы археологов.

В XVII–XVIII вв. появляются системы центрального отопления, в которых от одного источника отапливались все помещения. В середине XIX в. эти системы получили всеобщее признание и широкое распространение. В России первая система парового отопления была реализована в 1816 г., а водяного отопления — в 1834 г.

Началом централизации систем теплоснабжения следует считать 1818 г. Англичанин **Тредгольд** описывает смонтированную в том же году паровую систему высокого давления, отапливавшую целую группу оранжерей от общей котельной, отстоящей от наиболее удаленной оранжереи на 127 м.

В 1830 г. в Германии появилась первая система парового отопления, в которой был использован выхлопной пар паровой машины.

В Санкт-Петербурге в Зимнем дворце в 1835 г. были

установлены пневматические печи, которые действовали нагретым воздухом и считаются прообразом центрального отопления. Изобретатель печей, **Амосов Николай Алексеевич** (1787–1868), бывший артиллерийский офицер, участник турецкой кампании 1808 г. и кампаний 1812–1815 гг. за свое изобретение получил две тысячи десятин земли. Печи получили название «амосовские печи».

Хорошие технико-экономические показатели централизации источников тепла для силовых и отопительных целей были получены в США. В 1878 г. в г. Локпорте (штат Нью-Йорк) осуществлена первая районная система теплоснабжения 210 домов с использованием для этой цели пара паровых машин. Первоначальная длина подземных паропроводов составляла 2 км. В это же время было осуществлено насосно-водяное отопление совмещенное с горячим водоснабжением большой группы домов в Бантедте (штат Нью-Йорк).

Следующей страной, осуществившей центральное теплоснабжение, была Германия. Здесь система централизованного парового теплоснабжения появилась в 1900 г. в г. Дрездене. Пар с давлением 0,8 МПа подавался на расстояние 1050 м к двенадцати потребителям.

В начале XX в. в связи с серийным производством электродвигателей получает развитие центральное водяное теплоснабжение. В дореволюционной России теплоснабжение находилось на низком техническом уровне. В большинстве домов были комнатные печи. На каждом предприятии строилась своя отдельная котельная. Имелось лишь несколько фабрично-заводских теплосиловых установок, отработанный пар которых использовался для теплоснабжения (Трехгорная мануфактура, Даниловская камвольно-прядельная фабрика и др.).

В начале XX в. появились первые теплофикационные установки. Одной из первых была учебная паротурбинная установка с отбором пара на отопление корпусов Петербургского политехнического института.

Однако началом развития теплофикации в нашей стране считается 25 ноября 1924 г., когда в Ленинграде одна из конденсационных турбин была переведена на ухудшенный вакуум с отпуском теплоты на отопление жилых домов целого района города.

Развитие промышленных ТЭЦ начато в 1928 г., когда была построена ТЭЦ ВТИ в Москве, дававшая пар на производство и на отопление заводов.

Прогрессивными русскими учеными неоднократно предпринимались попытки использовать теплофикационные установки не только для теплоснабжения промышленных предприятий, но и для теплоснабжения жилых и общественных зданий. К ним следует отнести систему теплоснабжения ряда корпусов городской детской больницы, осуществленную в 1903 г. по проекту **А. К. Павловского** и **В. В. Дмитриева**.

Идея широкого применения комбинированной выработки электрической и тепловой энергии была заложена еще в Государственном плане электрификации России (ГОЭЛРО), разработанном под руководством акад. **Г. М. Кржижановского** и одобренном VIII Всероссийским съездом Советов в декабре 1920 г.

Начало советской теплофикации было положено в 1924 г., когда по инициативе профессора **В. В. Дмитриева** и инженера **Л. Л. Гинтера** были сооружены теплопроводы от 3-й Ленинградской электростанции к тепловым потребителям на набережной р. Фонтанки. Эта станция стала прообразом будущих отопительных ТЭЦ. 25 ноября 1924 г. по теплопроводам впервые была подана тепловая энергия.

Большой вклад в защиту идей теплофикации внесли советские ученые и инженеры: **Л. Л. Гинтер**, **М. О. Гринберг**, **В. В. Дмитриев**, **А. А. Крауз**, **Ж. Л. Танер-Танненбаум**, **В. М. Чаплин** и др.

Широкое развитие теплофикации началось в 30-е годы, после постановления июньского (1931 г.) Пленума ЦК ВКП(б) «О Московском городском хозяйстве и развитии городского хозяйства

страны». В нем, в частности, указывалось на то, что в дальнейшем плане электрификации страны должна быть во всем объеме учтена задача развернутого строительства мощных теплоэлектростанций.

В соответствии с решением пленума были построены ТЭЦ и тепловые сети в ряде крупных городов страны (Москва, Ленинград, Харьков, Челябинск и др.). Ленинградский металлический завод (ЛМЗ) в 1931 г. выпустил первую теплофикационную турбину АПР-12, а в 1933 г. — турбину АТ-25.

В 1934 г. на ТЭЦ ВТИ впервые в мировой энергетике был установлен прямоточный котел конструкции **Рамзина** с производительностью пара 55,5 кг/с, давлением 14 МПа, температурой 500 °С. К этому году установленная мощность ТЭЦ достигла 870 МВт, а экономия топлива — 1 млн. т в год.

В 1940 г. уже работало около 100 ТЭЦ мощностью 2 ГВт с отпуском теплоты в размере 105 млн. ГДж, протяженность магистральных тепловых сетей составила 650 км, годовая экономия топлива достигла 2,5 млн. т условного топлива (у. т.). В 1940 г. СССР по мощности ТЭЦ занял первое место в мире.

В годы Великой Отечественной войны в результате военных действий и временной оккупации некоторых районов страны многие ТЭЦ были разрушены. Часть из них удалось демонтировать и построить вновь в восточных районах. В начале 1942 г. были пущены в эксплуатацию ТЭЦ Челябинская, Новосибирская, Уральского турбинного завода и др. К 1945 г. установленная мощность ТЭЦ превысила довоенный уровень и составила 3,5 ГВт.

С 1945 г. строятся новые ТЭЦ с использованием отечественного и зарубежного оборудования. К 1950 г. мощность ТЭЦ увеличилась до 5 ГВт, отпуск теплоты — до 293,3 млн. ГДж, а экономия топлива достигла 5 млн. т условного топлива в год.

Уже в 1948 г. на ЛМЗ была изготовлена теплофикационная турбина Т-25-90 на начальные параметры пара 9 МПа, 480 °С, а в 1949 г. — турбина ПТ-25-90 с промышленным отбором пара, ставшие наиболее эффективными агрегатами того времени.

Таганрогский, Подольский и Барнаульский котельные заводы изготовили для них котлоагрегаты давлением 10 МПа типа ТП–170, ТП–230, ПК–19, ПК–14 и др. В 1956 г. на ЛМЗ была изготовлена турбина ПТ-50-90 с двумя регулируемыми отборами пара.

В 1960 г. отпуск теплоты от ТЭЦ по сравнению с 1950 г. увеличился в 3,85 раза, установленная мощность и производство электроэнергии — в 3 раза, экономия топлива — в 2,5 раза. За 10 лет (с 1950 по 1960 г.) на ТЭЦ было установлено более 500 турбин на параметры пара 9 МПа, 500 °С. В результате увеличения начальных параметров пара с 2,6–3,5 до 9 МПа удельный расход топлива с 450 г/(кВт·ч) снизился до 395 г/(кВт·ч).

Очень высоких темпов развития теплофикация получила за десятилетие с 1960 по 1970 г. Мощность ТЭЦ возросла в 2,8 раза и составила 45 ГВт, а отпуск теплоты — 2933 млн. ГДж.

В связи с ростом тепловых нагрузок на коммунально-бытовые и технологические нужды потребовалось укрупнение единичных мощностей котлотурбинного оборудования ТЭЦ. Уральский турбомоторный завод (УТМЗ) в содружестве с научными и проектными институтами страны приступил к проектированию и выпуску новой серии теплофикационных турбин типов Т-50/60-130, Т-100/120–130, ПТ-50/60–130/7 на начальные параметры пара 13 МПа, 565 °С.

Переход на более высокую степень параметров острого пара позволил повысить экономическую эффективность ТЭЦ. Турбина Т-50–130 по сравнению с двумя турбинами Т-25–90 позволяет экономить 15 тыс. т у. т., а турбина Т-100–130 по сравнению с четырьмя турбинами Т-25–90 экономит 20 тыс. т у. т. в год. Повышение параметров с 9 МПа, 535 °С до 13 МПа, 565 °С позволяет на теплофикационных блоках экономить 4–5 % топлива в год. Промежуточный перегрев пара в конденсационных турбинах с отопительным отбором дает дополнительно 3 %, а многоступенчатый подогрев сетевой воды — еще 2 % экономии топлива.

В 1962 г. на ТЭЦ № 20 Мосэнерго была пущена первая теплофикационная турбина Т-100-130 УТМЗ, не имевшая себе равных за рубежом. За проектирование, испытание и освоение турбины Т-100-130 группе работников УТМЗ, ВТИ и ТЭЦ № 20 была присуждена Ленинская премия за 1966 г. На ЛМЗ с 1962 г. начат выпуск противодавленческих турбин мощностью 50 МВт (Р-50-130/13).

Наряду с этим на котельных заводах был освоен выпуск котлоагрегатов на параметры 14 МПа и 570 °С, из них наибольшее распространение на ТЭЦ получили котлы Таганрогского и Барнаульского заводов производительностью 116 кг/с (420 т/ч) типа ТП-80, ТП-86, БКЗ-420 для твердого топлива и ТГМ-84, БКЗ-42 ОГМ для газа и мазута.

С 1960 г. начат выпуск пиковых водогрейных котлов типа ПТВМ-50 и ПТВМ-100 с широким их внедрением на ТЭЦ и районных котельных.

В 1964 г. на Ленинградской ГРЭС № 1 была пущена первая опытно-промышленная парогазовая установка с высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВПГ) производительностью 33,4 кг/с (120 т/ч), мощностью 16 МВт. Успешная эксплуатация установки позволила проектировать и сооружать более крупные ПГУ и на ТЭЦ.

В 1970 г. изготовление теплофикационных турбин на давление 9 МПа, 535 °С было прекращено. К этому времени удельный вес котлотурбинного оборудования ТЭЦ с параметрами 13 МПа и единичной мощностью 50-100 МВт составил 40 %.

В 1972 г. на Краснодарской ТЭЦ началась эксплуатация теплофикационной газотурбинной установки ГТУ-100-750-2 мощностью 100 МВт с теплофикационным котлом-утилизатором производительностью 508,2 ГДж/ч (120 Гкал/ч).

В те же годы построена парогазовая установка на Невинномысской ГРЭС мощностью 200 МВт с высоконапорным парогенератором (ВПГ) паропроизводительностью 116 кг/с на параметры 13 МПа, 570/570 °С с паровой турбиной К-160-130 и

газовой турбиной мощностью 40 МВт.

Наибольшие количественные и качественные результаты в развитии теплофикации достигнуты в 1970–1980 гг. Как видно из табл. 1, за этот период отпуск теплоты от ТЭЦ вырос в 1,5 раза, а установленная мощность и производство электроэнергии — в 1,6 раза. Экономия топлива от теплофикации в 1980 г. составила 33 млн. т у. т., протяженность магистральных тепловых сетей — 23 тыс. км.

Таблица 1

Основные показатели развития теплофикации

Показатель	Год							
	1940	1950	1960	1970	1980	1990	2000	2010
Суммарный отпуск ТЭЦ $Q_{тэц}$, млн. ГДж	105	293	1130	2933	4500	6000	6000	6500
Установленная мощность ТЭЦ $N_{тэц}$, млн. кВт	2	5	16	45	72	105	105	120
Выработка электроэнергии на ТЭЦ, Этэц, млн. т у.т.	4,5	10	35	140	245	365	365	430
Экономия топлива от теплофикации $\Delta B_{тэц}$, млн. т у.т.	2,5	5	12	20,5	33	42	42	45
Протяженность тепловых сетей L , тыс. км	0,65	—	3,45	12,2	23	32	32	36

Новым крупным достижением отечественного энергомашиностроения в это десятилетие явилось создание на УТМЗ еще более мощных теплофикационных турбин типа Т–250/300–240, ПТ–135/165–130/15.

В 1971 г. на ТЭЦ № 22 Мосэнерго был пущен в эксплуатацию крупнейший в мире турбоагрегат мощностью 250 тыс. кВт (Т–250/300 240) на закритические параметры с промежуточным

перегревом пара. Турбина работает в блоке с двухкорпусным котлоагрегатом паропроизводительностью 264 кг/с (950 т/ч) типа ПК-41, ТПП-210/А Подольского и Таганрогского котельных заводов.

Установка турбины Т-250/300-240 вместо двух турбин Т-100/120-130 позволяет сократить удельный расход металла на 17 % и экономить топливо в количестве 32 тыс. т у. т. в год.

Турбина с противодавлением типа Р-100-130/15 используется на промышленных ТЭЦ с отпуском 178 кг/с (650 т/ч) пара на технологические нужды предприятий с параметрами 1,2-1,5 МПа. По сравнению с двумя турбинами Р-50-130 она экономит 1 млн. руб. капиталовложений и около 4 тыс. т у. т. в год. Турбина ПТ-135/165-130/15 имеет один регулируемый отбор пара для промышленных нужд давлением 1,2-1,5 МПа и два регулируемых отопительных отбора давлением 0,05-0,25 МПа. По сравнению с двумя турбинами ПТ-60/75-130/13 она обеспечивает годовую экономию топлива в количестве 17 тыс. т у. т. в год и снижает капиталовложения на 1,5-2 млн. руб.

УТМЗ и ЛМЗ приступили к выпуску новой серии теплофикационных турбин типа Т-170-130 без промежуточного перегрева пара и типа Т-180-130 с промежуточным перегревом пара до 540 °С, которые позволяют получить дополнительную экономию топлива и уменьшить капиталовложения.

Значительную экономию обеспечивает также переход на новые, более мощные котлы. Так, например, серийные турбины ПТ-135/165-130/15, Р-100-130/15 и Т-175/210-130 унифицированы по цилиндрам высокого давления с одинаковым расходом острого пара (210 кг/с), с установкой двух котлов по 116 кг/с (420 т/ч) к каждой турбине. Замена их новым котлом паропроизводительностью 222 кг/с (800 т/ч) экономит капиталовложений до 30 млн. руб. на блок.

С того времени централизованное теплоснабжение от ТЭЦ и районных котельных прошло в России бурный путь развития. В настоящее время в стране работает свыше 1000 ТЭЦ, вырабатывающих более 1,2 млрд. Гкал в год тепловой энергии и

свыше 400 млрд. кВт·ч электроэнергии. Около 70 ТЭЦ имеют единичную мощность (400–500) МВт.

Теплофикация достигла значительного развития в большинстве новых промышленных районов и городов. В таких городах как Ангарск, Краснотурьинск, Волжский, Норильск и другие, ТЭЦ обеспечивают около 90 % суммарного теплового потребления. Теплоснабжение большинства вновь сооружаемых крупных промышленных предприятий и жилых районов ориентируется на мощные ТЭЦ и крупные районные котельные.

Централизованное теплоснабжение в нашей стране развивается на строго научной основе. Научно-исследовательская работа широко ведется в ряде крупных научных учреждений и учебных институтов - ВТИ, ЦКТИ, ЭНИН, ТЭП, МЭИ, СПбГПУ, МИСИ, ЛИСИ и др.

Значительный вклад в развитие теории и практики теплоснабжения внесли: **Б. М. Якуб, Е. Я. Соколов, Б. Л. Шифринсон, С. Ф. Копьев, А. В. Хлудов, Е. Ф. Бродский, И. С. Панин, В. К. Дюскин, Л. К. Якимов, В. Б. Пакшвер, Е. П. Шубин, Л. А. Мелентьев, Н. К. Громов, А. П. Сафонов, Н. М. Зингер** и др.

Перспективы развития централизованного теплоснабжения определяют большие задачи совершенствования и повышения эффективности строительства и эксплуатации источников, систем транспорта и потребителей тепла.

Одна из главных тенденций развития централизованного теплоснабжения заключается в укрупнении единичной мощности источников тепла, которое сопровождается увеличением радиуса передачи тепловой энергии.

Дальность действия тепловых сетей в современных крупных системах составляет 10–20 км, а в отдельных случаях достигает 30 км. Расширение районов теплоснабжения, в свою очередь, приводит к увеличению разности геодезических отметок в отдельных точках сети и необходимости сооружения многих насосных подстанций.

Применяемые параметры воды в тепловых сетях 150–170 °С

явно не соответствуют повышению экономичности работы систем теплоснабжения, особенно при транспорте тепла на большие расстояния. Эффективным способом снижения стоимости тепловых сетей может быть повышение расчетных температур теплоносителей и совершенствование режимов отпуска тепла. Оптимальное значение расчетной температуры сетевой воды в подающих теплопроводах от ТЭЦ и районных котельных находится в пределах 160–190 °С для районов дорогого топлива и 180–190 °С — для районов дешевого топлива.

В Институте высоких температур АН СССР под руководством проф. **С. Ф. Копьева** проведены работы, показывающие целесообразность применения еще более высоких температур — 200–225 °С и даже 250 °С.

За рубежом уже длительное время применяют высокие начальные температуры: в Чехии и Словакии — 180–210 °С, в ФРГ — 200 °С, во Франции — 200–220 °С.

При значительном удалении источника тепла от района тепловых нагрузок (более 10 км) представляется целесообразным применение одноструйного транспорта тепла, в первую очередь, на транзитных участках между ТЭЦ и пиковыми котельными.

Для снижения стоимости тепловых сетей и индустриализации строительства большие перспективы имеют бесканальные прокладки в индустриальном исполнении с надежной защитой от наружной коррозии.

Требуется проработки совместная работа нескольких источников теплоснабжения на единую тепловую сеть, что обуславливает переменный характер ее гидравлического режима.

Значительные изменения претерпела структура теплового потребления в результате увеличения доли горячего водоснабжения. Так, в районах нового жилищного строительства годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение достигает в настоящее время около 80 % от расхода на отопление. В связи с этим резко увеличилось влияние меняющегося в течение суток расхода горячей

воды на тепловой и гидравлический режим работы систем отопления.

Важным этапом современного развития техники централизованного теплоснабжения крупных городов, особенно в связи со строительством зданий повышенной этажности, является повышение надежности теплоснабжения путем внедрения независимых схем присоединения абонентских систем к магистральным тепловым сетям, сооружение резервных связей между тепловыми магистралями и контрольно-распределительными пунктами.

Необходимо ускорить работы по экономии тепловой энергии путем уменьшения бесполезных потерь горячей воды и пара у потребителей, автоматизации подачи тепловой энергии, снижения температуры воздуха ночью в жилых домах, общественных и промышленных зданиях, не работающих в ночное время и в выходные дни. Требуется продолжить работы по дальнейшему совершенствованию структуры управления теплоэнергетическими предприятиями.

В последние годы успешно решаются задачи по подъему материального и культурного уровня жизни народа на основе динамичного и пропорционального развития производства и повышения его эффективности, ускорения научно-технического прогресса, роста производительности труда, всемерного улучшения качества работы во всех звеньях промышленности.

Настоящее пособие содержит расширенный курс лекций по дисциплине «Теплофикация и теплоснабжение» и охватывает весь перечень вопросов, обозначенных в рабочей программе дисциплины, что позволяет студентам освоить дисциплину в полном объеме.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов, обучающихся по магистерской программе «Энергоэффективные и энергосберегающие технологии в теплоэнергетике и теплотехнике» направления подготовки магистров «Теплоэнергетика и теплотехника». Оно может быть также использовано при обучении в системах повышения квалификации и в учреждениях дополнительного профессионального образования.

1. ТЕПЛОВОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ

1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

Потребителями тепловой энергии являются промышленные предприятия, жилые комплексы, общественные здания, образовательные учреждения, предприятия общественного питания, спортивные сооружения и огромное количество других самых разнообразных объектов.

Потребление тепловой энергии в значительной степени находится в зависимости от географического расположения объекта и времени года. В южных районах потребление тепловой энергии значительно ниже, чем в районах крайнего севера. В зимний период потребление тепловой энергии достигает максимума, а в летний период снижается до минимума. Кроме того, тепловая нагрузка зависит от следующих факторов температура наружного воздуха, направление и скорость ветра, интенсивность солнечного излучения, влажность воздуха, время суток, техническое состояние объекта теплоснабжения и т. п.

Для обеспечения потребителей тепловой энергией предназначена система централизованного теплоснабжения, которая включает источники тепловой энергии, тепловые сети, абонентские вводы, системы отопления, системы горячего водоснабжения, системы вентиляции и кондиционирования воздуха и т. д. Основной задачей системы теплоснабжения является обеспечение потребителей следующими видами тепловой нагрузки:

- отопление;
- горячее водоснабжение;
- вентиляция;
- кондиционирование воздуха;
- технологический пар.

Все вышеперечисленные виды тепловых нагрузок имеют или

относительно стабильное значение по величине в течение года, или значительные колебания по величине в течение года. Наибольшей вариацией обладает отопительная нагрузка, которая изменяется от максимума в зимний период до минимума в летний период. По амплитуде колебаний в течение года тепловые нагрузки можно разбить на две группы:

1. Сезонные тепловые нагрузки.
2. Круглогодичные тепловые нагрузки.

К сезонной тепловой нагрузке относятся отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Сезонная нагрузка имеет относительно стабильный суточный график и переменный годовой график.

Изменения величины сезонной нагрузки зависит главным образом от климатических факторов: температуры наружного воздуха, направления и скорости ветра, инсоляции (солнечного излучения), влажности воздуха и т. п. Доминирующим фактором является температура наружного воздуха.

Отопление и вентиляция относятся к зимним тепловым нагрузкам. Кондиционирование воздуха максимально применяется в летний период.

К круглогодичной тепловой нагрузке относятся расход теплоты на обеспечение технологических нужд промышленных предприятий и горячее водоснабжение. Однако работу предприятий, связанных с переработкой сельскохозяйственного сырья, можно отнести к сезонной нагрузке.

График динамики технологической нагрузки определяется спецификой промышленного предприятия и режимом его работы. График динамики горячего водоснабжения определяется циклом жизнедеятельности населения (время суток, день недели, праздничные дни и т. д.), а также режимом работы предприятий коммунального хозяйства. Эти виды тепловой нагрузки имеют переменный суточный график потребления.

Годовые графики динамики технологических нагрузок и

нагрузок горячего водоснабжения находятся в незначительной зависимости от времени года. Величина летних нагрузок немного ниже зимних, что можно объяснить более высокой температурой окружающей среды (воздух, вода), а также более высокой температурой исходного сырья. Кроме того, в летний период снижаются потери тепловой энергии в паропроводах и технологических трубопроводах.

При проектировании систем централизованного теплоснабжения и разработке режима их эксплуатации одной из основополагающих задач является определение вида тепловых нагрузок, их величины, режима потребления и перспектив развития района теплоснабжения.

1.2. СЕЗОННЫЕ ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

Отопление является основной сезонной нагрузкой. Величина отопительной нагрузки зависит от продолжительности отопительного периода, технических характеристик зданий (материал стен и перекрытий, толщина стен и перекрытий, остекление, воздухопроницаемость стен, перекрытий и остекленных поверхностей, этажность и т. д.), внутренних тепловыделений и ряда других факторов. Задачей отопления здания является обеспечение баланса между тепловыми потерями здания ($Q_{ТПЗ}$) и притоком теплоты ($Q_{ПТ}$)

$$Q_{ТПЗ} = Q_{ПТ}. \quad (1.1)$$

При этом приток теплоты должен обеспечить внутри помещений температуру воздуха, рекомендуемую санитарными нормами и соответствующую назначению отапливаемого здания.

Величина тепловых потерь здания ($Q_{ТПЗ}$) зависит от:

- потерь внутренней теплоты через наружные ограждения за счет теплопередачи — Q_T ;
- потерь внутренней теплоты за счет неорганизованной вентиляции воздуха при нарушении плотности наружных

ограждений, перекрытий и остекления (инфильтрация) — $Q_{ИФ}$.

Следовательно:

$$Q_{ПЗ} = Q_T + Q_{ИФ}. \quad (1.2)$$

Приток теплоты ($Q_{ПТ}$) осуществляется за счет:

- подвода теплоты от системы отопления — Q_O ;
- внутренних тепловыделений (электроприборы, лампы накаливания, газовые плиты, газовые водонагреватели, теплота тела человека, технологические установки и т. д.) — $Q_{ВТ}$;
- подвода теплоты за счет вентиляции — Q_B ;
- подвода теплоты за счет инсоляции — $Q_{ИС}$.

Следовательно:

$$Q_{ПТ} = Q_O + Q_{ВТ} + Q_B + Q_{ИС}. \quad (1.3)$$

Уравнение теплового баланса здания, в соответствии с (1.1), выражается следующим образом:

$$Q_T + Q_{ИФ} = Q_O + Q_{ВТ} + Q_B + Q_{ИС}. \quad (1.4)$$

Тепловые потери здания в основном зависят от потерь внутренней теплоты через наружные ограждения (Q_T) за счет теплопередачи.

Потери теплоты через наружные ограждения за счет теплопередачи могут быть определены по формуле, Дж/с, ккал/ч:

$$Q_T = \sum_{i=0}^n (k \cdot F)_i \cdot \Delta t, \quad (1.5)$$

где F_i — площадь i -й поверхности наружного ограждения, м; k — коэффициент теплопередачи материала наружных ограждений, Вт/(м²·К); Δt — разность температур воздуха между внутренней и наружной сторонами ограждающих поверхностей, °С.

При расчете величины тепловых потерь здания, имеющего наружный объем V , м³, возможно использовать следующую зависимость:

$$Q_T = V \cdot q_{OV} \cdot (t_e - t_n), \quad (1.6)$$

где q_{ov} — удельная потеря теплоты зданием, t_e — усредненная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С, t_n — температура наружного воздуха, °С.

Для определения расчетного расхода теплоты на отопление в формуле (1.6) температура воздуха внутри помещения (t_e) принимается равной усредненной расчетной температуре воздуха внутри отапливаемых помещений ($t_{в.р}$) (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Усредненные расчетные температуры воздуха внутри отапливаемых помещений ($t_{в.р}$)

№	Назначение здания	$t_{в.р}$, °С
1	Жилые здания, гостиницы, общежития, административные здания	+18
2	Учебные заведения, общеобразовательные школы, лаборатории, предприятия общественного питания, клубы, дома культуры	+16
3	Театры, магазины, прачечные, пожарные депо	+15
4	Кинотеатры	+14
5	Гаражи	+10
6	Детские ясли-сады, поликлиники, амбулатории, диспансеры, больницы	+20
7	Бани	+25

Удельная потеря теплоты зданием представляет собой потерю теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1 °С, отнесенную к 1 м³ наружного объема здания.

Для здания объемом по наружному измерению V , м, периметром в плане P , м, площадью в плане S , м², и высотой L , м, удельная потеря теплоты зданием (q_{ov}) может быть рассчитана по следующей формуле:

$$q_{ov} = \frac{P}{S} \cdot k_B + \frac{1}{L} k_G, \quad (1.7)$$

где P — периметр здания в плане, м, S — площадь здания в плане, м^2 , L — высота здания, м, k_B — средний коэффициент теплопередачи вертикальных ограждений (стен) зданий, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, k_Γ — эквивалентный коэффициент теплопередачи горизонтальных ограждений (перекрытий верхнего этажа и пола нижнего этажа) здания, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

$$k_B = k_C + \varphi(k_{OK} - k_C), \quad (1.8)$$

$$k_\Gamma = \psi_1 k_{ПТ} + \psi_2 k_{ПЛ}, \quad (1.9)$$

где k_C — коэффициент теплопередачи стен, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, k_{OK} — коэффициент теплопередачи окон, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $k_{ПТ}$ — коэффициент теплопередачи потолков, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, $k_{ПЛ}$ — коэффициент теплопередачи полов $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, 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.

Значения коэффициентов ψ_1 и ψ_2 в отопительный период меньше единицы, так как температура воздуха на чердаке здания и температура грунта под полом нижнего этажа выше температуры наружного воздуха. В большинстве случаев в расчетах можно использовать следующие значения этих коэффициентов: $\psi_1 = (0,75-0,9)$; $\psi_2 = (0,5-0,7)$.

В соответствии с формулой (1.6) можно отметить, что удельная потеря теплоты зданием зависит не только от коэффициентов теплопередачи наружных ограждений, но и от геометрических характеристик здания. Удельные потери теплоты зданиями ориентировочно могут быть приняты в соответствии с табл. 1.2.

Для учета инфильтрации значение удельных потерь теплоты могут приниматься с небольшим запасом.

Величина тепловых потерь (Q_T) за счет теплопередачи, в соответствии с уравнением (1.6), зависит не только от геометрических характеристик здания и теплофизических свойств строительных

материалов, но и от температуры наружного воздуха (t_H). При этом минимальное значение температуры наружного воздуха приводит к максимальным значениям тепловых потерь. Следовательно, этот фактор оказывает значительное влияние не только на выбор строительных материалов и на определение толщины наружных ограждений и перекрытий, но и на величину отопительной нагрузки.

Таблица 1.2

Удельные потери теплоты для жилых и общественных зданий

	Характеристика здания	q_{ov} , Дж/(с·м ³ ·К)
1	1-этажная застройка	0,70—0,81
2	2-этажная застройка	0,46—0,52
3	3-этажная застройка	0,49—0,58
4	4-этажная застройка	0,40—0,44
5	5- и 6-этажная застройка	0,43—0,47
6	12-этажная застройка и выше	0,35—0,47

Однако продолжительность стояния минимальных температур носит кратковременный характер по сравнению с продолжительностью отопительного периода. Поэтому если определять расчетный расход теплоты на отопление по минимальной температуре, то результат будет носить завышенный характер и приведет повышению мощности источников теплоснабжения.

Поэтому при определении расхода теплоты на отопление используется значение наружной температуры воздуха, соответствующее средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период ($t_{H, O}$) (Приложение 1).

Также при определении расхода теплоты на отопление необходимо учитывать, что максимальная разность между температурой воздуха в помещениях и температурой внутренней поверхности наружных стен должна быть не выше 6 °С. При этом должен соблюдаться баланс между притоком теплоты к внутренней

поверхности наружных стен и количеством теплоты, проходящей через стену. Это соотношение можно выразить следующей зависимостью:

$$\alpha_C \delta t = k_C (t_{B.P} - t_{H.O}), \quad (1.10)$$

где α_C — коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к внутренней поверхности стены; δt — допустимый перепад температур между воздухом внутри помещения и внутренней поверхностью стены, $\delta t = (5-6)^\circ\text{C}$; k_C — коэффициент теплопередачи наружных стен; $t_{B.P}$ — внутренняя расчетная температура, $^\circ\text{C}$; $t_{H.O}$ — наружная расчетная температура для отопления, $^\circ\text{C}$.

Из уравнения (1.10) можно вывести следующее соотношение:

$$k_C = \frac{\alpha_C \delta t}{(t_{B.P} - t_{H.O})}. \quad (1.11)$$

Полученная зависимость показывает, что в числителе стоит величина ($\alpha_C \delta t$), которая имеет практически постоянное значение для всех климатических зон, поэтому коэффициент теплопередачи наружных стен зданий (k_C) является величиной, обратно пропорциональной знаменателю, т. е. разности расчетных температур ($t_{B.P} - t_{H.O}$). Следовательно, для зданий, расположенных в климатических зонах с более низкими наружными расчетными температурами для отопления, коэффициенты теплопередачи наружных стен (k_C) должны иметь более низкие значения.

Отношение потерь теплоты инфильтрацией ($Q_{ИФ}$) к потерям теплоты теплопередачей через наружные ограждения выражается коэффициентом инфильтрации (μ) т.е.:

$$\mu = \frac{Q_{ИФ}}{Q_T}. \quad (1.12)$$

Для жилых и общественных зданий максимальный коэффициент инфильтрации в большинстве случаев не должен превышать (3–6) %,

что сопоставимо с величиной погрешности при расчете тепловых потерь. Поэтому для упрощения расчетов величину инфильтрации не учитывают, т. е. принимают $\mu = 0$.

Для промышленных зданий потери теплоты инфильтрацией нередко достигают (25÷30) % всех тепловых потерь через наружные ограждения. Поэтому эти потери теплоты необходимо учитывать при расчете.

С учетом формулы (1.12) тепловые потери здания можно определить по следующей зависимости:

$$Q_{ТПЗ} = Q_T (1 + \mu). \quad (1.13)$$

Инфильтрация наружного воздуха в помещениях происходит под действием перепада давлений наружного и внутреннего воздуха (Δp). Перепад давлений определяется как сумма гравитационного (Δp_G) и ветрового (Δp_B) перепадов давлений, Па,

$$\Delta p = \Delta p_G + \Delta p_B. \quad (1.14)$$

Гравитационный перепад давлений определяется по следующей зависимости:

$$\Delta p_G = L(\rho_H - \rho_B)g, \quad (1.15)$$

где L — высота здания (для жилых и общественных зданий принимается высота этажа), м; ρ_H — плотность наружного, кг/м³; ρ_B — плотность внутреннего воздуха, кг/м³; g — ускорение свободного падения ($g = 9,81$), м/с².

Ветровой перепад давлений определяется по следующей зависимости:

$$\Delta p_B = \frac{w_B^2}{3} \rho_H, \quad (1.16)$$

где w_B — скорость ветра, м/с.

Скорость прохождения инфильтруемого воздуха через живое сечение неплотностей в наружных ограждениях зданий (w), м/с:

$$w = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_H}} = \sqrt{2gL\left(1 - \frac{\rho_B}{\rho_H}\right)} + w_B^2. \quad (1.17)$$

В соответствие с уравнением Клапейрона можно записать следующее выражение:

$$\frac{\rho_B}{\rho_H} = \frac{T_H}{T_B}, \quad (1.18)$$

где T_H — температура наружного воздуха, К; T_B — температура внутреннего воздуха, К.

В соответствии с формулами (1.17) и (1.18) можно получить следующее уравнение:

$$w = \sqrt{2gL\left(1 - \frac{T_H}{T_B}\right)} + w_B^2. \quad (1.19)$$

Потери теплоты зданием за счет инфильтрации определяется по следующей зависимости:

$$Q_H = wFC_B(t_B - t_H). \quad (1.20)$$

Тепловые потери здания через наружные ограждения (Q_T) за счет теплопередачи можно определить по следующей формуле:

$$Q = q_{OV}V(t_B - t_H), \quad (1.21)$$

а с учетом инфильтрации (Q_T) — по формуле

$$Q = q_{OV}V(1 + \mu)(t_B - t_H). \quad (1.22)$$

Расчётные потери теплоты зданием (Q') определяются с учетом расчетной наружной температуры для отопления $t_{H.O}$.

В соответствии с формулой (1.22)

$$Q' = q_{OV}V(1 + \mu)(t_{B.P} - t_{H.O}). \quad (1.23)$$

При отсутствии данных о типе застройки и наружном объеме

жилых и общественных зданий, строительными нормами и правилами разрешается определять расчетный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий по укрупненным показателям:

$$Q' = q_0 A(1 + K_1), \quad (1.24)$$

где q_0 — укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление 1 м^2 общей площади жилых зданий, Вт/м^2 ; A — общая площадь жилых зданий, м^2 ; K_1 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий (можно принять $K_1 = 0,25$).

Внутренние тепловыделения в жилых зданиях весьма незначительны, носят случайный характер распределения по площади и по времени.

Как правило, при проектировании систем теплоснабжения жилых районов внутренние тепловыделения не учитываются, т. е. принимаются с нулевым значением ($Q_{BT} = 0$). Правда, подобное решение обуславливает для тепловой сети режим работы на невыгодных условиях, но позволяет обеспечить необходимый температурный режим в отапливаемых помещениях.

Для помещений, в которых внутренние тепловыделения значительны (концертные залы, кинотеатры, закрытые спортивные сооружения, предприятия общественного питания и т. д.), возможно повышение внутренней температуры выше нормируемой. Поэтому при проектировании систем теплоснабжения для подобных объектов этот вид тепловой нагрузки должен учитываться.

В промышленных зданиях источником внутренних тепловыделений служит технологическое оборудование (печи, котлы, сушила, двигатели, механизмы и пр.). Внутренние тепловыделения промышленных предприятий носят устойчивый характер и могут составлять существенную долю отопительной нагрузки, поэтому они должны учитываться при разработке системы теплоснабжения промышленных объектов.

При определении тепловой нагрузки вновь застраиваемых районов в случае отсутствия данных о типе и размерах общественных зданий можно принять расчетный расход теплоты на отопление общественных зданий приблизительно равным 25 % расчетного расхода теплоты на отопление жилых зданий района.

Значения удельных тепловых потерь промышленных зданий различного объема и назначения приведены в Приложении 2. Ими можно пользоваться при ориентировочном расчете по укрупненным показателям отопительной нагрузки промышленных зданий во всех климатических районах.

Большое значение для обеспечения комфортных условий проживания населения, обеспечения необходимых условий работы, а также для более эффективного использования энергоресурсов имеет определение сроков начала и окончания отопительного периода. Снижение наружной температуры воздуха в течение продолжительного времени ниже $(10-12)^\circ\text{C}$ приводит к заметному снижению внутренней температуры в помещениях и неблагоприятно отражается на условиях жизнедеятельности населения. В соответствии с действующими строительными нормами и правилами, продолжительность отопительного периода определяется по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой $(+8)^\circ\text{C}$ и ниже. Эта температура наружного воздуха является определяющей для начала и конца отопительного периода $t_{H.K} = 8^\circ\text{C}$.

Начало и конец отопительного периода для жилых и общественных зданий определяется в зависимости от сложившихся климатических условий и обычно корректируются местными органами власти. Продолжительность отопительного периода n_O может быть определена в соответствии с Приложением 3.

Начало и конец отопительного сезона для промышленных зданий определяются температурой наружного воздуха, при которой потери теплоты через наружные ограждения становятся равными внутренним тепловыделениям. Так как тепловыделения в промышленных зданиях значительны, то в большинстве случаев

продолжительность отопительного периода n_O для промышленных зданий меньше, чем для жилых и общественных зданий. Среднесуточная температура наружного воздуха, соответствующая началу и концу отопительного периода для промышленных зданий с большими внутренними тепловыделениями, может быть определена по формуле

$$t_{H.K} = t_{B.P} - \frac{Q_{T.B}}{Q'}(t_{B.P} - t_{H.O}). \quad (1.25)$$

Если полученное значение больше 8°C , то в соответствии с действующими СНиП среднесуточную температуру наружного воздуха ($t_{H.K}$), соответствующую началу и концу отопительного периода для промышленных зданий с большими внутренними тепловыделениями, можно принимать 8°C .

В Приложении 3 приведены данные о длительности стояния различных температур наружного воздуха за отопительный период в некоторых городах бывшего СССР, которые можно использовать для ориентировочных расчетов при отсутствии более точных сведений.

Вентиляция. Расход теплоты на вентиляцию промышленных предприятий, общественных зданий и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплопотребления объекта. В производственных предприятиях расход теплоты на вентиляцию часто превышает расход на отопление.

Расход теплоты на вентиляцию принимают по проектам местных систем вентиляции или по типовым проектам зданий, а для действующих установок — по эксплуатационным данным.

Расход теплоты на вентиляцию (Q_B) можно ориентировочно определить по формуле, Дж/с, ккал/ч:

$$Q_B = mV_B C_B (t_{B.П} - t_H), \quad (1.26)$$

где m — кратность обмена воздуха, 1/с, 1/ч; V_B — вентилируемый объем здания, м^3 ; C_B — объемная теплоемкость воздуха (в расчетах

можно принять $C_B = 1,26 \frac{\text{кДж}}{(\text{м}^3 \cdot \text{К})}$); $t_{B.П}$ — температура нагретого воздуха, поступающего в помещение, °С; t_H — температура наружного воздуха, °С.

Расход теплоты на 1 м³ вентилируемого здания по наружному обмеру, отнесенный к разности между усредненной расчетной температурой внутри помещения и температурой наружного воздуха, называется удельным расходом теплоты на вентиляцию (q_B), $\frac{\text{Вт}}{(\text{м}^3 \cdot \text{°C})}$.

$$q_B = \frac{Q_B}{V} \cdot \frac{1}{(t_B - t_H)} = \frac{Q_B}{V(t_B - t_H)}, \quad (1.27)$$

где V — объем здания наружному обмеру, м³; t_B — усредненная расчетная температура внутри помещения, °С; t_H — температура наружного воздуха, °С.

Следовательно, с учетом выражения (1.27), расход теплоты на вентиляцию (Q_B) можно ориентировочно определить по формуле, Дж/с, ккал/ч:

$$Q_B = q_B V (t_B - t_H). \quad (1.28)$$

Если принять, что температура нагретого воздуха, поступающего в помещение ($t_{B.П}$) равна усредненной расчетной температуре внутри помещения (t_B), т. е. $t_{B.П} = t_B$, то удельный расход теплоты на вентиляцию (q_B) можно определить по следующей формуле:

$$q_B = m C_B \frac{V_B}{V}. \quad (1.29)$$

В Приложении 2 приведены значения удельных расходов теплоты на вентиляцию промышленных, а также служебных и общественных зданий, на основе которых могут быть определены расчетные расходы теплоты на вентиляцию по укрупненным

показателям при ориентировочных расчетах.

Расчетный расход теплоты на вентиляцию (Q'_B) определяется по следующей зависимости:

$$Q'_B = q_B V (t_{B.P} - t_{H.B}), \quad (1.30)$$

где $t_{B.P}$ — усредненная расчетная температура воздуха внутри помещения, °С; $t_{H.B}$ — температура наружного воздуха для расчета вентиляционной нагрузки, °С.

Для промышленных цехов с высокой концентрацией выбросов вредных газов в воздушное пространство при технологических процессах температура наружного воздуха для расчета вентиляционной нагрузки ($t_{H.B}$) принимается равной температур наружного воздуха для расчета отопительной нагрузки ($t_{H.O}$).

Значения ($t_{H.B}$) для ряда городов приведены в Приложении 4.

При понижении температуры наружного воздуха ниже $t_{H.B}$ расход теплоты на вентиляцию возрастает и превышает величину расчетного расхода Q'_B . Для того, чтобы расход теплоты на вентиляцию не превышал величину расчетного расхода, возможно сокращение кратности обмена. Минимальная кратность обмена m_{min} может быть определена по формуле:

$$m_{min} = m \frac{t_{B.P} - t_{H.B}}{t_{B.P} - t_{H.O}}, \quad (1.31)$$

где m — расчетная кратность обмена воздуха.

При отсутствии более точных данных, по СНиП 2.04,0.86 «Тепловые сети» рекомендуется определять расчетный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий (Q'_B), по формуле, Дж/с

$$Q'_B = K_1 K_2 q_0 A, \quad (1.32)$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление

общественных зданий (можно принять $K_1=0.25$), K_2 — коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий; (при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать для общественных зданий, построенных до 1985 г., $K_2 = 0,4$; после 1985 г. — $K_2 = 0,6$); q_0 — укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление 1 м^2 общей площади жилых зданий, Вт/м^2 ; A — общая площадь жилых зданий, м^2 .

Суммарная сезонная тепловая нагрузка. Общий расход теплоты на отопление и вентиляцию по району представляет собой сумму расходов теплоты отдельных абонентов. Существует прямая зависимость расхода теплоты на отопление и вентиляцию района от температуры наружного воздуха.

Отопительная нагрузка носит круглосуточный характер. Для жилых зданий при установившихся климатических условиях эта нагрузка постоянна. Отопительная нагрузка общественных зданий и промышленных предприятий носит переменный суточный и недельный график. Это объясняется снижением подачи теплоты на отопление в нерабочее время, т. е. в ночной период, выходные и праздничные дни.

Более резко изменяется вентиляционная нагрузка. Изменения происходят как в течение суток, так и по дням недели, так как в нерабочие часы промышленных предприятий и учреждений вентиляция, в основном, отключается.

Для анализа расходов теплоты на отопление и вентиляцию по району строится график зависимости нагрузок от температуры наружного воздуха (рис. 1.1).

Расчетные потери теплоты промышленными зданиями (1) представляют нелинейную зависимость т. к. учитывают потери теплоты за счет инфильтрации. Внутренние тепловыделения в промышленных зданиях (2) условно постоянны и частично компенсируют расход теплоты на отопление промышленных зданий.

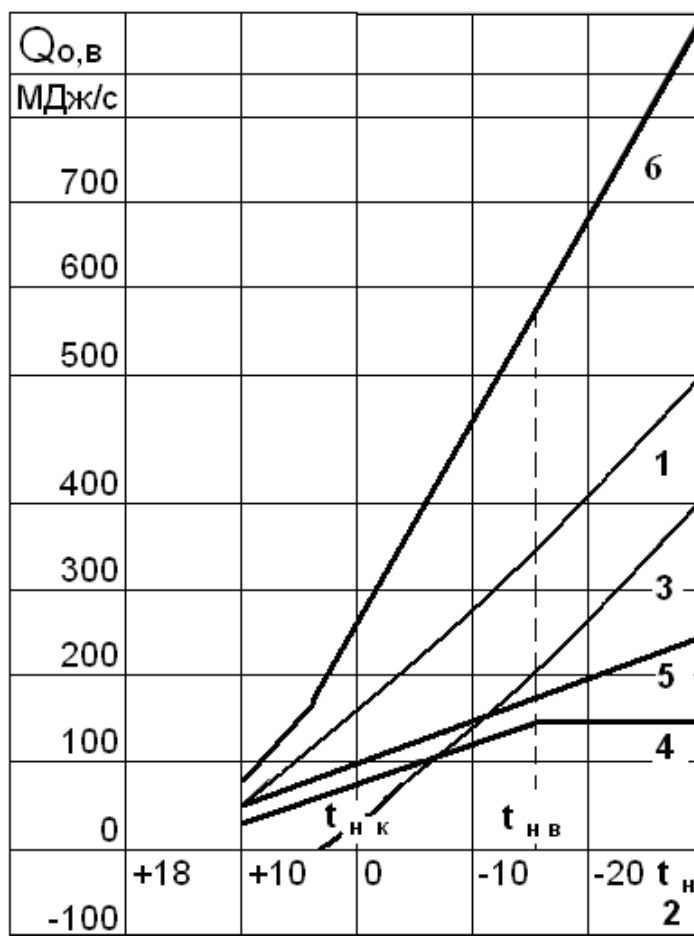


Рис. 1.1. Графики расхода теплоты на отопление и вентиляцию для района теплоснабжения:

- 1 — расчетные потери теплоты промышленными зданиями; 2 — внутренние тепловыделения в промышленных зданиях;
 3 — расчётный расход теплоты промышленными зданиями на отопление;
 4 — расход теплоты на вентиляцию промышленных и общественных зданий; 5 — расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий; 6 — суммарный расход теплоты на отопление и вентиляцию по району теплоснабжения

Расчётный расход теплоты промышленными зданиями на отопление (3) имеет нелинейный характер т. к. учитывается влияние

потерь теплоты за счет инфильтрации. Кроме того, зависимость учитывает, что отопление промышленных зданий должно включаться в работу при температуре наружного воздуха $t_{HK} < +4$ °С. При температуре наружного воздуха выше $+4$ °С потери теплоты промышленными зданиями компенсируются за счет внутренних тепловыделений.

График расчетных потерь теплоты на вентиляцию промышленных и общественных зданий (4) имеет излом при расчетной наружной температуре для вентиляции $t_{HB} = -15$ °С.

График расхода теплоты на отопление жилых и общественных зданий (5) изломов не имеет, а представляет возрастающую до максимума линейную зависимость.

Суммарный график расхода теплоты на отопление и вентиляцию по району теплоснабжения (6) имеет две точки излома: первая точка соответствует расчетной температуре наружного воздуха для вентиляции, t_{HB} , вторая точка соответствует температуре включения в работу отопления промышленных зданий, $t_{HK} = +4$ °С.

1.3. КРУГЛОГODOВАЯ ТЕПЛОВАЯ НАГРУЗКА

Величина круглогодичных тепловых нагрузок определяется двумя составляющими: расход теплоты на горячее водоснабжение и расход теплоты для технологических нужд промышленных предприятий.

Расход теплоты для горячего водоснабжения в течение года изменяется сравнительно мало, но отличается значительной неравномерностью в течение суток. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение жилых районов часто достигает 35–40 % суммарного годового расхода теплоты района.

В летний период расход теплоты в системах горячего водоснабжения для жилых зданий уменьшается на 30–35 % по сравнению с зимним периодом. Это объясняется тем, что в летнее время температура воды источника водоснабжения на 10–12 °С выше, чем в зимний период. Также, значительная часть городского населения

летом в субботные и воскресные дни выезжает в загородные зоны отдыха. Причем в зимний период в эти дни в жилом секторе наблюдаются максимальные разборы горячей воды. На рис. 1.2 приведен ориентировочный график расхода теплоты на горячее водоснабжение жилого района. Как видно из представленной зависимости, тепловые нагрузки на горячее водоснабжение имеют резкие колебания не только в течение суток, но и в течение недели, а максимальные расходы теплоты зимой наблюдаются в предвыходные и предпраздничные дни.

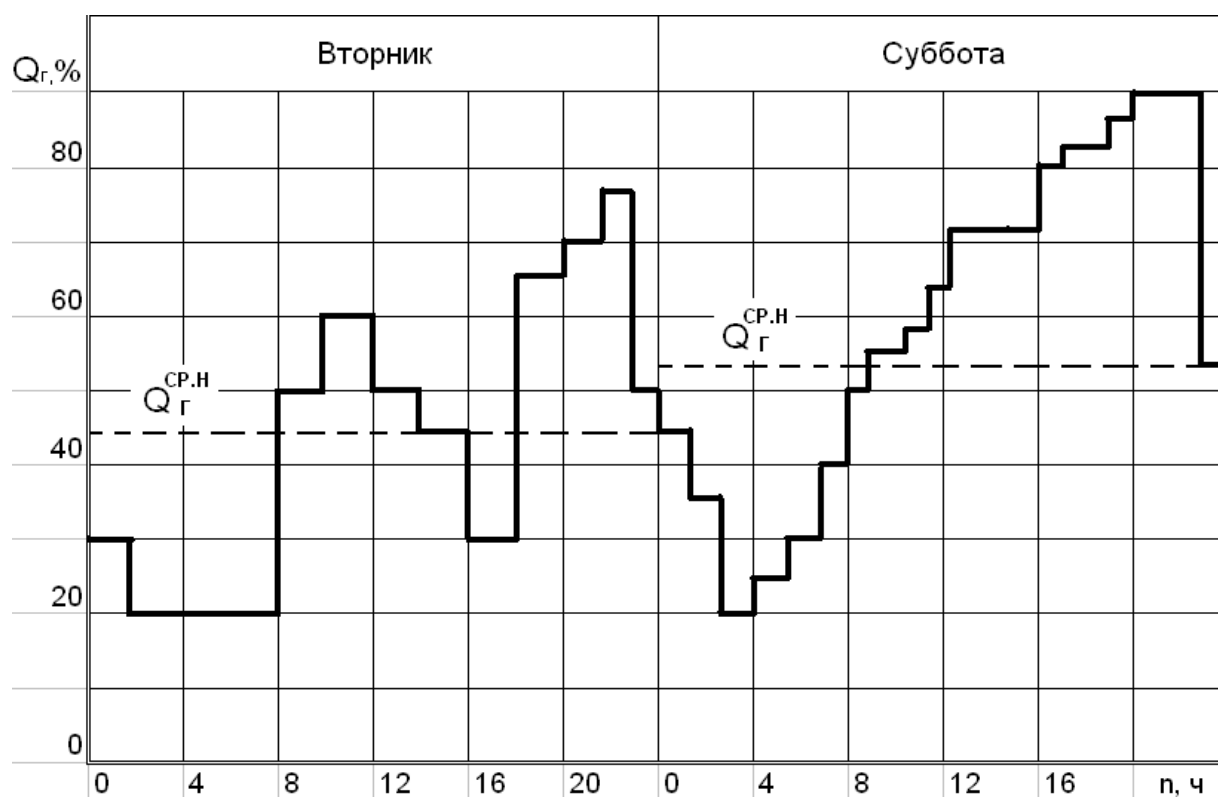


Рис. 1.2. График расхода теплоты на горячее водоснабжение жилого района

Средний расход теплоты за неделю (средненедельная тепловая нагрузка) для бытового горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий ($Q_G^{CP.H}$) определяется по следующей формуле (СНиП 2.04.07.86 «Тепловые сети»):

$$Q_{\Gamma}^{CP.H} = \frac{1,2m(a+b)(55-t_X)C_P^{CP}}{n_C}, \quad (1.33)$$

где a — норма расхода горячей воды, кг (л) на 1 чел. в сутки, с температурой $t_{\Gamma} = 55$ °С; значения a , приведены в приложении 5; b — удельный расход горячей воды, кг(л)/чел, с температурой $t_X = 55$ °С, а для общественных зданий отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать b равным 25 кг (л) на 1 чел. в сутки; m = количество людей; C_P^{CP} — теплоемкость воды ($C_P^{CP} = 4187$ Дж/(кг · К)); t_X — температура холодной воды, °С; при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают в отопительный период 5 °С и в летний период 15 °С; n_C — расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут; при круглосуточной подаче $n_C = 24 \cdot 3600 = 86400$ с; коэффициент 1,2 учитывает охлаждение горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения при снижении водоразбора.

При определении средненедельного расхода теплоты на горячее водоснабжение ($Q_{\Gamma}^{CP.H}$) без учета расхода горячей воды в общественных зданиях, т. е. только жилых зданий, удельный расход горячей воды в формуле (1.33) принимают равным нулю, $b = 0$.

Температура горячей воды в местах водоразбора должна поддерживаться в следующих пределах:

- в открытых системах теплоснабжения и в системах местного горячего водоснабжения не ниже 55 и не выше 80 °С;
- в закрытых системах теплоснабжения не ниже 50, но не выше 75 °С.

Тепловые нагрузки промышленных предприятий находятся в зависимости от технологических процессов и определяются на основе соответствующих расчетов или данных тепловых испытаний.

Тепловая энергия в промышленности используется в сушильных и

Таблица 1.3

Среднегодовой удельный расход теплоты в промышленности

Производство продукции	ГДж/т	Производство продукции	ГДж/т
Синтетический каучук	111	Сахарная свекла (переработка)	1,30
Химические волокна	60	Кокс	0,95
Фенол	37	Нефтепереработка	0,80
Пластмассы	22	Стальные трубы	0,54
Синтетические смолы	22	Серная кислота	0,50
Целлюлоза	18	Прокат черных металлов	0,30
Каустическая сода	14	Чугун	0,24
Бумага и картон	11	Мартеновская сталь	0,13
Кальцинированная сода	8	Уголь (добыча)	0,11
Метанол	9	Нефтедобыча	0,06
Карбамид	6	Кормовой белок	0,03
Синтетический аммиак	5	Животное масло	0,015
Строительные материалы			
Производство продукции	ГДж/м ³	Производство продукции	ГДж/м ³
Фанера	6,5	Древесно-стружечные плиты	4
Переработка древесины	0,025	Детали сборного железобетона	0,002
Текстильная продукция			
Производство продукции	ГДж/м ²	Производство продукции	ГДж/м ²
Льняные ткани	0,015	Хлопчатобумажные ткани	0.01
Шерстяные ткани	0,04	Шелковые ткани	0,014

пропарочных камерах, гальванических ваннах, варочных котлах, автоклавах и т. д. Величина тепловых нагрузок зависит от вида вырабатываемой продукции, характера производственного процесса,

совершенства технологического оборудования, организации работ, квалификации персонала и т. д. Для ориентировочных расчетов расхода теплоты на технологические нужды могут быть использованы данные, приведенные в табл. 1.3. Наибольшие удельные расходы теплоты на единицу вырабатываемой продукции имеют нефтеперерабатывающая, нефтехимическая, химическая и целлюлозно-бумажная отрасли промышленности.

Энергосбережение, модернизация и рационализация технологического процесса могут вызвать значительные изменения в величине и режиме потребления тепловой энергии.

1.4. ГОДОВОЙ РАСХОД ТЕПЛОТЫ

Определение годового расхода теплоты на теплоснабжение связано с расчетами расхода топлива, разработкой режимов работы оборудования, разработкой графиков ремонта основного и вспомогательного оборудования и т. д. Для эксплуатационного персонала необходимо знать распределение тепловой нагрузки по сезонам (отопительный сезон, летний сезон) и даже по отдельным месяцам (рис. 1.3).

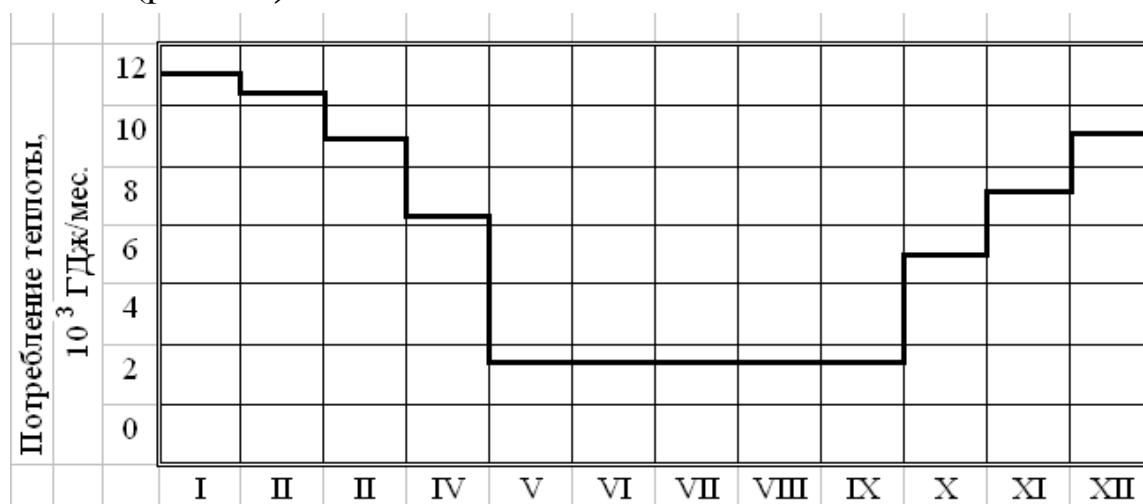


Рис. 1.3. График расхода теплоты по месяцам года

Годовой расход теплоты потребителями района теплоснабжения ($Q^{ГОД}$) определяется как сумма расходов теплоты на отопление

($Q_O^{ГОД}$), вентиляцию ($Q_B^{ГОД}$), горячее водоснабжение ($Q_{ГВС}^{ГОД}$), производственные процессы ($Q_{ПП}^{ГОД}$):

$$Q^{ГОД} = Q_O^{ГОД} + Q_B^{ГОД} + Q_{ГВС}^{ГОД} + Q_{ПП}^{ГОД}. \quad (1.34)$$

Годовой расход теплоты на отопление $Q^{ГОД}$ может быть рассчитан по следующей зависимости:

$$Q_O^{ГОД} = Q_O^{CP} [(n_O - n_D) + n_D \frac{t_{B.Д} - t_H^{CP.O}}{t_{B.P} - t_H}], \quad (1.35)$$

где Q_O^{CP} — средний расход теплоты за отопительный период, Дж/с или ккал/ч; n_O — продолжительность работы системы отопления, с/год или ч/год; n_D — продолжительность работы дежурного отопления, с/год или ч/год; $t_{B.Д}$ — температура внутреннего воздуха соответствующая работе дежурного отопления, °C; $t_H^{CP.O}$ — средняя температура отопительного периода для жилых и общественных зданий (средняя температура наружного воздуха за период работы отопления для промышленных зданий) °C, $t_{B.P}$ — расчетная средняя температура воздуха внутри помещения, °C.

Учитывая, что для жилых и общественных зданий режим дежурного отопления отсутствует, т. е. $n_D = 0$, то формула (1.35) будет иметь следующий вид:

$$Q_O^{ГОД} = Q_O^{CP} n_O. \quad (1.36)$$

Средний расход теплоты за отопительный период (Q_O^{CP})

$$Q_O^{CP} = Q_O' \frac{t_{B.P} - t_H^{CP.O}}{t_{B.P} - t_{H.O}}. \quad (1.37)$$

Для жилых и общественных зданий ($Q_O' = Q'$), где Q' —

расчетные потери теплоты зданием при наружной температуре $t_{H.O}$.

Для промышленных зданий необходимо учитывать внутренние выделения теплоты ($Q_{T.B}$) и, следовательно,

$$Q'_O = Q' - Q_{T.B}.$$

Средняя температура наружного воздуха ($t_H^{CP.O}$) за любой интервал отопительного сезона определяется по формуле:

$$t_H^{CP.O} = \frac{n_1 t_{H1}^{CP} + n_2 t_{H2}^{CP} + n_3 t_{H3}^{CP} + \dots + n_i t_{Hi}^{CP}}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_i}, \quad (1.38)$$

где $n_i t_{Hi}^{CP}$ — температурный режим за i -й период отопительного сезона; n_i — продолжительность периода.

Годовой расход теплоты на вентиляцию определяется по формуле:

$$Q_B^{ГОД} = Q'_B \left[n_B + \frac{t_{B.P} - t_H^{CP.B}}{t_{B.P} - t_{H.B}} (n_O - n_B) \right] * \left[1 - \frac{n_D^B}{n_O} \right], \quad (1.39)$$

где Q'_B — расчетный расход теплоты на вентиляцию, Дж/с (ккал/ч); n_B — продолжительность отопительного периода при температуре наружного воздуха $t_H \leq t_{H.B}$, если $t_{H.B} = t_{H.O}$, то в этом случае $n_B = 0$, с/год (ч/год); $t_{B.P}$ — усредненная расчетная температура воздуха внутри помещения, °С; $t_{H.B}$ — температура наружного воздуха для расчета вентиляционной нагрузки, °С; n_O — продолжительность отопительного периода, с/год (ч/год); n_D^B — продолжительность отопительного периода, характеризующегося отсутствием вентиляционной нагрузки, с/год (ч/год); $t_H^{CP.B}$ — средняя температура наружного воздуха за период ($t_{H.K} \leq t_H^{CP.B} \leq t_{H.B}$), °С.

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

определяется по формуле:

$$Q_{ГВС}^{ГОД} = Q_{ГВС}^{СР.Н} [n_O + \beta \frac{t_{Г} - t_{Х.Л}}{t_{Г} - t_{Х.З}} (n_{Г} - n_O)], \quad (1.40)$$

где $Q_{ГВС}^{СР.Н}$ — средний за неделю расход теплоты на горячее водоснабжение, Дж/с (ккал/ч); n_O — продолжительность отопительного периода, с/год (ч/год); β — коэффициент, учитывающий изменение среднего за неделю расхода воды на горячее водоснабжение в неотапливаемый период по отношению к среднему за неделю расходу воды на горячее водоснабжение в отопительном периоде; $n_{Г}$ — продолжительность работы системы горячего водоснабжения, с/год (ч/год); $t_{Г}$ — температура горячей воды, °С; $t_{Х.Л}$ — температура холодной воды в летний период, °С; $t_{Х.З}$ — температура холодной воды в зимний период, °С.

При укрупненных расчетах или при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать следующие значения коэффициента β : для жилищно-коммунального сектора всех районов, кроме курортных и южных городов, $\beta = 0,8$; для жилищно-коммунального сектора курортных и южных городов $\beta = 1,5$; для промышленных предприятий $\beta = 1$.

Годовой расход теплоты на технологические нужды ($Q_{ПП}^{ГОД}$) определяется на основе годового графика теплового потребления промышленным предприятием.

1.5. ГРАФИК ДИНАМИКИ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ЗА ОТОПИТЕЛЬНЫЙ ПЕРИОД

График динамики тепловых нагрузок за отопительный период (рис. 1.4) отражает зависимость сезонных тепловых нагрузок от температуры наружного воздуха и позволяет получить графическое отображение изменения суммарной тепловой сезонной нагрузки за отопительный период. Этот график носит название графика Россандера.

1. В левом верхнем квадранте строятся: график расхода теплоты на отопление — $Q_O = f(t_H)$, график расхода теплоты на вентиляцию — $Q_B = f(t_H)$ и суммарный график расхода теплоты на отопление и вентиляцию — $(Q_O + Q_B) = f(t_H)$. По оси ординат откладывается максимальная тепловая нагрузка за отопительный период — Q . Единицы измерения тепловой нагрузки — МДж/с или МДж/час. По оси абсцисс — температура наружного воздуха t_H от минимальной до $+8^\circ\text{C}$. Эти графики отражают зависимость тепловых нагрузок от температуры наружного воздуха t_H . Начало отопительного сезона определяется наступлением периода установившихся температур наружного воздуха ($t_{H.K}$) ниже $+8^\circ\text{C}$.

При построении графика $Q_B = f(t_H)$ необходимо учитывать, что расход теплоты на вентиляцию достигает максимальной величины в условиях, когда температура наружного воздуха ($t_{H.B}$) становится равной расчетной температуре для проектирования систем отопления ($t_{H.O}$). При $t_{H.B} = -15^\circ\text{C}$ график расхода теплоты на вентиляцию $Q_B = f(t_H)$ имеет излом.

2. В нижнем левом квадранте строится график продолжительности устойчивости наружных температур воздуха в течение отопительного периода $n = f(t_H)$. Эта зависимость строится на основе климатологических данных, характерных для района расположения объекта теплоснабжения. Ординатой служит величина n , определяющая продолжительность отопительного периода для района теплоснабжения, час (с).

3. В нижнем правом квадранте проводится под углом 45° прямая линия, которая используется как вспомогательная линия для построения в верхнем правом квадранте графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки.

4. В верхнем правом квадранте строится график изменения

сезонной тепловой нагрузки $Q = f(n)$ в зависимости от продолжительности отопительного периода $n_{ОП}$ и динамики температур наружного воздуха. Осью ординат служит максимальная тепловая нагрузка за отопительный период — Q , а осью абсцисс — величина n , определяющая продолжительность отопительного периода для района теплоснабжения. График строится по точкам, которые образуются в четвертом квадранте при построении прямоугольников, опирающихся углами на графики первого, второго и третьего квадрантов.

Анализ динамики сезонной тепловой нагрузки показывает, что площадь под графиком 5 определяет расход теплоты на отопление и вентиляцию за отопительный период $Q_{(O+B)}^{ГОД}$.

Если на оси абсцисс в четвертом квадранте построить прямоугольник, площадь которого равна площади под графиком 5, а большая сторона равна продолжительности отопительного периода, то меньшая сторона прямоугольника окажется равной среднему расходу теплоты за отопительный период $Q_{ОП}^{CP}$:

$$Q_{ОП}^{CP} = \frac{Q_{ОП}^{ГОД}}{n_{ОП}}. \quad (1.41)$$

Если на оси ординат в четвертом квадранте построить прямоугольник, площадь которого равна площади под графиком 5, а большая сторона равна максимальной тепловой нагрузке за отопительный период, то меньшая сторона прямоугольника окажется равной продолжительности использования расчетной сезонной нагрузки за отопительный период $n_{И}$:

$$n_{И} = \frac{Q_{ОП}^{ГОД}}{Q_{ОП}^{O+B}}. \quad (1.42)$$

Продолжительность отопительного сезона, учитывая географические особенности России, изменяется в широком

диапазоне, примерно от 3 до 6 тысяч часов в год или соответственно от $10,8 \cdot 10^6$ до $21,6 \cdot 10^6$ секунд в год. Минимальные расчетные температуры за отопительный период находятся в пределах от -14°C до -47°C .

Если в районе теплоснабжения имеются значительные изменения расхода теплоты на отопление или вентиляцию в течение суток или дней недели, то в этом случае на график наносят кроме основного графика расходов теплоты (сплошная линия) еще два параллельных (пунктирная линия). Сплошная линия представляет средний расход теплоты, а пунктирная линия представляет максимальную и минимальную нагрузку (рис. 1.5). Примером может быть случай, когда в нерабочие часы промышленные предприятия переводятся на дежурное отопление, или вентиляция промышленных предприятий работает с большими перерывами.

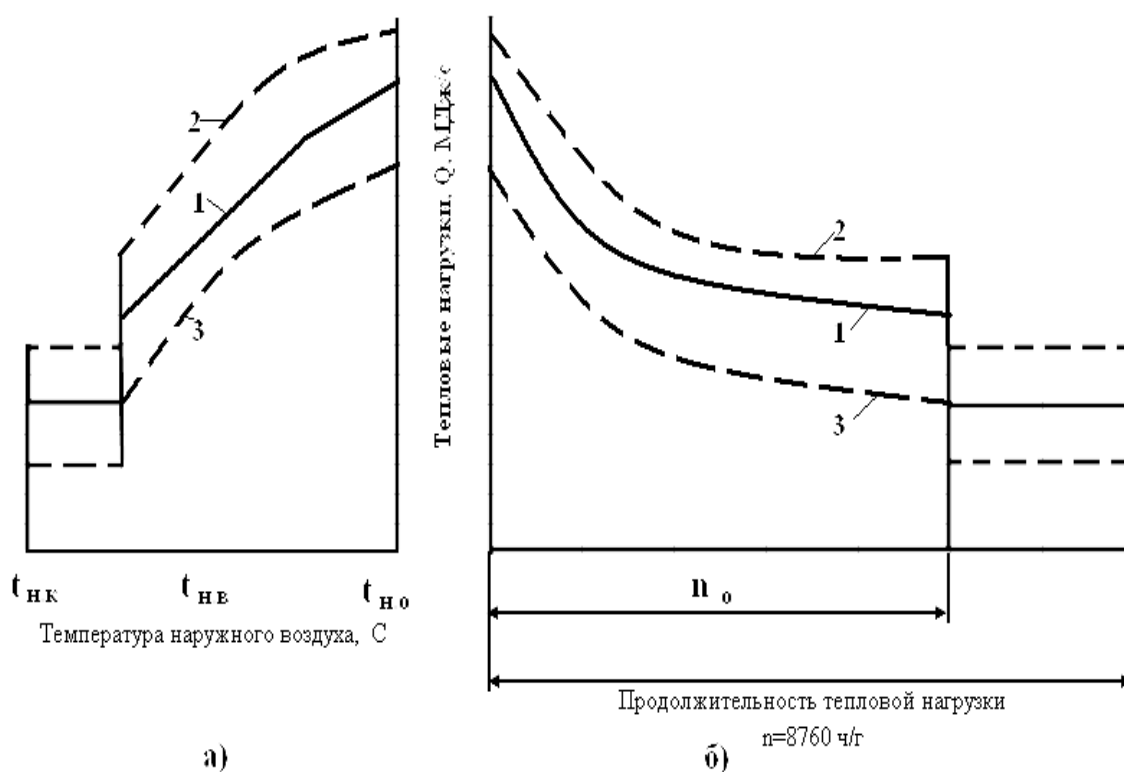


Рис. 1.5. Интегральный график суммарной нагрузки района
 a — $Q = f(t_n)$; b — график продолжительности тепловой нагрузки,
 1 — среднечасовая за неделю суммарная нагрузка; 2 — максимально-часовая суммарная нагрузка, 3 — минимально-часовая суммарная нагрузка

Для построения графика продолжительности суммарной нагрузки за отопительный период определяют суммарную средненедельную нагрузку по всем видам теплового потребления для разных наружных температур:

$$Q^{CP.H} = Q_O + Q_B^{CP.H} + Q_G^{CP.H} + Q_T^{CP.H}. \quad (1.43)$$

На основе найденных значений $Q^{CP.H}$ для наружных температур и климатологических данных о длительности стояния различных наружных температур по изложенной выше методике строится график продолжительности суммарной тепловой нагрузки за отопительный сезон.

В летний период основным видом теплового потребления являются технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Средненедельное значение этой нагрузки постоянно.

Средненедельная нагрузка горячего водоснабжения района в летний период определяется по формуле:

$$Q_{G.Л}^{CP.H} = Q_{G.З}^{CP.H} \varphi_G^Л \frac{t_G - t_{Л}^X}{t_G - t_X^3} \frac{n_{ГОД} - n_O - n_P}{n_{ГОД} - n_O}, \quad (1.44)$$

где $Q_{G.З}^{CP.H}$ — средненедельная нагрузка горячего водоснабжения в зимний период, Дж/с или ккал/ч; $n_{ГОД}$, n_O , n_P — продолжительность года, отопительного сезона, длительность ежегодного планового отключения тепловых потребителей на ремонт, с/год или ч/год ($n_{ГОД} = 31,5 \cdot 10^6$ с/год = 8750 ч/год).

Площадь, ограниченная осями координат и графиком продолжительности суммарной нагрузки $Q^{CP.H}$, равна годовому расходу теплоты потребителями района.

На рис. 1.5, б сплошной линией (1) представлен годовой график продолжительности суммарной тепловой нагрузки района, в которую входят отопление, вентиляция и бытовая нагрузка горячего водоснабжения. График построен по значениям средненедельной

суммарной тепловой нагрузки. Линия (2) показывает возможные кратковременные максимумы нагрузки, линия (3) — возможные минимумы нагрузки. Площадь графика под линией (1) равна годовому расходу теплоты потребителями района.

Для определения расхода теплоты от источника необходимо к расходу теплоты у потребителей прибавить тепловые потери в сети.

2. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

2.1. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы теплоснабжения предназначены для обеспечения потребителей тепловой энергией в виде горячей воды и пара.

Система может включать следующие компоненты: источники тепловой энергии, тепловые сети, абонентские вводы, местные тепловые пункты (подстанции), групповые тепловые пункты (подстанции), системы отопления, системы горячего водоснабжения, системы вентиляции, системы технологического теплоснабжения.

В зависимости от расположения источника теплоты по отношению к потребителю системы теплоснабжения могут быть либо *децентрализованными*, либо *централизованными*.

В децентрализованных системах источник теплоты и тепловые установки потребителей либо совмещены в одном агрегате, либо размещены очень близко, поэтому передача тепловой энергии может осуществляться без промежуточного звена — тепловой сети.

Системы децентрализованного теплоснабжения могут подразделяться на индивидуальные и местные.

В индивидуальных системах обеспечение тепловой энергией каждого помещения (квартиры, комнаты, производственного помещения) осуществляется от индивидуального источника. К таким системам можно отнести печное и поквартирное отопление.

В местных системах обеспечение тепловой энергией каждого здания осуществляется от отдельного источника. Источником тепловой энергии служит местная или индивидуальная котельная. К этой системе можно отнести так называемое центральное отопление зданий.

В системах централизованного теплоснабжения источники теплоты и тепловые установки потребителей разделены и располагаются на значительном расстоянии друг от друга. Для передачи тепловой энергии от источника до потребителей используются тепловые сети, а в качестве

теплоносителя используются вода и водяной пар.

Системы централизованного теплоснабжения можно разделить на четыре типа:

1. Групповая система централизованного теплоснабжения, предназначена для обеспечения тепловой энергией группы зданий от одного источника.

2. Районная система централизованного теплоснабжения, предназначена для обеспечения тепловой энергией нескольких групп зданий или целого района от одного источника.

3. Городская система централизованного теплоснабжения, предназначена для обеспечения тепловой энергией нескольких районов города от одного источника.

4. Межгородская система централизованного теплоснабжения, предназначена для обеспечения тепловой энергией нескольких городов от одного источника.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из следующих этапов:

- 1) производство тепловой энергии;
- 2) транспорт тепловой энергии теплоносителем;
- 3) подготовка и распределение тепловой энергии;
- 3) использование тепловой энергии.

Производство тепловой энергии может осуществляться с использованием двух технологий — теплофикация и теплоснабжение.

При теплофикации производится комбинированная выработка тепловой и электрической энергии. В этом случае источниками тепловой энергии служат ТЭЦ (теплоэлектроцентрали). На ТЭЦ тепловая энергия производится либо в виде горячей воды (отопительные ТЭЦ), либо в виде горячей воды и технологического пара (промышленно-отопительные ТЭЦ), либо в виде технологического пара (промышленные ТЭЦ).

При теплоснабжении производится непосредственная выработка тепловой энергии. В этом случае источниками тепловой энергии служат

котельные. Котельные могут производить тепловую энергию либо в виде горячей воды (отопительные котельные), либо в виде горячей воды и технологического пара (промышленно-отопительные котельные), либо в виде только технологического пара (промышленные котельные). Кроме того, котельные могут классифицироваться как городские, районные, групповые и квартальные.

2.2. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ

Для теплоснабжения потребителей могут использоваться котельные и ТЭЦ. Отопительные котельные или как их еще называют — водогрейные котельные, как правило, строятся в новых районах городов. Такое техническое решение связано с тем, что на начальном этапе застройки района тепловые нагрузки незначительны, и, к тому же, строительство котельных требует меньших капиталовложений по сравнению со строительством ТЭЦ. Также такое решение целесообразно в том случае, если подвод магистральных тепловых сетей от близлежащей ТЭЦ экономически нецелесообразен.

Принципиальная схема водогрейной котельной (рис. 2.1) является графическим отображением взаимосвязей основного и вспомогательного оборудования. Основным элементом схемы является водогрейный котёл, в который сетевым насосом из тепловой сети подается обратная сетевая «холодная» вода. Во внутреннем объеме котла эта вода носит название «котловая вода». Также в котел подается топливо. При горении топлива выделяется тепловая энергия, которая передается котловой воде. Котловая вода нагревается и подается в прямую (подающую) «горячую» линию тепловой сети.

Для восполнения потерь сетевой воды используется вода из городского водопровода (сырая вода). Насос сырой воды через подогреватель сырой воды подает исходную воду на химводоочистку. При химической очистке вода умягчается за счет удаления катионов жесткости, что позволяет значительно замедлить процесс отложения накипи на внутренних поверхностях трубопроводов.

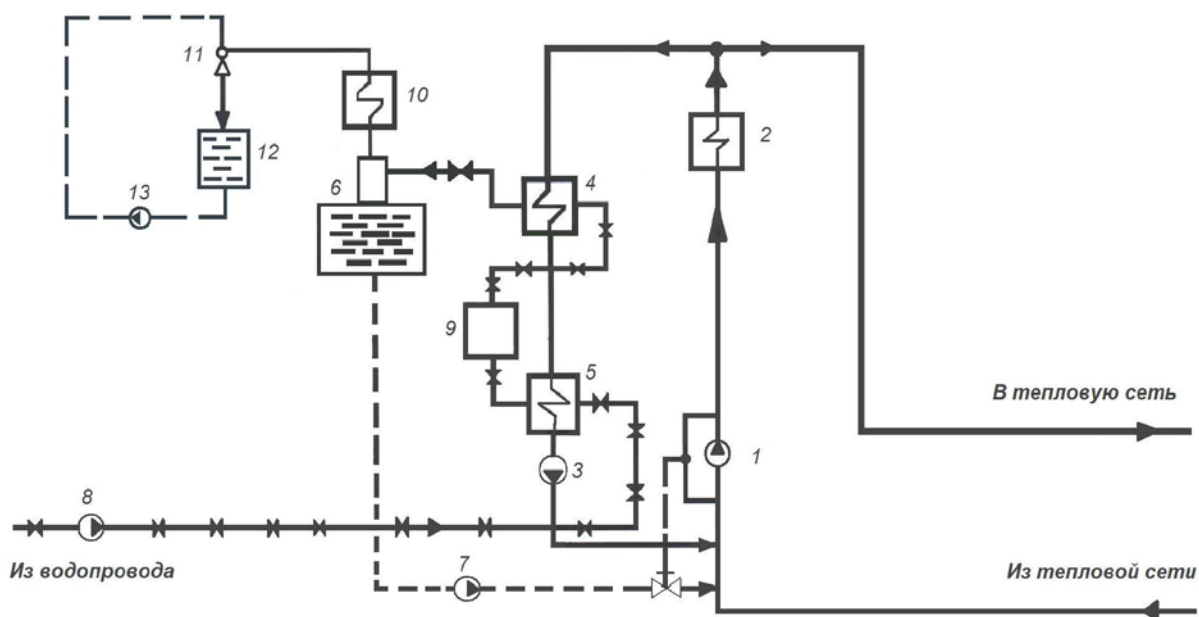


Рис. 2.1. Принципиальная схема водогрейной котельной:

- 1 — сетевой насос; 2 — водогрейный котел; 3 — циркуляционный насос;
 4 — подогреватель химически очищенной воды; 5 — подогреватель сырой воды; 6 — вакуумный деаэратор; 7 — подпиточный насос; 8 — насос сырой воды; 9 — химводоподготовка; 10 — охладитель выпара;
 11 — водоструйный эжектор; 12 — расходный бак эжектора;
 13 — эжекторный насос

После химической очистки умягченная вода через подогреватель химически очищенной воды подается в вакуумный деаэратор, в котором происходит удаление коррозионно-активных газов. Процесс деаэрации позволяет замедлить коррозионный износ элементов теплоэнергетического оборудования. После деаэрации подпиточная вода подпиточным насосом направляется через регулятор давления в тепловую сеть.

В деаэраторе паровоздушная смесь, которая называется «выпар», смещается в верхнюю часть деаэрационной колонки. Из деаэрационной колонки выпар через охладитель выпара откачивается эжекторной установкой.

Эжекторная установка состоит из водоструйного эжектора,

расходного бака воды и эжекторного насоса.

В подогревателях сырой воды и химически очищенной воды в качестве теплоносителя используется котловая вода. Циркуляция котловой воды в этом контуре тепловой схемы осуществляется циркуляционным насосом.

Тепловая схема паровой котельной (рис. 2.2) подобна тепловой схеме водогрейной котельной, однако она сложнее и имеет свои особенности. Тепловая схема паровой котельной включает три основных контура.

Первый контур позволяет обеспечить промышленных потребителей технологическим паром. Для этого пар из котла через пароперегреватель направляется по паропроводам «острого пара» промышленному потребителю. При использовании в технологическом процессе пар конденсируется и от промышленного потребителя в виде обратного конденсата по трубопроводам обратного конденсата возвращается в котельную. В котельной обратный конденсат собирается в баках обратного конденсата и насосами обратного конденсата подается в деаэратор питательной воды котла. Из деаэратора питательная вода питательным насосом возвращается в котел. Для работы деаэратора в нижнюю часть деаэрационной колонки из паропровода «острого пара» через редукционную установку подаётся греющий пар.

Второй контур позволяет обеспечить потребителей коммунально-бытового сектора тепловой энергией в виде горячей воды для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции. Работу этого контура можно представить следующим образом. Обратная сетевая вода сетевым насосом через охладитель конденсата подается на пароводяной подогреватель сетевой воды. В этих теплообменных аппаратах сетевая вода нагревается до требуемых параметров и поступает в подающую (прямую) линию тепловой сети.

Третий контур предназначен для восполнения потерь теплоносителя первого и второго контуров. Восполнение потерь

теплоносителя производится «сырой» водой из городского водопровода. Насос сырой воды через охладитель продувочной и пароводяной подогреватель сырой воды подает исходную воду на химоводоочистку.

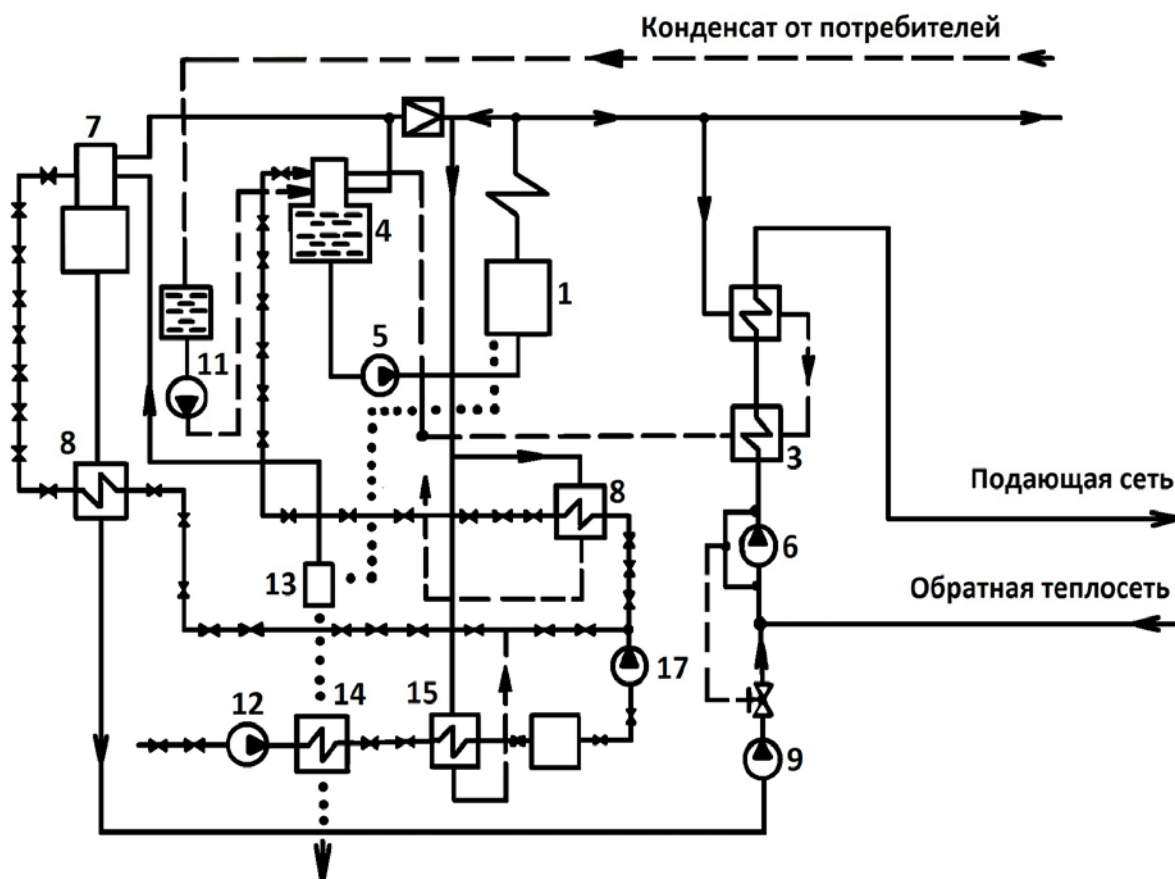


Рис. 2.2. Принципиальная тепловая схема паровой котельной:

- 1 — паровой котел низкого давления; 2 — пароводяной подогреватель сетевой воды; 3 — охладитель конденсата; 4 — деаэрактор питательной воды котла; 5 — питательный насос; 6 — сетевой насос; 7 — деаэрактор подпиточной воды; 8 — подогреватели химически очищенной воды; 9 — подпиточный насос; 10 — бак обратного конденсата; 11 — насос обратного конденсата; 12 — насос сырой воды; 13 — сепаратор продувочной воды; 14 — охладитель продувочной воды; 15 — подогреватель сырой воды; 16 — водоподготовительная установка; 17 — насос химически очищенной воды

После химической очистки умягченная вода насосом химически очищенной воды подается по двум ниткам трубопроводов на два

пароводяных подогревателя химически очищенной воды. После одного подогревателя вода поступает в деаэратор питательной воды котла, а после другого — в деаэратор подпиточной воды. После деаэрата питательной воды питательная вода питательным насосом подается в котел. После деаэрата подпиточной воды подпиточная вода подпиточным насосом через регулятор давления подается в тепловую сеть.

Для поддержания водно-химического режима часть котловой воды с повышенным солесодержанием сбрасывается в сепаратор продувочной воды. Такая технологическая операция называется продувкой. После сепаратора продувочной воды продувочная вода направляется в охладитель продувочной воды. Вторичный пар, образующийся в сепараторе продувочной воды, направляется в деаэратор подпиточной воды.

В качестве источника тепловой энергии возможно использование ядерных энергетических установок. Рассмотрим схему атомной станции теплоснабжения (АСТ), которая является аналогом водогрейной котельной. Основным элементом этой схемы является ядерный реактор, в котором под действием нейтронов происходит реакция деления изотопа урана (U^{235}). Реакция деления сопровождается выделением очень значительного количества тепловой энергии, которая используется для подогрева теплоносителя.

Тепловая схема АСТ выполнена по двухконтурному варианту (рис. 2.3). Первый контур является радиоактивным. Теплоносителем и замедлителем служит вода. Второй контур нерадиоактивен, а теплоносителем также служит вода. Связь между первым и вторым контуром осуществляется через промежуточный циркуляционный контур. Циркуляция воды в промежуточном контуре осуществляется циркуляционным насосом. Циркуляционная вода передает тепловую энергию от ядерного реактора к подогревателю сетевой воды. Обратная сетевая вода от потребителей подаётся на подогреватель сетевой воды сетевым насосом. В подогревателе сетевой воды сетевая

вода нагревается до требуемых параметров и поступает в подающую (прямую) линию тепловой сети. Восполнение потерь сетевой воды осуществляется по схеме, аналогичной схеме для водогрейной котельной.

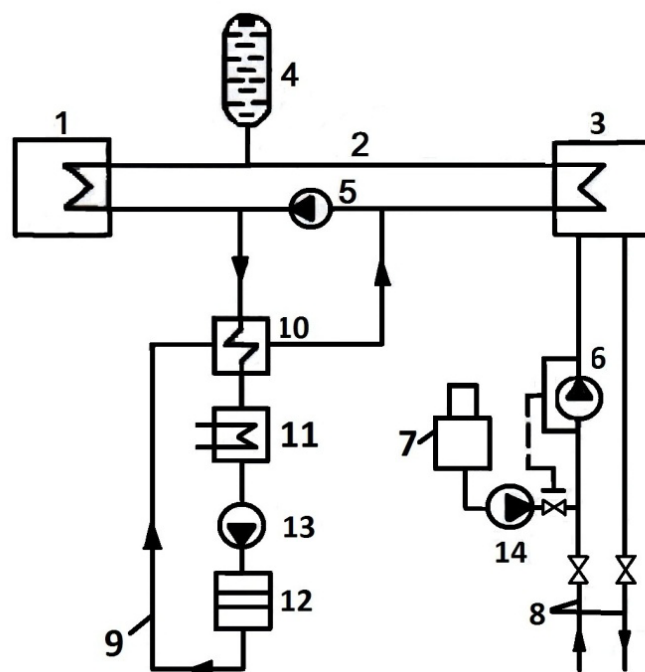


Рис. 2.3. Принципиальная схема атомной станции теплоснабжения (АСТ):

1 – ядерный реактор; 2 – циркуляционный контур; 3 – сетевой подогреватель; 4 – компенсатор объема; 5 – циркуляционный насос; 6 – сетевой насос; 7 – деаэратор подпиточной воды; 8 – прямой и обратный трубопроводы тепловой сети; 9 – система продувки первого контура; 10 – подогреватель очищенной воды; 11 – охладитель продувочной воды; 12 – спецводоочистка (СВО); 13 – насос системы продувки; 14 – подпиточный насос тепловой сети

Статическое давление в промежуточном контуре поддерживается с помощью компенсатора объема, причем давление

циркуляционной воды в промежуточном контуре поддерживается на более низком уровне по сравнению с давлением греющей среды в реакторе и по сравнению с давлением сетевой воды в сетевом подогревателе. Поэтому в случае возникновения протечек в подогревательной системе реактора радиоактивные продукты деления урана, проникшие в промежуточный контур, не попадают в тепловую сеть.

В случае возникновения протечек в сетевом подогревателе сетевая вода может попасть в промежуточный контур, но не может попасть в реактор. Радиоактивные продукты, попавшие в промежуточный контур, выводятся из него с помощью системы продувки. Система продувки включает подогреватель очищенной воды, охладитель продувочной воды, насос системы продувки и ионообменные фильтры.

Учитывая, что давление теплоносителя в ядерном реакторе АСТ значительно ниже, чем в реакторах АЭС, станции теплоснабжения разрешается строить на расстоянии 2 км от перспективной границы города. При этом санитарно-защитная зона допускается размером 1 км.

С увеличением плотности застройки района тепловые нагрузки увеличиваются, теплопроизводительность котельной постепенно возрастает до предела, надежность теплоснабжения снижается. Все эти факторы создают предпосылки к необходимости строительства нового мощного источника тепловой энергии. Таким образом, создается благоприятная ситуация для строительства ТЭЦ.

После ввода в эксплуатацию ТЭЦ и магистральных тепловых сетей котельные используются в качестве пиковых или резервных источников тепловой энергии.

ТЭЦ предназначены для комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. В зависимости от типа ТЭЦ выработка тепловой энергии может осуществляться в виде горячей воды, в виде

технологического пара или в виде горячей воды и технологического пара. Отпуск тепловой энергии потребителям производится от теплофикационных турбин через регулируемые отборы пара. В основном, на ТЭЦ используются турбины двух типов: конденсационные с регулируемыми отборами пара (тип – Т, тип – П, тип – ПТ); и турбины с противодавлением (тип – Р, тип – ПР, тип – ТР).

Рассмотрим тепловую схему ТЭЦ с турбиной типа – Т (рис. 2.4).

Пар от котла (1) по паропроводам подводится через стопорный клапан (2) к регулирующим клапанам турбины. Затем пар последовательно проходит через цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД) и цилиндры низкого давления (ЦНД). При прохождении пара через проточную часть турбины происходит последовательное преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую энергию пара и в механическую энергию вращения ротора турбины. Механическая энергия вращения ротора турбины через муфту передается на ротор электрического генератора. Ротор электрического генератора, вращаясь в магнитном поле, преобразует механическую энергию в электрическую.

Отработанный в турбине пар поступает в конденсатор (4), конденсируется и конденсатными насосами (11) через эжекторный подогреватель (12) и группу подогревателей низкого давления (13, 14, 15, 16) подается в деаэратор основного конденсата (17). В деаэраторе для снижения скорости коррозионных процессов в конструкционных материалах вода освобождается от коррозионно-активных газов. После деаэратора питательная вода питательными насосами (21) через группу подогревателей высокого давления (18, 19, 20) возвращается в котел.

Обратная сетевая вода возвращается из тепловой сети через обратный коллектор (27) и поступает на входной патрубок бустерного насоса (35). Бустерный насос через встроенный теплофикационный пучок конденсатора (37) подает сетевую воду на два последовательно

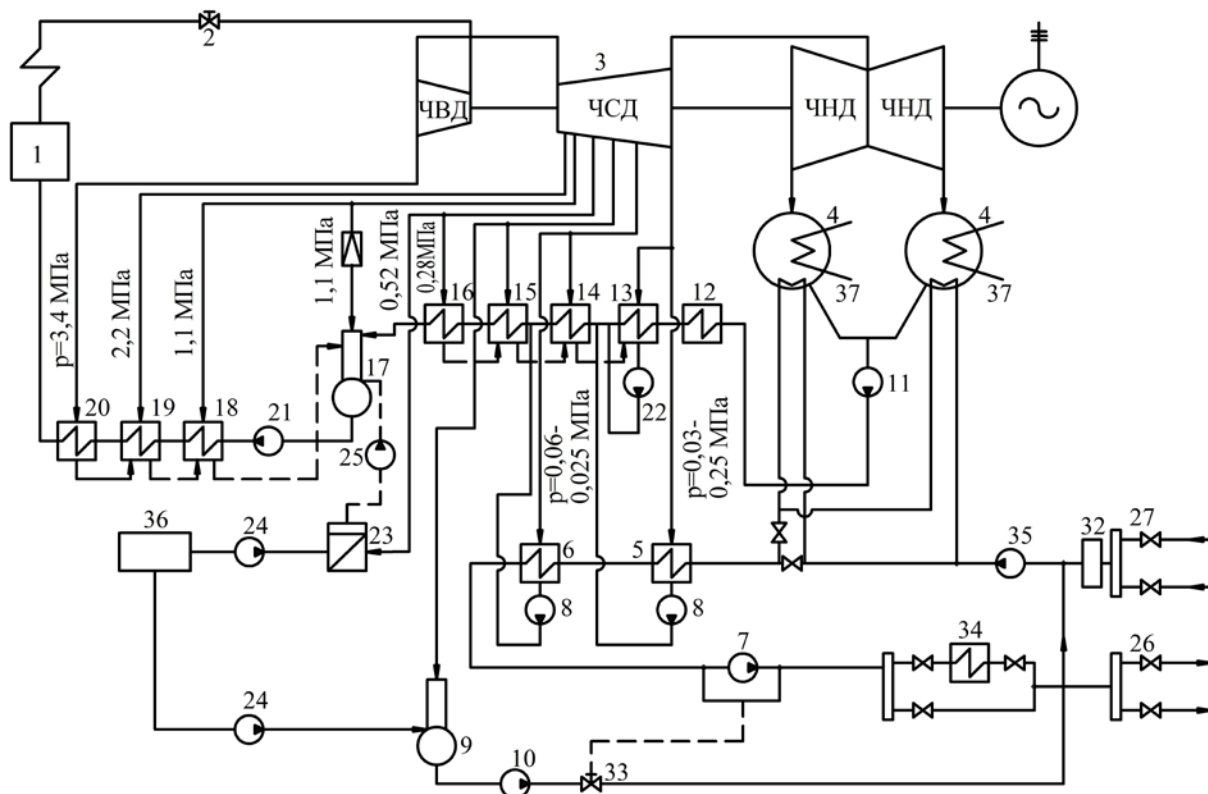


Рис. 2.4. Тепловая схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной типа Т:
 1 – энергетический котел; 2 – стопорный клапан; 3 – теплофикационная турбина с отопительным отбором пара; 4 – конденсатор турбины; 5 – сетевой подогреватель первой ступени; 6 – сетевой подогреватель второй ступени; 7 – сетевой насос; 8 – дренажные насосы сетевых подогревателей; 9 – деаэратор подпиточной воды; 10 – подпиточный насос; 11 – конденсатный насос; 12 – эжекторный подогреватель; 13, 14, 15, 16 – регенеративные подогреватели низкого давления; 17 – деаэратор питательной воды; 18, 19, 20 – регенеративные подогреватели высокого; 21 – питательный насос; 22 – дренажный насос регенеративного подогревателя низкого давления; 23 – испарительная установка; 24 – насос химочищенной воды; 25 – насос добавочной воды; 26 – коллектор подающей (прямой) линии тепловой сети; 27 – коллектор обратной линии тепловой сети; 32 – механический фильтр (грязевик); 33 – регулятор расхода подпиточной воды; 34 – пиковый котел; 35 – бустерный насос; 36 – химводоочистка; 37 – теплофикационный (встроенный) пучок в конденсаторе турбины

включенных сетевых подогревателя (5,6). Подогрев воды в сетевых подогревателях осуществляется за счет подачи пара от нижнего и верхнего

теплофикационных отборов турбины. После сетевых подогревателей сетевая вода подается на входной патрубок сетевого насоса (7). Далее, сетевая вода сетевым насосом нагнетается в подающий коллектор (26) и затем в тепловую сеть. При максимальных тепловых нагрузках вода подается в подающий коллектор через пиковый котел (34), а при пониженных нагрузках сетевая вода в подающий коллектор поступает по байпасной линии в обход пикового котла. На современных ТЭЦ подогрев сетевой воды в зимний период проводится обычно в трех или четырех последовательно включенных ступенях подогрева.

Для восполнения потерь теплоносителя источники тепловой и электрической энергии оснащаются водоподготовительными установками (ВПУ). Такие установки часто называют химводоочистка (36). На ВПУ подаётся исходная вода от природного источника, из которой различными технологическими методами удаляются всевозможные примеси. Умягченная вода используется как для восполнения потерь основного конденсата, так и для восполнения потерь сетевой воды. Для подачи химически очищенной воды используются насосы химводоочистки (24).

На представленной схеме для восполнения потерь основного конденсата химочищенная вода подается в деаэратор основного конденсата (17) насосом добавочной воды (25) от испарительной установки (23). Для восполнения потерь сетевой воды химочищенная вода подается в деаэратор подпиточной воды (9), а затем подпиточным насосом (10) через регулятор подпитки (33) направляется на входной патрубок бустерного насоса (35).

В качестве деаэраторов основного конденсата (17) используются деаэраторы повышенного давления, а в качестве деаэраторов подпиточной воды (9) — либо деаэраторы атмосферного типа, либо деаэраторы вакуумного типа. Если потери сетевой воды достаточно малы, то для обработки подпиточной воды используются деаэраторы атмосферного типа. Такие решения принимаются обычно при закрытых системах теплоснабжения, в которых потеря сетевой воды невелика. Также в

водоподготовительных установках в качестве деаэраторов подпиточной воды могут использоваться деаэраторы вакуумного типа. Обычно такие установки применяются в открытых системах теплоснабжения, в которых расход подпиточной воды значителен.

Импульсом для включения в работу подпиточного насоса (10) является изменение давления в одной из точек циркуляционного контура тепловой сети. Наиболее удобной точкой измерения является точка на перемычке, соединяющей нагнетательный и всасывающий патрубки сетевого насоса (7). Когда величина утечки сетевой воды превышает величину подачи подпиточной воды, давление в импульсной точке снижается. Это приводит к открытию регулирующего клапана (33) и увеличению подачи подпиточной воды. Когда величина утечки становится меньше величины подачи подпиточной воды, давление в импульсной точке возрастает, клапан (33) прикрывается, и величина подачи подпиточной воды уменьшается.

В том случае, если в зоне теплоснабжения ТЭЦ расположен промышленный потребитель технологического пара, в качестве основного оборудования источника теплоснабжения могут использоваться турбины типа ПТ (рис. 2.5).

Турбины данного типа позволяют производить отпуск технологического пара из регулируемого производственного отбора промышленному потребителю через коллектор (28). В аварийной ситуации и в качестве резервного варианта предусмотрен отпуск пара промышленному потребителю непосредственно от котла через редукционно-охладительную установку (РОУ) (28). Отпуск пара через РОУ является неэкономичным режимом и используется в экстренных случаях.

Возврат конденсата технологического пара от промышленного потребителя осуществляется через коллектор обратного конденсата (29). От коллектора обратный конденсат собирается в баках обратного конденсата и насосами обратного конденсата (30) подается в линию основного конденсата между регенеративными подогревателями

низкого давления (13, 14).

В остальном работа ТЭЦ с турбиной типа ПТ аналогична описанной выше работе ТЭЦ с турбиной типа Т.

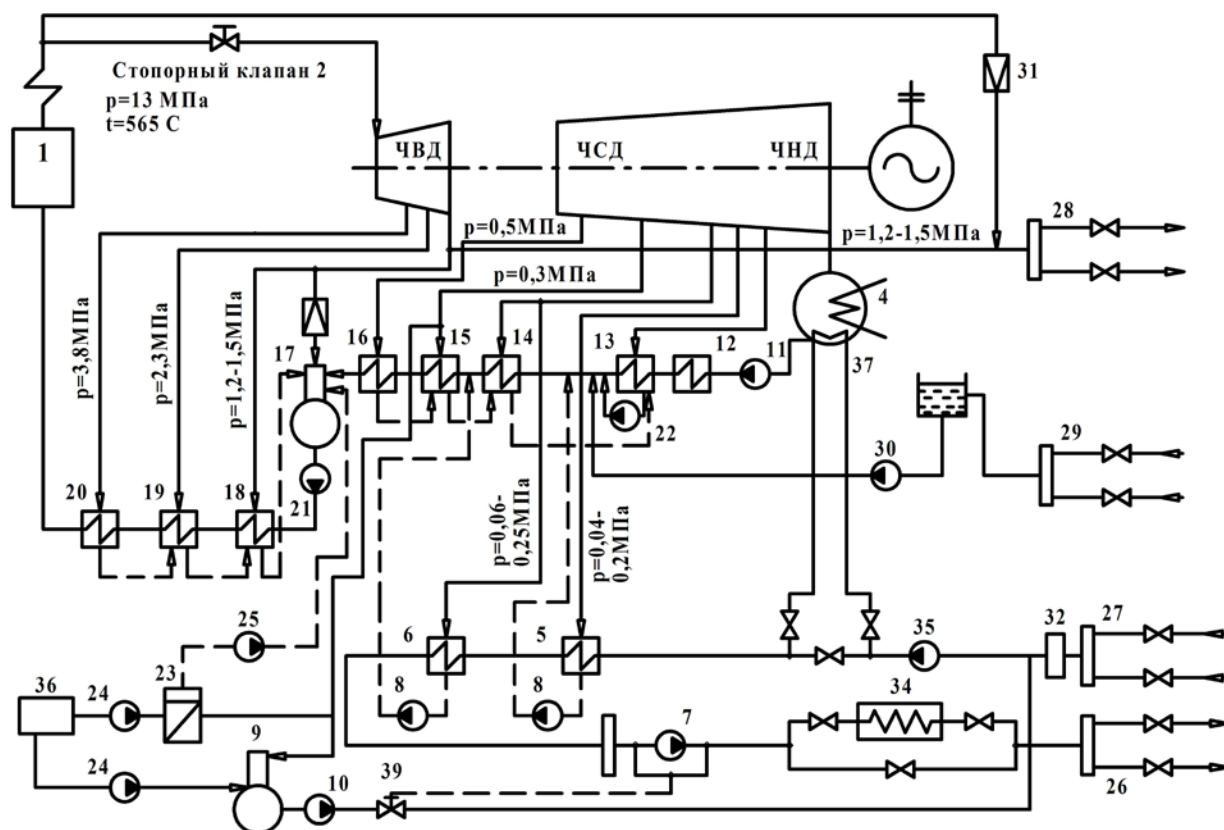


Рис. 2.5. Тепловая схема ТЭЦ с теплофикационной турбиной типа ПТ:

1 – 27 – то же, что на рис. 2.4; 28 – коллектор технологического (промышленного) пара; 29 – коллектор обратного конденсата; 30 – насос обратного конденсата; 31 – редукционно-охладительная установка (РОУ); 32 – 37 – то же, что на рис. 2.4

Теплоснабжение потребителей тепловой энергии может осуществляться и от теплофикационной установки атомной ТЭЦ (АТЭЦ) с реакторами типа ВВЭР, РБМК или БН и конденсационными турбинами с теплофикационными отборами пара (типа Т или ТК) (рис. 2.6).

Источником теплоты на АТЭЦ является ядерный энергетический реактор (17). Между реактором (17) и парогенератором (1) включен

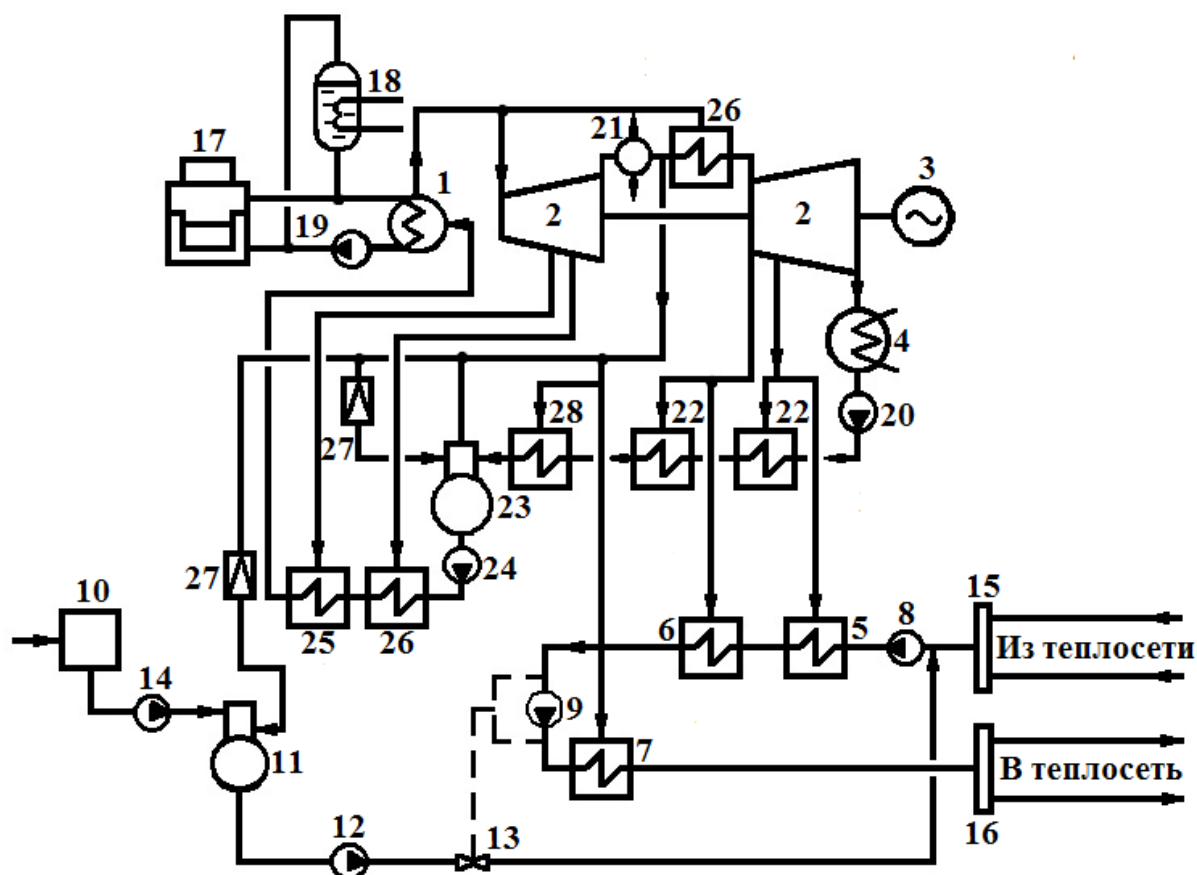


Рис. 2.6. Принципиальная тепловая схема атомной теплоэлектроцентрали (АТЭЦ) с ядерным реактором типа ВВЭР

1 – парогенератор; 2 – паровая турбина; 3 – электрический генератор; 4 – конденсатор турбины; 5 – теплофикационный подогреватель нижней ступени; 6 – теплофикационный подогреватель средней ступени; 7 – теплофикационный подогреватель верхней ступени; 8 – бустерный (предвключённый) насос; 9 – сетевой насос; 10 – водоподготовительная установка; 11 – деаэратор подпиточной воды; 12 – подпиточный насос; 13 – регулятор подпитки; 14 – насос водоподготовки; 15 – обратный коллектор тепловой сети; 16 – прямой коллектор тепловой сети; 17 – ядерный реактор; 18 – компенсатор объёма; 19 – главный циркуляционный насос (ГЦН); 20 – конденсатный насос; 21 – сепаратор пара; 22 – регенеративные подогреватели низкого давления; 23 – деаэратор; 24 – питательный насос; 25 – регенеративные подогреватели высокого давления; 26 – пароперегреватель; 27 – регуляторы давления; 28 – регенеративный подогреватель низкого давления

промежуточный циркуляционный контур. Циркуляцию теплоносителя в этом контуре осуществляет главный циркуляционный насос (ГЦН) (19). Наличие промежуточного контура позволяет генерировать в парогенераторе пар, не загрязненный радиоактивными веществами. Поэтому отработавший в турбине пар можно использовать в сетевых пароводяных подогревателях (5,7) для подогрева сетевой воды без риска загрязнения сетевой воды радиоактивными веществами в случае нарушения плотности трубной системы пароводяных подогревателей. Такое техническое решение позволяет существенно упростить схему теплоснабжения и упростить выбор оборудования теплофикационной установки АТЭЦ.

При проектировании АТЭЦ необходимо учитывать, что по условиям радиационной безопасности их строительство должно осуществляться на значительном расстоянии от районов теплоснабжения. Поэтому с целью снижения расчетного расхода теплоносителя возможно значительное повышение расчетной температуры сетевой воды. С этой целью для подогрева сетевой желательно использовать кроме сетевых подогревателей (5,6) дополнительный сетевой подогреватель верхней ступени (7). На сетевые подогреватели (5,6) подается пар из отопительных отборов давлением 0,05–0,25 МПа, а на сетевой подогреватель верхней ступени (7) подается пар более высокого давления 0,6–0,8 МПа из разделительного отсека турбины. Отбор пара осуществляется между сепаратором влаги (21) и промежуточным пароперегревателем (26).

При одноконтурной схеме АТЭЦ (например, с реакторами типа РБМК), схема теплофикационной установки существенно усложняется, так как для защиты сетевой воды от возможности загрязнения радиоактивными веществами между радиоактивным греющим паром и нагреваемой сетевой водой необходимо предусмотреть включение промежуточных контуров. Включение промежуточных контуров на паропроводах от отборов турбин приводит к снижению удельной комбинированной выработки

электрической энергии. Снижение величины удельной комбинированной выработки электрической энергии связано с дополнительными необратимыми потерями в теплообменных аппаратах промежуточного контура.

2.3. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ С ВОДЯНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Существуют два типа систем теплоснабжения с водяным теплоносителем: закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые). В закрытых системах сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель и для нужд горячего водоснабжения не отбирается.

В открытых системах сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется не только как теплоноситель, но и частично (редко полностью) отбирается для нужд горячего водоснабжения.

В зависимости от количества трубопроводов, водяные системы делятся на одно-, двух-, трех- и многотрубные.

Минимальное количество трубопроводов для открытой системы — один, а для закрытой системы — два. Наиболее экономически выгодной и перспективной для транспорта теплоты на большие расстояния является однетрубная бессливная система теплоснабжения. Такую схему возможно реализовать при условии равенства подачи сетевой воды и её расхода для удовлетворения отопительно-вентиляционной нагрузки и нагрузки горячего водоснабжения.

В большинстве случаев для теплоснабжения городов применяются двухтрубные водяные системы. При двухтрубной системе тепловая сеть состоит из двух трубопроводов: подающего и обратного. По подающему трубопроводу горячая вода подводится от источника теплоснабжения к абонентам, а по обратному трубопроводу охлажденная вода возвращается к источнику.

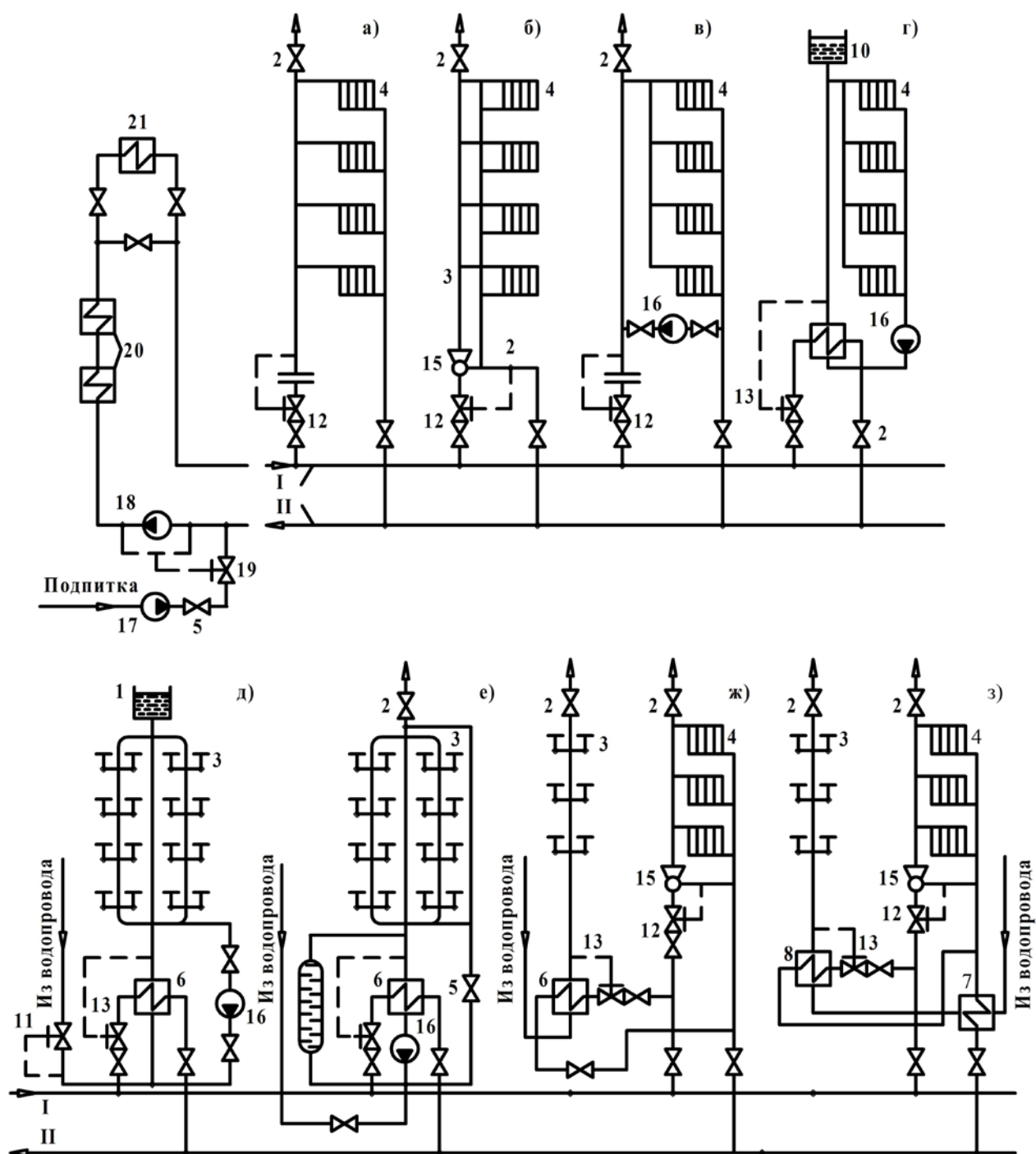
Двухтрубные системы эффективны в тех случаях, когда всем потребителям района требуется теплота примерно одного потенциала.

Такие условия обычно имеют место в городах, где вся тепловая нагрузка (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) может обеспечиваться теплотой низкого потенциала. Применение в городах двухтрубных систем объясняется тем, что эти системы по сравнению с многотрубными требуют меньших начальных капиталовложений и дешевле в эксплуатации.

В промышленных районах могут применяться трехтрубные системы. При трехтрубной системе два трубопровода используются как подающие, а третий трубопровод является обратным. К каждому подающему трубопроводу присоединяются однородные по потенциалу и режиму тепловые нагрузки. В промышленных районах обычно к одному подающему трубопроводу присоединяются отопительные и вентиляционные установки (сезонная нагрузка), а к другому — технологические установки и установки горячего водоснабжения. Такое решение позволяет упростить методы регулирования отпуска теплоты от ТЭЦ.

Закрытые системы. Число параллельных трубопроводов в закрытой системе должно быть не меньше двух. По одному трубопроводу теплота подается абонентам, а после отдачи теплоты в абонентских установках по второму трубопроводу теплоноситель возвращается на станцию. На рис. 2.7 показана закрытая двухтрубная водяная система. По подающему трубопроводу 1 тепловой сети горячая вода поступает в абонентские установки, а по обратному трубопроводу 11 охлажденная вода возвращается на ТЭЦ.

В зависимости от характера тепловых нагрузок абонента и режима работы тепловой сети выбираются схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети. На рис. 2.7 показаны различные схемы присоединения абонентов к водяной тепловой сети. На схемах 2.7 а – г показано присоединение отопительных установок, на 2.7 д, е — установок горячего водоснабжения, на 2.7 з – м — совместное присоединение в одном узле отопительной установки и установки горячего водоснабжения, а на 2.7 н — совместное присоединение отопительной и вентиляционной установок.



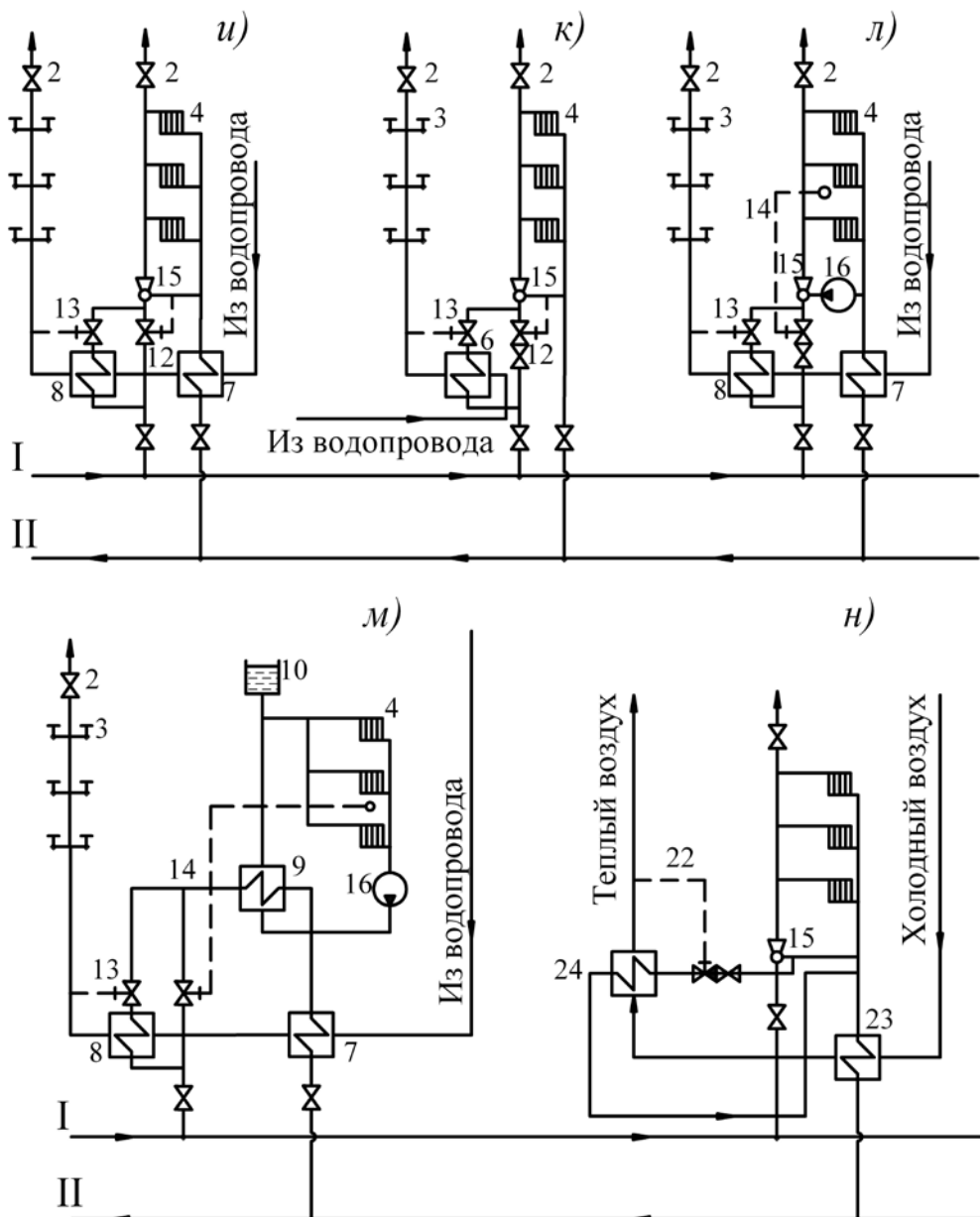


Рис. 2.7. Закрытая двухтрубная водяная система теплоснабжения

1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – одноступенчатый подогреватель горячего водоснабжения; 7 – подогреватель горячего водоснабжения первой ступени; 8 – подогреватель горячего водоснабжения второй ступени; 9 – подогреватель системы отопления; 10 – расширительный бак; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; регулятор отопления; 14 – отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – регулятор температуры воздуха; 23 – воздушный калорифер первой ступени; 24 – воздушный калорифер второй ступени

Схемы присоединений абонентов к тепловой сети на рис. 2.7: а – О(З); б – О(ЗСС); в – О(ЗНС); г – О(Н); д – Г(АВ); е – Г(АН); ж – О(ЗСС); з – О(ЗСС)Г(ДС); и – О(ЗСС)Г(ДП); к – О(ЗСС)Г(ПР); л – О(ЗССНС)Г(ДП); м – О(Н)Г(ДП); н – О(ЗСС)В(ДС).

Такие комплексы, обслуживающие отдельные здания, называются абонентскими вводами, местными тепловыми пунктами или местными тепловыми подстанциями (МТП).

Для обозначения различных схем присоединения отопительных и вентиляционных установок и установок горячего водоснабжения к тепловой сети принята следующая индексация: отопительные установки О; зависимая схема (З); зависимая со струйным смешением (ЗСС); зависимая с насосным смешением (ЗНС); независимая (Н).

Например, О(ЗНС) обозначает отопительную установку, присоединенную по зависимой схеме с насосным смешением.

Установки горячего водоснабжения Г: параллельная (П); предвключенная (ПР); двухступенчатая смешанная (ДС); двухступенчатая последовательная (ДП); с непосредственным водоразбором (НВ). Установка аккумулятора горячей воды: верхняя (АВ), нижняя (АН). Например, Г(ДП) обозначает присоединение установок горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме.

Вентиляционные установки В. Например, В(ДС) обозначает присоединение вентиляционной установки по двухступенчатой смешанной схеме.

В 60–80-х годах в крупных системах централизованного теплоснабжения получили широкое применение так называемые групповые тепловые подстанции (пункты) (ГТП). На этих подстанциях осуществляется присоединение тепловых установок группы жилых и общественных зданий района к тепловой сети.

Обычно ГТП размещаются в отдельных предназначенных для этой цели зданиях на некотором удалении от обслуживаемых зданий квартала или микрорайона с целью изоляции последних от шума и вибраций, создаваемых насосными установками.

В ГТП устанавливаются: блок (или блоки) подогревателей горячего водоснабжения, подогреватели отопления (при независимой схеме), групповая смесительная установка сетевой воды, подкачивающие насосы холодной водопроводной, а при необходимости и сетевой воды, регулирующие и контрольно-измерительные приборы.

Применение ГТП упрощает эксплуатацию оборудования вследствие уменьшения количества узлов обслуживания. Насосные установки являются источником шума и вибрации, поэтому благодаря выносу насосных установок в изолированные помещения ГТП в зданиях повышаются комфортные условия.

При применении ГТП, с одной стороны, уменьшаются начальные затраты на сооружение подогревательной установки горячего водоснабжения, насосных установок и регулирующих устройств. Затраты уменьшаются благодаря увеличению единичной мощности оборудования и сокращению количества элементов оборудования. Однако, с другой стороны, начальные затраты на сооружение и эксплуатацию распределительной сети между ГТП и отдельными зданиями возрастают. Рост затрат связан с тем, что вместо двухтрубной сети необходимо сооружать на этих участках четырехтрубную сеть. При отказе от циркуляции воды в системе горячего водоснабжения возможно сооружение трехтрубной сети, что приводит к увеличению потерь теплоты и воды в системе горячего водоснабжения.

Расчетная тепловая нагрузка ГТП определяется на основе технико-экономических расчетов с учетом характера района теплоснабжения, режима потребления тепловой энергии и ряда других факторов.

Практическое распространение получили две принципиально различные схемы присоединения теплопотребляющих установок абонентов к тепловой сети. Первая схема присоединения абонентов к сети получила название зависимая, а вторая — независимая. При зависимой схеме присоединения сетевая вода из тепловой сети поступает непосредственно в приборы абонентской установки. При независимой

схеме присоединения проходит через теплообменник. В теплообменнике сетевая вода из тепловой сети нагревает вторичный теплоноситель, который используется в абонентских установках.

На рис. 2.7 показано, что отопительные установки (*а, б, в, ж, з, л, н*) присоединены к тепловой сети по зависимой схеме, а отопительные установки (*г, м*) — по независимой схеме.

В закрытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети только через водяные подогреватели, т. е. по независимой схеме. При независимых схемах присоединения давление в местной системе не зависит от давления в тепловой сети. В открытых системах теплоснабжения установки горячего водоснабжения используют сетевую воду из тепловой сети, т. е. схема присоединения абонентов является зависимой. Следовательно, при зависимых схемах присоединения давление в абонентской установке зависит от давления в тепловой сети.

При зависимой схеме присоединения оборудование абонентского ввода проще и дешевле, чем при независимой схеме. Кроме того, при зависимой схеме присоединения может быть получен несколько больший перепад температур сетевой воды в абонентской установке. Увеличение перепада температур воды позволяет уменьшить расход сетевой воды в сети. Снижение расхода теплоносителя может привести к снижению диаметров сети, уменьшению капиталовложений и снижению эксплуатационных расходов.

Значительным недостатком зависимой схемы присоединения является жесткая гидравлическая связь тепловой сети с нагревательными приборами абонентских установок.

При теплоснабжении крупных городов тепловые сети обладают большой протяженностью. К этим сетям производится присоединение в большом количестве абонентских установок с разнородной тепловой нагрузкой и различным уровнем потребления тепловой энергии. Поэтому изменение расходов воды в сети и связанные с ними колебания давлений в тепловой сети могут находиться в широких

пределах. Как правило, давление в абонентских установках определяется давлением в обратном трубопроводе тепловой сети. В таких условиях давление сетевой воды может превысить предел уровня давлений, допустимый для абонентских установок.

При повышении рабочего давления теплоносителя в тепловой сети создаётся реальная опасность аварийной ситуации в абонентской сети. Вероятность возникновения аварийной ситуации при повышении рабочего давления возрастает в том случае, если отопительные приборы не обладают достаточной механической прочностью.

Например, для чугунных нагревательных приборов (радиаторов), широко применяющихся в системах отопления, допустимое давление не должно превышать 0,6 МПа. Превышение предельного давления может привести к повреждениям чугунных нагревательных приборов и самих отопительных установок.

Для зависимой схемы теплоснабжения характерны большие потери теплоносителя, связанные с его расходом абонентами. Поэтому увеличиваются утечки сетевой воды, и сложно обнаружить возникающие в процессе эксплуатации повреждения трубопроводов в системе теплоснабжения. С увеличением утечек сетевой воды возрастает расход подпиточной воды, увеличивается нагрузка на водоподготовительную установку и возрастает нагрузка на подпиточные насосы.

Указанные факторы существенно снижают надежность зависимой схемы теплоснабжения и усложняют её эксплуатацию.

При независимой схеме присоединения оборудование абонентского ввода и тепловая сеть разделены теплообменным аппаратом. Поэтому колебания давления в тепловой сети не влияют на изменение давления в абонентских системах. В связи с этим фактором вероятность возникновения аварийной ситуации при повышении рабочего давления практически равна нулю. В тех же случаях, когда давление в тепловой сети в статических условиях превышает допустимый уровень давлений в абонентских установках, применение

независимой схемы присоединения является обязательным.

Также при независимой схеме присоединения утечки сетевой воды не зависят от расходов воды абонентами. Следовательно, обнаружить возникающие в процессе эксплуатации повреждения трубопроводов в системе теплоснабжения значительно легче. Поэтому по условиям надежности работы систем теплоснабжения крупных городов независимая схема присоединения более предпочтительна по сравнению с зависимой схемой.

Рассмотрим подробнее схемы присоединения к тепловой сети абонентских установок (рис. 2.7).

На схемах рис. 2.7, *а, б, в, г, д, е* показано присоединение к тепловой сети абонентов с одним видом тепловой нагрузки — отоплением или горячим водоснабжением.

Присоединение абонентов, имеющих два вида тепловой нагрузки — отопление и горячее водоснабжение — показано на схемах рис. 2.7, *ж, з, и, к, л, м*. Обычно такое сочетание двух видов тепловой нагрузки характерно для современных жилых домов, оборудованных системами отопления и горячего водоснабжения. На рис. 2.7, *ж* показано параллельное присоединение на одном абонентском вводе горячего водоснабжения и отопительной установки.

Схема (*а*) является схемой зависимого присоединения отопительной установки к тепловой сети. По такой схеме обычно присоединяются системы водяного отопления промышленных предприятий. Вода, из подающей линии тепловой сети, поступает через клапан регулятора расхода (12) непосредственно в отопительную систему здания. Затем вода проходит через нагревательные приборы (4) и отдает теплоту окружающему воздуху. Охлажденная вода возвращается в обратную линию тепловой сети.

Если максимальная температура воды в подающей линии тепловой сети не превышает 95°C, то по этой схеме присоединяются также отопительные системы жилых и общественных зданий. Объясняется это тем, что в соответствии с СНиП предельная (максимальная) температура теплоносителя для жилых зданий, общежитий, школ, поликлиник,

музеев и других зданий установлена равной 95°C .

В связи с тем, что при проектировании тепловой сети максимальная температура воды в подающей линии в большинстве случаев принимается равной 150°C , а в крупных системах теплоснабжения экономически может быть целесообразно повышение максимальной температуры сетевой воды в подающем трубопроводе до $(170\text{--}190)^{\circ}\text{C}$, то в большинстве случаев отопительные системы жилых и общественных зданий присоединяются к водяным тепловым сетям по зависимой схеме со смесительным устройством (б, в).

На абонентских вводах в качестве смесительного устройства используются струйные и центробежные насосы. Смесительное устройство 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.

Конструкция струйного насоса-элеватора представлена на рис. 2.8. Основными преимуществами элеватора являются простота конструкции и надежность в работе. При эксплуатации элеватор не требует постоянного обслуживания.

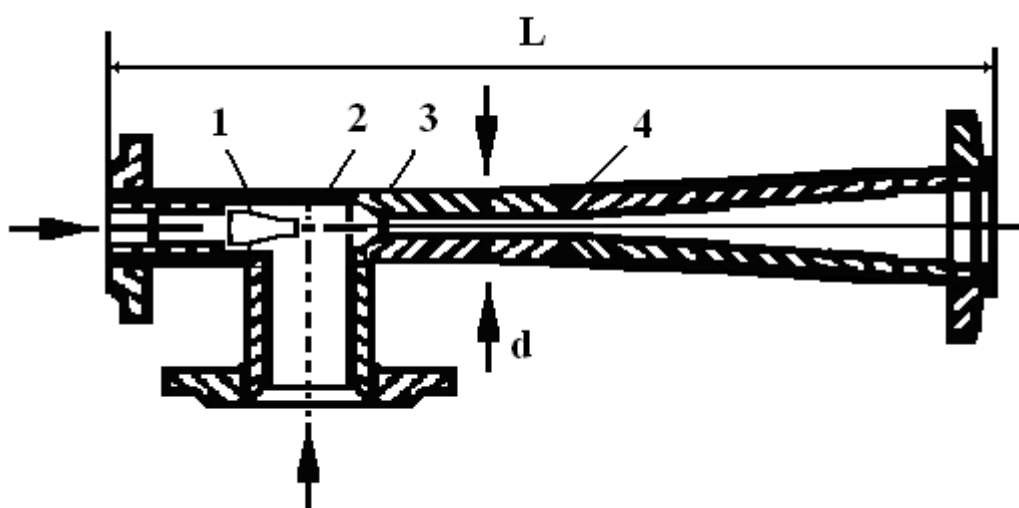


Рис. 2.8. Водоструйный элеватор
(разработан ВТИ – Теплосеть Мосэнерго):

1 – сопло; 2 – приёмная камера; 3 – камера смешения; 4 – диффузор

Работа элеватора основана на эффекте инжекции. Для создания этого эффекта на абонентском вводе необходимо иметь значительную разность напоров между подающей и обратной линиями тепловой сети, которая должна составлять 8–15 м.

За счёт разности напоров на выходе из сопла элеватора создается необходимая для работы повышенная скорость воды. При этом величина коэффициента инжекции должна составлять около (1,5–2,5). Коэффициентом инжекции называется отношение расхода воды, подсасываемой (инжектируемой) струйным насосом, к расходу воды через сопло струйного насоса. Этот коэффициент ещё называется коэффициентом смешения.

Элеватор создает практически постоянный коэффициент инжекции (смешения). Поэтому расход воды в местной отопительной установке изменяется прямо пропорционально расходу сетевой воды через сопло элеватора.

На схеме рис. 2.7, б представлена зависимая схема присоединения абонентов со струйным насосом, который называется элеватором. Эта схема разработана профессором В. М. Чаплиным еще на начальном этапе развития теплофикации. Схема получила широкое распространение в России и в других странах СНГ.

В этой схеме вода из подающей линии тепловой сети направляется после регулятора расхода (РР) (12) в элеватор (15). Одновременно в элеватор подсасывается часть охлажденной воды, возвращающейся из отопительной установки в обратную линию тепловой сети. Смешанная вода подается элеватором в отопительную систему.

Значительным недостатком схемы с элеваторным смешением является зависимость работы элеватора от наличия циркуляции сетевой воды в тепловой сети. При прекращении подачи в сопло элеватора сетевой воды прекращается циркуляция воды и в отопительной установке. При аварийном отключении тепловой сети и при низких температурах наружного воздуха, отсутствие циркуляции воды в отопительных установках абонентов может привести к

замораживанию воды в системе отопления.

Схема присоединения абонентов с центробежным смесительным насосом (рис. 2.7, в) не имеет недостатков присущих предыдущей схеме. Насос (16) забирает из обратной линии отопительной установки охлажденную воду и подает ее на смешение с горячей водой, поступающей из подающей линии тепловой сети через клапан регулятора расхода РР (12).

При аварийном отключении тепловой сети насос (16) осуществляет циркуляцию воды в отопительной установке. Такой режим работы позволяет предотвратить замораживание системы при низких температурах наружного воздуха в течение относительно длительного периода (8–12 ч).

Схема присоединения абонентов показанная на рис. 2.7, л, предполагает совместную установку в узле присоединения элеватора (15) и центробежного насоса (16). При такой схеме присоединения в условиях нормальной эксплуатации насос (16) не работает. Циркуляция воды в местной системе отопления осуществляется за счет работы элеватора (15).

Насос (16) включается в работу в отопительный период при повышении температуры наружного воздуха выше нуля градусов ($t_n \leq 0$ °C). В эти периоды для поддержания в отапливаемых помещениях нормальной внутренней температуры подача сетевой воды в отопительные установки абонентов должна сокращаться или периодически полностью прекращаться. Такие режимы работы системы отопления осуществляются путем количественного регулирования или регулирования «пропусками». Насос (16) может использоваться и в аварийных ситуациях при прекращении подачи сетевой воды в тепловой сети для создания циркуляции воды в отопительных установках.

Если присоединение отопительных установок абонентов к тепловой сети осуществляется через ГТП, возможно использовать для группы зданий один смесительный насос (16). Такое решение позволит

обеспечить автономную циркуляцию воды в отопительных установках. Однако независимо от этого решения, элеваторы могут быть установлены на вводах в каждое здание.

На схемах присоединения абонентов, показанных на рис. 2.7, *а*, *б*, *в*, установлены регуляторы расхода (12), которые позволяют поддерживать на абонентских вводах постоянный расход воды из тепловой сети в отопительную систему. Импульсом для работы этих регуляторов является перепад давлений на дроссельной шайбе или в сопловом узле элеватора.

На схеме присоединения абонентов, показанная на рис. 2.7, *г*, представлена независимая схема присоединения отопительной установки к водяной тепловой сети. Сетевая вода из подающей линии тепловой сети проходит через водо-водяной подогреватель (9). В этом теплообменном аппарате через стенку трубы происходит нагрев вторичной воды, циркулирующей в отопительной системе абонента. Охлажденная сетевая вода возвращается в обратную линию тепловой сети.

Циркуляция воды в местной отопительной системе осуществляется насосом (16). Давление в отопительных приборах местной отопительной установки определяется высотой расположения расширительного резервуара (10), который обычно устанавливается в верхней точке здания. Изменение объема воды в местной системе при ее нагреве или охлаждении, а также возможные утечки воды компенсируются за счет изменения объема воды в расширителе (10).

Присоединение установок горячего водоснабжения (рис. 2.7, *д*, *е*) к тепловой сети осуществляется через водо-водяные теплообменники. Сетевая вода из подающей линии тепловой сети поступает в водо-водяной подогреватель (6) через клапан регулятора температуры (13) и является теплоносителем. В подогревателе теплоноситель нагревает водопроводную воду. Нагретая вода поступает потребителям, а охлажденная сетевая вода после подогревателя поступает в обратную линию тепловой сети.

Регулирование температуры горячей воды осуществляется регулятором температуры, импульсом для которого служит температура водопроводной воды после подогревателя.

Регулятор давления «после себя» (РДПС) (11) служит для поддержки заданного постоянного давления водопроводной воды на абонентском вводе. Холодная вода поступает из водопровода на подогреватель (6) в том случае, когда давление за регулятором снижается ниже установленного уровня.

Для абонентов, потребляющих большое количество горячей воды и имеющих неравномерный график нагрузки горячего водоснабжения, в схему теплоснабжения могут включаться аккумуляторы горячей воды. Аккумуляторы предназначены для выравнивания графика тепловой нагрузки и для создания запаса горячей воды на случай внезапного перерыва в работе тепловой сети. Такими абонентами могут быть бани, прачечные, бассейны, санаторно-курортные учреждения.

Существует два варианта расположения аккумуляторов горячей воды — верхнее (рис. 2.7, *д*) и нижнее (рис. 2.7, *е*). При верхнем расположении аккумулятора его зарядка производится под действием напора водопровода. Разрядка производится под статическим напором самого аккумулятора. Циркуляция воды в местной системе теплоснабжения осуществляется насосом (16).

При нижнем расположении аккумулятора его зарядка производится насосом (16), а разрядка — под действием напора водопровода. При таком варианте теплоснабжения насос (16) постоянно находится в работе.

При пониженных расходах воды на горячее водоснабжение насосом (16) осуществляется циркуляция воды через аккумулятор (1) и через замкнутый контур местной системы горячего водоснабжения. Вода последовательно проходит через насос (16), подогреватель (6), местную систему горячего водоснабжения, обратный клапан (5) и поступает в нагнетательный патрубок насоса (16). При увеличении расхода горячей воды циркуляция воды через аккумулятор и контур

местной системы горячего водоснабжения, создаваемая насосом (16), снижается.

При большом расходе горячей воды изменяется направление движения воды через аккумулятор. Холодная вода поступает из водопровода одновременно и во входной патрубок насоса (16), и в аккумулятор (1). Холодная вода поступает в нижнюю часть аккумулятора (1) и вытесняет из его верхней части горячую воду. Горячая вода поступает к абонентам вместе с подогретой водопроводной водой из подогревателя (6).

Наличие аккумулятора позволяет упростить режим работы системы теплоснабжения. Однако установка аккумулятора горячей воды требует дополнительных финансовых затрат, усложняет схему абонентского ввода и требует увеличения объёмов помещений. Поэтому обычно аккумуляторы горячей воды в жилых домах не устанавливаются.

При параллельном присоединении систем отопления и горячего водоснабжения (рис. 2.7, ж) тепловая нагрузка горячего водоснабжения удовлетворяется за счет теплоносителя прямой линии. Сетевая вода поступает в подогреватель (6) из подающей линии тепловой сети, нагревает водопроводную воду до 60–65 °С и направляется в отопительные установки. Обратная сетевая вода возвращается из отопительной установки с температурой примерно 40–70 °С. При этом холодная водопроводная вода на входе в систему горячего водоснабжения имеет температуру около 5 °С. Очевидно, существует возможность использования обратной сетевой воды для подогрева холодной водопроводной воды, что позволит уменьшить расход теплоты на горячее водоснабжение.

Неэффективное использование возможностей теплоносителя на абонентском вводе приводит к увеличению расчетного расхода воды в городских тепловых сетях. Следствием является увеличение диаметров тепловых сетей, рост затрат на сооружение и эксплуатацию, увеличение расхода электрической энергии на перекачку теплоносителя.

Особенностью схемы, показанной на рис. 2.7, з, предложенной П. М. Клушиным, является двухступенчатый подогрев воды для горячего водоснабжения. В этой схеме подогреватель первой ступени (7) включен по сетевой воде последовательно, а подогреватель второй ступени (8) включен параллельно по отношению к отопительной системе. В подогревателе первой ступени (7) холодная вода предварительно подогревается за счет теплоты воды, возвращаемой из абонентской установки. Такое решение позволяет уменьшить тепловую производительность подогревателя второй ступени (8) и снизить расход сетевой воды на горячее водоснабжение.

В связи с тем, что обычно аккумуляторы горячей воды в жилых домах не устанавливаются, в качестве теплового аккумулятора может использоваться строительная конструкция самого здания.

Для выравнивания тепловой нагрузки жилых зданий используется связанное регулирование (рис. 2.7, и, к). Постоянный расход сетевой воды на обеспечение суммарной тепловой нагрузки отопления и горячего водоснабжения поддерживается с помощью регулятора расхода (12). Обычно регулятор расхода устанавливается на абонентском вводе или на ГТП.

При повышении тепловой нагрузки на горячее водоснабжение снижается расход теплоты на отопление, а при понижении — недопоставка теплоты на отопление компенсируется. Такой принцип связанного регулирования реализован в схеме, показанной на рис. 2.7, и. В этой схеме реализовано двухступенчатое последовательное присоединение установок горячего водоснабжения и отопления. Это техническое решение разработано ВТИ, МЭИ и Теплосетью Мосэнерго и позволяет выравнивать суточный график тепловой нагрузки за счет теплоты обратной воды.

В двухступенчатой последовательной схеме поступающая из подающей линии тепловой сети сетевая вода разделяется на два потока. Один поток проходит через регулятор расхода (12), а второй проходит через подогреватель (8). Сетевая вода после подогревателя (8) смешивается с потоком воды, прошедшим через регулятор

расхода. Затем общий поток воды через элеватор (15) направляется в отопительную установку. После отопительной установки обратная вода проходит через подогреватель первой ступени (7), в котором она подогревает холодную водопроводную воду. Водопроводная вода после подогрева в первой ступени (7) проходит через подогреватель второй ступени (8) и направляется в местную систему горячего водоснабжения.

Если температура водопроводной воды после первой ступени подогрева (7) ниже требуемой, регулятор температуры (13) открывает клапан и на подогреватель второй ступени (8) отводится часть воды из подающей линии тепловой сети.

Если температура водопроводной воды после первой ступени подогрева (7) соответствует требованиям горячего водоснабжения, регулятор температуры (13) закрывает клапан и перекрывает проход сетевой воды через вторую ступень (8). В этом режиме весь поток сетевой воды поступает в отопительную установку через клапан регулятора (12) из подающей линии тепловой сети.

Расход сетевой воды на абонентских вводах при любом положении регулятора температуры остается практически постоянным. Это обеспечивается регулятором расхода (12), который поддерживает практически постоянный перепад давлений в сопловой части элеватора (15). При увеличении расхода сетевой воды регулятором температуры (13) через подогреватель (8) регулятор расхода (12) уменьшает расход сетевой воды на отопление.

В летний период отопительная установка отключена. Подогреватели второй и первой ступени (8, 7) включаются в работу последовательно, в обход отопительной установки, через байпасную линию (линия на схеме не показана). Сетевая вода из подающей линии проходит последовательно через подогреватели второй и первой ступеней и отводится в обратную линию тепловой сети. Схема движения водопроводной воды через подогреватели остается постоянной в течение всего года.

В зимний период в часы максимальной нагрузки горячего водоснабжения вся сетевая вода или ее часть пропускается через подогреватель второй ступени (8). Так как в подогревателе (8) температура сетевой воды снижается, то снижается также температура воды, поступающей в элеватор (15). Следовательно, уменьшается расход теплоты на отопление здания. Теплота, недоданная на отопление в периоды большой нагрузки горячего водоснабжения, компенсируется в периоды малой нагрузки горячего водоснабжения, когда в элеватор поступает поток воды повышенной температуры.

При двухступенчатом последовательном присоединении температура обратной сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ, 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.

Преимущество двухступенчатой последовательной схемы (рис. 2.7, и) по сравнению с двухступенчатой смешанной схемой (рис. 2.7, з) заключается в более эффективном использовании энергии теплоносителя, что приводит к снижению расхода сетевой воды

Схема, показанная на рис. 2.7, к, предложена Н. К. Громовым и дает возможность осуществлять выравнивание графика тепловой нагрузки, однако не позволяет использовать теплоту обратной сетевой воды для горячего водоснабжения.

К недостаткам двухступенчатой последовательной схемы, по сравнению с двухступенчатой смешанной, можно отнести усложнение схемы регулирования ГТП или абонентских вводов из-за необходимости изменения расхода сетевой воды у абонентов. При этом необходимо иметь в виду, что центральное регулирование ведется по типовой относительной нагрузке, которая отличается от относительной нагрузки горячего водоснабжения существующей у абонентов. Здесь следует уточнить термин «относительная нагрузка горячего водоснабжения» — это отношение средней нагрузки

горячего водоснабжения за неделю к расчетной отопительной нагрузке.

После автоматизации местного регулирования отопительных установок (рис. 2.7, *л, м*) недостатки в работе двухступенчатой последовательной схемы были устранены, и двухступенчатая последовательная схема присоединения получила широкое применение в городских тепловых сетях при закрытой системе теплоснабжения.

В крупных жилых зданиях системы горячего водоснабжения выполняются двухтрубными с постоянной циркуляцией. Циркуляция воды обеспечивается насосом (16). Такое техническое решение позволяет обеспечить в любое время суток в водоразборных кранах горячего водоснабжения температуру воды не ниже 50 °С. В периоды снижения расхода горячей воды (см. рис. 2.7, *е*) давление в циркуляционной линии повышается, при этом возрастает расход воды из циркуляционной линии в насос (16) и усиливается циркуляция воды в системе горячего водоснабжения.

В периоды повышения расхода горячей воды давление в циркуляционной линии снижается, и соответственно уменьшается циркуляционный расход в системе горячего водоснабжения. Следует отметить, что при этом режиме через подающие линии и стояки системы горячего водоснабжения проходит большой расход воды, и поэтому снижение её температуры от подогревательной установки до водоразборных кранов незначительно.

Для защиты системы горячего водоснабжения от поступления в нее холодной воды в обход подогревателя, используется обратный клапан (5).

Схемы горячего водоснабжения с двухступенчатой подогревательной установкой (рис. 2.7, *з, и*) позволяют нагревать водопроводную воду по схеме противотока. Вода последовательно проходит сначала через подогреватель первой ступени (7), а затем через подогреватель второй ступени (8). Такое техническое решение даёт возможность максимально использовать потенциал теплоносителя.

Регулятор расхода (12), в схемах присоединения отопительных

установок к тепловой сети (рис. 2.7, *а, б, в*) обеспечивает стабильность расхода сетевой воды на отопление. Целесообразность этого способа регулирования обеспечивается в районах с однородной тепловой нагрузкой, причём в том случае, когда существует возможность ограничиться только центральным качественным регулированием. При этом изменение температуры сетевой воды, поступающей от источника теплоты (ТЭЦ или котельной) в подающий трубопровод тепловой сети, должно изменяться по тому же закону, по которому изменяется тепловая нагрузка абонентов.

При теплоснабжении общественных зданий, доля вентиляционной нагрузки, как правило, значительно превышает долю нагрузки горячего водоснабжения. Поэтому существует возможность уменьшить расчетный расход сетевой воды за счёт использования двухступенчатой схемы присоединения вентиляционных калориферов (см. рис. 2.7, *н*).

Предварительный подогрев воздуха в этой схеме производится за счет использования теплоты обратной сетевой воды в калориферах первой ступени (23). В зависимости от соотношения расчетных нагрузок вентиляции и отопления выбирается соотношение расчетных нагрузок первой и второй ступеней калориферной установки.

В районах с большим объёмом теплоснабжения и разнородной тепловой нагрузкой центральное регулирование не позволяет выполнить задачу качественного и экономичного теплоснабжения всех потребителей. Следовательно, в подобных условиях только одного центрального регулирования недостаточно. Поэтому с точки зрения энергосбережения для таких объектов теплоснабжения совместно с центральным регулированием необходимо использовать групповое и местное регулирование всех видов тепловой нагрузки на ГТП, МТП или одновременно на ГТП и МТП.

При групповом или местном регулировании тепловой нагрузки параметр регулирования зависит от типа установок.

Для установок горячего водоснабжения импульсом для регулирования обычно служит температура водопроводной воды после подогревательной установки. Для вентиляционных установок

импульсом для регулирования обычно служит температура нагретого воздуха после калориферов.

Для регулирования отопительной нагрузки выбор импульса является более сложной задачей. Разность температур воздуха в отдельных помещениях отапливаемых зданий может существенно отличаться друг от друга.

На разность температур воздуха оказывают влияние следующие факторы:

- количество теплоты, поданной в здание;
- качество работы отопительной установки самого здания;
- местные тепловыделения;
- условия эксплуатации отдельных помещений;
- инсоляция;
- инфильтрация;
- ориентировка отдельных помещений по отношению к сторонам света и «розе ветров».

Поэтому для качественного и экономичного теплоснабжения дополнительно к групповому и местному регулированию необходимо также использовать индивидуальное регулирование отдельных помещений или отдельных зон, подверженных влиянию перечисленных факторов.

Для группового или местного регулирования отопительной нагрузки могут использоваться следующие отдельные импульсы или их сочетания:

1. Средняя внутренняя температура нескольких помещений.
2. Внутренняя температура представительного помещения.
3. Сигнал от устройства, моделирующего температурный режим отапливаемых зданий.
4. Температура наружного воздуха.
5. Интегральный метеорологический показатель, учитывающий наружную температуру и инсоляцию.

Двухступенчатая последовательная схема присоединения

отопительной установки и установки горячего водоснабжения к тепловой сети представлена на рис. 2.7, л, м.

На рис. 2.7, л отопительная установка присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором (15) и смесительным насосом (16). Здесь местное регулирование отопительной нагрузки осуществляется по внутренней температуре отапливаемых зданий с помощью регулятора отопления (14). При уменьшении подачи сетевой воды на отопительную установку нарушается работа элеватора (15) и, следовательно, нарушается работа отопительной системы. В этом случае в работу включается смесительный насос (16), который обеспечивает постоянный расход воды и нормализует работу отопительной установки.

На рис. 2.7, м отопительная установка присоединена к тепловой сети по независимой схеме, и циркуляционный контур отопительной системы гидравлически изолирован от сетевой воды. Здесь также местное регулирование отопительной нагрузки производится по внутренней температуре отапливаемых зданий с помощью регулятора отопления (14). Циркуляция воды в отопительной установке поддерживается постоянной за счёт работы насоса (16).

Присоединение к тепловой сети через ГТП отопительных установок и систем горячего водоснабжения группы зданий представлено на рис. 2.9.

Регулирование отопительной нагрузки при такой схеме присоединения зданий к тепловой сети осуществляется с помощью моделирующего устройства (26) и регулятора отопления (14). При изменении температуры воздуха, от моделирующего устройства (26) формируется импульс и подаётся команда на регулятор отопления. Циркуляцию воды в отопительных установках создаёт смесительный насос (16). Также этот насос обеспечивает постоянный расход воды через установки (4) независимо от расхода сетевой воды, поступающей на ГТП через клапан регулятора отопления.

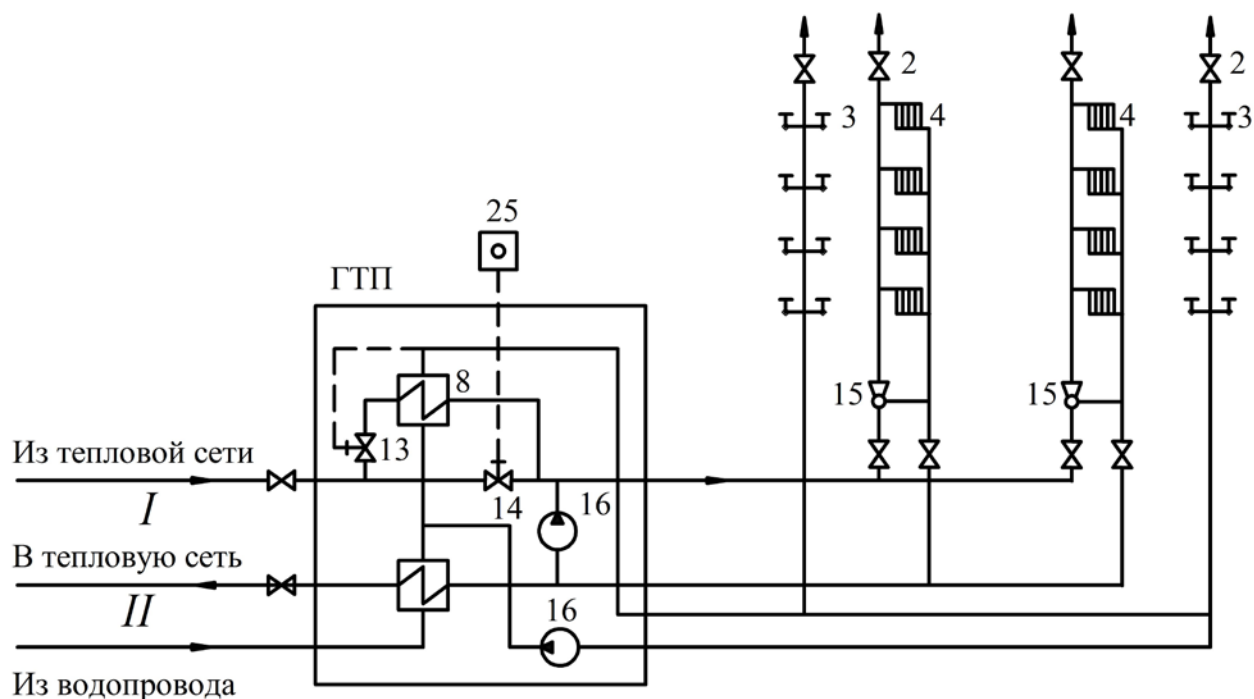


Рис. 2.9. Схема присоединения к тепловой сети через ГТП отопительных установок и систем горячего водоснабжения группы зданий

1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – одноступенчатый подогреватель горячего водоснабжения; 7 – подогреватель горячего водоснабжения первой ступени; 8 – подогреватель горячего водоснабжения второй ступени; 9 – подогреватель системы отопления; 10 – расширительный бак; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; 14 – регулятор отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – регулятор температуры воздуха; 23 – воздушный калорифер первой ступени; 24 – воздушный калорифер второй ступени; 25 – моделирующее устройство

Применение регуляторов отопления (14) и моделирующих устройств вместо регуляторов постоянства расхода (РР) предоставляет возможность снижения расхода сетевой воды при одновременном повышении ее температуры. Причём такой режим работы повышает резервирующую способность системы теплоснабжения и не вызывает нарушений теплового режима

отапливаемых зданий. Такая способность системы позволяет при аварийных ситуациях резервировать взаимно сблокированные магистрали путем передачи части расхода сетевой воды в смежную магистраль. При применении регуляторов расхода такой метод резервирования теплоснабжения путем повышения температуры воды невозможен.

При трехтрубной закрытой водяной системе теплоснабжения (рис. 2.10) от источника теплоснабжения отходят два подающих трубопровода I и II. В каждом трубопроводе поддерживается свой температурный режим. По трубопроводу I вода подается в отопительные и вентиляционные установки абонентов, а по трубопроводу II — в установки горячего водоснабжения и технологические аппараты. По обратному трубопроводу III вода возвращается от потребителей к источнику теплоснабжения.

Трехтрубные системы теплоснабжения позволяют осуществлять центральное регулирование двух разнородных видов тепловой нагрузки. Температура воды в подающем трубопроводе I изменяется по закону сезонной нагрузки, а в подающем трубопроводе II поддерживается постоянной.

Местное регулирование теплоснабжения при трёхтрубной схеме значительно упрощается, т. к. к каждой подающей линии присоединяется однородная тепловая нагрузка. В этих условиях местное регулирование отопительной нагрузки может производиться с помощью регуляторов расхода.

Преимуществом закрытой системы теплоснабжения является гидравлическая изолированность водопроводной воды от сетевой воды, циркулирующей в тепловой сети.

На групповых тепловых подстанциях или на абонентских вводах подогрев водопроводной воды осуществляется в поверхностных водоводяных подогревателях. Следовательно, водопроводная вода, поступающая в установки горячего водоснабжения, не имеет прямого контакта с сетевой водой.

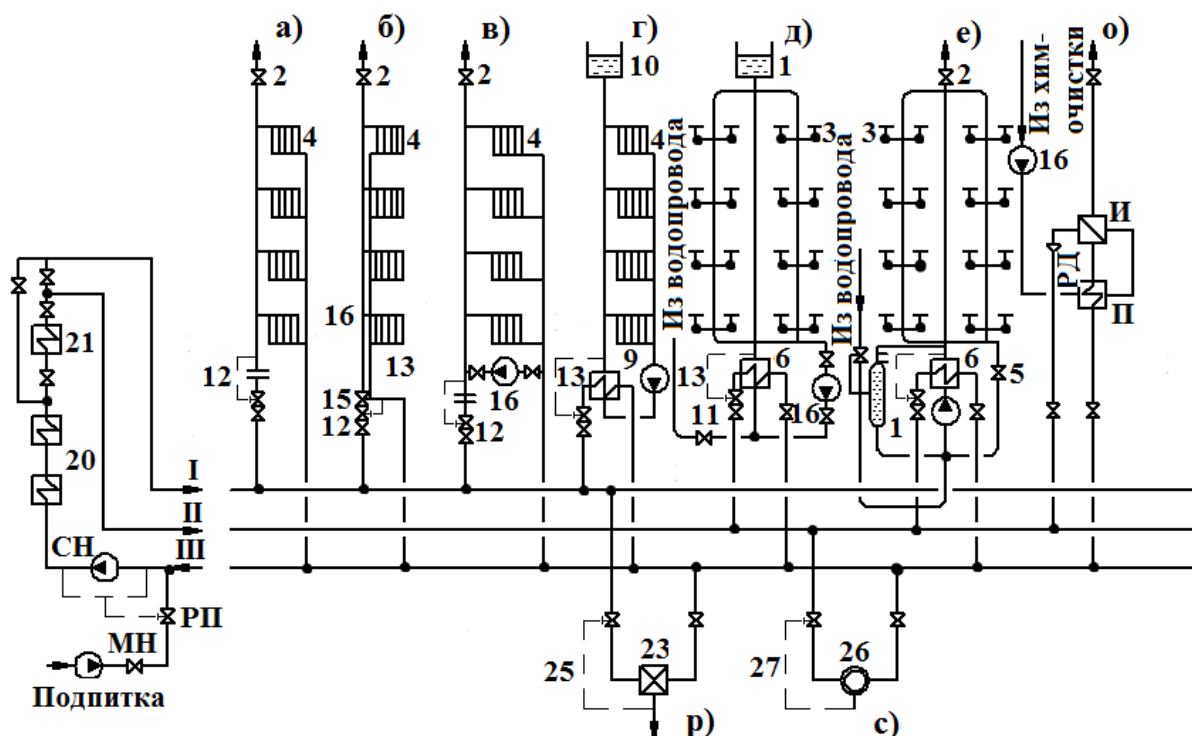


Рис. 2.10. Трёхтрубная закрытая водяная система теплоснабжения

1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – одноступенчатый подогреватель горячего водоснабжения; 7 – подогреватель горячего водоснабжения первой ступени; 8 – подогреватель горячего водоснабжения второй ступени; 9 – подогреватель системы отопления; 10 – расширительный бак; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; регулятор отопления; 14 – отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – регулятор температуры воздуха; 23 – воздушный калорифер первой ступени; 24 – воздушный калорифер второй ступени; 25 – моделирующее устройство; 26 – технологический тепло-массообменный аппарат; 27 – регулятор нагрева.

Схемы присоединений абонентов к тепловой сети: а – Щ(З); б – О(ЗСС); в – О(ЗНС); г – О(Н); д – Г(АВ); е – Г(АН); о – испарительной установки; р – вентиляционной установки; с – технологического тепло-массообменного аппарата

Гидравлическая изолированность системы горячего водоснабжения от тепловой сети обеспечивает стабильное качество

горячей воды. Поступающая абонентам от установок горячего водоснабжения вода имеет такое же качество, как и водопроводная вода. Контроль герметичности тепловой сети может осуществляться по расходу подпитки.

Благодаря короткому пути прохождения водопроводной воды от ввода в здание до водоразборного крана упрощается санитарный контроль системы горячего водоснабжения.

К основным недостаткам закрытых систем теплоснабжения следует отнести следующие факторы:

1. Увеличение номенклатуры оборудования абонентских вводов горячего водоснабжения при установке водо-водяных подогревателей.
2. Поступление в местные установки горячего водоснабжения недеаэрированной водопроводной воды вызывает их коррозию.
3. Использование водопроводной воды, имеющей повышенную карбонатную (временную) жесткость $J_k \geq 7$ мг-экв/л, вызывает отложение накипи в водо-водяных подогревателях и трубопроводах местных установок горячего водоснабжения.
4. Увеличение капитальных затрат при строительстве.
5. Снижение уровня надёжности.
5. Усложнение эксплуатации.

Интенсивность коррозионных процессов возрастает при использовании мягких вод, имеющих отрицательный индекс насыщения ($J < 0$) с большим содержанием коррозионно-активных газов O_2 и CO_2 , а также при повышенной концентрации в воде хлоридов или сульфитов. В коррозионно-активных водах показатель концентрации водородных ионов $pH \leq 7,2$.

Поэтому, для повышения антикоррозионной стойкости местных установок горячего водоснабжения необходимо на абонентских вводах устанавливать фильтры для деаэрации водопроводной воды. Для защиты внутренних поверхностей трубопроводов от образования накипи и шлама также необходимо устанавливать специальные фильтры. Установка дополнительного оборудования требует увеличения затрат на строительство и усложняет эксплуатацию

абонентских вводов.

Открытые системы. Наибольшее распространение получили двухтрубные открытые системы теплоснабжения (см. рис. 2.11). Горячая сетевая вода поступает от источника теплоснабжения к абонентам по трубопроводу I. Обратная сетевая вода возвращается по трубопроводу II.

Отопительные абонентские установки (рис. 2.11, *а, б, в, г*) присоединяются к тепловой сети по тем же схемам, что и в закрытых системах теплоснабжения.

Схемы присоединения установок горячего водоснабжения (рис. 2.11, *д, е*) значительно отличаются от ранее рассмотренных схем. Горячая вода поступает абонентам не из водопровода, а непосредственно из тепловой сети.

Вода из подающего трубопровода тепловой сети поступает через клапан регулятора температуры (13) в смеситель (22). В этот же смеситель поступает вода из обратного трубопровода тепловой сети через обратный клапан (5). Регулятор температуры регулирует расход воды из подающего трубопровода и поддерживает в смесителе (22) постоянную температуру смеси (около 60 °С). Из смесителя вода поступает в местную систему горячего водоснабжения. Обратный клапан (5) противодействует перетеканию воды из подающего трубопровода в обратный трубопровод.

Для выравнивания графика потребления горячей воды установлены аккумуляторы горячей воды: рис. 2.11, *д* — верхний аккумулятор, рис. 2.11, *е* — нижний аккумулятор. Зарядка верхнего аккумулятора производится под напором сетевой воды из подающего трубопровода, а разрядка — под статическим напором.

Управление нижним аккумулятором осуществляется специальным автоматическим устройством. Зарядка нижнего аккумулятора производится через клапан регулятора расхода (12). Импульсом для регулятора является перепад давления на дроссельной шайбе. Дроссельная шайба устанавливается на главном стояке местной системы горячего водоснабжения.

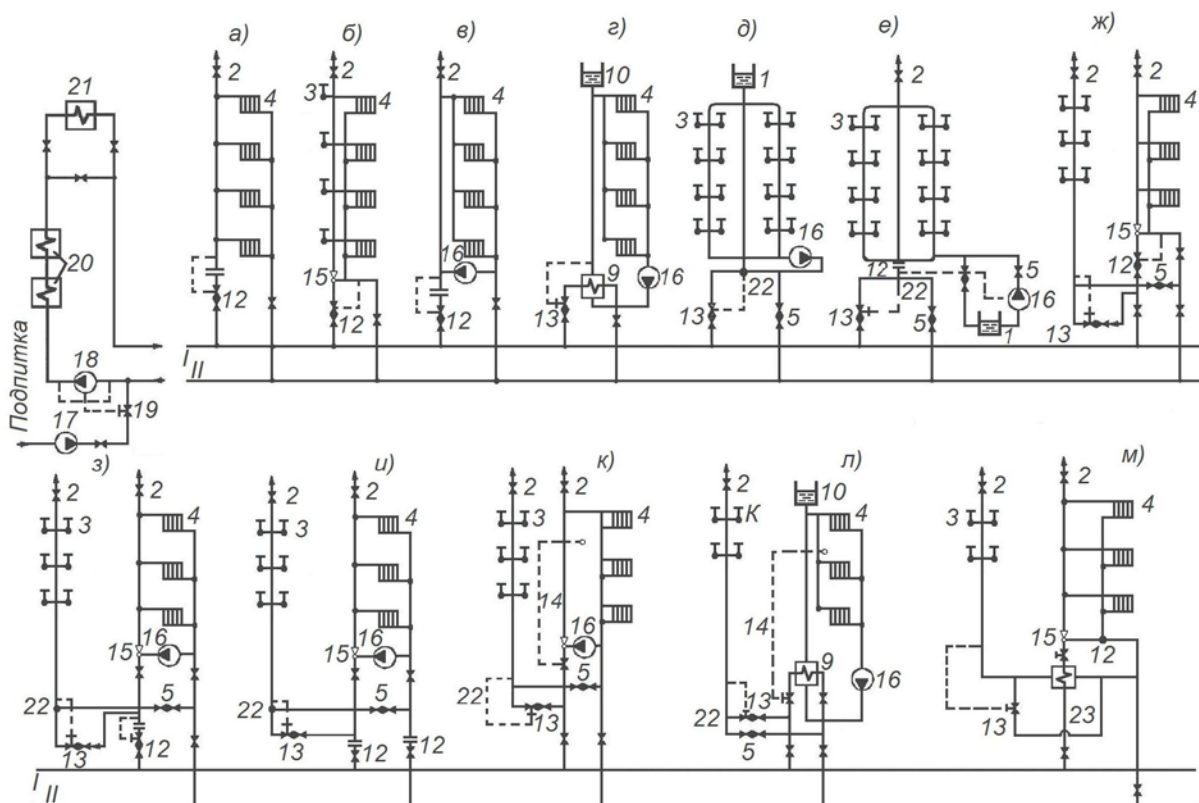


Рис. 2.11. Открытая двухтрубная водяная система теплоснабжения

Схемы присоединений: а – О(3); б – О(ЗОС); в – О(ЗНС); г – О(Н); д – Г(АВ); е – Г(АН); ж – О(ЗСС) Г(НВ) несвязанное регулирование; з – О(ЗСНС) Г(НВ) связанное регулирование; и – О(ЗСНС) Г(НВ) постоянное гидравлическое сопротивление на вводе; к – О(ЗСНС) Г(НВ) несвязанное регулирование; л – О(Н) Г(НВ) несвязанное регулирование; м – О(ЗСС) связанное регулирование; 1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – одноступенчатый подогреватель горячего водоснабжения; 7 – подогреватель горячего водоснабжения первой ступени; 8 – подогреватель горячего водоснабжения второй ступени; 9 – подогреватель системы отопления; 10 – расширительный бак; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; регулятор отопления; 14 – отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – смеситель; 23 – предвключённый подогреватель горячего водоснабжения

При снижении водоразбора уменьшается перепад давлений на дроссельной шайбе. Это заставляет клапан регулятора расхода открыться, и часть воды из главного стояка отводится в аккумулятор (1). Следовательно, при открытии клапана регулятора расхода производится зарядка аккумулятора. При увеличении водоразбора увеличивается перепад давлений на дроссельной шайбе, и клапан регулятора расхода прикрывается.

При большом водоразборе аккумулятор переключается на режим разрядки. Клапан регулятора расхода полностью закрывается. Затем с помощью пускового устройства включается в работу насос (16), и вода из аккумулятора подается в систему горячего водоснабжения.

Если жилые здания имеют два вида тепловой нагрузки — отопление и горячее водоснабжение, то они присоединяются к тепловой сети по схемам, показанным на рис. 2.11, *ж*, *з*.

Отопительные установки и установки горячего водоснабжения присоединены к тепловой сети по принципу несвязанного регулирования (рис. 2.11, *ж*). Несвязанное регулирование означает, что обе установки работают независимо друг от друга. Постоянство расхода сетевой воды в отопительной установке поддерживается с помощью регулятора расхода (12) и не зависит от режима работы установки горячего водоснабжения.

Суммарный расход сетевой воды в подающем трубопроводе тепловой сети равен сумме расходов воды в подающем трубопроводе на отопление и горячее водоснабжение.

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение изменяется от максимального в часы наибольшего водоразбора до нуля в период отсутствия водоразбора. Соотношение расходов воды на горячее водоснабжение из подающей и обратной линий устанавливается регулятором температуры (13) и зависит от температуры сетевой воды на абонентском вводе.

Расчетный расход сетевой воды в подающем трубопроводе определяется по максимальному расходу в нём сетевой воды.

Максимальный расход имеет место при максимальной нагрузке горячего водоснабжения и минимальной температуре воды в этом трубопроводе. Это соответствует режиму, когда нагрузка горячего водоснабжения целиком обеспечивается подачей сетевой воды из трубопровода тепловой сети.

После абонентской установки расход сетевой воды в обратном трубопроводе равен разности расходов сетевой воды на отопление и на горячее водоснабжение. Максимальный расход воды в обратном трубопроводе равен расходу на отопление. Подобный режим устанавливается в том случае, когда расход воды на горячее водоснабжение полностью отсутствует.

Расход воды на горячее водоснабжение может отсутствовать в двух случаях — во-первых, в ночное время, а во-вторых, при полном обеспечении нагрузки горячего водоснабжения водой из подающего трубопровода тепловой сети. Второй случай имеет место при минимальной температуре воды в подающем трубопроводе, равной 60 °С.

Подключение к абонентским вводам жилых зданий отопительных установок и установок горячего водоснабжения по принципу несвязанного регулирования приводит к повышению расчетного расхода воды в подающем трубопроводе тепловой сети. Увеличение расхода сетевой воды приводит к увеличению диаметров трубопроводов тепловой сети, росту затрат на сооружение и увеличению стоимости транспорта теплоты.

При подключении к абонентским вводам жилых зданий отопительных установок и установок горячего водоснабжения по принципу связанного регулирования расчетный расход воды в тепловых сетях снижается (рис. 2.11, з).

При такой схеме подключения регулятор расхода (12) поддерживает постоянный расход воды на абонентский ввод из подающего трубопровода. Регулятор расхода устанавливается на общем подающем трубопроводе абонентского ввода. В период максимального расхода воды на горячее водоснабжение снижается

подача сетевой воды из подающего трубопровода тепловой сети. Снижение расхода сетевой воды приводит к уменьшению расхода теплоты на отопление. В период уменьшения расхода воды на горячее водоснабжение, большая часть или вся сетевая вода из подающего трубопровода тепловой сети, через абонентский ввод, направляется в отопительную систему. При этом компенсируется недопоставка теплоты.

Режим большого расхода воды из подающего трубопровода тепловой сети на горячее водоснабжение может привести к гидравлической разрегулировке отопительных установок. Гидравлическая разрегулировка устраняется путём установки центробежного насоса (16) на перемычке элеватора. Насос включается в работу при повышенном расходе воды на горячее водоснабжение (рис. 2.11, з, и, к).

При минимальной температуре сетевой воды в подающем трубопроводе ($60\text{--}65\text{ }^{\circ}\text{C}$) возможно использование схемы с предвключенным подогревателем горячего водоснабжения (рис. 2.11, м). Эта схема позволяет устранить неблагоприятное влияние повышенного расхода воды из сети и всегда осуществлять водоразбор после отопительной установки из обратного трубопровода. Дополнительный подогрев сетевой воды, идущей в систему горячего водоснабжения, осуществляется в предвключенном подогревателе (23). Схема предложена В. А. Малафеевым.

Для выравнивания суточного графика тепловой нагрузки может быть использована аккумулирующая способность строительных конструкций отапливаемых зданий. Такая возможность существует в случае присоединения абонентских установок к тепловой сети по принципу связанного регулирования (рис. 2.11, з).

Независимо от температуры наружного воздуха, среднесуточная подача теплоты на отопление была равна потерям теплоты зданиями. При этом расчетный расход воды в подающем трубопроводе тепловой сети должен быть равен расчетному расходу сетевой воды на

отопление. Снижение расхода сетевой воды на отопление должно компенсироваться повышением её температуры. При отсутствии отбора воды на горячее водоснабжение расчетный расход воды в обратном трубопроводе также должен быть равен расчетному расходу воды на отопление. Следовательно, при таком режиме работы системы теплоснабжения вся сетевая вода, прошедшая через отопительные системы, должна быть возвращена по обратному трубопроводу к источнику теплоснабжения.

При наличии повышенной гидравлической нагрузки горячего водоснабжения у значительной части абонентов возможен отказ от установки регуляторов расхода на абонентских вводах. Соответственно, при таком техническом решении в узле присоединения абонентской системы горячего водоснабжения к тепловой сети устанавливаются только регуляторы температуры (13), см. рис. 2.11, *и*. Роль регуляторов расхода воды в этой схеме выполняют постоянные гидравлические сопротивления (12). Регуляторы расхода воды устанавливаются на абонентских вводах при начальной регулировке системы теплоснабжения. Постоянное гидравлическое сопротивление (12) рассчитывается индивидуально для каждого ввода

Местное регулирование отопительной нагрузки может производиться по внутренней температуре воздуха в отапливаемых помещениях (рис. 2.11, *к, л*). Отопительная установка на рис. 2.11, *к* присоединена к тепловой сети по зависимой схеме, а отопительная установка на рис. 2.11, *л* — по независимой схеме.

Требуемый расход воды на отопительную установку поддерживается насосом (16), который обеспечивает независимость системы от подачи сетевой воды. Регулировка подачи сетевой воды на отопление осуществляется с помощью клапана регулирующего устройства.

При независимом присоединении отопительных установок к тепловой сети (рис. 2.11, *л*) повышается надежность системы теплоснабжения. Это объясняется тем, что при зависимой схеме

присоединения с непосредственным отбором воды на горячее водоснабжение давление в обратном трубопроводе тепловой сети может изменяться в широких пределах. В свою очередь, колебание давления в обратном трубопроводе тепловой сети приводит к нарушению работы отопительной установки. При независимом присоединении отопительных установок к тепловой сети отбор воды на горячее водоснабжение не оказывает влияние на давление в обратном трубопроводе тепловой сети.

Кроме того, независимое присоединение отопительных установок к тепловой сети позволяет значительно повысить качество сетевой воды. Повышение качества сетевой воды, соответственно, повышает качество горячей воды, поступающей потребителям. Особенно такая схема теплоснабжения эффективна для тепловых сетей большой протяжённости и обладающих разнородной тепловой нагрузкой.

Система транспортировки тепловой энергии от источника к потребителю включает как минимум прямой и обратный трубопровод. Однако если расход воды на горячее водоснабжение равен расходу воды на отопление, то отпадает необходимость в обратном трубопроводе. Следовательно, система теплоснабжения может состоять только из прямого трубопровода, что значительно снижает капитальные затраты на сооружение тепловой сети. Однако возможность применения однотрубных систем в крупных городах весьма ограничена. Объясняется это тем, что потребность в горячей воде для бытовых нужд составляет в среднем только 40–50 % расчетного расхода сетевой воды на отопление. Следовательно, расход воды на горячее водоснабжение не равен расходу воды на отопление. Поэтому возникает необходимость сброса излишек горячей воды в канализацию, что экономически невыгодно.

Однотрубные системы теплоснабжения (рис. 2.12) были разработаны и предложены такими учёными, как В. Б. Пакшвер,

Л. К. Якимов, В. К. Дюскин, Л. А. Мелентьев и др. Основная идея заключается в использовании всей сетевой воды после отопительных установок для горячего водоснабжения, что позволяет отказаться от обратного трубопровода.

Принципиальные схемы однотрубной водяной тепловой сети с абонентскими вводами, имеющими отопительные установки и установки горячего водоснабжения, представлены на рис. 2.12.

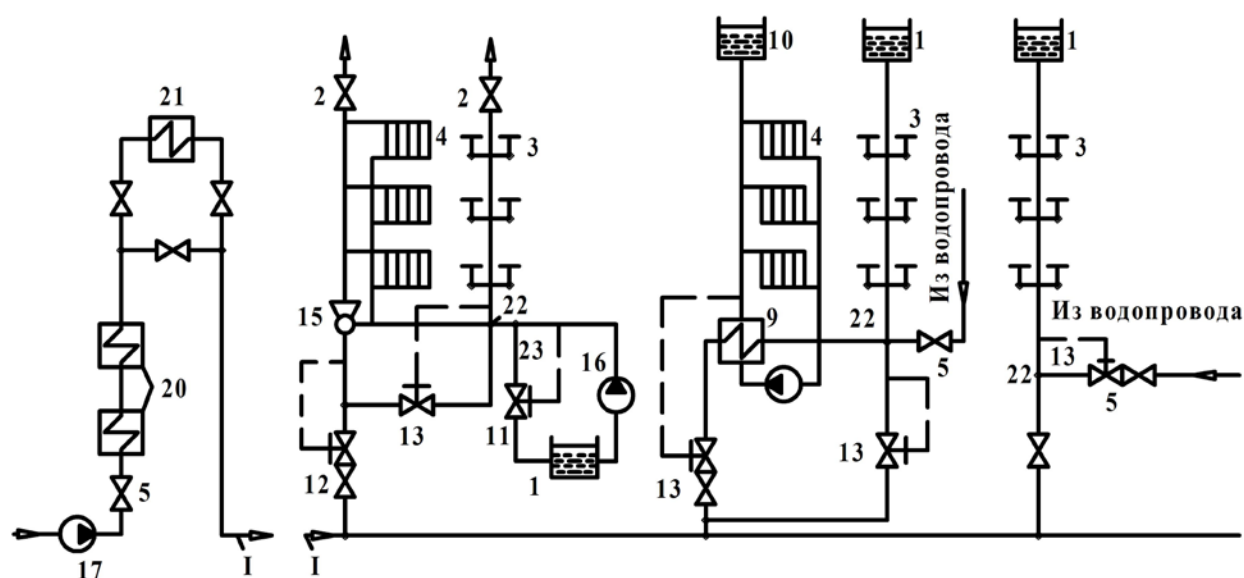


Рис. 2.12. Тепловая схема однотрубной водяной системы теплоснабжения
 1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 9 – подогреватель системы отопления; 10 – расширительный бак; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – смесительный узел; 23 – пусковое устройство.

Сетевая вода после отопительной установки или после подогревателя отопительной установки направляется в установки горячего водоснабжения. В смесительном узле установок горячего водоснабжения (22) производится подмешивание к обратной воде некоторого количества воды из тепловой сети. Подмешивание

позволяет с помощью регулятора температуры (13) поддерживать постоянную температуру горячей воды. При высокой температуре сетевой воды возможен подвод воды из водопровода в смесительный узел (22).

Однотрубная водяная система теплоснабжения позволяет в случае необходимости реализовать схему с изолированным абонентским вводом горячего водоснабжения.

Наиболее вероятна возможность использования однотрубной водяной системы теплоснабжения для транзитной транспортировки теплоты от источника до района теплового потребления. Причём внутри районов теплоснабжения должна применяться двухтрубная система (рис. 2.13). Такая система теплоснабжения с однотрубной (однонаправленной) транзитной линией была разработана и предложена проф. В. Б. Пакшвером.

Преимущества открытых систем по сравнению с закрытыми системами:

1. Возможность использования низкопотенциальной теплоты от источников теплоснабжения и промышленных предприятий для горячего водоснабжения.

2. Упрощение схем.

3. Снижение капитальных затрат на сооружение абонентских вводов (подстанций).

4. Повышение надёжности местных установок горячего водоснабжения.

5. Возможность использования однотрубной системы для транзитного транспорта теплоты.

Недостатки открытых систем по сравнению с закрытыми системами:

1. Расход подпиточной воды не характеризует плотность системы.

2. Усложнён контроль герметичности системы теплоснабжения; усложнение и удорожание станционной водоподготовки.

3. Отклонение показателей качества горячей воды от санитарных

требований при зависимой схеме присоединения к тепловой сети.

4. Увеличение объема санитарного контроля системы теплоснабжения.

5. Усложнение эксплуатации в связи с нестабильностью гидравлического режима тепловой сети, вызванной переменным расходом воды в обратной линии.

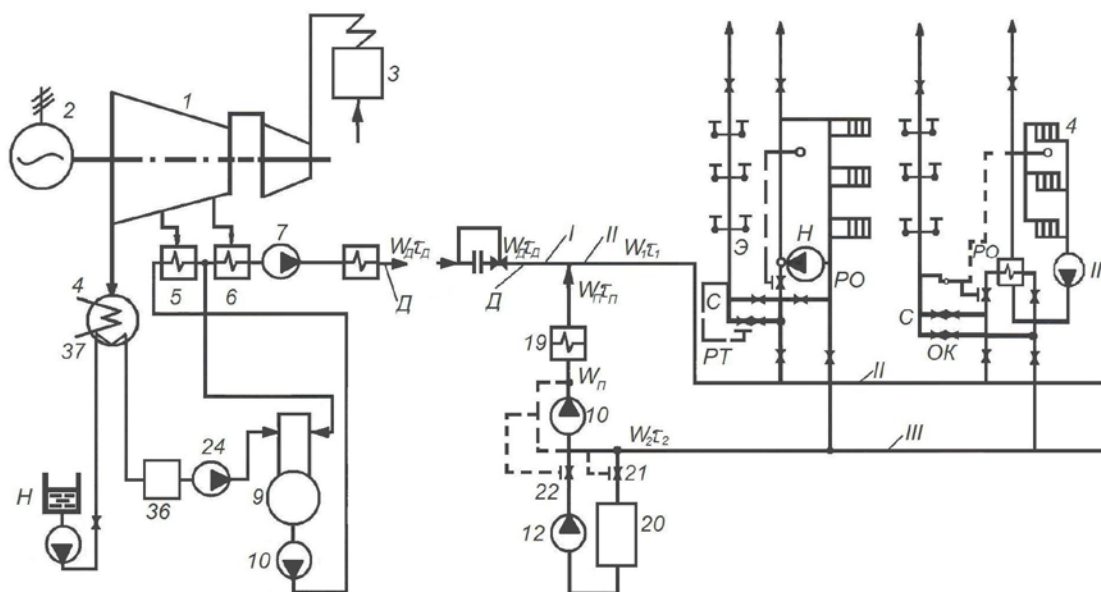


Рис. 2.13. Тепловая схема водяной системы теплоснабжения с однотрубной транзитной и двухтрубной распределительной сетью:

1 – теплофикационная турбина с отопительным отбором пара; 2 – стопорный клапан; 3 – энергетический котел; 4 – конденсатор турбины; 5 – сетевой подогреватель первой ступени; 6 – сетевой подогреватель второй ступени; 7 – сетевой насос; 9 – деаэратор подпиточной воды; 10 – подпиточный насос; 12 – подпиточный насос; 19 – пиковая котельная; 20 – аккумулятор горячей воды; 21 – регулятор слива; 22 – регулятор подпитки; 24 – насос химочищенной воды; 36 – химводоочистка; 37 – теплофикационный (встроенный) пучок в конденсаторе турбины; Д – магистраль дальнего транспорта; Э – элеватор; РТ – регулятор температуры; РО – регулятор отопления

2.4. ПАРОВЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Существует два типа паровых систем теплоснабжения: с возвратом и без возврата обратного конденсата.

В промышленной теплоэнергетике широкое применение нашла однотрубная паровая система с возвратом обратного конденсата (рис. 2.14).

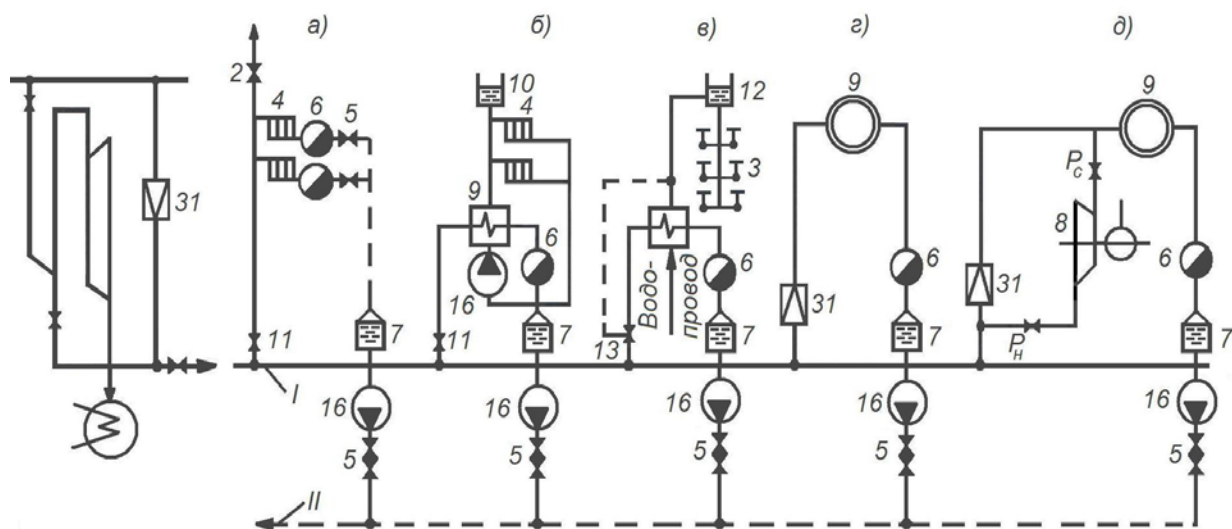


Рис. 2.14. Тепловая схема однотрубной паровой системы теплоснабжения с возвратом обратного конденсата

I – паропровод; II – конденсатопровод; 1 – теплофикационная паровая турбина; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – конденсатоотводчик; 7 – конденсатосборник; 8 – термокомпрессор; 9 – технологический теплообменник; 10 – расширительный бак; 11 – регулирующий клапан; 12 – аккумулятор горячей воды; 13 – регулятор температуры воды; 31 – редукционно-охладительная установка.

Схемы присоединений: а – О(З); б – О(Н); в – Г(АВ); г – присоединение технологических аппаратов; д – присоединение технологических аппаратов с местной термокомпрессией

Пар из регулируемого отбора турбины поступает в однотрубную паровую сеть (I) и транспортируется по ней к тепловым потребителям. Конденсат возвращается от потребителей на ТЭЦ по трубопроводу обратного конденсата (II). В случае остановки турбины или недостаточной мощности регулируемого отбора пара предусмотрена возможность резервной подачи пара в сеть через редукционно-охладительную установку (31).

Схемы присоединений абонентских установок к паровой сети зависят от конструкции этих установок. Если пар может быть направлен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по зависимой схеме (рис. 2.14, *а*). Если пар не может быть направлен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по независимой схеме через теплообменник (рис. 2.14, *б, в*).

Образовавшийся конденсат отводится конденсатоотводчиком (6) в бак обратного конденсата (7). Из бака обратного конденсата насосом (16) обратный конденсат возвращается на ТЭЦ. За насосом (16) установлен обратный клапан (5) для защиты технологических установок от поступления в них обратного конденсата из конденсатопровода тепловой сети.

На рис. 2.14, *в* показана возможность присоединения системы горячего водоснабжения к паровой сети. Технологические аппараты промышленных предприятий могут присоединяться к паровой сети напрямую или через РОУ (31) (рис. 2.14, *з*). Если давление пара в паровой сети меньше давления, требующегося отдельным технологическим установкам, то оно может быть при помощи компрессора искусственно повышено. Для этой цели применяются поршневые, ротационные или центробежные компрессоры с электрическим или механическим приводом (рис. 2.14, *д*).

Большое значение для повышения экономичности и надежности системы теплоснабжения имеет организация сбора обратного конденсата и его возврат к источнику теплоты.

Снижение доли возврата обратного конденсата приводит к необходимости увеличения производительности водоподготовительной установки для восполнения потерь теплоносителя. Увеличение производства добавочной воды приводит к увеличению расхода химических реагентов и увеличению себестоимости пара. Кроме того, снижение доли возврата обратного конденсата приводит к дополнительным тепловым потерям. Также возрастают потери теплоносителя из-за увеличения объема продувки

КОТЛОВ.

На ТЭЦ с высокими и сверхкритическими начальными параметрами (13 МПа и выше) стоимость производства добавочной воды значительно выше, чем на ТЭЦ низких параметров за счет высокой стоимости химических реагентов и более сложной технологии подготовки воды. Сооружение обессоливающих установок требует больших капиталовложений. Поэтому для ТЭЦ с высокими и сверхкритическими начальными параметрами организация сбора обратного конденсата и его возврат приобретают особое значение.

Большое значение в системе сбора и возврата конденсата имеют конденсатоотводчики, которые устанавливаются, как правило, после всех поверхностных паровых теплообменных аппаратов, а также на паропроводах насыщенного пара в узлах возможного скопления конденсата.

Сбор и возврат конденсата может осуществляться с использованием открытых систем конденсатопроводов или напорных систем конденсатопроводов.

Применение открытых систем сбора и возврата конденсата допускается обычно в условиях, исключающих образование внутренней коррозии конденсатопроводов. Как правило, такие системы используются в системах сбора замасленного конденсата. В большинстве случаев для сбора и возврата конденсата применяются напорные системы конденсатопроводов с размещением конденсатных насосов у потребителей (рис. 2.14, з).

Эффективность системы сбора и возврата конденсата может быть повышена за счёт следующих технических предложений:

1. Замена технологических аппаратов смешивающего типа на технологические аппараты поверхностного типа для защиты конденсата от загрязнения.

2. Повышение герметичности технологических аппаратов поверхностного типа для создания условий, исключающих попадание загрязняющих веществ в паровую полость теплообменников.

3. Наладка работы конденсатоотводчиков с целью обеспечения отвода конденсата из технологических аппаратов без пропуска пролетного пара.

4. Поддержка в работоспособном состоянии конденсатоотводчиков.

5. Использование закрытых схем сбора конденсата для защиты трубопроводов от внутренней коррозии.

6. Создание избыточного давления 5–20 кПа в баках обратного конденсата за счет пара вторичного вскипания или подачи пара из паропроводов.

Если технологическим потребителям требуется пар с давлением выше получаемого из регулируемых отборов турбин, то давление может быть повышено за счёт использования на ТЭЦ струйных компрессоров. Такая схема получила название паровой системы с центральной термокомпрессией (рис. 2.15).

После турбины пар направляется в приемную камеру струйного компрессора (18). По другому паропроводу в сопло струйного компрессора поступает перегретый пар из котла. Сжатый компрессором до более высокого давления пар направляется из диффузора компрессора в паровую сеть.

В тех случаях, когда промышленным потребителям требуется технологический пар разных давлений, применяются двухтрубные и многотрубные паровые системы. В паропроводы высокого и низкого давления пар может направляться непосредственно из котла, через РОУ, из регулируемых отборов турбин, после последней ступени турбин с противодавлением. Технологические установки присоединяются к паропроводам в зависимости от требуемых параметров пара. Обратный конденсат возвращается на станцию по общему трубопроводу.

Двухтрубные паровые системы могут использоваться при сезонной зависимости режимов потребления технологического пара абонентами. В этом случае в сезон больших расходов пара

включаются в работу два паропровода, а в сезон малых расходов в работу включается один паропровод.

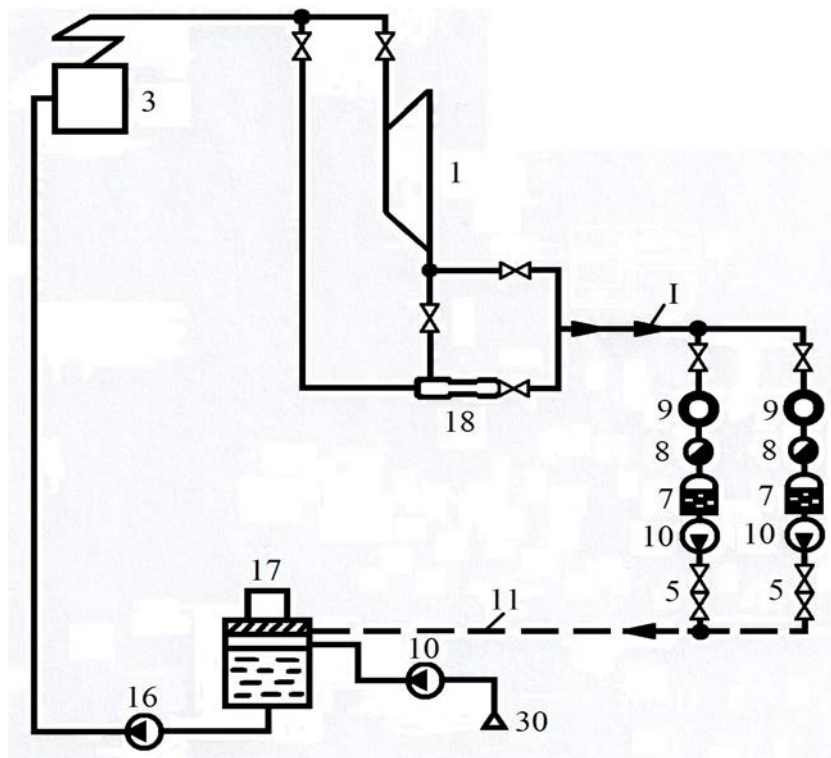


Рис. 2.15. Тепловая схема однотрубной паровой системы теплоснабжения с центральной струйной компрессией и возвратом обратного конденсата
1 – теплофикационная паровая турбина с противодавлением; 3 – паровой котел; 17 – деаэратор; 18 – струйный компрессор

Некоторые технологические процессы не допускают даже кратковременных перерывов в подаче пара. Поэтому двухтрубные паровые системы могут применяться для резервирования в случае необходимости повышенной надёжности подачи пара потребителям. На рис. 2.16 представлена двухтрубная паровая система с возвратом конденсата.

Пар низкого давления из турбины поступает в один паропровод, а редуцированный пар повышенного давления из котла через РОУ — во второй паропровод. Обратный конденсат возвращается по общему паропроводу.

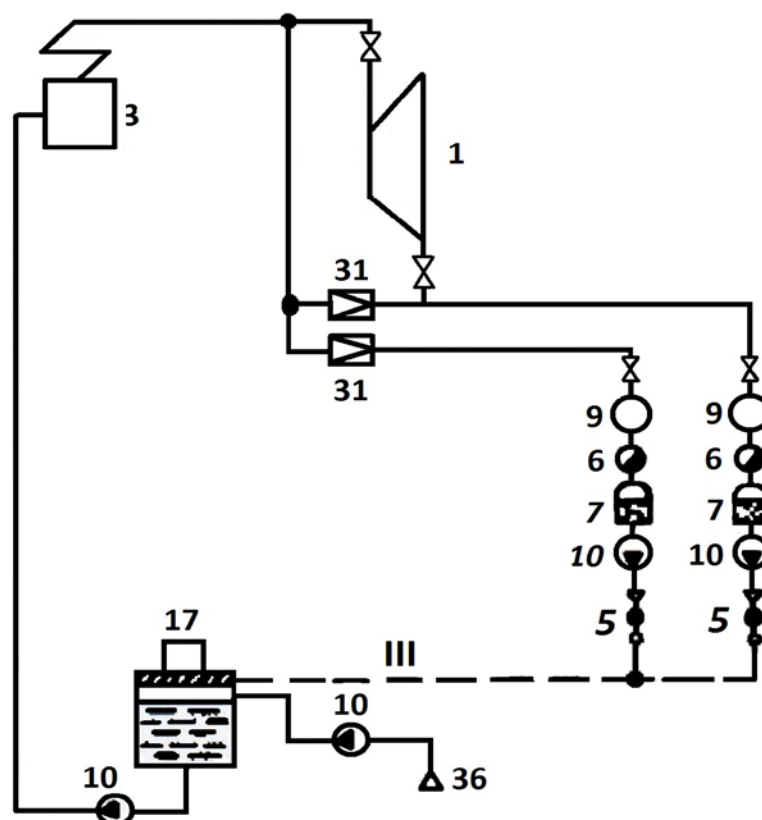


Рис. 2.16. Тепловая схема двухтрубной паровой системы теплоснабжения с центральной струйной компрессией и возвратом обратного конденсата
 1 – теплофикационная паровая турбина с противодавлением; 3 – паровой котел; 17 – деаэратор; 18 – струйный компрессор; 36 – водоподготовительная установка

В некоторых случаях экономически выгоден отказ от возврата конденсата. При отказе от возврата конденсата упрощается схема теплоснабжения потребителей. Отпадает необходимость в прокладке трубопровода обратного конденсата, насосов для возврата конденсата, экономится электроэнергия на перекачку конденсата. На абонентской установке подогреватель поверхностного типа заменяется подогревателем смешивающего типа. Однако потеря обратного конденсата должна компенсироваться увеличением

производительности водоподготовительной установки.

На рис. 2.17 представлена однотрубная паровая система теплоснабжения без возврата конденсата. На схеме показано подсоединение потребителей теплоты к паропроводу без промежуточных теплообменников. Конденсат греющего пара используется для горячего водоснабжения абонентов.

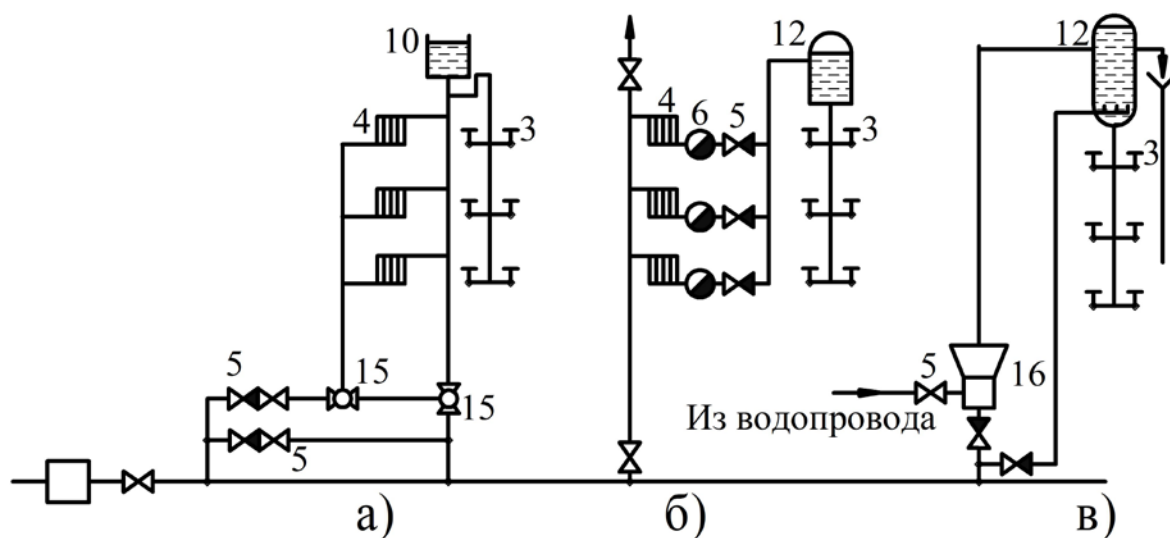


Рис. 2.17. Тепловая схема однотрубной паровой системы теплоснабжения без возврата обратного конденсата

Схемы присоединений: а – отопительная установка и установка горячего водоснабжения; б – паровая отопительная установка и установка горячего водоснабжения; в – установка горячего водоснабжения

2.5. СВЕРХДАЛЬНЯЯ ТРАНСПОРТИРОВКА ТЕПЛОТЫ

В связи с повышением требований к охране окружающей среды возникает необходимость теоретического обоснования, разработки и создания систем сверхдальней транспортировки тепловой энергии. При сверхдальней транспортировке расстояние между источниками и потребителями должно достигать 100–150 км.

При решении этой проблемы первоочередной задачей является задача поиска энергоёмкого теплоносителя или поиска процессов, позволяющих концентрированно передавать тепловую энергию на

большие расстояния.

В качестве одного из решений может быть рассмотрена возможность реализации реакции паровой конверсии метана и создания на этой базе системы транспортировки теплоты в химически связанном состоянии (рис. 2.18). Процесс паровой конверсии метана относится к каталитическим процессам.

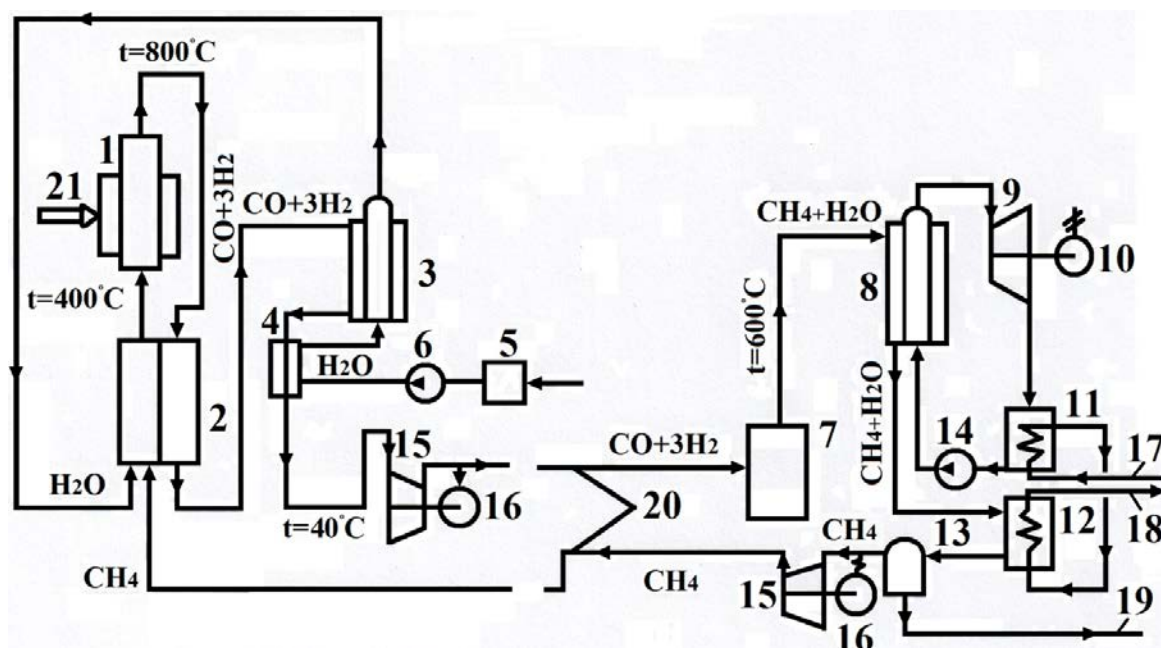
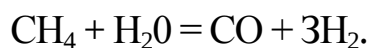


Рис. 2. 18. Тепловая схема транспортировки теплоты в химически связанном состоянии на сверхдальние расстояния

1 – реактор конверсионный; 2 – регенеративный газо–газовый теплообменный аппарат; 3 – котел низкого давления; 4 – регенеративный подогреватель питательной воды; 5 – водоподготовительная установка; 6 – питательный насос; 7 – метанатор; 8 – котел повышенного давления; 9 – теплофикационная паровая турбина; 10 – электрический генератор; 11 – теплофикационный подогреватель; 12 – газовый подогреватель сетевой воды; 13 – водоотделитель; 14 – питательный насос; 15 – газовый компрессор; 16 – электропривод компрессора; 17 – обратная линия тепловой сети; 18 – подающая линия тепловой сети; 19 – отвод воды в систему технического водоснабжения; 20 – трубопроводы транспортировки теплоты на сверхдальние расстояния; 21 – подвод высокопотенциальной теплоты

К реактору (1) подводится газ метан CH_4 и водяной пар H_2O , которые при температуре около 400°C вступают в химическую реакцию. В результате реакции образуется смесь водорода H_2 и оксида углерода CO :



Конечная температура процесса образования смеси составляет около 800°C . Для реализации процесса паровой конверсии необходимо к реактору подвести от внешнего источника значительное количество теплоты (21).

В качестве источника теплоты для процесса конверсии может быть использована теплота сжигания органического топлива или внутриядерная энергия. Удельный расход теплоты на процесс конверсии составляет $206 \text{ ГДж/моль} = 12,8 \text{ кДж/кг CH}_4$.

Полученная в реакторе (1) высокотемпературная газовая смесь водорода H_2 и оксида углерода CO проходит через регенеративный теплообменник (2). В этом теплообменном аппарате смесь охлаждается, отдавая теплоту исходным продуктам (метану и водяному пару). Исходные продукты нагреваются до температуры около 400°C .

Охлажденная газовая смесь ($\text{CO} + 3\text{H}_2$) после регенеративного теплообменника проходит через парогенератор низкого давления (3) и регенеративный подогреватель питательной воды (4), где охлаждается до $40\text{--}50^\circ\text{C}$. Холодная газовая смесь ($\text{CO} + 3\text{H}_2$) транспортируется по газопроводу (20) в район теплоснабжения. Транспортировка газа осуществляется под действием перепада давлений, создаваемого компрессором (15).

При необходимости после регенеративного подогревателя питательной воды может включаться дополнительный охладитель газовой смеси, из которого теплота отводится в окружающую среду.

В районе теплоснабжения газовая смесь поступает в специальный аппарат — метанатор (7), где снова превращается в смесь метана CH_4 и водяного пара H_2O . Реакция сопровождается

повышением температуры смеси до 600 °С.

Из метанатора горячая смесь метана и водяного пара поступает в парогенератор (5), в котором вырабатывается водяной пар энергетических параметров. После парогенератора смесь метана и водяного пара проходит через теплообменник (12), где используется для дополнительного подогрева сетевой воды. Вода, выделившаяся из парогазовой смеси в процессе ее охлаждения в парогенераторе (8) и теплообменнике (12), отводится с помощью водоотделителя (13) в систему технического водоснабжения (19). Осушенный метан возвращается по обратному газопроводу (20) к источнику теплоты.

Из парогенератора пар поступает в теплофикационную турбоустановку (9), в которой комбинированным методом вырабатываются электроэнергия и теплота. Отработанный пар из турбоустановки (9) поступает в теплофикационный подогреватель (11), где, конденсируясь, отдает теплоту сетевой воде. Конденсат насосом (14) подается в парогенератор (8).

Таким образом, тепловая энергия высокого потенциала, подведенная к конверсионному реактору (1), превращается в химическую энергию. Эта химическая энергия в виде газовой смеси водорода H_2 и оксида углерода CO передается по сверхдальному теплопроводу (20) в район теплopotребления. В метанаторе (7) химическая энергия преобразуется в тепловую энергию повышенного потенциала, которая используется для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии.

Рассматриваемая система создает возможность выработки электрической энергии и теплоты без непосредственного сжигания топлива в городах. В процессе работы системы метан не расходуется, а только циркулирует в замкнутом контуре: конверсионный реактор – газопровод $CO + 3H_2$ – метанатор – газопровод CH_4 – конверсионный реактор.

При каталитических методах система дальней транспортировки остается двухтрубной, как и при традиционном теплоносителе — воде. Основная сложность каталитических процессов состоит в

необходимости сооружения специальной каталитической установки для превращения продуктов разложения в исходный продукт.

Особенность каталитических процессов заключается в возможности транспортировки продуктов разложения по общему трубопроводу, что существенно упрощает систему транспорта энергоносителя.

Основные преимущества каталитической системы дальней транспортировки теплоты в химически связанном состоянии по сравнению с двухтрубной водяной системой теплоснабжения:

1. Возможность передачи теплоты на расстояния более 100 км.
2. Минимальные потери теплоты в окружающую среду.
3. Упрощение конструкции трубопроводов.
4. Отсутствие тепловой изоляции и компенсаторов температурных деформаций.
5. Увеличение пропускной способности по теплоте примерно втрое.
6. Меньшие капиталовложения при строительстве.

Основные недостатки системы:

1. Усложнение схемы источника теплоснабжения.
2. Увеличение капитальных затрат при строительстве источника теплоснабжения.
3. Снижение удельной комбинированной выработки электрической энергии.

Возможно также создание некаталитических систем транспорта теплоты в химически связанном состоянии. Некаталитические процессы базируются на использовании эндотермических реакций разложения растворов (на источнике теплоты) и экзотермических реакций их синтеза (в районах теплового потребления). В качестве таких растворов могут быть использованы Ca(OH)_2 , MgCO_3 , Mg(OH)_2 , $(\text{NH}_4)_2\text{CO}_3$ и др.

В некаталитических системах теплота на источнике (ТЭЦ или котельной) затрачивается на выпаривание летучего вещества из раствора. После охлаждения растворенное вещество и растворитель раздельно (по отдельным трубопроводам) транспортируются в район

теплоснабжения.

После выделения энергии растворения в процессе синтеза растворенного вещества и растворителя восстановленный раствор возвращается по обратному трубопроводу к источнику теплоты. Системы, основанные на некаталитических методах, являются, как правило, трехтрубными.

По двум подающим трубопроводам растворенное вещество и растворитель транспортируются от источника теплоты в район теплоснабжения. По обратному трубопроводу восстановленный раствор транспортируется из района теплоснабжения к источнику теплоты.

2.6. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Выбор теплоносителя и системы теплоснабжения определяется техническими и экономическими соображениями и зависит, главным образом, от типа источника теплоты и вида тепловой нагрузки. Рекомендуется максимально упрощать систему теплоснабжения. 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 теплоснабжении применяется обычно двухтрубная водяная система. В тех случаях, когда кроме отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в районе имеется также небольшая технологическая нагрузка, требующая теплоты повышенного потенциала, при теплофикации рационально применение трехтрубных водяных систем. Одна из подающих линий системы используется для покрытия нагрузки повышенного потенциала. В тех случаях, когда основной тепловой нагрузкой района является технологическая нагрузка повышенного потенциала, а сезонная тепловая нагрузка невелика, в качестве теплоносителя обычно применяется пар.

При выборе системы теплоснабжения и параметров теплоносителя учитываются технические и экономические показатели

по всем элементам: источнику теплоты, сети, абонентским установкам. С энергетической точки зрения использование воды выгоднее использования пара.

Применение многоступенчатого подогрева воды на ТЭЦ позволяет повысить удельную комбинированную выработку электрической и тепловой энергии, благодаря чему возрастает экономия топлива. При использовании паровых систем вся тепловая нагрузка покрывается обычно отработавшим паром более высокого давления, отчего удельная комбинированная выработка электрической энергии снижается.

Основные преимущества воды как теплоносителя по сравнению с паром:

1. Большая удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления.
2. Сохранение конденсата на ТЭЦ.
3. Возможность центрального регулирования однородной тепловой нагрузки.
4. Более высокий КПД системы теплоснабжения 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. Большой расход электроэнергии на перекачку сетевой воды, по сравнению с ее расходом на перекачку конденсата в паровых системах.
2. Большая «чувствительность» к авариям, так как утечки теплоносителя из паровых сетей вследствие значительных удельных объемов пара во много (примерно в 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. Большая плотность теплоносителя и жесткая гидравлическая

связь между всеми точками системы.

Вода и пар могут считаться равноценными теплоносителями для обеспечения теплового режима абонентских установок. Тепловой режим, как правило, определяется средней температурой теплоносителя в абонентских теплообменниках. Если пар используется непосредственно для технологического процесса (обдувка, пропарка и т. д.), он не может быть заменен водой.

Большое значение имеет правильный выбор параметров теплоносителя. При теплоснабжении от котельных необходимо, как правило, выбирать высокие параметры теплоносителя, допустимые по условиям техники транспортировки теплоты по сети и использования ее 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 экономические показатели ТЭЦ.

Выбор водяной системы теплоснабжения закрытого или открытого типа зависит, главным образом, от условий водоснабжения ТЭЦ, качества водопроводной воды (жесткости, коррозионной активности, окисляемости) и располагаемых источников теплоты для горячего водоснабжения.

В большинстве случаев выбор системы теплоснабжения определяет качество исходной водопроводной воды. Обязательным условием для систем теплоснабжения является обеспечение стабильного качества горячей воды у абонентов в соответствии с ГОСТ 2874–73 «Вода питьевая».

Преимущественное применение каждой из рассматриваемых систем теплоснабжения определяется следующими показателями исходной водопроводной воды. При закрытой системе: индекс насыщения $J > -0,5$; карбонатная жесткость $Ж_k \leq 7$ мг-экв/л; $(Cl + SO_4) \leq 200$ мг/л; перманганатная окисляемость не регламентируется. При открытой системе: перманганатная окисляемость $O < 4$ мг/л; индекс насыщения, карбонатная жесткость, концентрация хлорида и

сульфатов не регламентируются. При повышенной окисляемости ($O > 4$ мг/л) в застойных зонах открытых систем теплоснабжения (радиаторы отопительных установок и др.) развиваются микробиологические процессы, следствие которых — сульфидное загрязнение воды. Так, вода, отбираемая из отопительных установок для горячего водоснабжения, имеет неприятный сероводородный запах.

По энергетическим показателям и по капитальным затратам современные двухтрубные закрытые и открытые системы теплоснабжения являются в среднем равноценными. По капитальным затратам открытые системы имеют некоторые экономические преимущества при наличии на ТЭЦ источников мягкой воды, не нуждающейся в водоподготовке и удовлетворяющей санитарным требованиям к питьевой воде. При использовании открытых систем вода для горячего водоснабжения отбирается из тепловой сети. Это, с одной стороны, разгружает сеть холодного водопровода, а с другой, часто вынуждает подводить к ТЭЦ магистральные водоводы, что увеличивает капитальные затраты.

По эксплуатационным расходам открытые системы несколько уступают закрытым в связи с дополнительными затратами на водоподготовку. В эксплуатации открытые системы сложнее закрытых систем из-за нестабильности гидравлического режима тепловой сети и усложнения санитарного контроля плотности системы.

3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

3.1. ЗАДАЧИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

Гидравлический расчет — один из важнейших разделов проектирования и эксплуатации тепловой сети.

При проектировании в гидравлический расчет входят следующие задачи:

1. Определение диаметров трубопроводов.
2. Определение падения давления (напора).
3. Определение 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.
5. Определение пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Результаты гидравлического расчета дают следующий исходный материал:

1. Для определения капиталовложений, расхода металла (труб) и основного объема работ по сооружению тепловой сети.
2. Установления характеристик циркуляционных и подпиточных насосов, количества насосов и их размещение.
3. Выяснения условий работы источников теплоты, тепловой сети и абонентских систем.
4. Выбора схем присоединения теплопотребляющих установок к тепловой сети.
5. Выбора средств авторегулирования в тепловой сети на ГТП, МТП и на абонентских вводах.
6. Разработки режимов эксплуатации систем теплоснабжения.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение источников теплоты и

потребителей и расчетные нагрузки.

3.2. СХЕМЫ И КОНФИГУРАЦИИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Схема тепловой сети определяется размещением источников теплоты (ТЭЦ или котельных) по отношению к району теплового потребления, характером тепловой нагрузки потребителей района и видом теплоносителя.

Основные принципы, которыми следует руководствоваться при выборе схемы тепловой сети — надежность и экономичность теплоснабжения. При выборе конфигурации тепловых сетей следует, как правило, стремиться к получению наиболее простых решений и наименьшей длины теплопроводов.

Пар в качестве теплоносителя используется, главным образом, для технологических нагрузок промышленных предприятий. Основная нагрузка паровых сетей обычно концентрируется в сравнительно небольшом количестве узлов, которыми являются цехи промышленных предприятий. Поэтому удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки, как правило, невелика. Когда по характеру технологического процесса допустимы кратковременные (до 24 ч) перерывы в подаче пара, наиболее экономичным и в то же время достаточно надежным решением служит прокладка однетрубного паропровода с конденсатопроводом.

Необходимо иметь в виду, что дублирование сетей приводит к значительному возрастанию их стоимости и расхода материалов, в первую очередь, стальных трубопроводов. При укладке вместо одного трубопровода, рассчитанного на 100 %-ную нагрузку, двух параллельных, рассчитанных на 50%-ную нагрузку, площадь поверхности трубопроводов возрастает на 56 %. Соответственно возрастают расход металла и начальная стоимость сети.

Более сложной задачей считается выбор схемы водяных тепловых сетей, поскольку их нагрузка, как правило, менее концентрирована. Водяные тепловые сети в современных городах обслуживают большое число потребителей, измеряемое нередко

тысячами и даже десятками тысяч присоединенных зданий, расположенных на территориях, измеряемых часто многими десятками квадратных километров.

Водяные сети менее долговечны по сравнению с паровыми сетями. Главная причина — это большая подверженность наружной коррозии стальных трубопроводов подземных водяных сетей по сравнению с паропроводами. Кроме того, водяные тепловые сети более чувствительны к авариям из-за большей плотности теплоносителя. Аварийность водяных тепловых сетей особенно заметно повышается в крупных системах при зависимом присоединении отопительных установок к тепловой сети, поэтому при выборе схемы водяных тепловых сетей вопросам надежности и резервирования теплоснабжения необходимо уделить особое внимание.

Водяные тепловые сети должны четко разделяться на магистральные и распределительные. К магистральным обычно относятся теплопроводы, соединяющие источники теплоты с районами теплового потребления, а также между собой.

Теплоноситель поступает из магистральных сетей в распределительные сети и по распределительным сетям подается через групповые тепловые подстанции или местные тепловые подстанции к теплопотребляющим установкам абонентов. Не следует допускать непосредственного присоединения тепловых потребителей к магистральным сетям, за исключением случаев присоединения крупных промышленных предприятий.

На рис. 3.1 приведена принципиальная однолинейная схема двухтрубной водяной тепловой сети от ТЭЦ электрической мощностью 500 МВт и тепловой мощностью 2000 МДж/с (1700 Гкал/ч). На схеме каждая двухтрубная магистраль изображена одной линией.

Магистральные тепловые сети (рис. 3.1) с помощью задвижек разделяются на секции длиной 1–3 км. При раскрытии (разрыве)

трубопровода место отказа или аварии локализуется секционирующими задвижками. Благодаря этому уменьшаются потери сетевой воды и сокращается длительность ремонта вследствие уменьшения времени, необходимого для дренажа воды из трубопровода перед проведением ремонта и для заполнения участка трубопровода сетевой водой после ремонта.

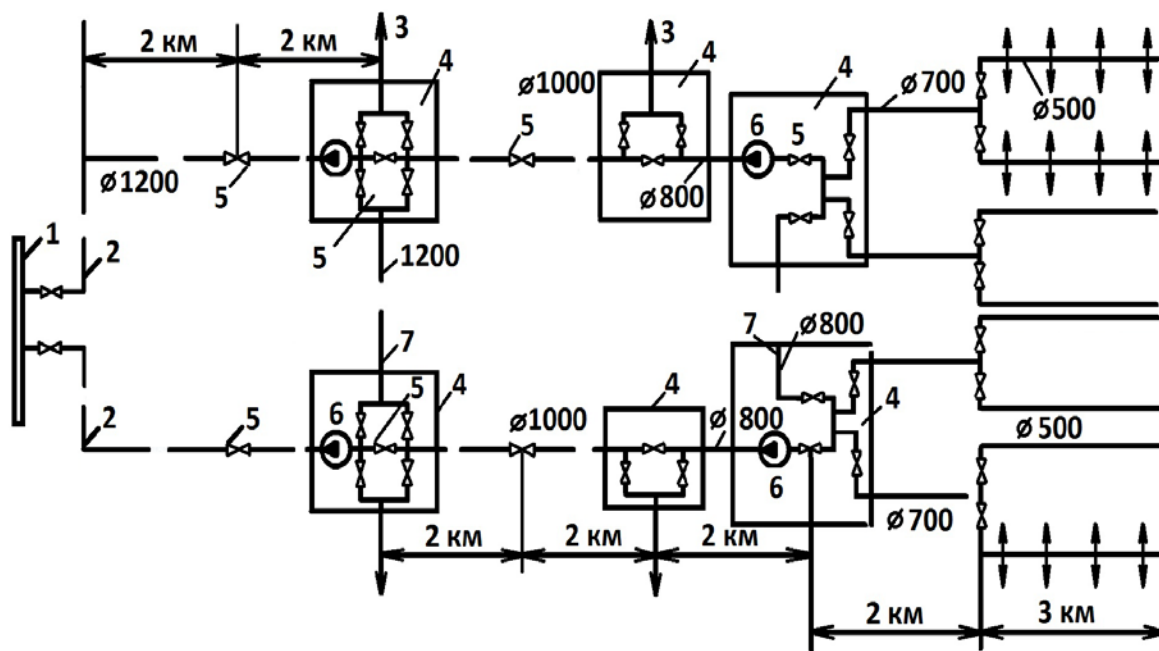


Рис. 3.1. Принципиальная магистральная коммуникационная схема водяной тепловой сети с двумя магистральями

1 – коллектор ТЭЦ; 2 – магистральная сеть; 3 – распределительная сеть; 4 – секционирующая камера; 5 – секционирующая задвижка; 6 – насос; 7 – блокирующая связь

Расстояние между секционирующими задвижками выбирается из условия, чтобы время, требуемое для проведения ремонта, было меньше времени, в течение которого внутренняя температура t_v в отапливаемых помещениях при полном отключении отопления при расчетной наружной температуре для отопления $t_{но}$ не опускалась ниже минимального предельного значения, которое принимают обычно 12–14 °С, в соответствии с договором теплоснабжения. Время, необходимое для проведения ремонта, возрастает с увеличением диаметра трубопровода, а

также расстояния между секционирующими задвижками. С другой стороны, темп остывания зданий возрастает при снижении наружной температуры.

Поэтому для возможности удовлетворения вышеприведенного условия о проведении ремонта теплопровода за период снижения внутренней температуры от 18 до 12–14 °С расстояние между секционирующими задвижками должно выбираться с учетом всех влияющих факторов. Оно должно быть, как правило, меньше при больших диаметрах трубопроводов и при более низкой расчетной наружной температуре для отопления $t_{н0}$.

Условие проведения ремонта теплопровода большого диаметра за период допустимого снижения внутренней температуры в отапливаемых зданиях трудно выполнить, так как время ремонта существенно возрастает с увеличением диаметра. В этом случае необходимо предусматривать системное резервирование теплоснабжения при выходе из строя участка тепловой сети, если не выполняется вышеприведенное условие о времени ремонта. Одним из методов резервирования является блокировка смежных магистралей.

Секционирующие задвижки удобно размещать в узлах присоединения распределительных сетей к магистральным тепловым сетям. В этих узловых камерах (4) кроме секционирующих задвижек размещаются также головные задвижки распределительных сетей, насосы, задвижки на блокирующих линиях между смежными магистралями или между магистралями и резервными источниками теплоснабжения, например районными котельными.

В секционировании паровых магистралей нет необходимости, так как масса пара, требующаяся для заполнения длинных паропроводов, невелика. Секционные задвижки должны быть оборудованы электро- или гидроприводом и иметь телемеханическую связь с центральным диспетчерским пунктом. Распределительные сети должны иметь присоединение к магистрали с обеих сторон секционирующих задвижек с тем, чтобы можно было обеспечить бесперебойное теплоснабжение

абонентов при авариях на любом секционированном участке магистрали. Блокировочные связи между магистралями могут выполняться однострубно. Соответствующей схемой их присоединения к магистральной сети может быть предусмотрено использование блокировочной связи как для подающего, так и для обратного трубопровода.

В зданиях особой категории, которые не допускают перерывов в теплоснабжении, должна быть предусмотрена возможность резервного теплоснабжения от газовых или электрических нагревателей или же от местных котельных на случай аварийного прекращения централизованного теплоснабжения.

По СНиП 2.04.07-86 допускается уменьшение подачи теплоты в аварийных условиях до 70 % суммарного расчетного расхода (максимально-часового на отопление и вентиляцию и среднечасового на горячее водоснабжение). Для предприятий, в которых не допускаются перерывы в подаче теплоты, должны предусматриваться дублированные или кольцевые схемы тепловых сетей. Расчетные аварийные расходы теплоты должны приниматься в соответствии с режимом работы предприятий.

Радиус действия тепловой сети — 15 км. До конечного района теплопотребления сетевая вода передается по двум двухтрубным транзитным магистралям длиной 10 км. Диаметр магистралей на выходе с ТЭЦ — 1200 мм. По мере распределения воды в попутные ответвления диаметры магистральных линий уменьшаются. В конечный район теплового потребления сетевая вода вводится по четырем магистралям диаметром 700 мм, а затем распределяется по восьми магистралям диаметром 500 мм. Блокировочные связи между магистралями, а также резервирующие насосные подстанции установлены только на линиях диаметром 800 мм и более.

Такое решение допустимо в том случае, когда при принятом расстоянии между секционирующими задвижками (на схеме рис. 3.1 — 2 км) время, необходимое для ремонта трубопровода диаметром 700 мм,

меньше времени, в течение которого внутренняя температура отапливаемых зданий при отключении отопления при наружной температуре $t_{\text{но}}$ снизится от 18 до 12 °С (не ниже).

Блокировочные связи и секционирующие задвижки распределены таким образом, что при аварии на любом участке магистрали диаметром 800 мм и более обеспечивается теплоснабжение всех абонентов, присоединенных к тепловой сети. Теплоснабжение абонентов нарушается только при авариях на линиях диаметром 700 мм и менее. В этом случае прекращается теплоснабжение абонентов, расположенных за местом аварии (по ходу теплоты).

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ посредством соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае может быть создана объединенная кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками питания (рис. 3.2). В такую же систему могут быть в ряде случаев объединены тепловые сети ТЭЦ и крупных районных или промышленных котельных.

Объединение магистральных тепловых сетей нескольких источников теплоты наряду с резервированием теплоснабжения позволяет уменьшить суммарный котельный резерв на ТЭЦ и увеличить степень использования наиболее экономичного оборудования в системе за счет оптимального распределения нагрузки между источниками теплоты.

Блокирующие связи между магистралями большого диаметра должны иметь достаточную пропускную способность, обеспечивающую передачу резервирующих потоков воды. В необходимых случаях для увеличения пропускной способности блокирующих связей сооружаются насосные подстанции.

Независимо от блокирующих связей между магистралями целесообразно в городах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения предусматривать перемычки сравнительно небольшого диаметра между смежными распределительными тепловыми сетями для резервирования нагрузки горячего водоснабжения.

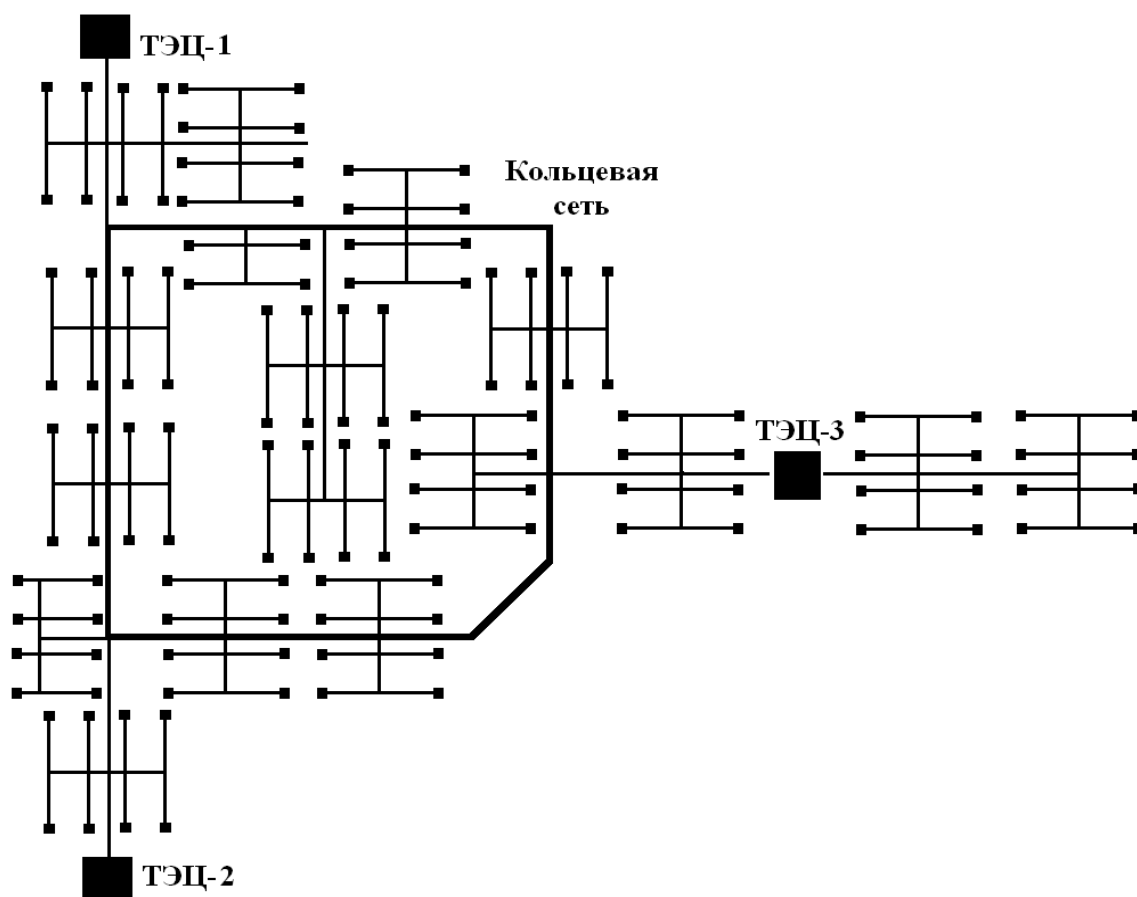


Рис. 3.2. Кольцевая схема тепловой сети

При диаметрах магистралей, отходящих от источника теплоты, 700 мм и менее обычно применяют радиальную (лучевую) схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра по мере удаления от станции и снижения присоединенной тепловой нагрузки (рис. 3.3).

Такая сеть наиболее дешевая по начальным затратам, требует наименьшего расхода металла на сооружение и проста в эксплуатации. Однако при аварии на магистрали радиальной сети прекращается теплоснабжение абонентов, присоединенных за местом аварии. Например, при аварии в точке (а) на радиальной магистрали (1) прекращается питание всех потребителей, расположенных по направлению трассы от ТЭЦ после точки (а). Если происходит авария на магистрали вблизи станции в точке (б), то прекращается

теплоснабжение всех потребителей, присоединенных к магистрали. Такое решение допустимо, если время ремонта трубопроводов диаметром не менее 700 мм удовлетворяет вышесказанному условию.

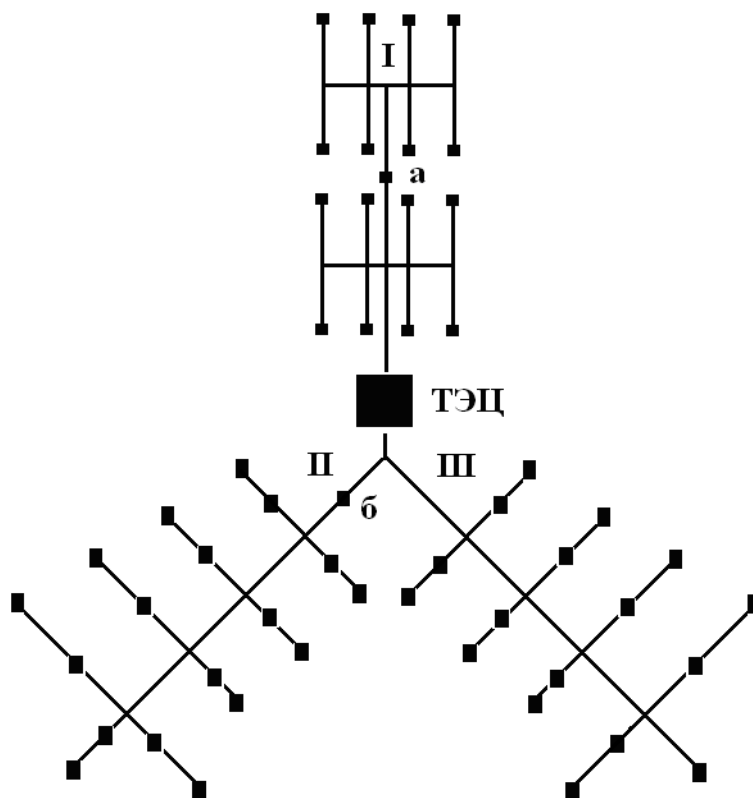


Рис. 3.3. Радиальная схема тепловой сети

Вопрос о том, при каких диаметрах теплопроводов какую схему тепловых сетей (радиальную или кольцевую) следует применять в системах централизованного теплоснабжения, должен решаться исходя из конкретных условий, диктуемых надежностью теплоснабжения потребителей теплоты допускают они перерыв в подаче теплоносителя или нет, каковы затраты на резервирование и т. п. Поэтому в условиях рыночной экономики указанная выше регламентация диаметров и схем тепловых сетей не может считаться единственно правильным решением.

3.3. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Уравнение Бернулли для установившегося движения по трубопроводу несжимаемой жидкости (рис. 3.4), выражающее отнесенный к единице массы энергетический баланс этой жидкости без учета ее энтальпии, может быть записано в виде

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{P_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{P_2}{\rho} + \frac{\delta p}{\rho}, \quad (3.1)$$

где Z_1 и Z_2 — геометрическая высота оси трубопровода в сечениях 1 и 2 по отношению к горизонтальной плоскости отсчета, м; w_1 и w_2 — скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с; p_1 и p_2 — давления жидкости, измеренные на уровне оси трубопровода в сечениях 1 и 2, Па; δp — падение давления на участке 1–2, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

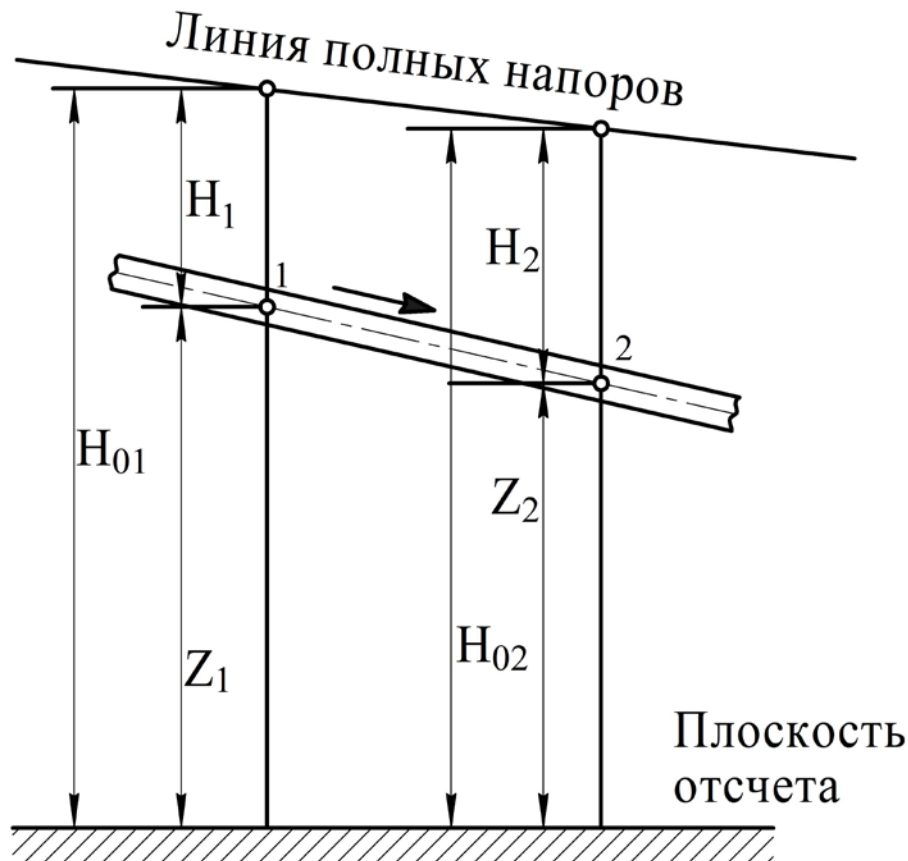


Рис. 3.4. Гидравлическая схема движения жидкости по трубопроводу

В уравнении (3.1) Zg — удельная энергия высоты в данном сечении, (отнесенная к единице массы жидкости), Дж/кг; $W^2/2$ — удельная кинетическая энергия жидкости в данном сечении, Дж/кг; $\frac{P}{\rho}$ — удельная потенциальная энергии жидкости в данном сечении, Дж/кг; $\frac{\delta p}{\rho}$ — удельная потеря потенциальной энергии жидкости из-за трения и местных сопротивлений на участке трубопровода (1 – 2), Дж/кг, которая переходит в теплоту, что приводит к увеличению удельной энтальпии жидкости в процессе ее движения по трубопроводу.

Наряду с удельной энергией в гидравлическом расчете тепловых сетей широко используется другой параметр — напор, м,

$$H_0 = Z + \frac{w^2}{2g} + \frac{P}{\gamma} = Z + \frac{w^2}{2g} + H, \quad (3.2)$$

где p — давление в трубопроводе, Па; $p/\gamma = H$ — пьезометрический напор, м; γ — удельный вес жидкости, Н/м³.

При гидравлическом расчете тепловых сетей, как правило, не учитывают отношение $w^2/2g$, представляющее собой скоростной напор потока в трубопроводе, так как он составляет сравнительно небольшую долю полного напора и изменяется по длине сети незначительно. Обычно принимают

$$H_0 = Z + p/\gamma = Z + H, \quad (3.3)$$

т. е. считают полный напор равным сумме пьезометрического напора и высоты расположения оси трубопровода над плоскостью отсчета.

Под пьезометрическим напором понимается давление в трубопроводе, выраженное в линейных единицах (обычно в метрах) столба той жидкости, которая передается по трубопроводу.

Из (3.3) следует, что пьезометрический напор равен разности между полным напором и геометрической высотой оси трубопровода над плоскостью отсчета:

$$H = H_0 - Z.$$

Падение давления и потеря напора в сети или располагаемый перепад (разность напоров) в сети связаны следующими зависимостями:

$$\delta H = \frac{\delta p}{\lambda} = \frac{\delta p}{g\rho}, \quad (3.4)$$

$$h = \frac{R}{\gamma} = \frac{R}{g\rho}, \quad (3.5)$$

где δH — потеря напора или располагаемый напор, м; δp — падение давления, или располагаемый перепад давления, Па; h — удельная потеря напора (безразмерная величина); R — удельное падение давления, Па/м.

Падение давления в трубопроводе может быть представлено как сумма двух слагаемых: линейного падения и падения в местных сопротивлениях

$$\delta p = \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}}, \quad (3.6)$$

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 давления 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, размещенных неравномерно по длине трубопровода (коленах, шайбах, переходах и т. п.).

Линейное падение давления. В трубопроводах, транспортирующих жидкость или газы,

$$\delta p_{\text{л}} = R_{\text{л}} l, \quad (3.7)$$

где $\delta p_{\text{л}}$ — линейное падение давления на участке, Па; $R_{\text{л}}$ — удельное падение давления, т. е. падение давления, отнесенное к единице длины

трубопровода, Па/м; l — длина трубопровода, м.

Исходной зависимостью для определения удельного линейного падения в трубопроводе является уравнение Дарси:

$$R_{\lambda} = \lambda \frac{w^2}{2} \cdot \frac{\rho}{d} = 0,612 \lambda \frac{G^2}{d^5 \rho}, \quad (3.8)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина); w — скорость среды, м/с; ρ — плотность среды, кг/м³; d — внутренний диаметр трубопровода, м; G — массовый расход, кг/с.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от состояния стенки трубы (гладкая или шероховатая) и режима движения жидкости (ламинарный или турбулентный).

Поскольку гладкие трубы в технике транспорта теплоты имеют ограниченное применение (в основном в теплообменных аппаратах), ниже приведены формулы для расчета коэффициента трения гладких труб:

Автор формулы	Значение Re	Формула
Пуазейль	$Re \leq 2300$	$\lambda = 64 / Re$
Блазиус	$2300 \leq Re \leq 10^4$	$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}$
Альтшуль	$Re \geq 10^4$	$\lambda = 1 / (1,82 \lg Re - 1,64)^2$
Никурадзе	$Re \geq 10^5$	$\lambda = 0,0032 + 0,22 / Re^{0,237}$

Формула Пуазейля при ламинарном движении действительна как для гладких, так и для шероховатых труб.

На рис. 3.5 показана зависимость коэффициента гидравлического трения гладких труб от числа Re. Основное применение для транспортировки теплоты имеют шероховатые стальные трубы.

Шероховатую поверхность можно представить состоящей из ряда элементарных выступов k (рис. 3.6). В качестве первого характеристического параметра шероховатости принимают высоту выступа шероховатости, называемую абсолютной шероховатостью стенки. У большинства работающих стальных трубопроводов она

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 k/r , называемое относительной шероховатостью.

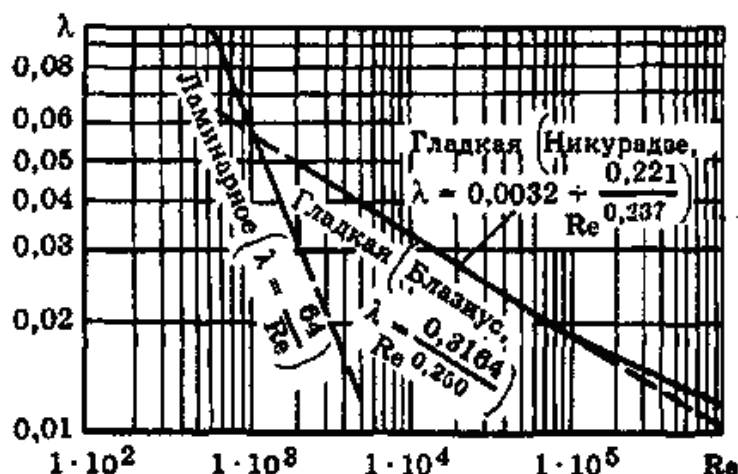


Рис. 3.5. Зависимость коэффициента трения гладких труб от числа Рейнольдса



Рис. 3.6. Разрез шероховатой стенки трубы

Как показывают исследования стальных труб, проведенные Г. А. Муриным в лаборатории теплофикации ВТИ, при малых числах Re коэффициент гидравлического трения λ имеет максимальное значение. С увеличением числа Re коэффициент гидравлического трения монотонно уменьшается и при некотором значении $Re_{гп}$ практически достигает минимального значения. При дальнейшем увеличении числа Re коэффициент гидравлического трения остается постоянным.

С достаточной для практических расчетов точностью принимают, что в так называемой переходной области, т. е. при $2300 < Re < Re_{гп}$, коэффициент гидравлического трения зависит как от эквивалентной относительной шероховатости k/r , так и от числа Re , а при $Re > Re_{гп}$ коэффициент гидравлического трения зависит только от k/r и не зависит от числа Re .

Под эквивалентной относительной шероховатостью реального трубопровода понимается искусственная относительная равномерная шероховатость цилиндрической стенки, коэффициент гидравлического

трения которой в области $Re > Re_{\text{ПР}}$ такой же, как и в исследуемом реальном трубопроводе.

Полученная опытным путем зависимость коэффициента гидравлического трения стальных труб от числа Re и относительной шероховатости хорошо описывается универсальным уравнением, предложенным А. Д. Альтшулем:

$$X = 0,11(k_{\text{Э}}/d + 68/Re)^{0,25}. \quad (3.9)$$

При $k_{\text{Э}} = 0$ формула Альтшуля переходит в формулу Блазиуса.

При $Re = \infty$ формула Альтшуля переходит в формулу Б. Л. Шифринсона:

$$\lambda = 0,11(k_{\text{Э}}/d)^{0,25}. \quad (3.10)$$

Поскольку с увеличением числа Re значение второго слагаемого в скобках в (3.9) резко уменьшается, то при больших числах Re расхождение между значениями λ , найденными по формулам Шифринсона и Альтшуля, получается незначительным. Принимая допустимое расхождение в коэффициенте гидравлического трения по формулам Альтшуля и Шифринсона равным 3 %, из условия

$$(\lambda_{\text{А}}/\lambda_{\text{Ш}} - 1) = 0,03$$

получим

$$Re_{\text{ПР}} = 568 (k_{\text{Э}}/d), \quad (3.11)$$

где $\lambda_{\text{А}}$ и $\lambda_{\text{Ш}}$ — значения λ , рассчитанные по (3.9) и (3.10). Поэтому при $Re < (k_{\text{Э}}/d)$ коэффициент гидравлического трения должен определяться по (3.9), а при $Re \geq Re_{\text{ПР}} \geq 568 (k_{\text{Э}}/d)$ по более простой формуле (3.10) Б. Л. Шифринсона. Чем меньше относительная шероховатость, тем больше значение $Re_{\text{ПР}}$. При $Re \geq Re_{\text{ПР}}$ практически имеет место квадратичная зависимость падения давления в трубопроводе от расхода.

На основе имеющихся материалов гидравлических испытаний тепловых сетей и водопроводов в СНиП 2.04.07-86 рекомендуются следующие значения абсолютной эквивалентной шероховатости, м,

для гидравлического расчета тепловых сетей:

Паропроводы..... $0,2 \cdot 10^{-3}$

Водяные сети в условиях нормальной эксплуатации.... $0,5 \cdot 10^{-3}$

Конденсатопроводы и сети горячего водоснабжения $1 \cdot 10^{-3}$

В тепловых сетях обычно $Re > Re_{\text{ПР}}$, поэтому тепловые сети, как правило, работают в квадратичной области.

Формулу (3.8) для линейного падения давления в квадратичной области можно привести к виду, более удобному для практических расчетов.

Удельное падение давления, Па/м:

$$R_{\text{л}} = A_R G^2 / (\rho d^{5,25}). \quad (3.12)$$

Диаметр трубопровода, м:

$$d = A_d G^{0,38} / (R_{\text{л}} \rho)^{0,19} \quad (3.13)$$

Пропускная способность трубопровода, кг/с:

$$G = A_G (R_{\text{л}} \rho)^{0,5} d^{2,625} \quad (3.14)$$

При транспортировке жидкости, в частности, воды, т.е. при $\rho = \text{const}$, приведенные выше формулы можно записать в следующем виде:

$$R_{\text{л}} = A^B_R G^2 / d^{5,25}; \quad (3.15)$$

$$d = A^B_d G^{0,38} / R_{\text{л}}^{0,19}; \quad (3.16)$$

$$G = A^B_G (R_{\text{л}})^{0,5} d^{2,625}. \quad (3.17)$$

Значения коэффициентов A и A^B приведены в табл. 3.1. Основные физические константы воды при температуре 0–200 °С приведены в приложении 6.

Местное падение давления. При наличии на участке трубопровода ряда местных сопротивлений суммарное падение давления во всех местных сопротивлениях, Па, определяется по формуле:

$$\delta p_{\text{м}} = \Sigma \xi \frac{w^2}{2} \rho = 0,812 \Sigma \xi \frac{G^2}{\rho d^4}, \quad (3.18)$$

где $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, установленных на участке; ξ — безразмерная величина, зависящая от характера сопротивления.

Таблица 3.1

Значения коэффициентов А

Коэффициент	Выражение	Абсолютная эквивалентная шероховатость k, м		
		0,0002	0,0005	0,001
$A_R, \text{м}^{0,25}$	$0,0894k_3^{0,25}$	$10,6 \cdot 10^{-3}$	$13,3 \cdot 10^{-3}$	$15,92 \cdot 10^{-3}$
$A^B_R, \text{м}^{3,25}/\text{кг}$	$0,0894k_3^{0,25}/\rho$	$10,92 \cdot 10^{-6}$	$13,62 \cdot 10^{-6}$	$16,3 \cdot 10^{-6}$
$A_d, \text{м}^{0,0475}$	$0,63k_3^{0,0475}$	0,414	0,435	0,448
$A^B_d, \text{м}^{0,62}/\text{кг}^{0,19}$	$0,63k_3^{0,0475}/\rho^{0,19}$	$111,5 \cdot 10^{-3}$	$117 \cdot 10^{-3}$	$121 \cdot 10^{-3}$
$A_G, \text{м}^{-0,125}$	$3,35/k_3^{0,125}$	9,65	8,62	7,89
$A^B_G, \text{кг}^{0,5}/\text{м}^{1,625}$	$3,35\rho^{0,5}/k_3^{0,125}$	302	269	246
$A_\alpha, \text{м}^{-0,19}$	$5,1/k_3^{0,19}$	25,2	21,4	18,6
$A^B_\alpha, \text{м}^{0,53}/\text{кг}^{0,4}$	$5,1/(k_3^{0,19}\rho^{0,24})$	4,54	3,82	3,34
$A_l, \text{м}^{-0,25}$	$9,1/k_3^{0,25}$	76,4	60,7	51,1

Если представить прямолинейный трубопровод диаметром d , линейное падение давления на котором равно падению давления в местных сопротивлениях, то длина такого участка трубопровода, называемая *эквивалентной длиной местных сопротивлений*, может быть найдена из равенства

$$\delta p_m = R_l l_\Sigma, \quad (3.19)$$

$$\sum \xi \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{w^2}{2} \frac{\rho}{d} l_3, \quad (3.20)$$

откуда эквивалентная длина местных сопротивлений, м:

$$l_3 = \sum \xi \frac{d}{\lambda}. \quad (3.20 \text{ а})$$

При подстановке в (3.20) коэффициента гидравлического трения по Шифринсону, формула для эквивалентной длины местных сопротивлений приводится к виду:

$$l_3 = A_l \sum \xi d^{1,25}. \quad (3.20б)$$

Как видно из (3.20б), эквивалентная длина местных сопротивлений пропорциональна сумме коэффициентов местных сопротивлений в первой степени и диаметру трубопровода в степени 1,25.

Коэффициенты местных сопротивлений, арматуры и фасонных частей приведены в приложении 7.

Коэффициент местного сопротивления задвижек и клапанов можно определить по формуле:

$$\xi = \left[\frac{11-n}{(0,67-0,57n)n} - 1 \right]^2, \quad (3.21)$$

где n — степень сжатия сечения, т. е. отношение сжатого сечения потока к площади поперечного сечения трубопровода:

Положение задвижки	n	ξ
При открытой задвижке	1	0
При 50% -ном открытии	0,5	4,4
При 10 % -ном открытии	0,1	235
При закрытой задвижке	0	∞

Сопротивления муфтовых, фланцевых и сварных соединений трубопроводов при точном изготовлении незначительны, поэтому их надо рассматривать в совокупности с линейными сопротивлениями.

Рекомендованные выше значения абсолютной шероховатости учитывают эти сопротивления.

Отношение падения давления в местных сопротивлениях трубопровода к линейному падению в этом трубопроводе представляет собой *долю местных потерь*. Нетрудно видеть, что доля местных потерь равна отношению эквивалентной длины местных сопротивлений к длине трубопровода:

$$\alpha = \frac{\delta p_m}{\delta p_l} = \frac{l_{\Sigma}}{l}. \quad (3.22)$$

Из совместного решения уравнений (3.10), (3.19) и (3.20) по сумме коэффициентов местных сопротивлений и располагаемому перепаду давлений можно найти долю местных потерь:

$$\frac{\alpha}{(1+\alpha)^{0,24}} = A_{\alpha} \frac{\Sigma \xi}{l} \frac{G^{0,48}}{\left(\frac{\delta p \rho}{l}\right)^{0,24}}, \quad (3.23)$$

где $A_{\alpha} = \frac{5,1}{k_{\Sigma}^{0,19}}.$

Для удобства уравнение (3.23) записывается в следующем приближенном виде:

$$\frac{\alpha}{\sqrt[4]{1+\alpha}} = A_{\alpha} \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\left(\frac{\delta p \rho}{l}\right)}}}. \quad (3.24a)$$

В пределах изменения α от 0 до 1 с погрешностью $\pm 6 \%$ можно принять

$$\alpha = 1,15 A_{\alpha} \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\left(\frac{\delta p \rho}{l}\right)}}}. \quad (3.24b)$$

При транспортировке жидкости, в частности воды:

$$\alpha = 1,15 A_{\alpha}^B \frac{\Sigma \xi}{l} \sqrt{\frac{G}{\sqrt{\left(\frac{\delta p \rho}{l}\right)}}}, \quad (3.24\text{в})$$

где δp — располагаемый перепад давлений, Па.

Как видно из (3.24а) – (3.24в), доля местных потерь возрастает при увеличении суммы коэффициентов местных сопротивлений на единицу длины трубопровода $\Sigma \xi/l$, а также при снижении располагаемого удельного перепада давлений на единицу длины трубопровода ($\delta p/l$).

Суммарное падение давления. Сумма падений давления — линейного и в местных сопротивлениях — определяется по формуле:

$$\delta p = \delta p_{\text{л}} + \delta p_{\text{м}} = \delta p_{\text{л}} \left(1 + \frac{\delta p_{\text{м}}}{\delta p_{\text{л}}}\right) = R_{\text{л}} l (1 + \alpha) = R_{\text{л}} (l + l_{\text{э}}), \quad (3.25)$$

откуда

$$R_{\text{л}} = \frac{\delta p}{l(1 + \beta)}. \quad (3.26)$$

3.4. 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.

Гидравлический расчет упрощается при использовании номограмм (рис. 3.7–3.9).

Предварительный расчет.

1. Задаются долей местных потерь или вычисляют ее, по формуле (3.24).

2. Находят удельное линейное падение давлениями (3.26).

3. Определяют среднюю плотность теплоносителя на участке по формуле

$$\rho_{cp} = \frac{(\rho_{нач} + \rho_{кон})}{2}. \quad (3.27)$$

Индексы «нач» и «кон» относятся к началу и концу участка. Если теплоноситель — жидкость, то принимают ($\rho_{нач} = \rho_{кон} = \rho_{cp}$).

4. Определяют диаметр трубопровода из предположения его работы в квадратичной области по (3.13) или (3.16).

Поверочный расчет.

1. Предварительно рассчитанный диаметр округляют до ближайшего по стандарту. Таблица стандартных диаметров труб, применяемых при транспортировке воды и водяного пара, приведена в Приложении 8.

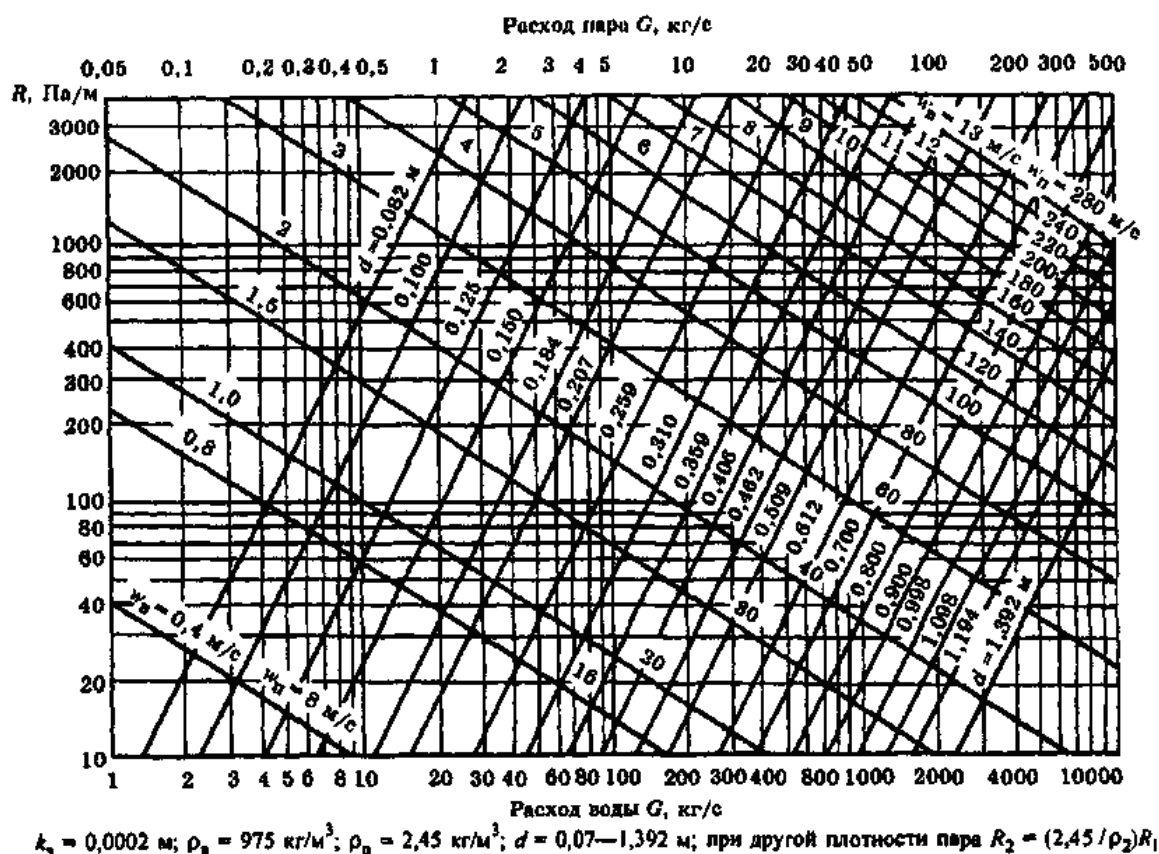
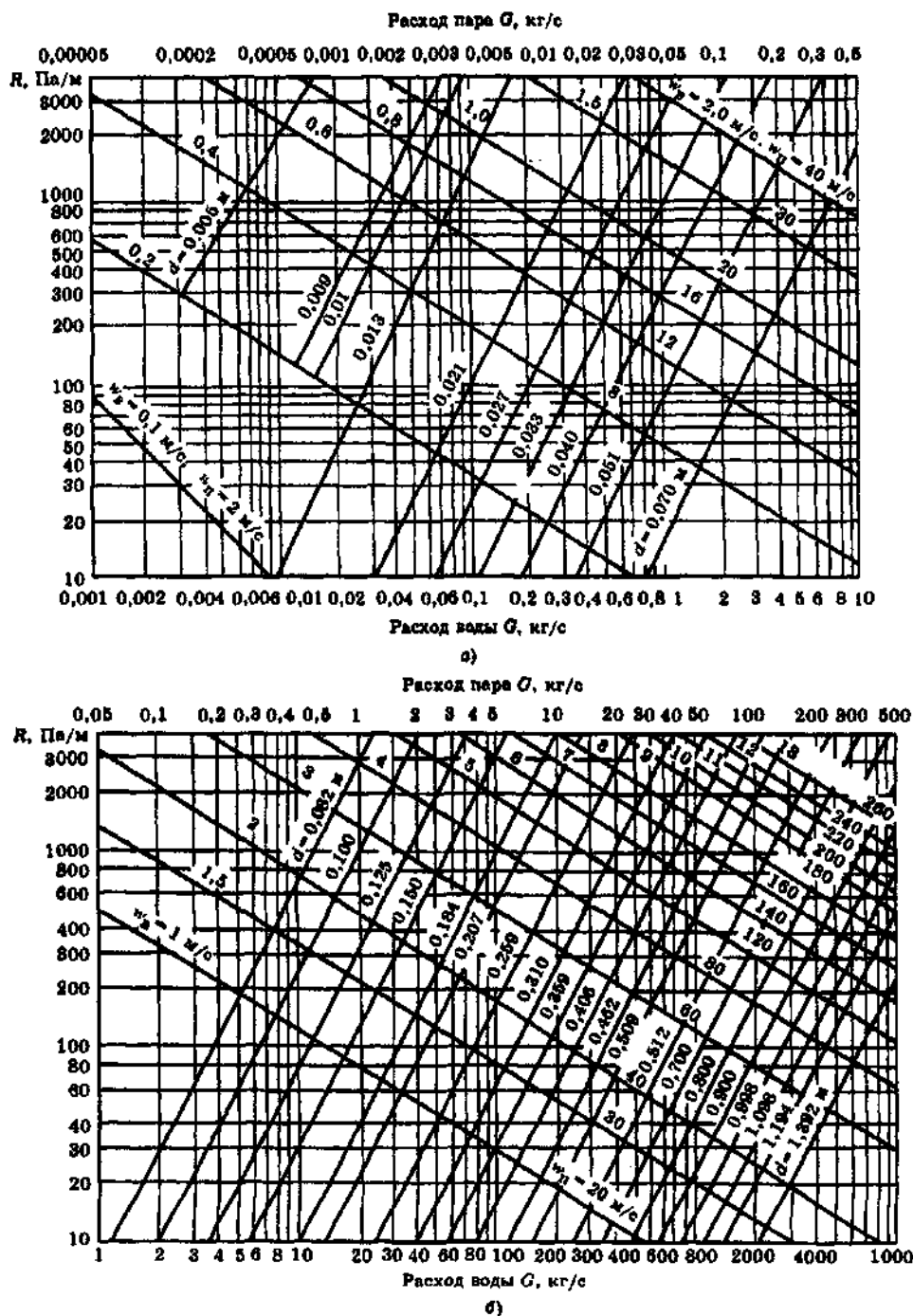


Рис. 3.7. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

2. Определяют число Re, сравнивают его с предельным $Re_{пр}$, рассчитанным по (3.11). Устанавливают расчетную область, в которой работает трубопровод.

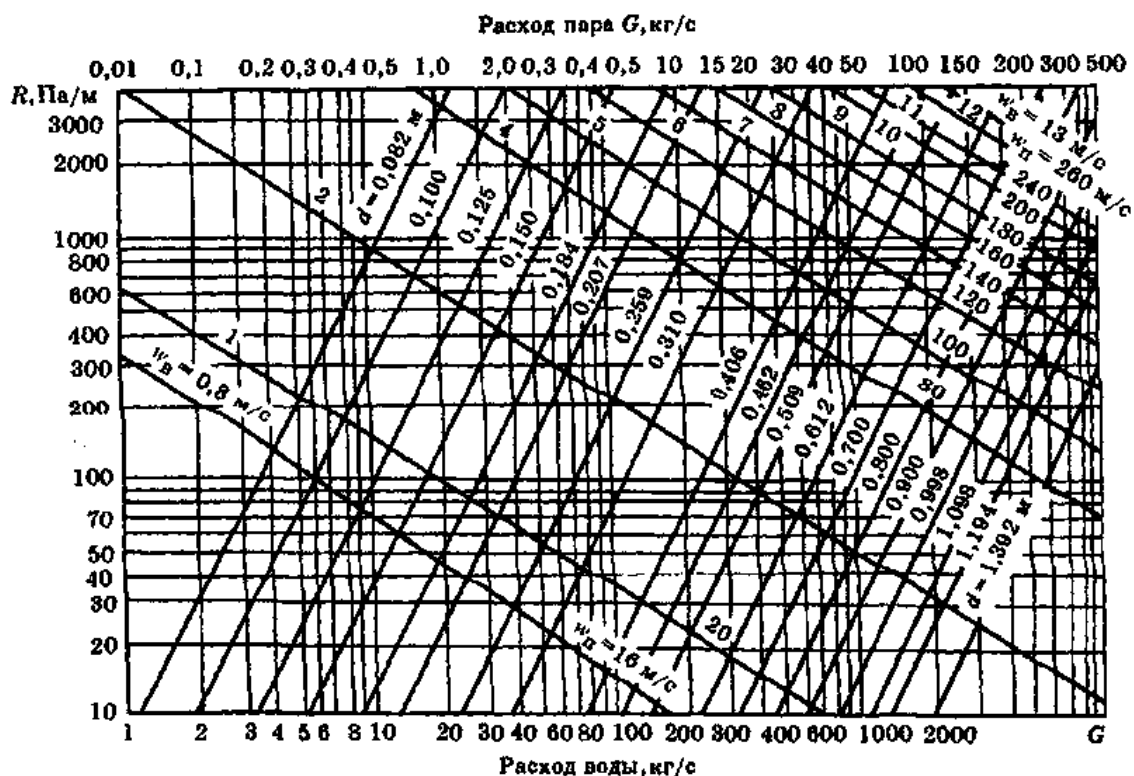
Когда трубопровод работает в квадратичной области, линейное

удельное падение давления определяют по (3.12) и (3.15), эквивалентную длину местных сопротивлений — по (3.20), суммарное падение давления — по (3.25).



$a-d = 0,005-0,07$ м, $b-d = 0,07-1,392$ м, $k_3 = 0,0005$ м, $\rho_0 = 975$ кг/м³, $\rho_n = 2,45$ кг/м³, при другой плотности пара $R_2 = (2,45/\rho_2)R_1$

Рис. 3.8. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов



$k_s = 0,001 \text{ м}$, $\rho_p = 975 \text{ кг/м}^3$; $\rho_n = 2,45 \text{ кг/м}^3$; при другой плотности пара $R_2 = (2,45 / \rho_2) R_1$

Рис. 3.9. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

Если трубопровод работает в переходной области, то по (3.9) вычисляют коэффициент гидравлического трения λ , находят по (3.8) удельное линейное падение давления, а затем по (3.20) находят эквивалентную длину местных сопротивлений и по (3.25) суммарное падение давления на участке.

Определение 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 проверку расчетной области можно не выполнять, считая, что эти сети работают в квадратичной области.

3. При расчете паропроводов сопоставляют полученное значение ρ_{cp} с предварительно принятым. При большом расхождении задаются более близкими значениями этих величин и вновь осуществляют проверочный расчет.

3.5. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЙ ГРАФИК ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

При проектировании и эксплуатации разветвленных тепловых сетей широко используется пьезометрический график, на котором в определенном масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети; по нему легко определить напор (давление) и располагаемый напор (перепад давлений) в любой точке сети и абонентских системах.

На рис. 3.10 приведены пьезометрический график двухтрубной водяной системы теплоснабжения и принципиальная схема системы.

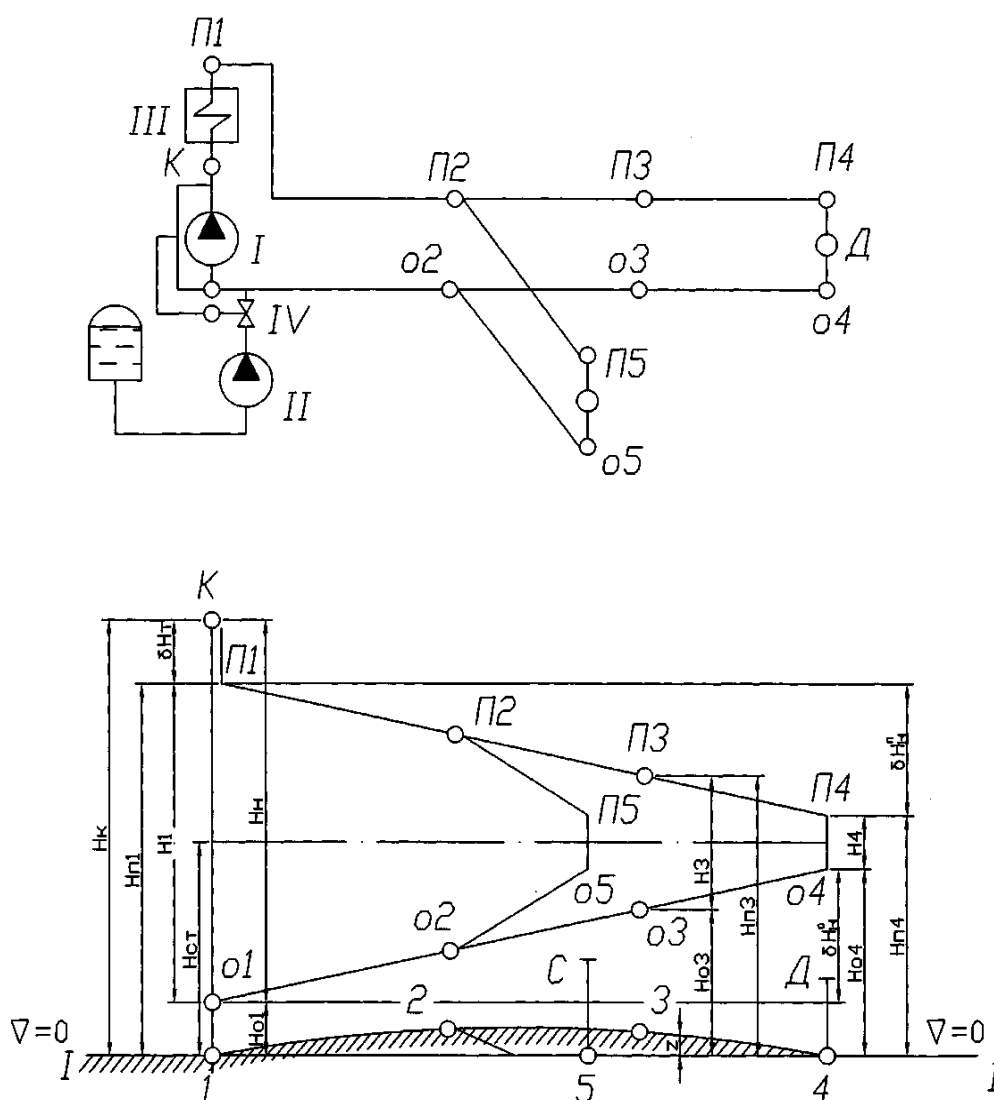


Рис. 3.10. Гидравлическая схема и пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети

За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень 1–1, имеющий горизонтальную отметку 0; $H_{п1}$, $H_{п4}$ — график напоров подающей линии сети; $H_{о1}$, $H_{о4}$ — график напоров обратной линии сети; $H_{о1}$ — полный напор в обратном коллекторе источника теплоснабжения; $H_{н}$ — напор, развиваемый сетевым насосом (1); $H_{ст}$ — полный напор, развиваемый подпиточным насосом, или, что то же, полный статический напор тепловой сети; $H_{к}$ — полный напор в точке K на нагнетательном патрубке насоса (1); δH_T — потеря напора сетевой воды в теплоподготовительной установке (III); $H_{п1}$ — полный напор в подающем коллекторе источника теплоснабжения:

$$H_{п1} = H_{к} - \delta H_T.$$

Располагаемый напор сетевой воды на коллекторах ТЭЦ:

$$H_1 = H_{п1} - H_{о1}.$$

Напор в любой точке тепловой сети, например, в точке 3, обозначается следующим образом: $H_{п3}$ — полный напор в точке 3 подающей линии сети; $H_{о3}$ — полный напор в точке 3 обратной линии сети.

Если геодезическая высота оси трубопровода над плоскостью отсчета в этой точке сети равна Z_3 , то пьезометрический напор в точке 3 подающей линии $H_{п3} - Z_3$, а пьезометрический напор в обратной линии $H_{о3} - Z_3$.

Располагаемый напор в точке 3 тепловой сети равен разности пьезометрических напоров подающей и обратной линий тепловой сети или, что одно и то же, разности полных напоров,

$$H_3 = H_{п3} - H_{о3}.$$

Располагаемый напор в тепловой сети в узле присоединения абонента D :

$$H_4 = H_{п4} - H_{о4},$$

где $H_{п4}$, $H_{о4}$ — полные напоры в подающей и обратной линиях тепловой сети в точке 4.

Потеря напора в подающей линии тепловой сети на участке между источником теплоснабжения и абонентом D :

$$\delta H_{1-4}^{\Pi} = H_{\Pi 1} - H_{\Pi 4}.$$

Потеря напора в обратной линии на этом участке тепловой сети:

$$\delta H_{1-4}^O = H_{O1} - H_{O4}.$$

При работе сетевого насоса (I) (см. рис. 3.10, а) напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом (II), дросселируется регулятором давления IV до H_{O1} .

При останове сетевого насоса (I) в тепловой сети устанавливается статический напор $H_{ст}$, развиваемый подпиточным насосом.

При гидравлическом расчете паровых сетей профиль паропровода можно не учитывать вследствие малой плотности пара. Падение давления на участке паропровода принимается равным разности давлений в концевых точках участка. Правильное определение потери напора или падения давления в трубопроводах, имеет первостепенное значение для выбора их диаметров и организации надежного гидравлического режима сети.

Для предупреждения ошибочных решений следует до проведения гидравлического расчета водяной тепловой сети наметить возможный уровень статических напоров, а также линии предельно допустимых максимальных и минимальных гидродинамических напоров в системе. Ориентируясь по исходным данным, выбрать характер пьезометрического графика из условия, что при любом ожидаемом режиме работы напоры в любой точке системы теплоснабжения не выходят за допустимые пределы. На основании технико-экономического расчета следует лишь уточнить значения потерь напора, не выходя за пределы, намеченные по пьезометрическому графику. Такой порядок проектирования позволяет учесть технические и экономические особенности проектируемого объекта.

Основные требования к режиму давлений водяных тепловых сетей из условия надежности работы системы теплоснабжения сводятся к следующему:

1. Запрет на превышение допустимых давлений в оборудовании

источника, тепловой сети и абонентских установок. Допустимое избыточное давление, сверх атмосферного, в стальных трубопроводах и арматуре тепловых сетей зависит от применяемого сортамента труб и в большинстве случаев составляет 1,6–2,5 МПа.

2. Обеспечение избыточного (сверх атмосферного) давления во всех элементах системы теплоснабжения для предупреждения кавитации насосов (сетевых, подпиточных, смесительных) и защиты системы теплоснабжения от подсоса воздуха. Невыполнение этого требования приводит к коррозии оборудования и нарушению циркуляции воды. В качестве минимального значения избыточного давления принимают 0,05 МПа (5 м вод. ст.).

3. Обеспечение не вскипания сетевой воды при гидродинамическом режиме системы теплоснабжения, т. е. при циркуляции воды в системе.

Во всех точках системы теплоснабжения должно поддерживаться давление, превышающее давление насыщенного водяного пара при максимальной температуре сетевой воды в системе.

Поскольку температура насыщения водяного пара при давлении 0,1 МПа равна 100 °С, то для обеспечения условий не вскипания воды избыточное давление должно поддерживаться на тех участках системы теплоснабжения, где температура воды при работе системы теплоснабжения выше 100 °С. При проектировании можно не предусматривать поддержание избыточного давления, обеспечивающего условия не вскипания воды в статическом состоянии системы, т. е. при отсутствии циркуляции воды, так как при необходимости температура воды во всех точках системы теплоснабжения может быть снижена до 100 °С и ниже до прекращения циркуляции в сети путем выключения подогрева сетевой воды на ТЭЦ. Возможность аварийного прекращения циркуляции в системе теплоснабжения предупреждается соответствующей автоматизацией насосных установок и дублированием их электропитания от двух независимых источников.

На пьезометрических графиках наносятся линии напоров для основной расчетной магистрали и характерных ответвлений, как для гидродинамического режима, так и для статического состояния системы теплоснабжения. Если гидродинамический режим системы теплоснабжения сильно изменяется в течение отопительного сезона или года, то на пьезометрический график наносятся линии напоров для наиболее характерных режимов системы. Например, при открытой системе теплоснабжения на пьезометрических графиках обычно приводятся линии напоров для трех характерных режимов работы системы, а именно, при отсутствии водозабора, при максимальном отборе воды из подающей линии тепловой сети, при максимальном отборе из обратной линии тепловой сети.

При проектировании крупных систем теплоснабжения, питаемых от нескольких параллельно работающих источников теплоты или от нескольких параллельно работающих взаимно заблокированных магистралей, на пьезометрических графиках указываются также линии напоров. При аварийных ситуациях, когда отдельные секции основных магистралей выключаются из работы, в работу включаются блокирующие перемычки.

Разработку пьезометрического графика начинают с гидростатического режима, когда циркуляция отсутствует и система теплоснабжения заполнена водой с температурой не выше 100 °С. На основе гидростатического режима из условия непревышения допустимого давления во всех элементах оборудования, включая абонентские установки, проверяют возможность установления общей статической зоны для всей системы теплоснабжения, т. е. возможность поддержания одного и того же статического напора во всей системе, а также выявляют причины, препятствующие такому решению.

Установление общей статической зоны для всей системы теплоснабжения упрощает эксплуатацию и повышает надежность теплоснабжения, поэтому такое решение является предпочтительным.

Наиболее просто эта задача решается при независимой схеме

присоединения всех отопительных установок и тепловой сети, так как в этом случае механически наиболее слабый элемент системы — отопительные чугунные радиаторы или отопительные бетонные панели гидравлически изолируются от системы теплоснабжения.

При зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети установлению общей статической зоны часто препятствует высокий полный статический напор, определяемый из условия обеспечения избыточного давления не менее 0,05 МПа (5 м вод. ст.) в верхних точках наиболее высоко расположенных отопительных установок, что вызывает недопустимо высокие давления в отопительных системах зданий, расположенных на низких геодезических уровнях. Это препятствие устраняется присоединением по независимой схеме отопительных установок зданий, создающих повышенный полный статический напор, или зданий, в которых создается недопустимо высокий пьезометрический статический напор.

Другое возможное решение задачи — разделение системы теплоснабжения на отдельные статические зоны, в каждой из которых с помощью автоматических клапанов и подпиточных насосов поддерживается заданное значение полного статического напора при прекращении циркуляции воды в системе теплоснабжения.

Рассмотрим график статических напоров (рис. 3.11, а) системы теплоснабжения с тремя группами отапливаемых зданий А, В, С (рис. 3.11, б) высотой по 35 м, расположенных на трех равных геодезических уровнях 0; 20; 40 м.

При зависимой схеме присоединения всех отопительных установок к тепловой сети полный статический напор в системе теплоснабжения определяется условием создания пьезометрического напора около; 5 м в верхних точках отопительных установок С, расположенных на наиболее высоком геодезическом уровне, и составляет $H_{ст} = 20 + 20 + 35 + 5 = 80$ м.

Под этим полным статическим напором (рис. 3.11, а), показанным горизонтальной линией SS, находятся все элементы системы теплоснабжения.

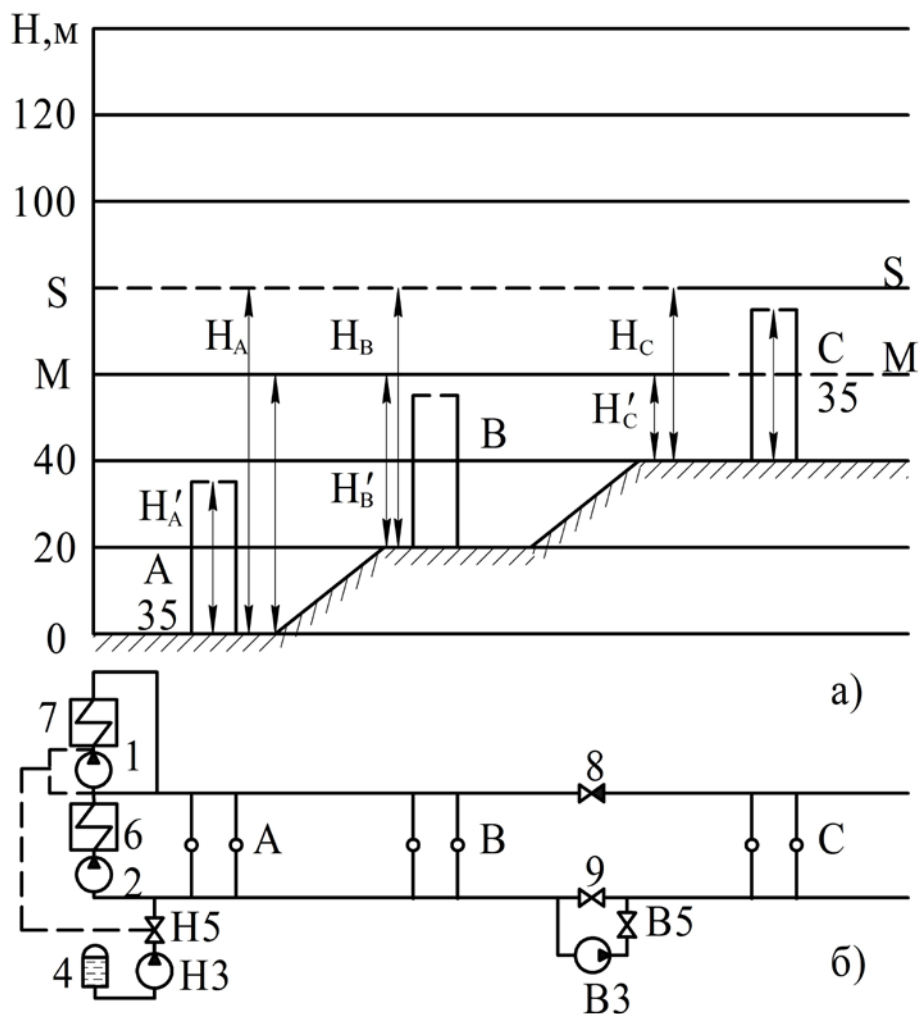


Рис. 3.11. Линии статических напоров и принципиальная схема системы теплоснабжения

а – линии статических напоров; б – принципиальная схема тепловой сети.

1 – сетевой насос; 2 – предвключенный насос; H3 – подпиточный насос ТЭЦ (нижняя зона); V3 – H3 – подпиточный насос ТЭЦ (верхняя зона); 4 – бак подпиточной воды; H5 – регулятор подпитки (нижняя зона); B5 – регулятор подпитки (верхняя зона); 6 – сетевой подогреватель; 7 – пиковый котел; 8 – обратный клапан; 9 – регулятор давления «до себя»

Пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок, присоединенных к водяной тепловой сети по зависимой схеме, составляет:

1. Для зданий группы *A*: $H_A - 80 - 0 = 80$ м.
2. Для зданий группы *B*: $H_B = 80 - 20 = 60$ м.
3. Для зданий группы *C*: $H_C = 80 - 40 = 40$ м.

Пьезометрический статический напор для оборудования источника теплоты (водогрейных котлов, теплофикационных подогревателей, сетевых насосов и др.), установленного на отметке 0, также равен 80 м. В данном случае пьезометрический статический напор в нижних точках отопительных установок группы *A* превышает допустимое по условиям прочности отопительных чугунных радиаторов значение 60 м вод. ст.

Для сохранения в этих условиях общего статического уровня для всей системы водоснабжения возможно следующее:

1. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *C*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения должен быть выбран из условия создания минимального избыточного давления в верхних точках отопительных установок группы *B* ($H_{cm} = 20 + 35 + 5 = 60$ м). На рис. 5.11, *a* этот напор изображается горизонтальной линией *ММ*. Статический пьезометрический напор в нижних точках отопительных установок группы *B* $H_g = 60 - 20 = 40$ м. Статический пьезометрический напор в водо-водяных отопительных подогревателях зданий группы *C*, присоединенных к тепловой сети по независимой схеме, составит со стороны греющей воды $60 - 40 = 20$ м, а со стороны нагреваемой воды 35 м.

2. Присоединение к тепловой сети по независимой схеме отопительных установок группы *A*. В этом случае полный статический напор в системе теплоснабжения останется неизменным, $H_{cm} = 80$ м. Однако повышенный статический напор не будет передаваться на отопительные приборы установок *A*, поскольку они гидравлически изолированы от тепловой сети. В водо-водяных подогревателях, установленных в узлах присоединения отопительных установок этих зданий к тепловой сети, пьезометрический статический напор со стороны греющей воды составит $80 - 0 = 80$ м, что меньше допустимого значения (100 м).

3. Присоединение отопительных установок всех групп зданий к тепловой сети по независимой схеме, но разделение системы теплоснабжения на две статические зоны — одна на уровне MM для группы зданий A и B , другая на уровне SS для группы зданий C . Для этой цели необходимо в сети между участками B и C установить разделительное устройство, схема которого показана на рис. 3.11, б.

При прекращении циркуляции воды в сети закрывается обратный клапан или затвор (8), установленный на подающей линии сети, а также регулятор давления «до себя» РДДС (9), настроенный на пьезометрический напор H_c , установленный на обратной линии тепловой сети. Таким образом, при прекращении циркуляции зона C отделяется от остальной сети. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети зоны C осуществляется подпиточным насосом ($B3$) и регулятором подпитки ($B5$). В подпиточный насос ($B3$) поступает вода из тепловой сети нижней зоны. Поддержание заданного статического напора в тепловой сети нижней зоны осуществляется подпиточным насосом и регулятором подпитки ($H5$).

При гидродинамическом режиме системы теплоснабжения пьезометрические напоры в любой точке системы при любом расходе воды также должны удовлетворять вышеуказанным условиям.

При построении графика гидродинамических напоров на него наносят уровни допустимых максимальных и минимальных пьезометрических напоров для подающей и обратной линий системы. Действительные пьезометрические напоры при любом режиме работы системы теплоснабжения не должны выходить за эти предельные уровни.

Поскольку допустимые напоры являются пьезометрическими, т. е. отсчитываются от оси трубопроводов, линии допустимых напоров для тепловой сети следуют за рельефом местности, так как при построении графика напоров обычно условно принимают, что оси трубопроводов тепловых сетей совпадают с поверхностью земли. При построении линии допустимых напоров для оборудования, имеющего существенные вертикальные габариты, максимальный

пъезометрический напор отсчитывают от нижней точки, а минимальный — от верхней точки оборудования. В частности, для пиковых водогрейных котлов максимально допустимый пъезометрический напор отсчитывают от нижней точки котла, которую условно принимают совпадающей с поверхностью земли, а минимально допустимый напор — от верхнего коллектора котла, отметка которого по отношению к нижней точке котла обычно выше на 10–15 м. В связи с возможным локальным нагревом воды в отдельных трубках котла выше расчетной температуры в выходном коллекторе минимально допустимый пъезометрический напор определяют по температуре кипения воды, превышающей на 30 °С расчетную в выходном коллекторе котла.

Максимально допустимый гидравлический пъезометрический напор обычно определяется:

1. Для подающей линии системы — из условия механической прочности оборудования тепловой сети (трубы, арматура) и источника теплоты (пароводяные подогреватели, водогрейные котлы).

2. Для обратной линии при зависимой схеме присоединения абонентов — из условия механической прочности теплоиспользующего оборудования абонентских установок (отопительные и вентиляционные приборы).

3. При независимой схеме соединения абонентов из условия механической прочности водо-водяных подогревателей.

Минимально допустимый гидродинамический пъезометрический напор обычно определяется:

1. Для подающей линии — из условия защиты от вскипания воды.

2. Для обратной линии — из условия предупреждения вакуума (давления меньше 0,1 МПа) в системе, а также предупреждения кавитации на всасывающей стороне насосов.

Желательно, чтобы при зависимой схеме присоединения линия действительных полных гидродинамических напоров в подающем

трубопроводе не пересекала линию статических напоров. Тогда в узлах присоединения отопительных установок к тепловой сети не требуется сооружать повысительные насосные подстанции, что упрощает систему теплоснабжения и повышает надежность ее работы. Линия действительных полных гидродинамических напоров обратной магистрали тепловой сети, как правило, пересекает линию статических напоров. Однако это обстоятельство не усложняет сооружение и эксплуатацию системы, так как поддержание более высокого пьезометрического напора в абонентских установках по сравнению с напором в обратном трубопроводе тепловой сети при циркуляции воды в сети достигается путем включения на обратной линии в узле присоединения абонента регулятора давления «до себя».

Желательно, чтобы располагаемый напор, т. е. разность гидродинамических напоров в подающей и обратных линиях сети на ГТП или МТП, был равен или даже несколько превышал суммарную потерю напора в абонентских установках и в тепловой сети, между установками и ГТП, и МТП. В противном случае приходится устанавливать на тепловых пунктах насосные установки, что усложняет эксплуатацию и снижает надежность системы теплоснабжения.

На рис. 3.12 показано построение графика гидродинамических напоров системы теплоснабжения. Для этой системы теплоснабжения выбор линии статических напоров *ММ* рассмотрен на рис. 3.11.

Расчетная температура в подающей линии тепловой сети задана равной 150 °С. Полный статический напор для этой системы принят 60 м. Отопительные установки абонентов группы С, расположенные в высокой зоне, присоединяются к тепловой сети по независимой схеме.

Линия *П₆* показывает максимально допустимые напоры в подающей линии системы теплоснабжения от подающего коллектора на ТЭЦ до абонентских вводов. Напор в точке *П1* на ходе воды из водогрейного котла (7) определяется из условия механической прочности пиковых котлов. Допустимое давление для водогрейных котлов — 2,5 МПа. С учетом гидравлических потерь в котле

максимально допустимый пьезометрический напор на выходе из котла принят 220 м. Максимально допустимый напор (линия Π_6) в подающем теплопроводе на участке $\Pi 2$ – $\Pi 7$ определен из условия, что допустимое давление в трубопроводах и арматуре подающей линии составляет 1,6 МПа, вследствие этого пьезометрический напор должен быть равен 160 м.

Линия Π_m показывает минимально допустимые напоры в подающей линии системы. Минимально допустимый напор в точке $\Pi 1$ определен при условии не вскипания в верхней точке водогрейного котла, находящейся на геодезической отметке 15 м при температуре воды $150 + 30 = 180$ °С, что определяет минимальный пьезометрический напор в этой точке котла равный 92 м или полный напор по отношению к геодезической отметке O равный 107 м.

Из условия не вскипания воды при ее температуре 150 °С минимально допустимый пьезометрический напор в подающей линии тепловой сети на участке $\Pi 2$ – $\Pi 7$ должен составлять 40 м.

Действительная линия гидродинамических напоров подающей линии тепловой сети при любом режиме ее работы не должна выходить за пределы напоров, ограниченных линиями Π_6 и Π_m . В данном случае действительный график гидродинамических напоров подающей линии системы показан линией Π .

Линия O_6 показывает максимально допустимые напоры в обратной линии системы теплоснабжения от абонентских вводов до входного коллектора теплофикационного пароводяного подогревателя (6) на ТЭЦ. По условиям механической прочности отопительных чугунных радиаторов, допустимые пьезометрические напоры в обратной линии тепловой сети на участке $O 1$ – $O 5$, на котором абонентские установки присоединены по зависимой схеме, составляют 60 м, а по условиям механической прочности водоводяных подогревателей, допустимые пьезометрические напоры на участке $O 6$ – $O 7$, где абонентские установки присоединены по независимой схеме, составляют 140 м.

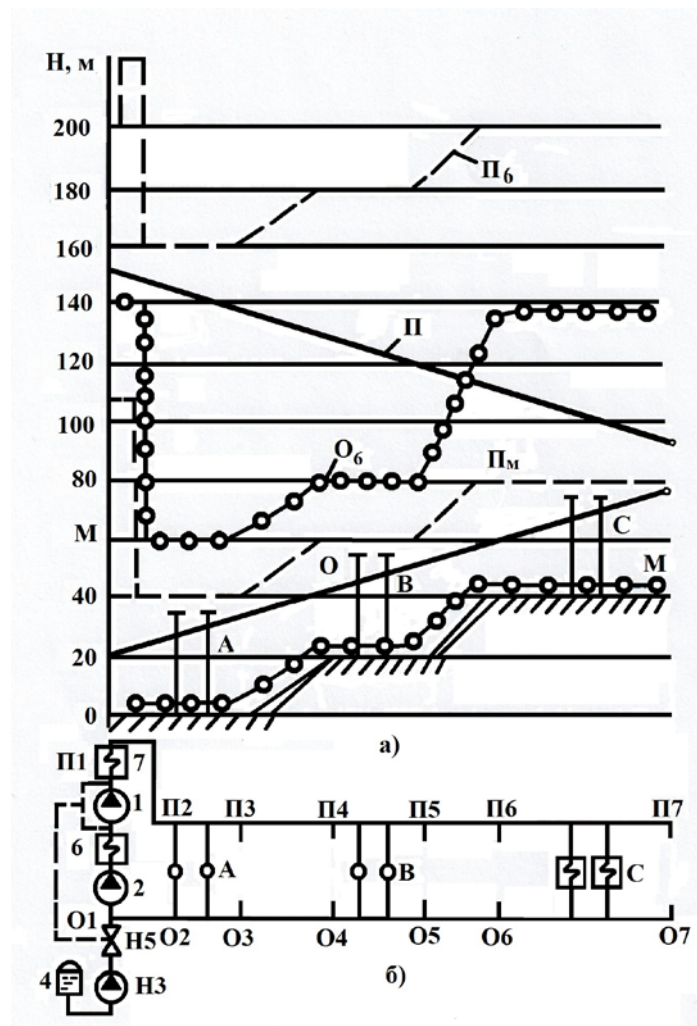


Рис. 3.12. Построение графика
гидродинамических напоров системы
теплоснабжения

а – график гидродинамических напоров; б –
принципиальная схема теплоснабжения. 1 –
сетевой насос; 2 – предвключенный насос; НЗ –
подпиточный насос ТЭЦ (нижняя зона); ВЗ – НЗ –
подпиточный насос ТЭЦ (верхняя зона); 4 – бак
подпиточной воды; Н5 – регулятор подпитки
(нижняя зона); В5 – регулятор подпитки (верхняя
зона); 6 – сетевой подогреватель; 7 – пиковый котел

Линия O_M показывает минимально допустимые пьезометрические напоры в обратной линии системы теплоснабжения при условии, что

избыточное давление в трубопроводах тепловой сети и на всасывающей линии насосов достаточно для предупреждения подсоса воздуха и кавитации. Минимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети принят 5 м.

Поскольку действительный гидродинамический пьезометрический напор в подающем коллекторе на ТЭЦ после пикового водогрейного котла принят 150 м, то с учетом гидравлических потерь в котле гидродинамический пьезометрический напор перед котлом должен составить 170 м, что значительно превышает допустимый пьезометрический напор для пароводяного подогревателя (6), равный 140 м.

Для обеспечения требуемого пьезометрического напора в подающем коллекторе ТЭЦ (без превышения допустимого давления в пароводяном подогревателе) в схеме теплоподготовительной установки ТЭЦ предусмотрены два последовательно включенных сетевых насоса 1 и 2. Предвключенный, или бустерный, насос (2) создает в системе напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пароводяном подогревателе (6) и защиты от кавитации сетевого насоса (1), при расчетной температуре после пароводяного подогревателя. Сетевой насос (1) создает напор, необходимый для компенсации гидравлических потерь в пиковом водогрейном котле, тепловой сети и абонентских установках.

График действительных гидродинамических напоров в обратном трубопроводе системы теплоснабжения при любом режиме работы не должен выходить за пределы линий O_6 и O_m . В данном случае он изображен линией O .

Выбор схемы присоединения абонентских установок.
Пьезометрический график дает наглядное представление о действующих напорах при гидродинамическом режиме и статическом состоянии системы теплоснабжения, что имеет важное значение для выбора рациональных схем присоединения абонентских теплоиспользующих установок к тепловой сети.

На рис. 3.13, а приведен пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети: AB — линия гидродинамических напоров подающей линии; CD — линия гидродинамических напоров обратной линии; SS — линия статического напора. Схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети показаны на рис. 3.13, б.

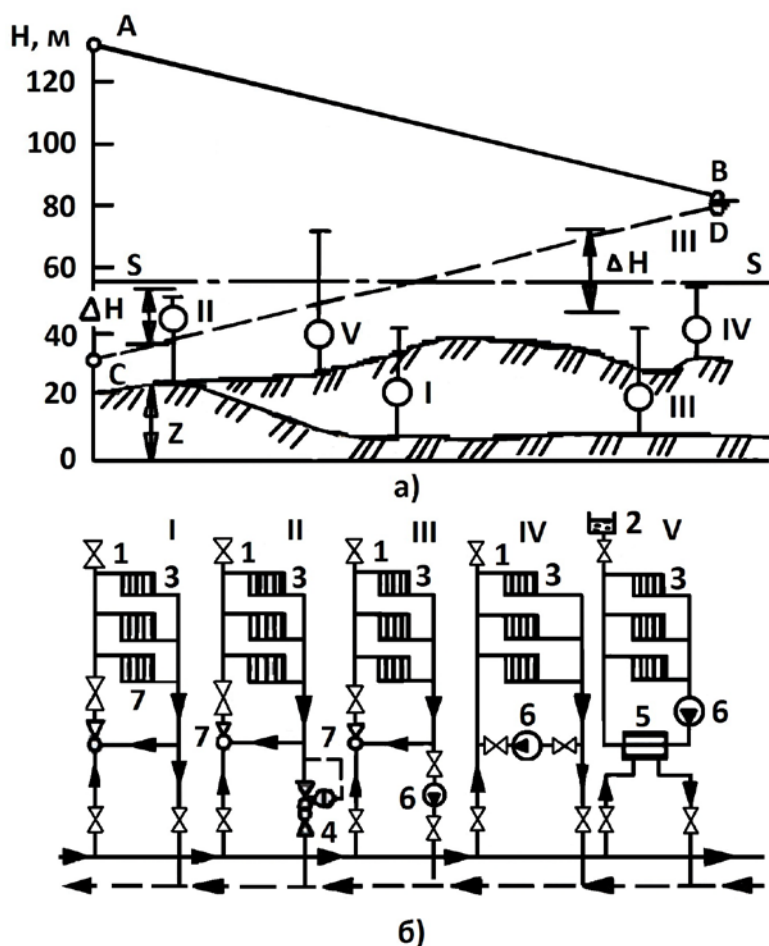


Рис. 3.13. Пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети (а) и схемы присоединения отопительных установок к тепловой сети (б):

Отопительные установки: I — зависимая с элеватором; II — зависимая с элеватором и регулятором давления на обратной линии; III — зависимая с элеватором и насосом на обратной линии; IV — независимая; 1 — воздушный кран; 2 — расширитель; 3 — нагревательный прибор; 4 — регулятор давления «до себя»; 5 — водоводяной подогреватель; 6 — насос; 7 — элеватор

Отопительная установка 1 может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором (7) в качестве смесительного устройства, так как в месте расположения этого здания пьезометрический напор в обратной линии тепловой сети как при статическом, так и при гидродинамическом режиме не превышает допустимого предела (60 м), а располагаемый напор в сети больше 15 м, что достаточно для создания необходимого напора в сопле элеватора и компенсации потери напора в регулирующем клапане.

По тем же причинам отопительная установка (II) может быть также присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором (7). Однако из-за того, что гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе тепловой сети меньше высоты здания (II), необходимо установить на обратном трубопроводе в узле присоединения здания регулятор давления «до себя». Установка регулятора давления (4) позволит превысить 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 гидродинамический пьезометрический напор в обратном трубопроводе сети в месте размещения здания равен 75 м, т. е. превышает допустимое значение. Кроме того, располагаемый напор в тепловой сети в месте присоединения абонентской установки недостаточен для нормальной работы элеватора.

Отопительная установка (III) принципиально могла бы быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме с насосом (6) на обратной линии и с элеватором (7) в качестве смесительного устройства. Включение насоса на обратной линии уменьшило бы напор на выходе из отопительной установки до допустимого значения и повысило бы располагаемый напор на вводе, что позволило бы осуществить смешение при помощи элеватора. Напор, развиваемый этим насосом, ΔH_{III} , должен

быть равен или больше разности гидродинамического пьезометрического напора в обратной линии и допускаемого напора для отопительной установки. Но так как при случайной остановке насоса отопительная установка оказывается под пьезометрическим напором больше 60 м, то такое присоединение недостаточно надежно. Более надежно присоединение отопительной установки (III) к тепловой сети по независимой схеме.

Отопительная установка (IV) может быть присоединена к тепловой сети по зависимой схеме. Однако поскольку располагаемый напор тепловой сети в этой точке мал (ниже 10 м) и не обеспечивает работу элеватора, то в качестве смесительного устройства должен быть применен насос (6) на перемычке. 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, так как статический напор, создаваемый этим зданием, превышает статический напор (линия SS), установленный для системы теплоснабжения района.

В крупных городах при передаче теплоты от одного или нескольких источников в районы теплового потребления подлинным магистралям большого диаметра и при разнородной тепловой нагрузке абонентов целесообразно все отопительные установки присоединять к тепловой сети по независимой схеме (V). Такое решение существенно упрощает режим работы системы теплоснабжения, повышает ее надежность и увеличивает маневренные возможности тепловой сети в связи со значительным увеличением при этом максимально допустимого пьезометрического напора в обратной линии тепловой сети (линия 0_6 на рис. 3.12).

Пьезометрические графики (см. рис. 3.11–3.13) относятся к двухтрубной водяной тепловой сети.

На рис. 3.14, а приведен пьезометрический график системы дальнего теплоснабжения, состоящей из загородной станции, однострубно-транзитной магистрали, городской пиковой котельной и

двухтрубной городской тепловой сети. Расчетная температура воды в транзитной магистрали и подающей линии городской тепловой сети принята 180 °С.

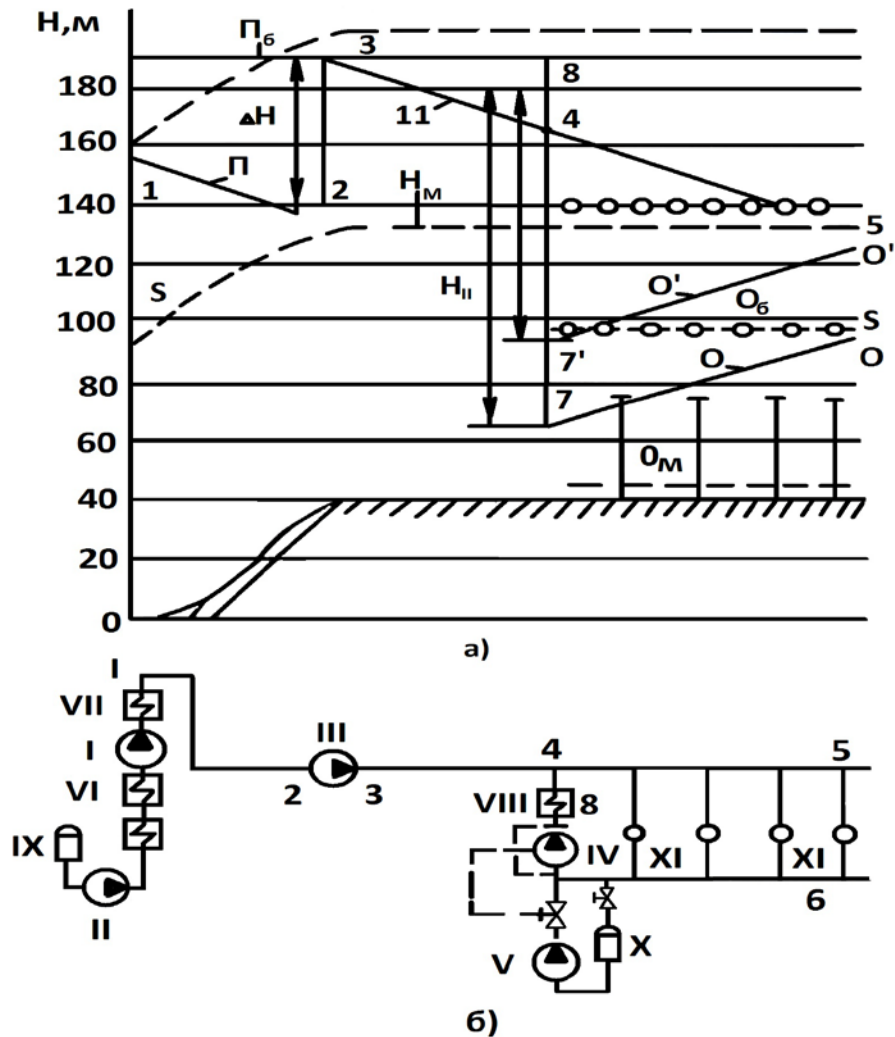


Рис. 3.14. Пьезометрический график (а) и принципиальная гидравлическая схема (б) однотрубной водяной тепловой сети.

I, II – насосы загородной ТЭЦ; III – насосная станция на транзитной магистрали; IV – сетевые насосы двухтрубной тепловой сети; V – подпиточный насос двухтрубной тепловой сети; VI, VII – теплофикационные подогреватели ТЭЦ; VIII – пиковая котельная; IX – аккумулятор сетевой воды ТЭЦ; X – аккумулятор сетевой воды двухтрубной тепловой сети; XI – абонентские установки

Линия статического напора 5S выбрана на уровне 100 м из условия присоединения всех абонентских установок, расположенных на отметке 40 м, по зависимой схеме. Линия Π_6 показывает максимально допустимые пьезометрические напоры в подающей линии сети при условии, что допустимое давление в трубопроводах теплосети составляет 1,6 МПа. Линия Π_m показывает максимально допустимые пьезометрические гидродинамические напоры в подающей линии из условия невоскипания теплоносителя. Линия Π — линия действительных гидродинамических напоров в подающем трубопроводе.

Как видно из приведенных данных, полный гидродинамический напор в транзитной магистрали и в подающей линии городской тепловой сети может изменяться только в весьма узких пределах, а именно, на начальном участке транзитной магистрали от 160 до 132 м, т. е. всего на 28 м; на конечном участке транзитной магистрали и в подающей линии тепловой сети от 190 до 132 м. Поэтому при большом радиусе передачи теплоты на транзитной магистрали и на подающей линии тепловой сети приходится сооружать насосные подстанции рис. 3.14, б. На подстанции гидродинамический напор в транзитной магистрали повышается на $\Delta H = 55$ м.

Линия O_6 показывает максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии городской тепловой сети. Он определен из условий допустимого пьезометрического напора в чугунных отопительных радиаторах, равного 60 м.

Линия O_m показывает минимально допустимый пьезометрический напор в обратной тепловой сети; O — линия действительных гидродинамических напоров в обратной линии. Так как в данном случае напор в подающей линии сети не может быть ниже уровня Π_m , а напор в обратной линии не может быть выше уровня линии O_6 , то в узлах присоединения абонентских установок приходится дросселировать больший напор ($H_5 - H_6 = 40$ м). Это вызывает необходимость существенного увеличения напора,

развиваемого сетевым насосом (IV) двухтрубной тепловой сети в пиковой водогрейной котельной, который в данном случае должен составить $H_u = H_5 - H_7 = 180 - 65 = 115$ м.

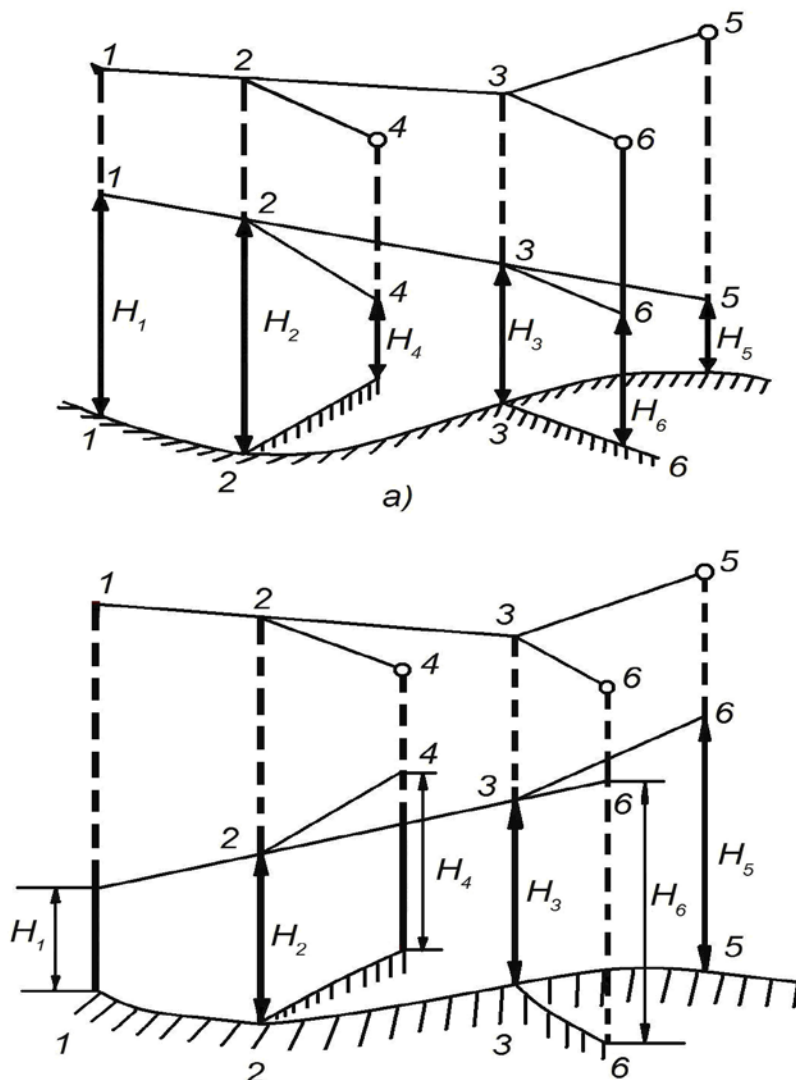


Рис. 3.15. Пьезометрический график
однотрубных тепловых сетей
а – линии горячего водоснабжения;
б – линии конденсатопровода

При независимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети максимально допустимый пьезометрический напор в обратной линии существенно больше и для водо-водяных подогревателей составляет 100 м (линия 0_6^1). Это позволяет уменьшить располагаемый напор на вводе конечных абонентов до ΔH_a

$= H_5 - H'_6 = 135 - 125 = 10$ м и соответственно уменьшить напор сетевого насоса (IV) в пиковой котельной до $H = H_8 - H'_7 = 180 - 95 = 85$ м.

На рис. 3.15, а показан пьезометрический график сети горячего водоснабжения. По этой сети вода подается от станции к абонентам. Пьезометрический график имеет уклон в сторону движения воды. H_1 — пьезометрический напор на станции; H_2 и H_3 — пьезометрические напоры в точках 2 и 3 сети; $H_4 - H_6$ — пьезометрические напоры на абонентских вводах.

Пьезометрические напоры на абонентских вводах должны превышать высоту абонентских установок горячего водоснабжения.

На рис. 3.15, б показаны пьезометрический график и схема конденсатной сети. По этой сети конденсат возвращается от абонентов на станцию. 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; ($H_4 - H_6$) — пьезометрические напоры в конденсатной линии у абонентов. Эти напоры создаются установленными у абонентов конденсатными баками, размещенными на соответствующей высоте, или конденсатными насосами.

3.6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РАЗВЕТВЛЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В качестве исходных данных для расчета обычно задаются: схема тепловой сети, параметры теплоносителя на станции и у абонентов, расход теплоносителя и длина участков сети. Искомой величиной является диаметр сети. Поскольку в начале расчета неизвестен ряд величин, требующихся для определения диаметра сети, то задачу приходится решать методом последовательных приближений. Расчет обычно проводится в два этапа: предварительный и проверочный.

Рассмотрим методику расчета разветвленной тепловой сети (рис. 3.16).

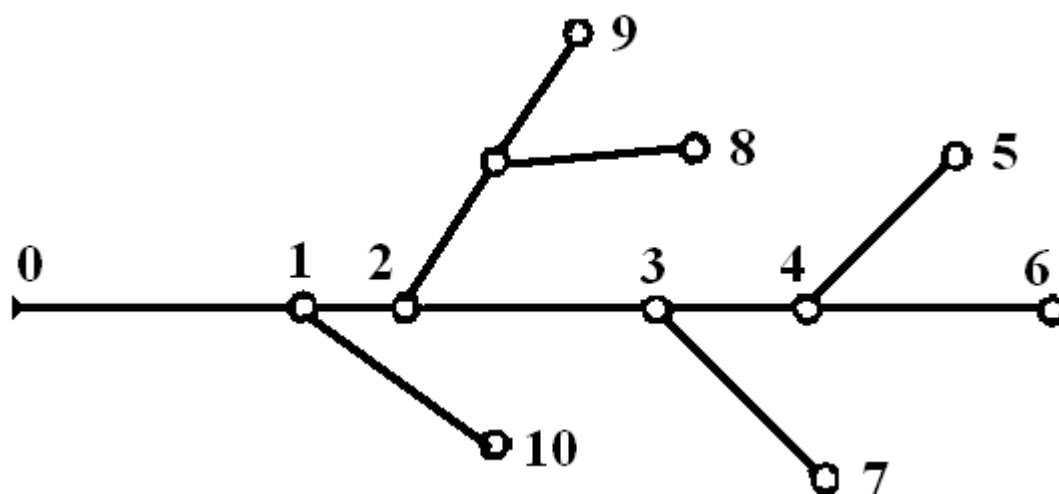


Рис. 3.16. Схема разветвлённой тепловой сети

Предварительный расчет.

1. Выбирается расчетная магистраль, т.е. направление от станции до одного из абонентов, которое характеризуется наименьшим удельным падением давления.

В паровых сетях удельное падение давления, Па/м

$$R = \frac{\delta p}{l}$$

где δp — падение давления в магистрали, Па; l — длина магистрали, м.

В водяных сетях удельное падение давления, Па/м,

$$R = \frac{\delta H}{l} \gamma,$$

где δH — разность полных напоров в конечных точках магистрали, т. е. потеря напора в магистрали, м; γ — удельный вес воды в трубопроводе, Н/м³.

Если падение давления между станцией и любым потребителем одно и то же, то расчетной магистралью является линия, соединяющая станцию с наиболее удаленным потребителем.

Предварительно задаётся распределение падения давления

(видом пьезометрического графика) расчетной магистрали. Если нет каких-либо ограничений по условиям профиля, высотности зданий и другим факторам, то распределение падения давления (пьезометрический график) расчетной магистрали выбирается прямолинейным.

2. Расчет начинается с начального участка расчетной магистрали. Задаётся или определяется по (3.24) доля местных потерь α этого участка. Определяется удельное падение давления на этом участке, принимая условно долю местных потерь давления на всей расчетной магистрали равной доле местных потерь на данном участке. Если на рис. 3.16 расчетной магистралью является 0-1-2-3-4-6, то удельное линейное падение давления на начальном участке 0-1 расчетной магистрали

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{0-6}}{l_{0-6}(1 + \alpha)}$$

или

$$R_{0-1} = \frac{\delta H_{0-1}\gamma}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{0-6}\gamma}{l_{0-6}(1 + \alpha)}.$$

где δp_{0-6} , δp_{0-1} — полное падение давления в расчетной магистрали и на начальном участке, δH_{0-6} , δH_{0-1} — потери напора в расчетной магистрали и на начальном участке; l_{0-6} , l_{0-1} — длина расчетной магистрали и начального участка.

3. Предварительно определяется диаметр начального участка расчетной магистрали d_{0-1} из условия квадратичного закона сопротивлений по (3.13) или (3.16).

При расчете паропроводов удельный вес пара в начале и в конце рассчитываемого участка трубопровода определяется для перегретого пара по давлению и температуре, а для влажного пара по давлению и степени сухости. Давление пара на станции в точке 0 задано. Давление пара в точке l вычисляется по формуле:

$$p_1 = p_0 - \delta p_{0-1}.$$

Поверочный расчет.

1. По ГОСТ или таблице сортамента труб подбирается ближайший диаметр трубопровода первого участка магистрали d'_{0-1} (Приложение 8).

2. По формулам (3.12) или (3.15) рассчитывается удельное линейное падение давления R'_{0A} .

3. По формулам (3.20) или (3.21) рассчитывается эквивалентная длина местных сопротивлений на участке $0-l$.

4. Рассчитывается полное падение давления (напора) на участке $0-l$

$$\delta p'_{0-1} = R'_{0-1} l_{0-1} (1 + \alpha')$$

или

$$\delta H'_{0-1} = \frac{R'_{0-1} l_{0-1} (1 + \alpha')}{\gamma},$$

$$\alpha' = \frac{l_9}{l_{0-1}}.$$

5. Определяется давление пара или располагаемый напор воды в конечной точке рассчитываемого участка

$$p'_1 = p_0 - \delta p'_{0-1}$$

или

$$H'_1 = H_0 - \delta H'_{0-1}.$$

В аналогичной последовательности производится расчет всех остальных участков расчетной магистрали. Расчет каждого последующего участка начинается с определения удельного линейного падения давления. Так, расчет участка 1-2 начинается с вычисления значения

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{1-2}}{l_{1-2} (1 + \alpha)} = \frac{\delta p_{1-6}}{l_{1-2} (1 + \alpha)}$$

или

$$R_{0-1} = \frac{\delta H_{1-2} \gamma}{l_{1-2} (1 + \alpha)} = \frac{\delta H_{1-6} \gamma}{l_{1-2} (1 + \alpha)},$$

$$\delta p_{1-6} = p_1' - p_6,$$

$$\delta H_{1-6} = H_1' - H_6.$$

Ответвления рассчитываются как транзитные участки с заданным падением давления (напора). При расчете сложных ответвлений, например, ответвления (2-8-9), сначала определяется расчетное направление, как направление с минимальным удельным падением давления, а затем производятся все остальные операции в указанной выше последовательности.

Падение давления в паровой сети задается для гидравлического расчета по располагаемому давлению на станции и требуемому давлению у абонентов.

При проектировании конденсатопроводов, принимающих по пути конденсат, отводимый из паропроводов, необходимо, чтобы давление в конденсатопроводе было по крайней мере на 0,05 МПа меньше, чем в паропроводе. Указанное условие требуется для нормального дренажа конденсата из паропровода.

Пример. Произвести гидравлический расчет двухтрубной водяной тепловой сети и построить ее пьезометрический график.

Схема тепловой сети показана на рис. 3.17, а, б, а геодезический профиль сети и высота абонентских систем нанесены на рис. 3.17, в.

К тепловой сети присоединены по зависимой схеме четыре отопительные установки (А, В, С, D).

Отопительные установки имеют следующие расчетные расходы воды, кг/с: А=27,8; В=13,9; С= 55,6; D=13.

Средняя температура воды в сети $\tau_{cp} = 75^{\circ}\text{C}$.

Средний удельный вес воды $\gamma_{cp} = 9550 \text{ Н/м}^3$.

Расчетная температура воды в подающей линии тепловой сети

$\tau_1' = 150^\circ\text{C}$.

На всех абонентских вводах должен быть обеспечен располагаемый напор $\Delta H_{аб} \geq 15$ м.

Располагаемый напор на коллекторах ТЭЦ $\Delta H_c = 95$ м.

Длины участков тепловой сети по трассе, м:

(0-1)=250; (1-2)= 650; (2-3)=500; (1-7)=500;

(2-4)=400; (4-5)=300; (4-6)= 600.

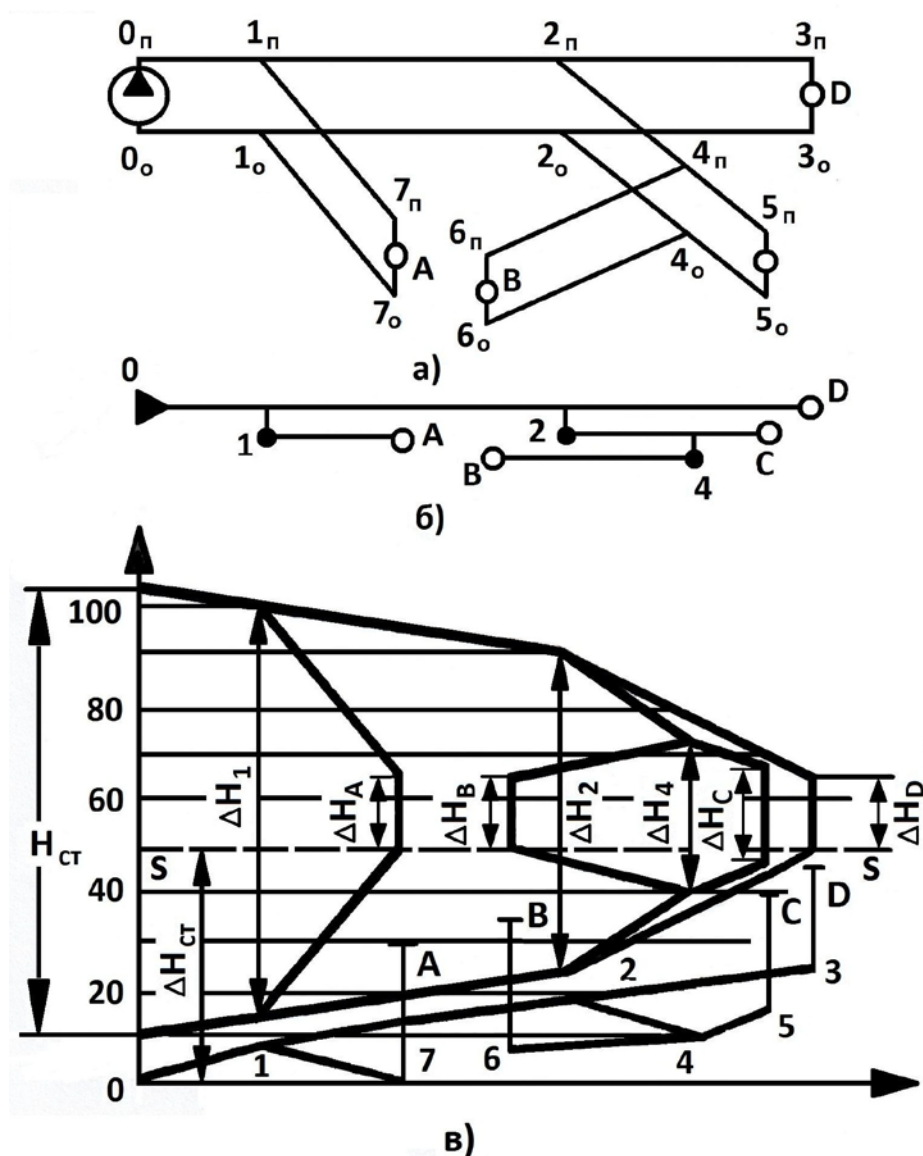


Рис. 3.17. Гидравлические схемы и пьезометрический график двухтрубной водяной тепловой сети

На трубопроводах тепловой сети установлены следующие местные сопротивления:

1. Задвижки в начале и конце каждого участка на подающей и обратной линиях.
2. 10 отводов под углом 90° на каждый километр трубопровода.
3. 10 сальниковых компенсаторов на каждый километр трубопровода.

Решение. В соответствии с порядком предварительного расчета последовательно выполняются следующие действия:

1. Выбирается статический напор тепловой сети $H_{ст} = 50$ м и наносится на пьезометрический график (линия SS).

При этом статическом напоре обеспечивается избыточное давление в верхних точках отопительных установок, а пьезометрический статический напор в наиболее низких точках системы (отопительная установка А) не превышает допустимого значения;

2. Определяется вид графика гидродинамических напоров. Располагаемая потеря напора в сети:

$$\delta H_{CT} = \delta H_a = 95 - 15 = 80 \text{ м.}$$

Потерю напора можно распределить поровну между подающей и обратной линиями тепловой сети, т. е. принять:

$$\delta H_{II} = \delta H_O = 40 \text{ м.}$$

В этом случае полные напоры в подающем и обратном коллекторах на ТЭЦ составят:

$$H_{II} = 105 \text{ м, } H_O = 10 \text{ м.}$$

Пьезометрический напор в наиболее высокой точке сети (3) в подающей линии:

$$H_{II3} = 105 - 40 - 25 = 40 \text{ м.}$$

При таком пьезометрическом напоре не вскипание воды обеспечивается при $\tau_1' = 150^\circ \text{C}$.

3. Выбирается расчетная магистраль. Учитывая, что на всех

абонентских вводах должен быть обеспечен один и тот же располагаемый напор $\Delta H_a = 15$ м, то расчетной магистралью является линия, соединяющая ТЭЦ с наиболее удаленным абонентом. При данных условиях расчетной является магистраль 0-1-2-4-6. Длина расчетной магистрали $l_{0-6} = 1900$ м.

4. На основе исходных данных и приложения 7 определяется сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \xi$ на участке 0-1:

$$\Sigma \xi = (2 \cdot 0,5) + (2,5 \cdot 1,2) + (2,5 \cdot 0,2) = 4,5.$$

5. Падение давления на участке 0-1 составляет:

$$\delta p_{0-1} = \frac{40 \cdot 9550 \cdot 250}{1900} = 50,2 \text{ КПа.}$$

6. Расход воды на участке 0-1:

$$G = (27,8 + 13,9 + 55,6 + 13,9) = 111,2 \text{ кг/с.}$$

7. По (3.24 б) определяется доля местных сопротивлений на этом участке:

$$\alpha = 1,15 \cdot 3,82 \frac{4,5}{250} \sqrt{\frac{111,2}{\sqrt{\frac{50200}{250}}}} = 0,22.$$

7. Выполняется предварительный расчёт удельного линейного падения давления на участке (0-1), Па/м:

$$R_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{l_{0-1}(1 + \alpha)} = \frac{50200}{250 \cdot 1,22} = 164.$$

8. Выполняется предварительный расчёт диаметра трубопровода (3.16) на участке (0-1), м:

$$d_{0-1} = \frac{117 \cdot 10^{-3} \cdot 111,2^{0,38}}{164^{0,19}} = 0,266.$$

Поверочный расчет.

1. Выбирается ближайший стандартный внутренний диаметр

$$d'_{0-1} = 309 \text{ мм (325 x 8 мм)}.$$

2. По формуле (3.15) или номограмме (рис 3.8) определяется удельное линейное падение давления, Па/м:

$$R'_л = \frac{13,64 \cdot 10^{-6} \cdot 111,2^2}{0,309^{5,25}} = 79.$$

3. По формуле (3.21) рассчитывается эквивалентная длина местных сопротивлений участка 0-1, м:

$$l_э = 60,7 \cdot 4,5 \cdot 0,309^{1,25} = 48.$$

4. По формуле (3.25) рассчитывается падение давления на участке 0-1, Па:

$$\delta p'_{0-1} = 79(250 + 48) = 23600.$$

5. Потеря напора на участке 0-1, м:

$$\delta H'_{0-1} = \frac{\delta p_{0-1}}{\gamma} = \frac{23600}{9550} = 2,45.$$

6. Учитывая, что потеря напора на участке (0-1) в подающем и обратном трубопроводах сети равна, величина располагаемого напора в точке (1) тепловой сети составит, м:

$$\Delta H'_1 = H_C - 2\delta H'_{0-1} = 95 - 2 \cdot 2,45 = 90,1.$$

Таблица 3.2

Результаты расчета магистрального трубопровода

Номер участка	G Кг/с	R _л Па/м	D мм	d' мм	R' _л Па/м	L _э м	δp' Па	δH' м	H' м
0-1	111,2	164	266	309	79	48	23600	2,45	90,1
1-2	83,4	187	238	259	115	75,5	83500	8,75	72,6
2-4	69,5	235	208	207	249	66	108000	11,2	50,2
4-6	13,9	260	110	125	149	74	95000	9,95	30,3

Расчет участка 0-1 магистрали на этом заканчивается. Аналогично определяются все остальные участки расчетной магистрали. Результаты расчета всех участков магистрали сводятся в табл. 3.2.

Расчет ответвлений сети производится по той же методике. При предварительном определении удельной линейной потери давления в ответвлении значение δH находится как разность располагаемых напоров в начальной и конечной точках ответвления. Под располагаемым напором понимается разность полных напоров в подающем и обратном трубопроводах в данной точке тепловой сети.

3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДОВ СЕТЕВОЙ ВОДЫ

Основным исходным значением для гидравлического расчета сети служит расчетный расход сетевой воды. При нахождении расчетного расхода целесообразно учитывать не только существующие нагрузки намеченные к присоединению к тепловой сети в ближайшие годы, но также и перспективы развития системы теплоснабжения. Это особенно важно при определении расхода воды для расчета магистралей и основных ответвлений распределительных сетей.

На современном этапе развития градостроительства в старых городах происходит замена изношенного жилого фонда с печным отоплением новыми благоустроенными жилыми домами с современным 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 оборудуются системами горячего водоснабжения.

Если абонентские вводы выполнены с параллельным или

смешанным присоединением систем отопления и горячего водоснабжения, то максимумы расхода воды у абонентов и в тепловой сети не совпадают. Следовательно, в тепловой сети кроме постоянного расхода воды на отопление имеется переменный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, и суммарный расчетный расход воды в тепловой сети на горячее водоснабжение не является арифметической суммой максимальных расходов воды на горячее водоснабжение.

Расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение в отдельных элементах сети можно определить путем введения поправки к арифметической сумме расходов в виде коэффициента попадания в максимум φ . Значения этого коэффициента следующие: для магистралей (0,7–0,75); для ответвлений (0,8–0,9); для внутриквартальных сетей и абонентских вводов (1,0).

В открытых системах теплоснабжения, в ряде случаев, расчетные расходы воды для подающего и обратного трубопроводов отличаются друг от друга. Как правило, это абонентские вводы, выполненные по схеме с несвязанным регулированием при наличии регуляторов расхода перед отопительной системой. Однако подающие и обратные трубопроводы сети обычно прокладываются одного диаметра, хотя имеют место случаи, когда целесообразно укладывать трубы разного диаметра согласно гидравлическим расчетам.

Расчетный расход воды в этом случае должен выбираться из условия, чтобы суммарная потеря напора при расходе воды в подающем ($G_0 + G_B + G_T$) и обратном ($G_0 + G_B$) трубопроводах была равна суммарной потере при одинаковом расходе воды G в подающем и обратном трубопроводах.

Этот расчетный расход воды, по которому и следует выбирать диаметры тепловой сети при использовании открытой системы, определяют по формуле:

$$G = \sqrt{G_{O.B}^2 + G_{O.B} G_T + 0,5 G_T^2}, \quad (3.28a)$$

где $G_{O.B}$ — суммарный расчетный расход сетевой воды на отопление и вентиляцию.

Расчетный расход сетевой воды из подающего трубопровода на горячее водоснабжение:

$$G_{O.B} = G_O + G_B.$$

По СНиП «Тепловые сети»:

$$G_{\Gamma} = G_{O.B} + 0,6G_{\Gamma}, \quad (3.286)$$

G_{Γ} — расчетный часовой расход подпиточной умягченной деаэрированной воды для компенсации утечек в закрытых системах теплоснабжения. Он принимается равным 0,75 % объема воды в трубопроводах тепловых сетей и присоединенных к ним местных систем потребителей. В транзитных магистралях он принимается равным 0,5 % объема воды в них. Объем воды в трубопроводах тепловых сетей (магистральных, распределительных, ответвлений к отдельным зданиям) определяется по проектным или фактическим данным.

При отсутствии данных об объеме воды в распределительных сетях и ответвлениях его ориентировочно определяют из расчета (13–16) м³ на 1 МДж/с суммарной расчетной тепловой нагрузки.

Объем воды в местных отопительно-вентиляционных системах определяют по удельному объему воды на 1 МДж/с суммарной расчетной отопительно-вентиляционной нагрузки из расчета 26 м³ для жилых и общественных зданий и 13 м³ для промышленных зданий.

При отсутствии данных о магистральных и распределительных сетях, а также о типе абонентских установок для предварительных расчетов можно определять объем воды в закрытых системах теплоснабжения, исходя из удельной емкости 55 м³ на 1 МДж/с (65 м³ на 1 Гкал/ч) суммарной расчетной тепловой нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Для ориентировочных расчетов можно принимать расчетный часовой расход подпиточной воды в закрытых системах теплоснабжения равным 1,5 % расчетного расхода сетевой воды. Объем воды в местных установках горячего водоснабжения открытых систем теплоснабжения

вычисляется из расчета 5 м^3 на 1 МДж/с средненедельной нагрузки горячего водоснабжения.

Расчетный расход подпиточной воды в открытых системах превышает расчетный расход подпиточной воды в закрытых системах на расход для компенсации утечек из местных установок горячего водоснабжения.

3.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСОВ

Одна из задач гидравлического расчета сети заключается в определении характеристик насосов. Рабочий напор сетевых насосов замкнутой водяной сети вычисляется по формуле:

$$H = \delta H_T + \delta H_{II} + \delta H_O + \Delta H_K, \quad (3.29)$$

где δH_T — потеря напора в подогревательной установке (бойлерной) станции, пиковой котельной и станционных коммуникациях (обычно $20\text{--}25 \text{ м}$); $\delta H_{II}, \delta H_O$ — потери напора в подающей и обратной линиях тепловой сети (определяются гидравлическим расчетом сети); ΔH_K — необходимый располагаемый напор в конечной точке сети на абонентском вводе (МТП) или групповой подстанции (ГТП) с учетом потери напора в авторегуляторах. Значение ΔH_K зависит от местной тепло-потребляющей установки и схемы ее присоединения к тепловой сети. При размещении узлов присоединения на абонентских вводах (МТП) можно принимать следующие значения ΔH_K :

1. При зависимом присоединении отопительных и вентиляционных установок без применения элеваторов, а также при независимом присоединении с помощью поверхностных подогревателей ($6\text{--}10 \text{ м}$).

2. При присоединении отопительных установок с помощью элеватора ($15\text{--}20 \text{ м}$).

3. При последовательном включении водо-водяных подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного узла ($20\text{--}25 \text{ м}$). При групповом присоединении абонентских установок к

тепловой сети через ГТ значения ($\delta H_{\text{П}}, \delta H_{\text{О}}$) в выражение (3.29) представляет собой потери напора в подающей и обратных линиях тепловой сети между источником теплоты (ТЭЦ, котельной) и ГТП.

При зависимой схеме присоединения абонентских установок за пределами ГТ к вышеуказанному значению ΔH_K следует прибавить потери напора в трубопроводе сетевой воды между ГТП и абонентской установкой.

В Приложениях 9, 10 приведены характеристики основных типов сетевых насосов, устанавливаемых на ТЭЦ, а также ряда насосов для групповых местных подстанций.

Проектная подача рабочих сетевых насосов, устанавливаемых на станции, должна соответствовать максимальному расходу воды в сети.

Количество устанавливаемых сетевых насосов должно быть не менее двух, из которых один резервный. При числе параллельно работающих сетевых насосов больше пяти установку резервного насоса можно не предусматривать.

Для удовлетворения нагрузки горячи водоснабжения в летний период целесообразно в закрытых системах теплоснабжения устанавливать на станции специальный насосный агрегат меньшей мощности.

В открытой системе теплоснабжения напор подпиточных насосов, устанавливаемых на станции для восполнения водозабора и утечек воды из тепловой сети, определяют исходя из летнего режима работы системы по формуле:

$$H = H_{CT} + \delta H_{\text{Л}} - Z, \quad (3.30)$$

где H_{CT} — статический напор в тепловой сети (обычно 60 м); $\delta H_{\text{Л}}$ — 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 обратного конденсата, устанавливаемых у паровых абонентов — потребителей пара для возврата конденсата к

источнику теплоснабжения определяется по формуле:

$$H = \delta H_K + Z, \quad (3.31)$$

где δH_K — потеря напора в конденсатопроводе на участке от сборного бака абонента до приемного бака станции при расчетном расходе конденсата в конденсатопроводе; 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, подачу конденсатных насосов принимают равной полутора-кратному максимально-часовому расходу конденсата.

3.9. РЕЗЕРВИРОВАНИЕ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В современных системах теплофикации крупных городов теплота от каждой ТЭЦ подается обычно в районы теплоснабжения по нескольким параллельным магистралям. Эти магистрали обычно секционируются, т. е. разделяются с помощью секционирующих задвижек на секции длиной 1–3 км. Через определенные расстояния секции параллельных магистралей могут соединяться блокирующими линиями (перемычками), как это, например, показано на рис. 3.18.

В случае аварии на какой-либо секции магистрали эта секция выключается из работы и выводится в ремонт. Поток сетевой воды, который в нормальных условиях проходит через данную секцию, перепускается с помощью блокирующих перемычек через соответствующую секцию параллельной магистрали, после чего по следующей блокирующей перемычке вновь поступает в данную магистраль.

На рис. 3.18, *a* показана в однолинейном изображении принципиальная схема блокировки двух четырехсекционных магистралей *A* и *B*. По такой схеме блокируются отдельно подающие и обратные магистрали параллельных сетей.

Если, например, на секции *IIA* подающей магистрали *A* произойдет

авария, то эту секцию выключают из работы и выводят в ремонт. В этом случае поток сетевой воды, проходящий через секцию *IA*, перепускается по блокирующей перемычке *БI* в секцию *IIA*, а из нее этот поток воды возвращается в секцию *IIIA* через вторую блокирующую перемычку *БII*.

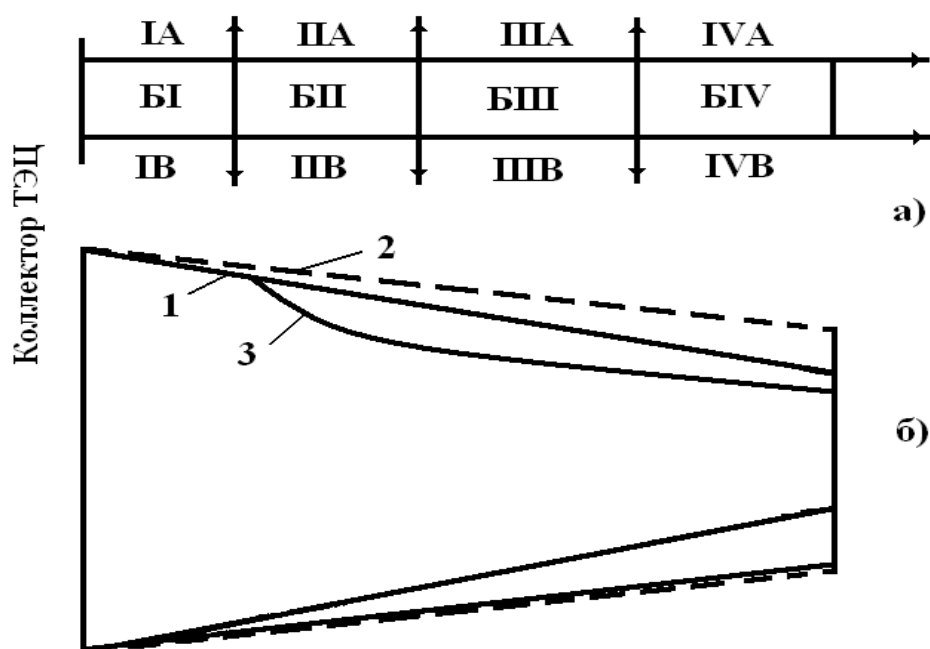


Рис. 3.18. Принципиальная схема блокировки двух чстырехсекционных магистралей (а) и их пьезометрический график (б)

1 – для тепловой сети, проектируемой без учета резервирования, при нормальной ее работе; 2 – для тепловой сети, проектируемой с учетом резервирования ($k_R^p < 1$); 3 – для сети, проектируемой с учетом резервирования, но при аварийном выключении из работы секции *IIA*

При аварийном режиме через резервирующую секцию (в этом примере через секцию *IIA*) проходит увеличенный расход воды, что вызывает соответствующее увеличение потери напора на этом участке. Для того чтобы при возможном аварийном режиме на одной из секций магистрали расходы воды у абонентов оставались неизменными или

изменялись незначительно, магистральные сети должны обладать определённой резервирующей способностью. Для этой цели диаметры таких магистралей должны определяться, исходя из некоторого более низкого значения удельного линейного падения давления $R_{\text{Л}}^P$ по сравнению с $R_{\text{Л}}$ для сети без резерва:

$$R_{\text{Л}}^P = k_{\text{Л}}^P R_{\text{Л}}, \quad (3.32)$$

где $k_{\text{Л}}^P$ — коэффициент резервирования по удельному падению давления.

Из условия обеспечения расчетного расхода воды у всех тепловых потребителей, при аварийном режиме коэффициент резервирования для двухтрубной тепловой сети с постоянным удельным линейным падением давления вдоль главной магистрали и одинаковой длиной всех секций вычисляется по формуле:

$$k_{\text{Л}}^P = \frac{n}{(n+2)}, \quad (3.33)$$

где n — число секций по трассе магистрали. При выводе (3.32) не учитывалась возможность одновременной аварии на подающей и обратной линиях из-за малой вероятности такой ситуации. Падение давления в двух блокирующих перемычках (в начале и в конце участка), включаемых в работу при аварии, принято равным падению давления в одной секции магистрали при нормальном режиме.

Резервирующая способность может быть задана при проектировании и учтена с помощью коэффициента резервирования, отнесенного к другим расчетным параметрам, например, к расходу теплоносителя или к диаметру участков магистрали, в виде

$$G^P = k_G^P G \quad (3.34a)$$

или

$$d^P = k_d^P d, \quad (3.34b)$$

где G^p и d^p — расчетные расходы и диаметры участков магистрали, выбранные с учетом резервирования; G , d — те же параметры в сети без учета резервирования; k_G^p — коэффициент резервирования по расчетному расходу воды; k_d^p — коэффициент резервирования по расчетному диаметру магистрали:

$$k_G^p = \sqrt{\frac{n+2}{n}}, \quad (3.35a)$$

$$k_d^p = \left(\frac{n+2}{n}\right)^{0,19}. \quad (3.35б)$$

Подача и напоры сетевых насосов в источниках теплоты, а также мощность их приводных двигателей должны выбираться в рассматриваемых условиях по аварийному режиму.

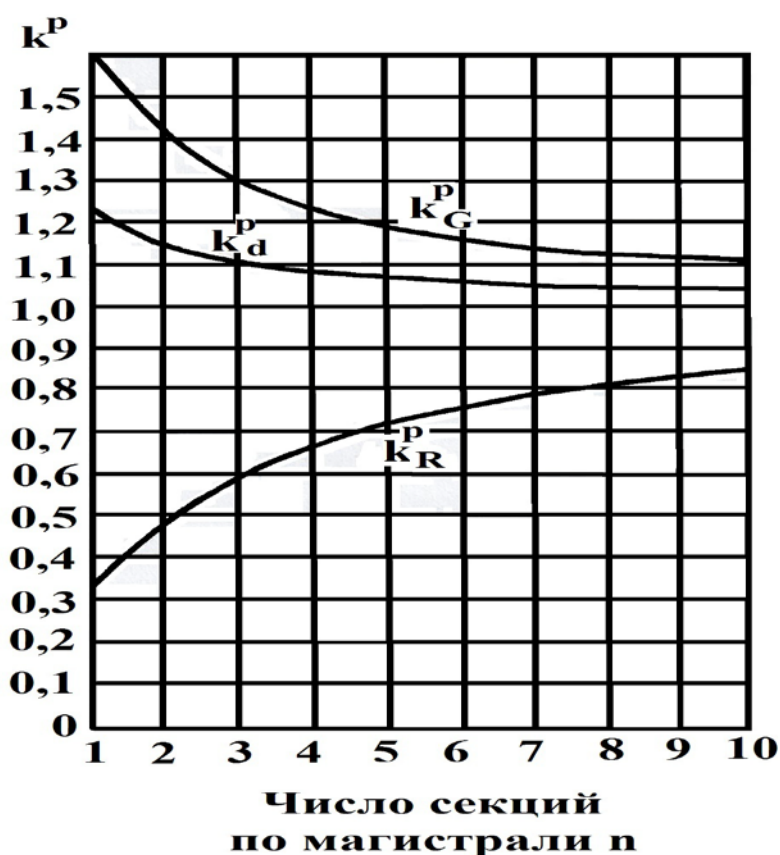


Рис. 3.19. Зависимость коэффициентов резервирования от числа секций магистральной сети

На рис. 3.19 дана зависимость коэффициентов резервирования k_R^p , k_G^p , k_d^p от числа секций магистральной тепловой сети. Коэффициент резервирования по диаметру магистрали k_d^p , непосредственно влияющий на размер капиталовложений в тепловые сети, заметно уменьшается с увеличением числа секций магистралей от одной до пяти-шести. При дальнейшем увеличении числа секций значение k_d^p изменяется мало.

В то же время увеличение числа секций вызывает дополнительные начальные затраты на сооружение секционирующих камер и дублирующих связей. Поэтому число секций больше пяти-шести, как правило, экономически не оправдано.

На рис. 3.18, б приведен пьезометрический график тепловой сети состоящей из двух сблокированных четырехсекционных магистралей А (рис. 3.18, а).

Как видно из пьезометрического графика, при аварийном выключении участка *IIA* в конечных точках магистрали поддерживаются располагаемые напоры, необходимые для нормальной работы абонентов. Без учета резервирования такие режимы реализовать невозможно. При учёте резервирования повышается гидравлическая устойчивость системы теплоснабжения, так как существенно возрастает располагаемый напор в конечных точках магистральной сети при нормальном режиме.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4.1. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Тепловая нагрузка абонентов является переменной величиной. Она находится в зависимости от следующих метеорологических условий:

- температура наружного воздуха;
- скорость ветра;
- инсоляция.

Кроме перечисленных метеорологических факторов, на тепловое потребление влияют режимы расхода воды на горячее водоснабжение, режимы работы технологического оборудования и ряд других факторов.

Неравномерность потребления тепловой нагрузки приводит к необходимости регулирования ее производства. Регулирование приводит в соответствие производство и потребление тепловой энергии и позволяет добиться экономичных режимов выработки теплоты на ТЭЦ или в котельных и транспортировки ее по тепловым сетям. В зависимости от местных условий выбирается соответствующий метод регулирования.

В зависимости от места регулирования различают следующие методы регулирования:

1. Центральное регулирование.
2. Групповое регулирование.
3. Местное регулирование.
4. Индивидуальное регулирование.

Центральное регулирование выполняется на ТЭЦ или в котельной. Групповое регулирование выполняется на групповых тепловых подстанциях (ГТП). Местное регулирование выполняется на местных тепловых подстанциях (МТП), которые также называются

абонентскими вводами. Индивидуальное регулирование выполняется непосредственно на тепловых приборах потребителей.

Тепловая нагрузка неоднородна даже в одном районе теплоснабжения. На одном и том же абонентском вводе к тепловой сети могут подсоединяться: отопление и горячее водоснабжение; отопление, вентиляция и горячее водоснабжение и т.д. В городах с тепловыми сетями большой протяженности абоненты расположены на разном расстоянии от ТЭЦ и из-за транспортного запаздывания теплоносителя находятся в неравных условиях.

Для повышения экономичности теплоснабжения применяется комбинированное регулирование, которое является сочетанием трех уровней регулирования — центрального, группового, местного и индивидуального.

Однако индивидуальное регулирование нагрузки на тепловых приборах требует применения большого количества индивидуальных регуляторов и увеличения затрат на реконструкцию действующих тепловых установок. Особенно затруднена реконструкция систем отопления, выполненных по однетрубной схеме, так как работа одних нагревательных приборов жестко связана с работой других приборов.

Поэтому регулирование систем теплоснабжения и режимов отпуска теплоты, как правило, ограничивается только двумя-тремя уровнями — центральным и групповым и (или) местным. В системах теплоснабжения малой мощности регулирование систем теплоснабжения ограничивается только одним уровнем регулирования — на источнике теплоты.

Повышение эффективности регулирования достигается с помощью соответствующих автоматизированных систем управления тепловыми процессами (АСУ ТП).

Центральное регулирование ведется по характерной тепловой нагрузке, типовой для большинства абонентов района. Такой нагрузкой может быть как один вид нагрузки, например, отопление, так и два разных вида при определенном их количественном соотношении.

В современных городах отопление и горячее водоснабжение являются основными нагрузками. В 1970–1980 гг. нашло широкое применение центральное регулирование по совмещенной нагрузке — отопления и горячего водоснабжения. Такое регулирование подачи тепловой энергии позволяет удовлетворять нагрузку горячего водоснабжения без дополнительного увеличения расхода воды на отопление. Возможно незначительное увеличение расчетного расхода воды в сети по сравнению с расчетным расходом воды на отопление.

Снижение расчетного расхода воды в сети приводит к уменьшению диаметров трубопроводов тепловых сетей, а следовательно, и к снижению начальных затрат на их сооружение.

Автоматизированные системы управления тепловыми процессами (АСУ ТП) используются как при групповом, так и при местном регулировании. АСУ ТП управляют подачей теплоты в группы однотипных потребляющих теплоту установок или приборов. При таком решении значительно сокращается количество устанавливаемых авторегуляторов. Однако подача теплоты проводится по усредненному параметру для каждого вида тепловой нагрузки, измеряемому в одной или нескольких контрольных точках установки.

При нарушении регулировки местной системы нарушается необходимый температурный режим в отдельных точках, но среднее значение регулируемого параметра в контрольной точке системы при этом выдерживается.

Для обеспечения высокого качества и экономичности теплоснабжения необходима точная начальная регулировка абонентской установки, которая позволит обеспечить правильное распределение теплоносителя по отдельным приборам местной системы.

Основное количество теплоты в абонентских системах расходуется для обеспечения работы нагревательных приборов, 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. Это могут быть отопительные приборы, отдающие теплоту воздуху излучением и свободной конвекцией; 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 видов нагревательных приборов может быть выражена общим уравнением

$$Q = kF\Delta t n = W_{II}(\tau_1 - \tau_2)n, \quad (4.1)$$

где Q — количество теплоты, отданное за время n ; kF — произведение коэффициента теплопередачи нагревательных приборов и поверхности нагрева; Δt — средняя разность температур между греющей и нагреваемой средой; W_{II} — эквивалент расхода первичной (греющей) среды; τ_1 и τ_2 — температуры первичной (греющей) среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него.

Средняя разность температур может быть представлена в первом приближении как разность между среднеарифметическими температурами греющей и нагреваемой среды:

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - t_{cp}, \quad (4.2)$$

где t_{cp} — средняя температура нагреваемой среды; t_2 , t_1 — температуры вторичной (нагреваемой) среды на входе в нагревательный прибор и на выходе из него.

Как следует из уравнений (4.1) и (4.2),

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{nW_{II}};$$

$$Q = kF \left(\frac{\tau_1 - \tau_2}{2} - t_{CP} \right) n.$$

Из совместного решения этих уравнений:

$$Q = \frac{(\tau_1 - t_{CP})n}{\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_{II}}}. \quad (4.3a)$$

Из выражения (4.3a) следует, что тепловая нагрузка принципиально может регулироваться за счет изменения пяти параметров:

1. Коэффициента теплопередачи нагревательных приборов k .
2. Площади включенной поверхности нагрева F .
3. Температуры греющего теплоносителя на входе в прибор τ_1 .
4. Эквивалента расхода греющего теплоносителя W_{II} .
5. Времени работы прибора n .

Из этих пяти параметров для центрального регулирования практически можно использовать только τ_1 и W_{II} . При этом необходимо учитывать, что в реальных условиях возможный диапазон изменения τ_1 и W_{II} ограничен рядом обстоятельств.

При разнородной тепловой нагрузке нижним пределом τ_1 является температура, соответствующая требованиям СНиП для горячего водоснабжения (60°C). Верхний предел τ_1 определяется допустимым давлением в подающей линии тепловой сети, соответствующим условию не вскипания воды. Верхний предел W_{II} определяется располагаемым напором на ГТП или МТП и гидравлическим сопротивлением абонентских установок.

Параметры k ; F , n можно, в основном, использовать для изменения расхода теплоты только при местном регулировании.

Если в качестве теплоносителя используется насыщенный пар, то в этом случае, с учётом того, что $W_{II} = 1/2$, а $\tau_1 = \tau_2 = \tau$, уравнение (4.3a) принимает вид:

$$Q = kFn(\tau - t_{CP}), \quad (4.3б)$$

где τ — температура конденсации пара, $^\circ\text{C}$.

При использовании пара основным методом регулирования

тепловой нагрузки нагревательных приборов является изменение температуры конденсации пара путём дросселирования. Так же регулирование тепловой нагрузки нагревательных приборов может осуществляться путем изменения времени работы нагревательного прибора, т. е. так называемая работа «пропусками». Оба метода регулирования являются местными.

В водяных системах централизованного теплоснабжения (СЦТ) принципиально возможно использовать три метода центрального регулирования:

1. Качественный.
2. Количественный.
3. Качественно-количественный.

Качественный метод заключается в регулировании отпуска теплоты за счет изменения температуры теплоносителя (τ_1) на входе в теплообменный аппарат. При этом расход теплоносителя, подаваемого в регулируемую установку, сохраняется постоянным.

Количественный метод заключается в регулировании отпуска теплоты путем изменения расхода теплоносителя $G_{\Pi}(W_{\Pi})$ при постоянной температуре его на входе в регулируемую установку.

Качественно-количественный метод заключается в регулировании отпуска теплоты посредством одновременного изменения расхода $G_{\Pi}(W_{\Pi})$ и температуры теплоносителя (τ_1).

При автоматизации абонентских вводов основное применение в городах получило центральное качественное регулирование, дополняемое на ГТП или МТП количественным регулированием или регулирование пропусками.

При применении количественного регулирования или регулирования пропусками качественная работа отопительных установок жилых и общественных зданий возможна только при присоединении этих установок к тепловой сети по независимой схеме или по зависимой схеме со смесительным насосом. Это объясняется тем, что только при этих схемах присоединения в местных

отопительных установках может поддерживаться расчетный расход воды независимо от ее расхода из тепловой сети.

При присоединении отопительных установок к тепловой сети по зависимой схеме с элеватором, без дополнительного смесительного насоса, снижение расхода сетевой воды вызывает пропорциональное изменение ее расхода в местной системе. При уменьшении расхода воды в отопительной установке увеличивается перепад температур воды в отопительных приборах и возрастает гравитационный перепад, что приводит к нарушению вертикальной регулировки отопительных систем. Это обстоятельство ограничивает использование количественного регулирования в двухтрубных отопительных установках жилых зданий, имеющих, как правило, значительную высоту и небольшую потерю напора при расчетном расходе воды.

Нарушение регулировки в отопительных установках возникает также при регулировании пропусками, так как при периодических выключениях и включениях циркуляции отопительные приборы, находящиеся на различном расстоянии от узла регулирования, находятся в неодинаковых условиях.

Комбинированная выработка электрической энергии при теплоснабжении от ТЭЦ больше при центральном качественном регулировании, чем при других методах центрального регулирования. Центральное количественное регулирование уступает качественному регулированию в отношении стабильности теплового режима отопительных установок, присоединенных к тепловой сети по зависимой схеме с элеваторным смешением без установки дополнительного смесительного насоса. Вследствие переменного расхода воды в сети расход электроэнергии на перекачку при количественном регулировании меньше, чем при качественном регулировании.

При разнородной тепловой нагрузке необходимо менять методы центрального регулирования на различных диапазонах отопительного

периода. Такой режим работы связан с тем, что применение центрального регулирования в течение всего отопительного сезона не дает возможности сочетать требования различных абонентов, снабжаемых теплотой от единой тепловой сети.

Центральное регулирование отпуска теплоты принципиально может осуществляться как при непрерывной, так и при периодической подаче теплоты абонентам — «пропусками». В последнем случае увязка графиков подачи и использования теплоты осуществляется с помощью различных теплоаккумулирующих установок.

Для всех систем непрерывного регулирования действительны следующие зависимости, базирующиеся на уравнениях теплового баланса и теплопередачи:

$$\overline{Q} = \overline{W} \overline{\delta\tau} = \overline{k} \overline{\Delta t}. \quad (4.4)$$

В ряде случаев при расчете режимов регулирования с переменным расходом воды необходимо руководствоваться зависимостью расхода или эквивалента расхода воды в сети от тепловой нагрузки (рис. 4.1). Эта зависимость может быть выражена следующим эмпирическим уравнением:

$$\overline{W} = \overline{Q}^m$$

или

$$\overline{Q} = \overline{W}^{1/m}. \quad (4.5)$$

В принципе, уравнение (4.5) применимо при всех системах регулирования.

При качественном регулировании, т. е. при постоянном расходе сетевой воды, $m = 0$, $W = 1$. В этом случае в соответствии с (4.4)

$$\overline{Q} = \overline{\delta\tau}.$$

При количественном регулировании $m \geq 1$. Следовательно, из уравнения (4.5)

$$\overline{Q} \geq \overline{W}.$$

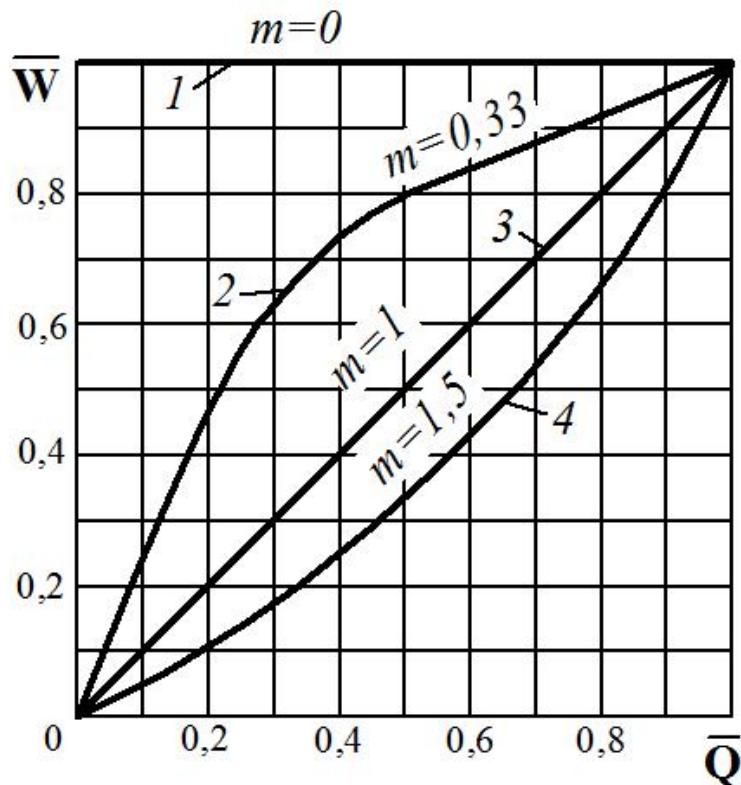


Рис. 4.1. Зависимость относительной величины тепловой нагрузки от относительного эквивалента расхода сетевой воды
1 – качественное регулирование; 2 – качественно-количественное регулирование; 3,4 – количественное регулирование

При качественно-количественном регулировании $0 \leq m \leq 1$. В этом случае в соответствии с выражением (4.5)

$$\bar{Q} \leq \bar{W}.$$

4.2. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОДНОРОДНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

В большинстве районов нашей страны отопление является основным видом тепловой нагрузки, а в отдельных случаях это единственная тепловая нагрузка. Доля других видов тепловой нагрузки, например, горячего водоснабжения и вентиляции, в период отопительного сезона обычно существенно ниже отопительной

нагрузки. Поэтому в основу центрального регулирования часто закладывается закон изменения отопительной нагрузки от температуры наружного воздуха.

В районах с преобладающей отопительной нагрузкой центральное регулирование отпуска теплоты целесообразно осуществлять по эквивалентной наружной температуре.

Под эквивалентной наружной температурой $t_{HЭ}$ понимается наружная температура, при которой тепловые потери зданий при теплопередачи через наружные ограждения равны фактическим тепловым потерям этих зданий с учетом инфильтрации холодного воздуха и солнечной радиации.

Данной наружной температуре t_H в зависимости от интенсивности инфильтрации и солнечной радиации соответствуют различные эквивалентные наружные температуры $t_{HЭ}$.

Эквивалентная наружная температура

$$t_{HЭ} = t_H - \Delta t_{IH} + \Delta t_{CP},$$

где Δt_{IH} — перепад температур, учитывающий эффект инфильтрации, °С.

$$\Delta t_{IH} = \mu(t_{BP} - t_H),$$

где μ — коэффициент инфильтрации; Δt_{CP} — перепад температур, учитывающий эффект солнечной радиации, °С.

$$\Delta t_{CP} = \frac{aq_{CP}}{\alpha_H},$$

a — коэффициент поглощения солнечных лучей наружной поверхностью ограждающих конструкций, равный отношению поглощенной лучистой энергии к падающей энергии; q_{CP} — удельная интенсивность солнечной радиации на расчётную поверхность, (Вт/м²) или ккал/(м² · ч); α_H — коэффициент теплоотдачи от наружного воздуха к поверхности наружных ограждений, Вт/(м² · К) или ккал/(м² · ч · °С).

Центральное регулирование отопительной нагрузки. Задача

регулирования состоит в поддержании расчетной внутренней температуры t_{BP} в отапливаемых помещениях.

Теоретически возможны три метода центрального регулирования отопительной нагрузки: качественный, количественный и качественно-количественный.

Качественное регулирование. Целью расчета качественного регулирования является определение температуры воды в тепловой сети в зависимости от тепловой нагрузки при постоянном эквиваленте расхода теплоносителя в тепловой сети, т. е. при $\bar{W} = 1$.

Количественное регулирование. Целью расчета количественного регулирования является определение эквивалента расхода воды в сети и температуры обратной воды в зависимости от тепловой нагрузки $\bar{Q}_O^P$.

Качественно-количественное регулирование. Целью расчета качественно-количественного регулирования является определение эквивалента расхода сетевой воды и ее температур τ_{01} и τ_{02} в зависимости от относительной расчетной тепловой нагрузки $\bar{Q}_O^P$.

4.3. ЦЕНТРАЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ «РАЗНОРОДНОЙ» ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Использование только центрального регулирования систем теплоснабжения не может обеспечить качественное и экономичное регулирование разнородных тепловых нагрузок. Центральное регулирование выполняет грубую регулировку системы теплоснабжения, но позволяет снизить нагрузку на системы группового и местного регулирования.

Однако наиболее эффективным методом регулирования разнородных тепловых нагрузок является индивидуальное регулирование теплопотребляющих установок, так как только при индивидуальном регулировании можно учесть все факторы, влияющие на тепловые нагрузки.

В городах преобладающей тепловой нагрузкой является отопление. Существенное развитие, особенно в новых городских районах, приобрело в последние годы горячее водоснабжение. Значительно меньше вентиляционная нагрузка городских районов. Поэтому центральное регулирование городских районов ориентируют обычно на отопительную нагрузку или же на совмещенную нагрузку отопления и горячего водоснабжения.

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 часто осуществляется по закону изменения совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Неравномерности суточного графика суммарной нагрузки выравняются за счет теплоаккумулирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий или же путем установки специальных аккумуляторов горячей воды. При разнородной тепловой нагрузке района независимо от центрального регулирования должно проводиться групповое и (или) местное регулирование, как правило, всех видов тепловой нагрузки. При этом температура воды в подающем трубопроводе тепловой сети не должна снижаться ниже уровня, определяемого условиями горячего водоснабжения.

В соответствии со СНиП (2.04.01-85) температура горячей воды в местах водоразбора должна быть не ниже 60 °С при открытой и 50 °С при закрытой системах теплоснабжения.

С учетом снижения температуры воды в местных коммуникациях горячего водоснабжения и перепада температур между греющей и нагреваемой водой в подогревателе горячего водоснабжения минимальная температура воды в подающем

трубопроводе тепловой сети как при открытой, так и при закрытой системах теплоснабжения принимается обычно равной или выше $65\text{ }^{\circ}\text{C}$, т. е. $\tau_{01}''' = 65^{\circ}\text{C}$.

На рис. 4.2 приведены графики температур и расходов сетевой воды при комбинированном регулировании отопительной нагрузки, т. е. при применении разных методов регулирования в различных диапазонах наружных температур.

Рассмотрим методику построения графиков температур и расходов воды при двух характерных методах центрального регулирования: 1) по отопительной нагрузке; 2) по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

При центральном регулировании по отопительной нагрузке для поддержания стабильной расчетной внутренней температуры в отапливаемых зданиях в диапазоне наружных температур от $t_{н.о}$ до $t_{н.и}$ температура воды в подающей линии тепловой сети должна соответствовать графику качественного регулирования отопительной нагрузки, а расход сетевой воды на отопление должен быть постоянным.

В диапазоне температур отопительного периода $t_n > t_{н.и}$ регулирование отопительных установок может проводиться как количественным методом, так и местными пропусками, т. е. посредством периодического отключения отопительных установок от тепловой сети.

При установке на абонентских вводах струйных смесителей (элеваторов) количественное регулирование приводит к разрегулировке отопительных установок. Этот недостаток устраняется при установке на абонентских вводах или групповых тепловых подстанциях кроме струйных смесителей также механических (центробежных насосов). Это позволяет при наружных температурах $t_n > t_{н.и}$ поддерживать постоянный расход воды в отопительной установке при уменьшении расхода сетевой воды из тепловой сети.

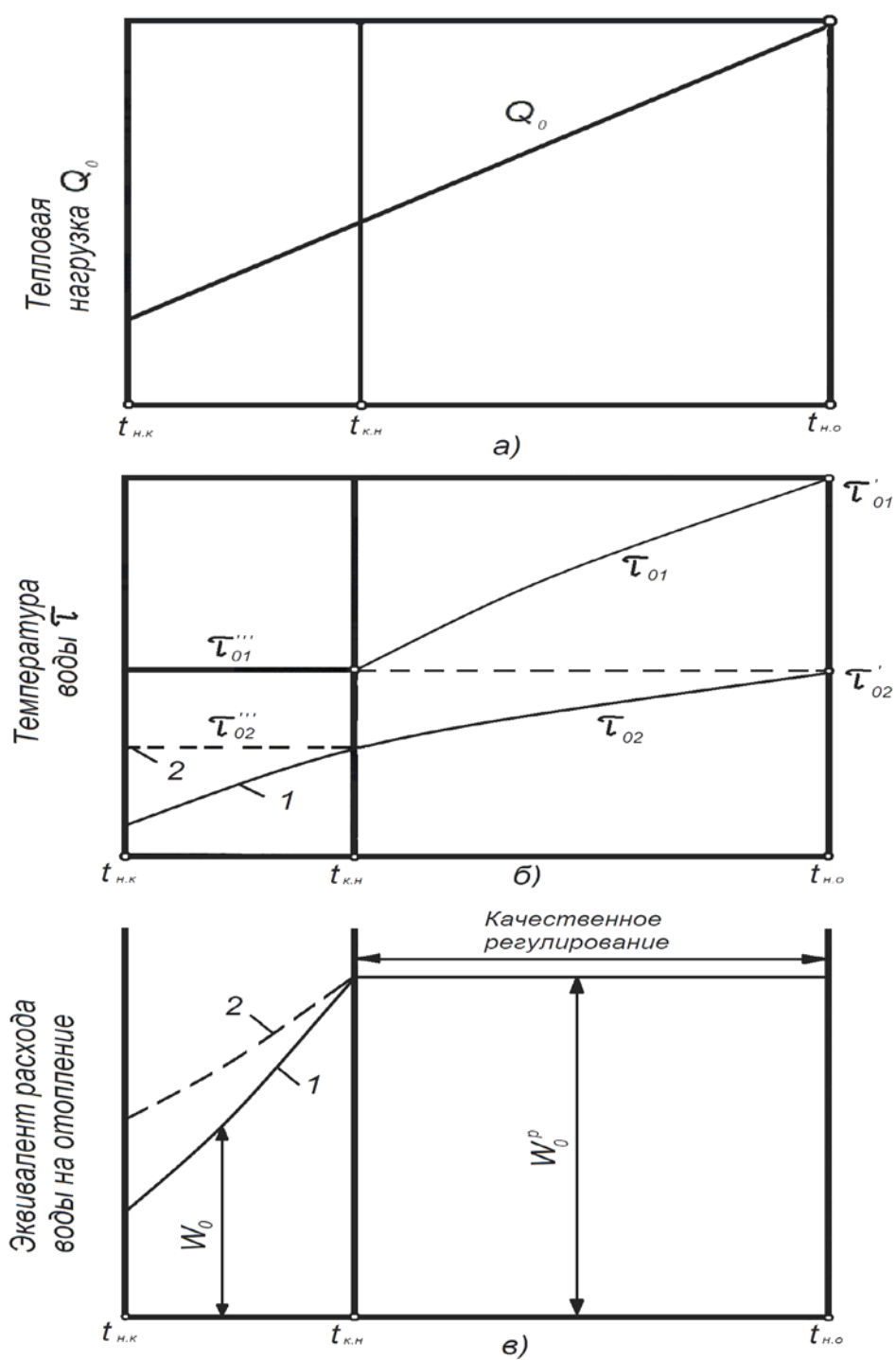


Рис. 4.2. Графики температур и расходов сетевой воды при комбинированном регулировании отопительной нагрузки:

а – тепловая нагрузка; б – температура сетевой воды подающем трубопроводе тепловой сети; в – расход сетевой воды

При снижении подачи сетевой воды возрастает подача механического смесительного насоса, а суммарный расход воды в отопительной установке остается постоянным. При такой схеме присоединения в самой отопительной установке осуществляется качественное регулирование при переменном расходе воды, поступающей из тепловой сети в отопительную установку. В этом случае температура обратной воды за отопительной установкой изменяется по закону качественного регулирования.

Построение графика температур и расхода сетевой воды на отопление. На рис. 4.2, а показана зависимость отопительной нагрузки от наружной температуры. В диапазоне температур $t_{н.о} - t_{н.и}$ (см. рис. 4.2, б) осуществляется качественное регулирование отопительной нагрузки. Температурные графики подающей и обратной линий $\tau_{о1}$ и $\tau_{о2}$. В этом диапазоне эквивалент расхода сетевой воды на отопление W^P_o - постоянная величина. При $t_H > t_{н.и}$ температура сетевой воды в подающем трубопроводе $\tau_{о1}$ постоянна.

Температура сетевой воды в обратном трубопроводе зависит от метода регулирования отопительной нагрузки при наружной температуре $t_H > t_{н.и}$. При этом методе количественного регулирования, когда расход воды непосредственно в отопительной установке сохраняется постоянным, график температур обратной линии $\tau_{о2}$ (сплошная линия на рис. 4.2, б).

При регулировании отопительной нагрузки местными пропусками при $t_H > t_{н.и}$, график температур обратной линии $\tau_{о2}$ (пунктирная линия) может быть принят в виде прямой горизонтальной линии, параллельной графику температур подающей линии. Такому характеру графика соответствует постоянство всех факторов, влияющих на теплоотдачу отопительных приборов (расход теплоты за период реальной работы, температура поступающей сетевой воды, температура внутреннего воздуха). На рис. 4.2, б показан расход сетевой воды на отопление.

В диапазоне наружных температур $t_{н.о} - t_{н.и}$ эквивалент расхода воды W^P_o постоянный, поскольку осуществляется качественное

регулирование отопительной нагрузки. При $t_H > t_{н.и}$ расход воды на отопление зависит от наружной температуры. При повышении наружной температуры расход воды на отопление при количественном регулировании изменяется (сплошная линия на рис. 4.2, в). При регулировании местными «пропусками» расход сетевой воды через каждую отопительную установку в период ее работы остается постоянным. Однако число одновременно включенных отопительных установок уменьшается по мере повышения наружной температуры прямо пропорционально отношению $\frac{t_{BP} - t_H}{t_{BP} - t_{НИ}}$, поэтому суммарный расход сетевой воды на отопление района сокращается пропорционально количеству одновременно включенных установок (рис. 4.2, штриховая линия).

4.4. ВЫБОР МЕТОДА ЦЕНТРАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Центральное регулирование отпуска теплоты должно ориентироваться на основную тепловую нагрузку района. При разнородной тепловой нагрузке наряду с центральным регулированием должно проводиться регулирование всех видов тепловой нагрузки: групповое или местное в узлах присоединения групп однотипных приборов и индивидуальное — на теплопотребляющих приборах.

Групповое или местное регулирование отопительной нагрузки может проводиться по различным импульсам:

1. По усредненной температуре наружного воздуха за сравнительно длительный период времени (6–12 ч).
2. По усредненной внутренней температуре представительных помещений.
3. По внутренней температуре устройства, моделирующего тепловой режим зданий.

Регулируемым параметром должен являться суммарный расход

сетевой воды на здание или группу зданий или расход сетевой воды на отдельные виды тепловой нагрузки (отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и др.).

Система группового или местного автоматического регулирования не должна допускать увеличения суммарного расхода сетевой воды выше заданного расчетного значения.

При регулировании в узлах присоединения абонентских установок количественного всех видов тепловой нагрузки наиболее целесообразным методом центрального регулирования совмещенной нагрузки является качественное регулирование. В этих условиях этот вид центрального регулирования целесообразно применять при любом отношении расчетных нагрузок горячего водоснабжения и отопления $\rho^{Ср.Н}_{г.}$. При таком решении обеспечивается максимальная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления и качественное и экономичное теплоснабжение абонентов при минимальном расходе воды в сети.

Условия работы системы теплоснабжения существенно изменяются, когда местное или групповое регулирование отопительной нагрузки совсем не производится, или же в узлах присоединения устанавливаются регуляторы расхода, которые по принципу работы не контролируют температурный режим отапливаемых помещений. В этом случае выбор системы центрального регулирования отпуска теплоты зависит от структуры тепловой нагрузки района и гидравлической устойчивости тепловой сети.

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 совмещенной нагрузке, в противном случае центральное регулирование целесообразно вести по отопительной нагрузке.

В открытых системах теплоснабжения, в сетях с повышенной гидравлической устойчивостью (отношение располагаемого напора у конечного абонента сети к располагаемому напору на коллекторах станции около 0,4 и более) при наличии у большинства абонентов кроме отопления нагрузки горячего водоснабжения применяется качественно-количественное регулирование по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

В сетях с низкой гидравлической устойчивостью целесообразно применять качественное регулирование.

4.5. РЕЖИМ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭЦ

При удовлетворении от ТЭЦ сезонной нагрузки (отопление, вентиляция), а также сезонной нагрузки и горячего водоснабжения тепловая нагрузка теплофикационных турбин и параметры пара в отборе должны изменяться в зависимости от температуры наружного воздуха.

При понижении температуры наружного воздуха увеличивается тепловая нагрузка района. Одновременно должна повышаться температура воды в тепловой сети, а для этого необходимо повышать 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 теплоты имеет кратковременный характер.

Если тепловая мощность отборов турбин выбирается по максимуму тепловой нагрузки, присоединенной к ТЭЦ, то годовая длительность использования максимума тепловой мощности отборов мала, так как большую часть года они недогружаются. В то же время, по условиям покрытия графика электрической нагрузки энергосистемы число часов использования максимума электрической мощности теплофикационных турбин должно составлять обычно около 5–6 тыс. ч/год. Это приводит к существенному увеличению доли конденсационной выработки в годовом производстве

электрической энергии на ТЭЦ. Прямым следствием такого решения является перерасход топлива в энергосистеме, поскольку расход топлива на конденсационную выработку электрической энергии на ТЭЦ больше, чем на конденсационных тепловых электростанциях с теми же начальными параметрами. Завышение электрической мощности ТЭЦ вызывает также неоправданный перерасход капиталовложений из-за более высокой удельной стоимости ТЭЦ по сравнению с современными мощными конденсационными электростанциями.

Для уменьшения конденсационной выработки электрической энергии на ТЭЦ целесообразно максимум сезонной тепловой нагрузки покрывать отработавшим паром теплофикационных турбин не полностью, а частично. Часть теплоты целесообразно отпускать непосредственно из котлов. Максимальный отпуск теплоты в системе теплоснабжения можно представить как сумму двух слагаемых

$$Q'_T = Q'_{OTB} + Q'_П,$$

где Q'_T — расчетная тепловая нагрузка системы; Q'_{OTB} — расчетная тепловая нагрузка отборов теплофикационных турбин; $Q'_П$ — пиковая тепловая нагрузка, покрываемая непосредственно от котлов.

Доля расчетной тепловой нагрузки системы, удовлетворяемая из отборов турбин, называется коэффициентом теплофикации:

$$\alpha_T = \frac{Q'_{OTB}}{Q'_T}.$$

На рис. 4.3 показано распределение тепловой нагрузки ТЭЦ между отбором и пиковыми котлами при $\alpha_T < 1$.

Часть тепловой нагрузки (площадка abc) покрывается непосредственно из котлов. При максимальной тепловой нагрузке от котлов покрывается значительная доля, обычно около 50 % расчетной тепловой нагрузки. Однако от годового отпуска теплоты доля теплоты из котлов весьма невелика (отношение площади abc к площади $ObcdklO$ обычно составляет 15–18 %).

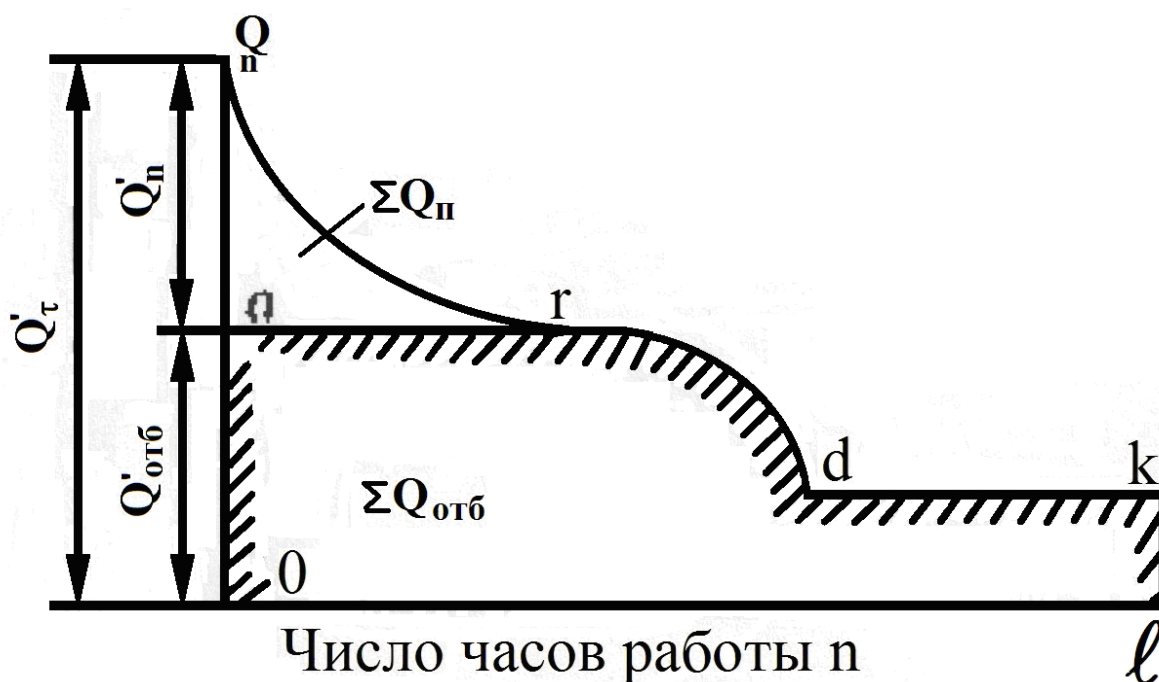


Рис. 4.3. Распределение тепловой нагрузки ТЭЦ между отбором и пиковыми котлами

Для расчёта режима работы теплофикационного оборудования, определения давления пара в регулируемых отборах теплофикационных турбин, расчета годового расхода топлива на ТЭЦ при различных методах регулирования отпуска теплоты и разных коэффициентах теплофикации удобно пользоваться годовыми графиками продолжительности тепловой нагрузки и параметров теплоносителя.

5. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ И ИХ ОБОРУДОВАНИЕ

5.1. ТРАССА И ПРОФИЛЬ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Тепловая сеть — это система прочно и плотно соединенных между собой участков стальных труб, образующих теплопровод. По трубам в виде теплоносителя транспортируется теплота (пара или горячей воды), от источников (ТЭЦ или котельных) к потребителям теплоты. Тепловые сети представляют сложную конструкцию трубопроводов с гидро- и теплоизоляцией, а также оборудованием, необходимым для транспортировки теплоносителя.

Трасса (направление) тепловой сети выбирается с учётом сосредоточения потребителей тепловой энергии, наличия пересечения с другими инженерными сетями и сооружениями. Выбор трассы теплопроводов также должен учитывать рельеф местности, построенные и намечаемые к строительству надземные и подземные сооружения, данные о характеристике грунтов, высоту стояния грунтовых вод, глубину промерзания грунтов.

При строительстве тепловой сети необходимо стремиться к минимизации капитальных затрат. Однако уменьшение капиталовложений не должно оказывать влияния на высокую надёжность теплоснабжения, удобство эксплуатации и ремонта.

Трубопроводы прокладываются с уклоном к горизонту, что позволяет производить их опорожнение и дренаж. Минимальный уклон для водяных сетей — 0,002 (направление уклона безразлично). Для паровых сетей минимальный уклон — 0,002 при направлении уклона по ходу пара и 0,01 — против хода.

В высших точках тепловой сети предусматриваются устройства для выпуска воздуха (воздушники).

5.2. СХЕМЫ И КОНФИГУРАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Выбор схемы тепловой сети (одно-, двух-, трёхтрубная) зависит от источника и потребителей, характера теплового потребления и

рода теплоносителя. Следует учитывать необходимость резервирования и аккумулирующую способность тепловой сети и систем потребителей, избегать излишних затрат.

Конфигурации тепловых сетей могут быть различными. Наиболее простой и распространённой является тупиковая (радиальная или лучевая), которая используется при наличии одного источника теплоты. В такой сети диаметры трубопроводов уменьшаются по мере удаления от источника. Основным недостаток её в том, что при аварии на головном участке сети отключаются все потребители, расположенные за местом аварии.

Для обеспечения надёжности теплоснабжения потребителей между радиальными магистралями устраиваются перемычки повышенного диаметра, а диаметры магистралей от источника теплоты до места присоединения перемычек также увеличиваются. Такая сеть существенно дороже радиальной.

При теплоснабжении крупных городов от нескольких источников, как правило, сооружается кольцевая тепловая сеть, в которой между отдельными источниками устанавливаются резервирующие (блокированные) связи. Такая сеть самая дорогая, но значительно повышается надёжность теплоснабжения и рациональнее используются мощности источников тепловой энергии.

Тепловая сеть состоит из прямых и изогнутых участков трубопроводов (прямой и обратный трубопроводы прокладываются совместно), компенсаторов температурных удлинений, опор, арматуры (задвижки, воздушные краны, дренажи и др.), тепловых камер и каналов (при подземной прокладке трубопроводов).

На рис. 5.1 представлена структурная схема тепловой сети. Прямой и обратный трубопроводы на схеме показаны одной линией. Диаметры трубопроводов тепловых сетей колеблются от 50 мм (распределительные сети) до 1400 мм (магистральные сети).

В настоящее время протяженность тепловых сетей в стране превышает 200 тыс. км, в том числе, протяженность трубопроводов с

диаметром 500 мм и более около 30 тыс.км. Радиус действия тепловых сетей современных ТЭЦ превышает 15–20 км.

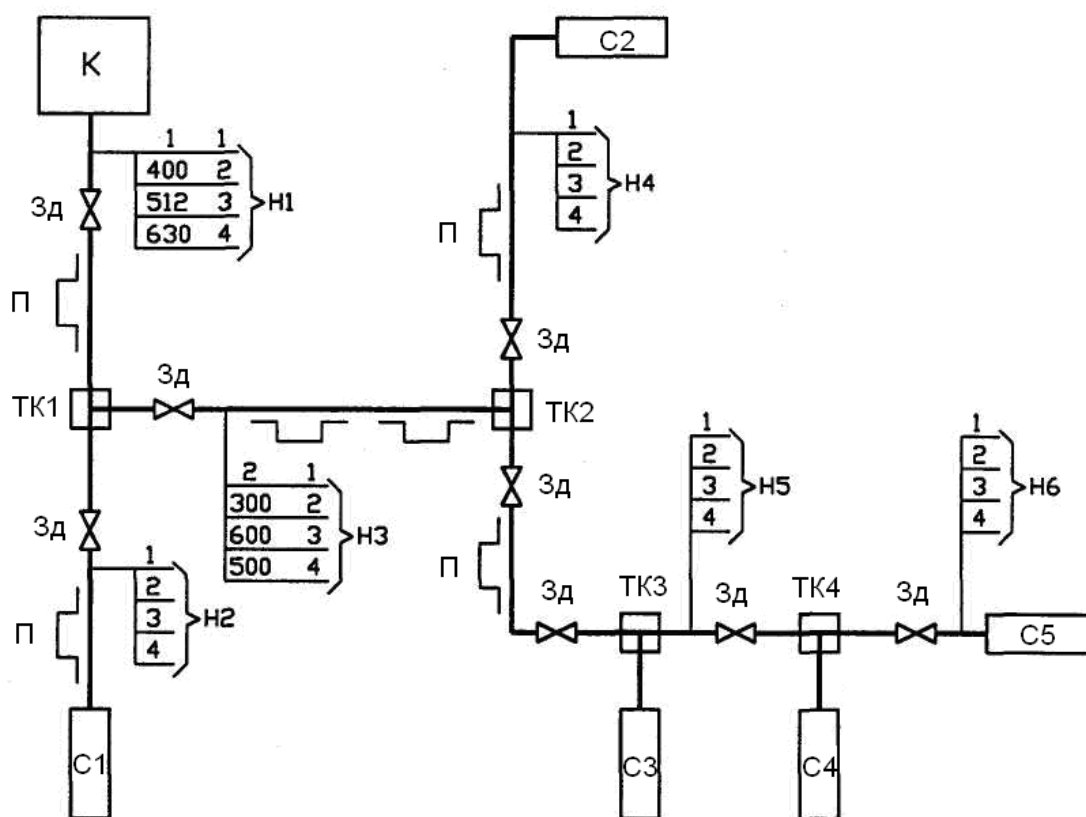


Рис. 5.1. Структурная схема тепловой сети

К – котельная, (источник горячей воды); П – П-образный компенсатор; Зд – задвижки; ТК1–ТК4 – тепловые камеры; Н1–Н6 – надписи на схеме: 1 – номер участка; 2 – диаметр трубопровода, мм; 3 – длина участка, м; 4 – расход воды, м³/ч; С1–С5 – теплопотребляющие здания и сооружения

5.3. ТИПЫ И СПОСОБЫ ПРОКЛАДКИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Существуют два типа прокладки трубопроводов: надземная и подземная. Выбор типа прокладки решается по местным условиям с учётом технико-экономических соображений.

Надземная прокладка тепловых сетей используется при высоком уровне грунтовых вод, плотной застройке районов прокладки теплотрассы, сильно пересеченном рельефе местности, при наличии уже имеющихся энергетических или технологических трубопроводов на эстакадах или высоких опорах. Кроме того, применение надземной

прокладки ограничено участками сложных пересечений с естественными препятствиями (рек, многоколейных железнодорожных путей), высоким уровнем грунтовых вод, территорией вечной мерзлоты и временно незастроенной территорией, а также по территории промышленных предприятий.

Надземные теплопроводы прокладывают на отдельно стоящих опорах (низких или высоких), на эстакадах, на вантовых конструкциях, подвешенных к пилонам мачт. К опорам трубопроводы крепятся жестко. Однако в случае необходимости компенсации температурных удлинений трубопроводов, необходимо скользящее крепление трубопроводов к опоре (крепление на катках или роликовое). Для уменьшения тепловых потерь теплопроводы изолируются минеральной ватой, поверх которой крепятся тонкие листы белого металла. Для защиты от коррозии поверхность труб предварительно покрывается антикоррозийным составом.

Надземная прокладка удобна в эксплуатации и ремонте, но трубопроводы требуют защиты от атмосферных воздействий (осадков и ветровых нагрузок). Около 10 % тепловых сетей имеют надземную прокладку.

Наиболее распространённым типом прокладки теплопроводов является подземная прокладка, 90 % всех тепловых сетей проложены под землей. Как правило, в жилых районах городов применяется подземная прокладка теплопроводов.

Все конструкции подземных трубопроводов можно разделить на два вида: канальные и бесканальные.

Канальная прокладка выполняется в проходных, полупроходных и непроходных каналах.

Около 4 % теплопроводов проложены в проходных каналах и тоннелях (полупроходных каналах). Высота проходных каналов составляет 2–2,5 м и обслуживающий их персонал проходит в полный рост (рис. 5.2). Это наиболее надежные, но и самые дорогие способы прокладки коммуникаций.

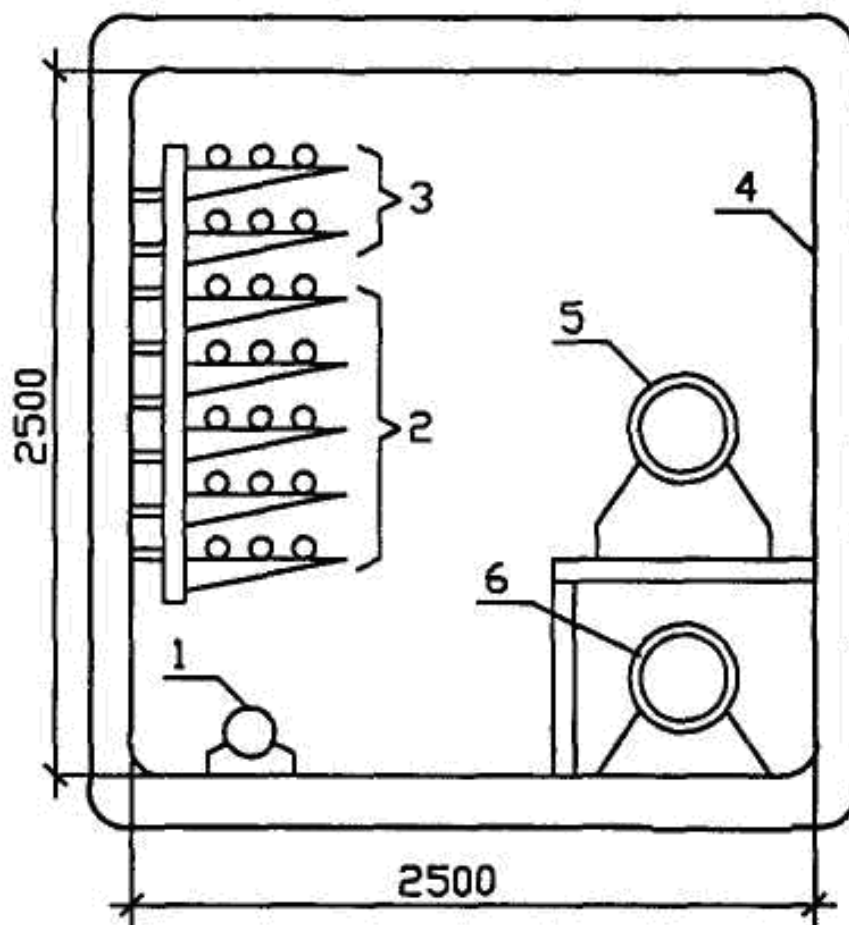


Рис. 5.2. Проходной канал

1 – водопровод, 2 – кабель связи, 3 – силовые кабели, 4 – железобетонный объемный элемент, 5 – обратный трубопровод, 6 – прямой трубопровод)

Полупроходные каналы человек проходит согнувшись, т. к. их высота около 1,6 м, но не ниже 1,4 м (рис. 5.3).

Такие каналы применяются при прокладке большого количества труб, например, на выводах от ТЭЦ или на территории промышленных площадок крупных предприятий.

В больших городах строятся городские коллекторы — проходные каналы, в которых прокладываются все трубопроводы тепловых сетей, водопровод, трубопроводы сжатого воздуха, электрические и телефонные кабели, как это показано на рис. 5.2.

Проходные каналы оборудуются естественной вентиляцией, электрическим освещением (до 30 В), дренажными устройствами для

быстрого отвода воды из канала. Габариты каналов позволяют выполнять сложные ремонтные работы.

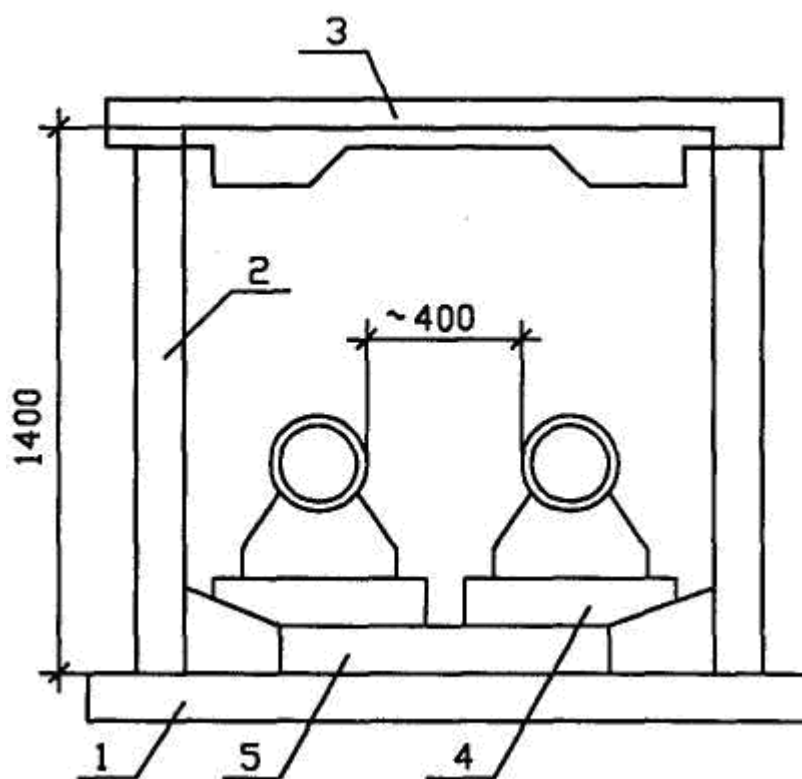


Рис. 5.3. Полупроходной канал
1 – опорная плита, 2 – стеновой блок, 3 –
ребристый блок перекрытия, 4 – опора
трубопроводов, 5 – блок днища

Применяют проходные каналы на выводах от ТЭЦ и на основных магистралях промышленных площадок крупных предприятий. Проходные каналы позволяют выполнять любые работы на теплотрассе без разрушения дорожных покрытий и земляных работ.

Прокладка трубопроводов в проходных каналах — самый совершенный и дорогой способ, но при этом возможен постоянный доступ к трубопроводом, их осмотр, поддержание в должном состоянии, обеспечивая их надёжность и долговечность.

В тех случаях, когда количество труб невелико (2–4), необходим постоянный доступ к ним, а сооружение проходных каналов

экономически невыгодно, трубопроводы прокладываются в полупроходных каналах, габариты которых выбираются из условия прохода человека в полусогнутом состоянии и возможности выполнения мелких ремонтных работ. В этих каналах можно производить осмотр и мелкий ремонт тепловой изоляции без вскрышных работ при выключенной из работы тепловой сети.

Сооружаются полупроходные каналы на коротких участках, например, при пересечении проездов с усовершенствованным дорожным покрытием, на ответвлениях от проходных каналов.

Тепловая изоляция в проходных и полупроходных каналах выполняется из нескольких слоев: гидрофобный материал (бризол) укладывается на металл, на него – теплоизоляционная оболочка; кроме того, на подвижных и неподвижных опорах устанавливаются прокладки из паронита для электрической изоляции металла трубопровода от несущей конструкции канала и окружающего грунта.

Около 80 % тепловых сетей проложены в непроходных каналах (рис. 5.4). Изготавливаются непроходные каналы из коробчатых железобетонных элементов шириной от 600 до 2100 мм и высотой от 300 до 1200 мм, укладываемых друг на друга с воздушным зазором. Верхнее перекрытие устанавливается с поперечным уклоном 4–8° для стекания конденсирующейся влаги, что предотвращает попадание ее на трубы теплотрассы. Глубина заложения трубопровода от перекрытия канала до поверхности земли от 0,5 м до 1,0 м.

Изоляция труб теплотрассы состоит из трех основных элементов: антикоррозийное покрытие на металл труб (эмаль или изол), теплоизоляционный слой в виде мягких матов или твердых скорлуп из минеральной ваты, пеностекла или полиуретана, защитного механического покрытия из металлической сетки.

Непроходные каналы получили наибольшее распространение. Их габариты определяются диаметром изолированных трубопроводов. В непроходных каналах температурно-влажностные условия неблагоприятны для сохранения труб и некоторых видов тепловой изоляции.

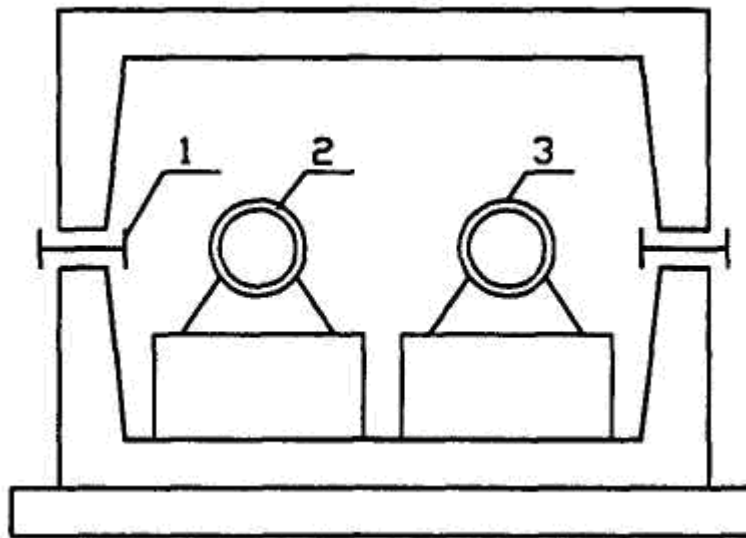


Рис. 5.4. Непроходной канал
1 – воздушный зазор, 2 – трубопровод с
антикоррозийным покрытием, 3 –
теплоизоляционный слой с защитно-
механическим покрытием

Около 6 % тепловых сетей проложены бесканальным способом. Это самая дешевая укладка, но имеет следующие недостатки, во-первых, наиболее подверженная повреждениям и, во-вторых, она требует больших затрат при ремонте, особенно в условиях прокладки в кислых влажных грунтах Северо – Запада.

Применение бесканальной прокладки целесообразно, когда по своим эксплуатационным качествам она не уступает прокладке в непроходных каналах, будучи более экономичной по затратам на сооружение, поскольку трубы укладываются на нетронутый грунт или тщательно утрамбованный слой песка.

По конструкции бесканальные теплопроводы можно разделить на три группы: в монолитных оболочках, засыпные и литые.

Максимальный диаметр трубопроводов, проложенных бесканально, не должен превышать 800–900 мм из-за опасности сильного размыва грунта при прорыве трубопровода.

Трубопроводы в монолитных оболочках изготавливаются в заводских условиях, трубы длиной от 6 до 12 метров с готовой

изоляция доставляются на место строительства, где производится их укладка в подготовленную траншею (рис. 5.5). Стыки свариваются, на стыковое соединение накладывается изоляционный слой. Изоляция изготавливается из армопенобетона, битумперлита, битумкерамзита и др.

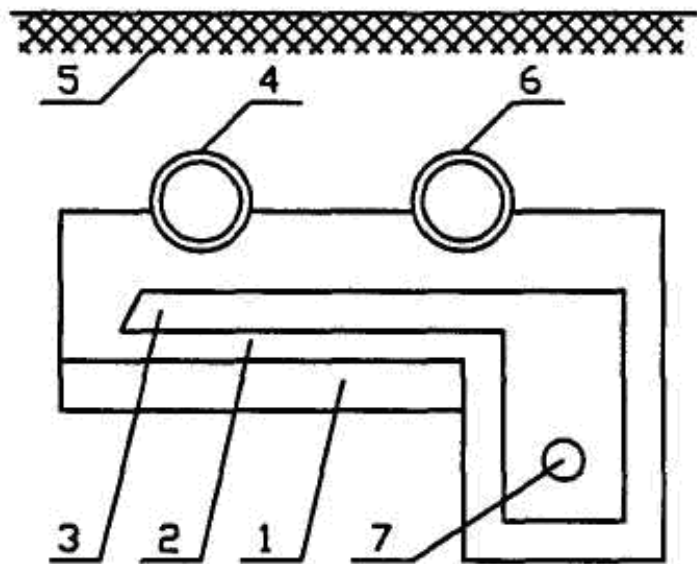


Рис. 5.5. Бесканальный теплопровод

1 – бетонное основание (только при слабых грунтах), 2 – песчаная засыпка, 3 – гравийный фильтр, 4 – обратный теплопровод, 5 – уровень земли, 6 – прямой трубопровод, 7 – дренажная труба

Задвижки, сальниковые компенсаторы, воздушники, дренажи и другая арматура подземных теплопроводов размещается, как правило, в тепловых камерах. Камеры располагаются вне проезжей части. Устройство и габариты камер должны обеспечивать удобство и безопасность обслуживания. Высота камер в свету 1,8–2 м. В днище камеры должны быть изготовлены приемки для сбора и откачки дренажных вод, а также гидроизоляция стен и днища камеры. Каждая камера, в зависимости от ее габаритов, имеет от двух до четырех выходных люков, которые должны быть открыты только в случае работы в камерах обслуживающего персонала.

5.4. ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

5.4.1. Трубопроводы

Трубы для транспортировки теплоносителя должны соответствовать требованиям Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды.

Применяются в основном трубы из углеродистых сталей: бесшовные горячекатаные, электросварные с продольным швом и со спиральным швом.

Соединение трубопроводов осуществляется газовой и электрической сваркой. Фланцевые соединения – только в местах установки арматуры.

Стальные трубы обладают высокой прочностью, просто и надёжно соединяются. Сортамент выпускаемых труб достаточно широк и удовлетворяет потребности систем теплоснабжения. Недостаток стальных труб — подверженность коррозии, что разрушает трубопровод, а продукты коррозии уменьшают проходное сечение и увеличивают гидравлическое сопротивление при транспортировке теплоносителя.

Коррозия является основной причиной аварий в тепловых сетях: по данным Госгортехнадзора РФ 20 % трубопроводов выходят из строя из коррозионных повреждений.

Замена стальных труб неметаллическими позволит решить проблему повышения долговечности тепловых и снизить стоимость их сооружения. За рубежом в течение нескольких лет применяются трубы из полимерных материалов. Есть подобный опыт использования таких труб и в нашей стране.

С 2002 года московский завод “АНД Газтрублит” начал стабильный выпуск полимерных теплоизолированных труб “профлекс”; и уже более 179 км тепловых сетей в Москве выполнено из таких труб (после пробных прокладок в 2001 году). В Петербурге ЗАО “ТВЭЛ-ПЭКС” выпускает трубы из шитого полиэтилена с теплоизоляцией из пенополиуретана в полиэтиленовой оболочке.

Конструкция этих труб состоит из одной рабочей трубы из шитого полиэтилена с теплоизоляционным слоем из жёсткого пенополиуретана в гофрированной трубе-оболочке из полиэтилена. Такая же конструкция выпускается с двумя рабочими трубами. Рабочее давление 0,6 МПа, максимальная температура 95°C, есть трубы на рабочее давление 1 МПа.

Полимерные трубы неподвержены коррозии, имеют пониженное гидравлическое сопротивление, обладают достаточной гибкостью, просты в обработке и монтаже, не боятся замерзания, экологически чисты и гигиеничны. Пониженная теплопроводность по сравнению с металлическими трубами уменьшает тепловые потери через их стенки. В отличие от стальных труб у полимерных проходное сечение не изменяется в процессе эксплуатации, а у пропиленовых, в частности, оно увеличивается на 1,5 % за первые 10 лет и на 3 % за весь гарантийный срок службы в 25 лет.

Полимерные трубы укладываются бесканально на 0,5 м от поверхности грунта, легко соединяются между собой, а также со стальными трубами (специальными металлическими соединительными элементами). Трубы с гофрированной оболочкой не требуют компенсирующих устройств, что упрощает монтаж и эксплуатацию тепловой сети.

Серьёзный недостаток полимерных труб — относительно высокая стоимость и малый эксплуатационный опыт их применения в нашей стране, а также невысокая допустимая температура теплоносителя. Но эти трубы могут успешно применяться в распределительных тепловых сетях небольшого диаметра.

5.4.2. Арматура

В тепловых сетях, как правило, применяется стальная арматура и фасонная часть (повороты, отводы и др.).

В зависимости от назначения арматура делится на четыре класса:

- 1) запорная — для включения и отключения потока;

2) регулирующая — для поддержания постоянства рабочих параметров потока (регуляторы давления, температуры, расхода и пр.);

3) предохранительная и защитная — для автоматического предупреждения увеличения или снижения рабочих параметров потока (предохранительные клапаны, обратные клапаны и т. п.);

4) конденсатоотводящая — для удаления конденсата из паропроводов и паропотребляющих установок (различного типа конденсатоотводчики).

Каждый класс в зависимости от принципа действия арматуры разделяется на две группы:

1) приводная — приводимая в действие ручным, электрическим, гидравлическим и пневматическим способами;

2) самодействующая — приводимая в действие энергией потока рабочей среды.

В качестве запорной арматуры используются задвижки, вентили, краны, которые во время работы должны быть полностью открыты или закрыты.

Задвижки имеют меньшее гидравлическое сопротивление, чем вентили, но обеспечивают меньшую плотность закрытия.

Вентили и краны могут использоваться и в качестве регулирующей арматуры.

5.5. ОПОРЫ ТРУБОПРОВОДОВ

Применяются опоры двух типов: подвижные (или свободные) и неподвижные (или мёртвые).

Подвижные опоры воспринимают вес трубопровода с теплоносителем и теплоизоляцией и обеспечивают его перемещение при удлинении в результате нагрева.

Конструкция опор зависит от способа прокладки трубопровода и его веса. Например: один метр трубы вместе с водой и изоляцией весит: при диаметре трубы 500 мм около 300 кг, а при диаметре трубы

1000 мм – около 1200 кг. Такой значительный вес трубы требует установки надёжных опор. Опоры должны быть расположены на таких расстояниях друг от друга, чтобы была обеспечена прямолинейность оси трубы и не могло происходить опасного прогиба трубопровода.

Температурное перемещение труб происходит тем легче и свободнее, чем меньше трение в опорах. Подвижные опоры бывают скользящие, катящие (катковые и роликовые) и подвесные.

Скользящие опоры просты по конструкции, надёжны в эксплуатации и поэтому широко применяются.

С увеличением диаметра трубопровода резко возрастает сила трения на опорах, и рекомендуется при диаметрах более 400–500 мм применять катковые опоры при надземных прокладках и в проходных каналах.

Применение катковых опор в непроходных каналах нецелесообразно, т. к. без смазки они быстро ржавеют, каток перестаёт вращаться и опора работает как скользящая. При перекосе каток также перестаёт вращаться.

Роликовые опоры применяются редко, поскольку трудно обеспечить вращение ролика.

Когда по местным условиям нельзя использовать скользящие катковые опоры, устанавливают подвесные опоры. Недостаток подвесных опор — неравномерное распределение нагрузки на подвески.

Неподвижные опоры служат для фиксации труб в определённых точках и разделяют трубопровод на участки, независимые один от другого в отношении термических удлинений. Между двумя неподвижными опорами, т. е. на участке, устанавливается эластичная вставка — компенсатор, воспринимающая термическое удлинение трубопровода. Существует много конструкций неподвижных опор. При прокладке в непроходных каналах или бесканальной используют щитовые железобетонные опоры, заделанные в грунт или в стены

каналов, при надземных прокладках — металлические сварные рамные конструкции.

В процессе эксплуатации необходимо периодически осматривать как неподвижные, так и подвижные опоры, доступные для осмотра.

5.6. КОМПЕНСАЦИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ УДЛИНЕНИЙ

Трубы под воздействием температуры теплоносителя удлиняются — при повышении температуры на 100 °С удлинение стальных труб составляет 1,2 мм на каждый метр. Так, участок трубопровода длиной 100 м удлиняется на 120 мм при повышении его температуры на 100 °С.

При отсутствии компенсирующих устройств такие удлинения вызовут в стенках труб большие напряжения, что опасно для металла трубы.

Для восприятия удлинений труб и защиты их, а также установленной на трубопроводах арматуры от разрушающих напряжений применяются специальные компенсирующие устройства или используется гибкость труб в местах поворотов (естественная компенсация).

По принципу работы компенсаторы делятся на осевые, работающие вдоль оси трубы, к которым относятся сальниковые и упругие (сильфонные), и радиальные. Ко второму виду относятся П-образные, лирообразные и омегаобразные компенсаторы.

Достоинство сальниковых компенсаторов — малые габариты и гидравлическое сопротивление, недостаток — необходимость регулярного надзора во избежание парения или утечки теплоносителя из трубопровода, кроме того, необходимо периодически отключать трубопроводы для подбивки сальников компенсаторов, что вызывает перерыв в теплоснабжении потребителей.

Упругие компенсаторы, в частности сильфонные, свободны от этого недостатка. Для уменьшения гидравлического сопротивления

внутри сильфонной секции вварена гладкая труба. Сильфонные компенсаторы изготавливаются из стали 08X18H10T на заводах Санкт-Петербурга.

Сальниковые и сильфонные компенсаторы устанавливаются только на прямых участках трубопроводов.

Из радиальных компенсаторов чаще всего применяются П-образные (при надземной и подземной прокладке). Такие компенсаторы при подземной прокладке располагаются в специальных нишах и постоянного обслуживания не требуют. Недостаток их — большие гидравлические сопротивления (потери) и более высокая стоимость по сравнению с сальниковыми за счёт сооружения ниш и увеличения расхода труб.

5.7. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Для снижения тепловых потерь через стенки трубопроводов их поверхности, а также поверхности арматуры покрывают теплоизоляционными материалами. При этом уменьшается падение температуры теплоносителя при транспортировании его к потребителю и повышается качество теплоснабжения.

Основные требования к тепловой изоляции — долговечность и низкая теплопроводность.

Хорошо зарекомендовал себя как теплоизоляция армированный пенобетон, обладающий низкой теплопроводностью — 0.11–0.14 Вт/(м·°C), высокой прочностью и теплостойкостью, он не горюч, экологически безопасен, срок службы до 25 лет.

В настоящее время ЗАО “Изоляционный завод” создана новая конструкция пенобетонной изоляции — ячеистый пенобетон с теплопроводностью 0.05 Вт/(м·°C), теплостойкостью до 500 °C, высокой адгезией к стали, пористостью (77–91) %; материал не горюч и экологически безопасен, образует на поверхности трубы защитную плёнку, которая защищает трубу от коррозии.

Этим же заводом совместно с ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева и институтом химии силикатов РАН создана коллоидная цементная

гидроизоляция для труб тепловых сетей. Такое покрытие паропроницаемо и в то же время водонепроницаемо в течение 25–30 лет, оно наиболее полно отвечает надёжности и долговечности трубопроводов, т. к. “дышит” и самовысыхает.

Хорошими теплоизоляционными свойствами обладает пенополиуретан (ППУ): теплопроводность 0.035 Вт/(м·°C), плотность 60 кг/м³, пористость 88 %. Но эти свойства, обеспечивающие небольшие теплотери, сохраняются в сухом состоянии. Увлажнение ППУ ускоряет процесс коррозии труб, т. к. изоляция содержит в своём составе коррозионно-активные вещества. Срок службы ППУ по европейскому стандарту при рабочей температуре до 120 °C — 30 лет.

Довольно эффективна теплоизоляция на полимерной основе, в частности, пенополимербетон (ППБ). Материал не боится увлажнения, т. к. наружный плотный слой паропроницаем; срединный слой — хороший теплоизолятор; притрубный слой плотный — защищает стальную трубу от коррозии. Стоимость такой теплоизоляции на 15–30 % ниже, чем ППУ.

Вскрытие бесканальных прокладок теплопроводов с ППБ-изоляцией подтвердило её надёжность. Так, по данным ОАО “Ленэнерго”, за 15 лет эксплуатации коррозионных повреждений не было.

Ведутся исследовательские работы по созданию изоляции с оптическими экранами, когда в воздушной прослойке между слоями изоляции помещается металлическая фольга.

**КЛИМАТИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПО НЕКОТОРЫМ ГОРОДАМ БЫВШЕГО СССР (НА ОСНОВАНИИ
СНИП II.A.6-72. СТРОИТЕЛЬНАЯ КЛИМАТОЛОГИЯ И ГЕОФИЗИКА)**

Город	Отопительный период					Лето	
	Продолжи- тельность п, сут	Температура воздуха, °С				Температура воздуха, °С	
		расчетная для проектирования		средняя отопитель- ного периода	средняя самого холодного месяца	средняя самого жаркого месяца	средняя в 13 ч самого жаркого месяца (ориентировочно)
		отопле- ния $t_{н.о.}$	вентиля- ции $t_{н.в.}$				
1	2	3	4	5	6	7	8
	Европейская часть						
Архангельск	251	-32	-19	-4,7	-12,5	+15,6	-
Астрахань	172	-22	-8	1,6	-6,8	+25,3	+29,3
Баку	119	-4	+1	+5,1	+3,8	+25,7	-
Брянск	206	-24	-13	-2,6	-8,5	+18,4	+22,6
Вильнюс	194	-23	-9	-0,9	-5,5	+18,0	-
Воронеж	199	-25	-14	-3,4	-9,3	+19,9	+24,1
Волгоград	182	-22	-13	-3,4	-9,2	+24,2	+28,6
Екатеринбург	228	-31	-20	-6,4	-15,3	+17,4	+21,1
Златоуст (Челябинская обл.)	232	-30	-20	-6,6	-15,4	+16,4	+20,6
Иваново	217	-28	-16	-4,4	-11,8	+17,4	+22,5
Казань	218	-30	-18	-5,7	-13,5	+19,0	+24,0
Киев	187	-21	-10	-1,1	-5,9	+19,8	-
Киров	231	-21	-19	-5,8	-14,2	+17,8	+21,9
Кишинев	166	-15	-7	+0,6	-3,5	+21,5	-
Курск	198	-24	-14	-3,0	-8,6	+19,3	+23,6

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6	7	8
	Европейская часть						
Луганск	180	-25	-10	-1,6	-6,6	+22,3	+27,4
Львов	183	-19	-7	+0,3	-3,9	+18,8	-
Магнитогорск	218	-34	-22	-7,9	-16,9	+18,3	+23,6
Махачкала	151	-14	-2	+2,6	-0,4	+24,7	-
Минск	203	-25	-10	-1,2	-6,9	+17,8	-
Москва	205	-25	-14	-3,2	-9,4	+19,8	+21,6
Мичуринск	202	-26	-15	-4,3	-10,8	+20,0	+24,5
Мурманск*	281	-28	-18	-3,3	-10,1	+12,4	-
Нижний Новгород	218	-30	-16	-4,7	-12,0	+18,1	+21,6
Нижний Тагил (Свердловская обл.)	238	-34	-21	-6,6	-16,1	+16,0	+21,5
Новороссийск	134	-13	-2	+4,4	+2,6	+23,7	-
Одесса	165	-17	-6	+1,0	-2,5	+22,2	-
Оренбург	201	-29	-20	-8,1	-14,8	+21,9	+26,9
Орск (Оренбургская обл.)	-204	-29	-21	-7,9	-16,4	+21,3	+26,3
Пенза	206	-27	-17	-5,1	-12,1	+19,8	+24,1
Пермь	226	-34	-20	-6,4	-15,1	+18,1	+21,8
Петрозаводск	237	-29	-14	-2,9	-	-	-
Рига	205	-20	-9	-0,6	-5,0	+17,1	-
Ростов-на-Дону	175	-22	-8	-1,1	-5,7	+22,9	+27,4
Рязань	212	-27	-16	-4,2	-11,1	+18,8	+23,0
Самара	206	-27	-18	-6,1	-13,8	+20,7	+24,2
Санкт-Петербург	219	-25	-11	-2,2	-7,9	+17,8	-
Саратов	198	-25	-16	-5,0	-11,9	+22,1	+25,7
Смоленск	210	-26	-13	-2,7	-8,6	+17,6	+21,1

Продолжение приложения 1

1	2	3	4	5	6	7	8
	Европейская часть						
Таллинн	221	-21	-9	-0,8	-5,5	+16,6	-
Тбилиси	152	-7	0	+4,2	+0,9	+24,4	-
Тула	207	-28	-14	-3,8	-10,1	+18,4	+22,6
Ульяновск	213	-31	-18	-5,7	-13,8	+19,6	+23,8
Уфа	211	-29	-19	-6,4	-14,1	+19,3	+23,4
Харьков	189	-23	-11	-2,7	-7,3	+20,8	+25,0
Челябинск	216	-29	-20	-7,1	-15,5	+18,8	+22,8
	Азиатская часть						
Актюбинск	203	-31	-21	-7,3	-15,6	+22,3	-
Алма-Ата	166	-25	-10	-2,1	-7,4	+23,3	-
Барнаул	219	-39	-23	-8,3	-17,7	+19,7	+24,0
Владивосток	201	-25	-16	-4,8	-14,4	+20,0	-
Енисейск	245	-47	-28	-9,8	-22	+18,4	+22,3
Иркутск	241	-38	-25	-8,9	-20,9	+17,6	+22,6
Караганда	212	-32	-20	-7,5	-15,1	+20,3	+25,1
Красноярск	235	-40	-22	-7,2	-17,1	+18,7	24,4
Кустанай	213	-35	-22	-8,7	-17,7	+20,2	25,0
Новосибирск	227	-39	-24	-9,1	-19,0	+18,7	+23,0
Омск	220	-37	-23	-7,7	-19,2	+18,3	+23,0
Самарканд	132	-13	+3	+2,8	-0,3	+25,5	+33,1
Семипалатинск	202	-38	-21	-8,0	-16,2	+22,2	-
Ташкент	130	-15	-6	+2,4	-0,9	+26,9	+33,3
Тобольск (Тюменская обл.)	229	-36	-22	-7,0	-18,5	+18,0	+21,6
Томск	234	-40	-25	-8,8	-19,2	+18,1	+22,5
Тюмень	220	-35	-21	-5,7	-16,6	+18,6	+22,4

Окончание приложения 1

1	2	3	4	5	6	7	8
	Азиатская часть						
Улан-Удэ	235	-38	-28	-10,6	-25,4	+19,4	+23,1
Хабаровск	205	-32	-23	-10,1	-22,3	+21,1	-
Целиноград	215	-35	-22	-8,7	-17,4	+20,2	+25,2
Чита	240	-38	-30	-11,6	-26,6	+18,8	-

Примечания: 1. Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления принята равной средней температуре наиболее холодных пятидневок из восьми наиболее холодных зим за 50 лет.

2. Расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции принята равной средней температуре наиболее холодного периода, составляющего 15 % общей продолжительности отопительного периода.

3. Продолжительность отопительного периода по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха $+8^{\circ}\text{C}$ и ниже (для городов, отмеченных звездочкой, $+5^{\circ}\text{C}$ и ниже).

4. Средняя температура наружного воздуха отопительного периода начислена как средняя алгебраическая за отопительный период.

5. Более поздние данные см. СНиП 2.01 01-82 Строительная климатология и геофизика. М.: Стройиздат.

**УДЕЛЬНЫЕ ТЕПЛОПТЕРИ q_o И УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ
ТЕПЛОТЫ НА ВЕНТИЛЯЦИЮ q_v ПРОМЫШЛЕННЫХ,
СЛУЖЕБНЫХ И ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ (ДЛЯ
ОРИЕНТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ)**

<i>А. Промышленные здания</i>			
Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс. м ³	Удельная характеристика, Дж/(с·м ³ ·°С)	
		для отопления q_o	для вентиляции q_v
Чугунолитейные цеха	10-50	0,35-0,29	1,28-1,17
	50-100	0,29-0,25	1,17-1,05
	100-150	0,25-0,21	1,05-0,95
Сталелитейные цеха	10-50	0,35-0,29	1,12-0,97
	50-100	0,29-0,25	0,97-0,85
	100-150	0,25-0,21	0,86-0,80
Меднолитейные цеха	5-10	0,47-0,42	2,80-2,36
	10-20	0,42-0,29	2,36-1,86
	20-30	0,29-0,24	1,86-1,38
Термические цеха	до 10	0,47-0,35	1,52-1,40
	10-30	0,35-0,29	1,40-1,17
	30-75	0,29-0,24	1,17-0,70
Кузнечные цеха	до 10	0,47-0,35	0,80-0,70
	10-50	0,35-0,29	0,70-0,58
	50-100	0,29-0,18	0,58-0,35
Механосборочные и механические цеха, слесарные мастерские	5-10	0,65-0,53	0,47-0,29
	10-50	0,53-0,47	0,29-0,17
	50-100	0,47-0,44	0,17-0,14
	100-200	0,44-0,42	0,14-0,10
Деревообрабатывающие цеха	до 5	0,69-0,64	0,69-0,58
	5-10	0,64-0,53	0,58-0,53
	10-50	0,53-0,47	0,53-0,47
Цеха металлических покрытий	50-100	0,45-0,42	0,61-0,53
	100-150	0,42-0,35	0,53-0,42
Цеха покрытий металлами	до 2	0,75-0,69	5,85-4,70
	2-5	0,69-0,64	4,70-3,45
	5-10	0,64-0,53	3,45-2,36
Ремонтные цеха	5-10	0,69-0,58	0,23-0,18
	10-20	0,58-0,53	0,18-0,12
Локомотивные депо	до 5	0,81-0,75	0,47-0,35
	5-10	0,75-0,69	0,35-0,29

ЧИСЛО ЧАСОВ ЗА ОТОПИТЕЛЬНЫЙ ПЕРИОД СО СРЕДНЕСУТОЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРОЙ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, РАВНОЙ И НИЖЕ ДАННОЙ (ДЛЯ ОРИЕНТИРОВОЧНЫХ РАСЧЕТОВ)

Город	Температуры наружного воздуха, °С										
	Ниже -45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
	Европейская часть										
Архангельск	-	1	10	48	150	380	820	1580	2670	4300	6024
Астрахань	-	-	-	3	32	114	291	601	1238	2460	4128
Баку	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2860
Брянск	-	-	-	2	17	89	356	870	1730	3210	4950
Вильнюс	-	-	-	-	3	23	130	415	1040	2930	4650
Воронеж	-	-	-	7	34	144	470	1020	1850	3380	4780
Волгоград	-	-	-	1	13	126	420	930	1650	3100	4368
Екатеринбург	-	1	11	54	198	494	1070	1980	3020	4000	5470
Златоуст (Челябинская обл.)	-	-	5	48	190	490	1100	2050	3060	4200	5560
Иваново	-	-	5	42	102	275	635	1300	1070	3800	5210
Казань	-	-	1	20	117	328	790	1520	2480	3800	5230
Киев	-	-	-	1	5	36	165	502	1128	2352	4484
Киров	-	-	6	61	173	428	960	1750	2790	4080	5550
Кишинев	-	-	-	-	-	2	46	226	615	2140	3980
Курск	-	-	-	3	15	97	343	872	1740	3260	4750
Луганск	-	-	-	1	8	61	222	605	1260	2760	4320
Львов	-	-	-	-	1	7	40	210	705	2260	4400
Магнитогорск	-	7	26	65	190	566	1250	2560	3360	4100	5250
Махачкала	-	-	-	-	-	3	18	72	260	1030	3620
Минск	-	-	-	4	19	71	232	635	1344	2745	4860
Москва	-	-	3	15	47	172	418	905	1734	3033	4910

Город	Температуры наружного воздуха, °С										
	Ниже -45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
	Европейская часть										
Мурманск	-	-	-	6	38	135	452	1117	2276	4002	6740
Нижний Новгород	-	-	2	25	99	281	685	1350	2320	3820	5230
Нижний Тагил	-	5	19	50	154	465	1030	2340	3300	4080	5700
Новороссийск	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3220
Одесса	-	-	-	-	-	5	26	156	544	1950	3960
Оренбург	-	-	5	35	166	500	1060	1810	2640	3770	4820
Орск (Оренбургская обл.)	-	-	3	30	202	620	1250	2010	2760	3900	4890
Пенза	-	-	2	11	55	232	670	1420	2390	3670	4950
Пермь	-	3	15	75	220	504	1050	1840	2850	4080	5420
Петрозаводск	-	-	-	4	40	172	480	1070	2050	3890	5690
Рига	-	-	-	-	2	17	94	362	935	2880	4920
Ростов-на-Дону	-	-	-	-	5	41	178	494	1130	2720	4200
Рязань	-	-	1	13	58	187	540	1170	2080	3620	5100
Самара	-	-	1	10	114	400	890	1490	2360	3780	4950
Санкт-Петербург	-	-	-	-	21	83	273	708	1533	2878	5240
Саратов	-	-	-	2	38	232	665	1320	2200	2570	4780
Смоленск	-	-	-	2	23	112	381	964	1852	3241	5050
Таллинн	-	-	-	-	1	19	136	453	1132	2439	5300
Тбилиси	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3650
Тверь	-	-	-	14	48	160	516	1080	2020	3620	5250
Тула	-	-	2	10	24	70	206	456	2440	3500	4960
Ульяновск	-	-	-	12	94	330	800	1560	2420	3660	2110
Уральск (Западно-Казахстанская обл.)	-	-	2	17	98	362	855	1570	2380	3620	4770

Город	Температуры наружного воздуха, °С										
	Ниже -45	-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	+8
	Европейская часть										
Харьков	-	-	-	1	10	55	254	656	1420	3060	4550
Челябинск	-	-	7	39	166	520	1110	1950	1980	3920	5180
	Азиатская часть										
Актюбинск	-	-	1	22	154	480	1060	1760	2610	3800	4900
Алма-Ата	-	-	12	31	122	300	622	1102	1810	2820	4000
Барнаул	1	12	52	170	415	792	1430	2260	3120	4130	5250
Владивосток	-	-	-	-	2	91	518	1350	2210	3320	4820
Иркутск	-	7	58	172	458	864	1730	2600	3300	4320	5780
Караганда	-	3	35	109	276	584	1070	1870	2820	4020	5080
Красноярск	1	18	82	210	468	828	1360	2110	3000	4050	5650
Кустанай	-	3	8	75	320	776	1430	2220	3080	4050	5110
Минусинск (Красноярский край)	-	25	105	282	600	1065	1660	2390	3140	4130	5430
Новосибирск	-	15	89	205	488	910	1550	2430	3290	4270	5450
Омск	1	6	64	195	485	950	1660	2480	3310	4250	5280
Самарканд	-	-	-	-	-	-	10	74	298	744	3170
Семипалатинск	-	6	49	130	320	692	1280	2000	2860	3860	4850
Ташкент	-	-	-	-	-	7	54	178	459	1206	3120
Тобольск (Тюменская обл.)	-	6	43	158	386	820	1500	2360	3290	4070	5500
Томск	3	17	82	228	500	932	1600	2500	3360	4400	5600
Тюмень	-	5	25	118	294	670	1270	2120	3050	4050	5280
Хабаровск	-	-	2	53	348	1050	1880	2600	3240	3900	4920
Чита	-	22	146	478	1050	1800	2540	3160	3340	4400	5760

**СРЕДНЕМЕСЯЧНЫЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ РЯДА ГОРОДОВ БЫВШЕГО СССР
(ПО ДАННЫМ СНИП II-A-6-72. СТРОИТЕЛЬНАЯ КЛИМАТОЛОГИЯ И ГЕОФИЗИКА)**

Город	Среднемесячные температуры воздуха, °С									
	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Архангельск	+8,1	+1,4	-4,5	-9,81	-12,5	-12,0	-8,0	-0,6	+5,6	+12,3
Астрахань	+17,3	+9,8	+2,1	-3,5	-6,8	-5,8	+0,1	+9,6	+17,8	+22,8
Барнаул	+10,8	+2,6	-8,2	-15,2	-17,7	-16,3	-9,5	+1,8	+11,3	+17,4
Брянск	+11,4	+5,1	-0,8	-6,0	-8,5	-8,3	-3,6	+5,2	+12,6	+16,6
Великие Луки	+10,3	+4,9	-0,6	-5,7	-8,2	-7,9	-3,9	+4,4	+11,4	+15,1
Волгоград	+16,1	+7,8	0,0	-6,1	-9,2	-8,7	-2,3	+8,3	+16,7	+21,6
Вологда	+9,0	+2,5	-3,6	-9,2	-11,8	-11,4	-6,4	+2,1	+9,5	+14,4
Воронеж	+12,8	+5,6	-1,1	-6,7	-9,3	-9,2	-4,1	+5,9	+14,0	+18,0
Гурьев	+16,6	+8,1	-0,2	-6,0	-10,1	-9,1	-2,2	+8,9	+17,8	+23,1
Екатеринбург	+9,2	+1,3	-7,1	-13,3	-15,3	-13,4	+7,3	+2,6	+10,1	+15,6
Енисейск	+8,3	-0,4	-12,5	-20,9	-22,0	-19,0	-10,6	-0,9	+7,1	+15,0
Златоуст	+8,4	+0,9	-7,5	-13,5	-15,4	-13,8	-8,0	+1,8	+9,8	+14,8
Иваново	+9,6	+3,1	-3,5	-9,3	-11,8	-11,3	-6,2	+2,8	+10,6	+15,2
Иркутск	+8,1	+0,5	-10,8	-18,7	-20,9	-18,3	-9,7	+1,0	+8,4	+14,8
Казань	+10,7	+3,2	-4,7	-11,0	-13,5	-12,9	-7,0	+3,2	+12,1	+16,9
Киев	13,9	+7,5	+1,2	-3,5	-5,9	-5,2	-0,4	+7,5	+14,7	+17,8
Киров	+9,0	+1,5	-6,0	-12,0	-14,2	-13,1	-7,1	+2,0	+9,8	+15,5
Красноярск	+9,9	+1,4	-9,1	-15,9	-17,1	-14,7	-7,6	+1,3	+8,8	+15,8
Махачкала	+19,3	+13,6	+7,0	+2,3	-0,4	+0,1	+3,4	+9,2	+16,3	+21,5
Мичуринск	+12,1	+5,2	-2,0	-7,6	-10,8	-10,2	-5,1	+4,9	+13,6	+17,8
Москва	+11,7	+5,0	-1,6	-6,9	-9,4	-8,5	-3,6	+4,9	+12,9	+17,0
Нижний Новгород	+10,7	+3,2	-3,6	-9,2	-12,0	-11,6	-5,6	+3,4	+11,2	+16,3
Нижний Тагил	+8,2	+0,5	-7,6	-14,0	-16,1	-14,1	-8,3	+1,8	+8,7	+14,2

Город	Среднемесячные температуры воздуха, °С									
	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь
Николаев	+16,7	+10,2	+3,8	-1,2	-3,6	-2,9	+2,0	+9,2	+16,2	+20,1
Новокузнецк	+10,0	+2,1	-8,5	-15,6	-17,8	-15,6	-8,4	+1,4	+9,8	+16,2
Новороссийск	+19,2	+14,5	+8,6	+5,0	+2,6	+2,7	+5,8	+10,6	+15,9	+20,2
Новосибирск	+9,9	+1,5	-9,7	-16,9	-19,0	-17,2	-10,7	-0,1	+10,0	+16,3
Одесса	+16,9	+11,4	+5,3	+0,2	-2,5	-2,0	+2,0	+8,2	+15,0	+19,4
Омск	+10,4	+1,4	-8,9	-16,5	-19,2	-17,8	-11,8	+1,3	+10,7	+16,6
Оренбург	+13,3	+4,6	-4,4	-11,5	-14,8	-14,2	-7,7	+4,7	+14,7	+19,8
Пермь	+9,4	+1,6	-6,6	-12,9	-15,1	-13,4	-7,2	+2,6	+10,2	+16,0
Петрозаводск	+9,2	+3,3	-2,1	-7,1	-9,7	-9,8	-5,9	+1,2	+7,6	+13,5
Пятигорск	+15,6	+9,5	+2,8	-1,8	-4,1	-3,2	+1,1	+8,3	+14,7	+18,7
Ростов-на-Дону	+16,2	+9,2	+2,2	-3,1	-5,7	-5,1	+0,2	+9,0	+16,4	+20,0
Рязань	+11,2	+4,2	-2,6	-8,2	-11,1	-10,4	-5,4	+4,1	+12,6	+16,7
Самара	+12,4	+4,2	-4,1	-10,7	-13,8	-13,0	-6,8	+4,6	+14,0	+18,7
Санкт-Петербург	+10,8	+4,8	-0,5	-5,1	-7,7	-7,9	-4,2	+3,0	+9,6	+14,8
Саратов	+14,1	+5,7	-2,4	-8,7	-11,9	-11,3	-5,2	+5,8	+15,1	+20,0
Семипалатинск	+13,4	+4,6	-6,4	-13,5	-16,2	-15,4	-8,5	+4,5	14,1	+20,0
Сочи	+19,1	+14,8	+10,4	+7,2	+4,9	+5,3	+7,6	+11,1	+15,7	-19,7
Ташкент	+19,4	+12,6	+6,4	+1,6	-0,9	+2,0	+7,6	+14,4	+20,0	+24,7
Тверь	+9,9	+3,9	-2,2	-7,3	-10,4	-10,0	-5,2	+3,3	+11,0	+14,8
Тобольск	+9,5	+0,8	-9,3	-16,4	-18,5	-16,1	-9,2	+1,3	+9,1	+15,8
Томск	+9,2	+0,9	-10,4	-17,5	-19,2	-16,7	-10,1	-0,1	+8,6	+15,3
Тюмень	+10,1	+1,8	-7,4	-14,4	-16,6	-14,6	-8,0	+2,7	+10,7	+16,7
Уральск	+13,7	+5,1	-3,6	-10,6	-14,2	-13,8	-7,3	+5,5	+14,9	+20,2
Уфа	+11,4	+3,0	-5,5	-11,9	-14,1	-13,4	-6,7	+4,0	+12,8	+17,7
Харьков	+14,0	+7,1	+0,3	-4,8	-7,3	-6,9	-1,7	+7,7	+15,1	+18,6
Челябинск	+10,8	+2,4	-6,4	-13,0	-15,5	-14,3	-7,9	+3,1	+11,9	+17,3
Ялта	+19,1	+14,2	+9,3	+6,1	+4,0	+3,8	+5,9	+10,3	+15,6	+20,3

НОРМЫ РАСХОДА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ (СНИП 02.04.01-85 «ВНУТРЕННИЙ ВОДОПРОВОД И КАНАЛИЗАЦИЯ ЗДАНИЙ»)

Потребитель	Единица измерения	Расход		
		средне-недельный, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	максимально часовой, л/ч
Жилые дома квартирного типа, оборудованные: умывальниками, мойками и душами сидячими ваннами и душами ваннами длиной от 1,5 до 1,7 м и душами	1 житель	85 90 105	100 110 120	7,9 9,2 10
Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей и повышенном благоустройстве		115	130	10,9
Общежития: с общими душевыми с душевыми во всех комнатах с общими кухнями и блоками душевых на этажах	1 житель	50 60 80	60 70 90	6,3 8,2 7,5
Гостиницы, пансионаты и мотели с общими ваннами и душами		70	70	8,2
Гостиницы и пансионаты с душами во всех номерах		140	140	12
Гостиницы с ваннами в отдельных номерах: в 25% от общего числа номеров то же в 75% во всех номерах		100 150 180	100 150 180	10,4 15 16

Окончание приложения 5

Больницы:				
с общими ваннами и душевыми	1 койка	75	75	5,4
с санитарными узлами, приближенными к палатам		90	90	7,7
инфекционные		110	110	9,5
Санатории и дома отдыха:				
с ваннами при всех жилых комнатах	1 койка	120	120	4,9
с душевыми при всех жилых комнатах		75	75	8,2
Поликлиники и амбулатории	1 больной в смену	5,2	6	1,2
Прачечные:				
механизированные	1 кг сухого белья	25	25	25
немеханизированные		15	15	15
Административные здания	1 работающий	5	7	2
Учебные заведения (в том числе высшие и средние специальные) с душевыми при гимнастических залах и буфетами	1 учащийся и 1 преподаватель	6	8	1,2

ОСНОВНЫЕ ФИЗИЧЕСКИЕ КОНСТАНТЫ ВОДЫ

Температура $t, ^\circ\text{C}$	Теплоем- кость c , $\text{кДЖ/кг}\cdot^\circ\text{C}$	Плотность ρ , кг/м^3	Теплопро- водность λ , $\text{Вт/м}\cdot\text{K}$	Абсолют- ная вязкость $10^6\eta$, $\text{кг}\cdot\text{с/м}^2$	Кинематическая вязкость $10^8\nu$, $\text{м}^2/\text{с}$	Температуро- проводность $10^7 a$, $\text{м}^2/\text{с}$	Критерий Прандтля ν/a
0	4,2	999,9	0,556	182,9	1,795	1,314	13,66
10	4,2	999,7	0,576	133,5	1,31	1,372	9,54
20	4,2	998,2	0,599	102,8	1,01	1,429	7,07
30	4,2	995,7	0,618	81,6	0,804	1,478	5,44
40	4,2	992,2	0,631	66,6	0,659	1,522	4,33
50	4,2	988,1	0,643	56	0,556	1,558	3,57
60	4,2	983,2	0,656	47,9	0,478	1,592	3
70	4,2	977,8	0,664	41,5	0,416	1,615	2,68
80	4,2	971,8	0,668	36,4	0,367	1,639	2,24
90	4,2	963,3	0,678	32,3	0,328	1,668	1,97
100	4,25	958,4	0,682	28,9	0,296	1,682	1,76
120	4,3	943,4	0,686	23,7	0,246	1,705	1,44
140	4,3	926,4	0,686	20	0,212	1,722	1,23
160	4,35	907,5	0,684	17,7	0,192	1,734	1,11
180	4,45	887	0,675	15,7	0,174	1,72	1,01
200	4,53	865	0,665	14,3	0,162	1,7	0,95

Примечание: $\eta = M/g$; $\nu = g \cdot \eta / \rho$; $a = \lambda / \rho \cdot c$; M — динамическая вязкость, $\text{Па}\cdot\text{с}$ [$\text{кг}/(\text{с}\cdot\text{м})$]

Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов

Наименование	ξ	Примечание
Клапаны проходные, d=50-400 мм	4-8	-
Клапаны "Косва"	0,5-2,0	-
Задвижки нормальные	0,3-0,5	-
Кран угловой	0,4	-
Кран проходной	0,6-2	В зависимости от сечения отверстия
Компенсатор:		
лировидный гладкий	1,7	-
волнистый	2,5	-
сальниковый	0,2	-
Водоотделитель	8-12	-
Грязевик	4-6	-
Угльник 90°	1,0	-
Колена 90°:		
гнутые гладкие, R=d	1,0	-
гладкие, R=2d	0,7	-
гладкие, R=4d	0,3	-
гладкие, R>4d	0,05-0,2	-
Сварное колено (один шов):		
$\beta=22,5^\circ$, кл.1	0,11	-
$\beta=45^\circ$	0,32	-
$\beta=60^\circ$	0,68	-
$\beta=90^\circ$	1,27	-
Тройник (встречный ток), кл.2	3,0	-
Входные насадки, кл.3	1,0	Острая кромка
Входные насадки, кл.4	0,5-1,0	-
Входные насадки с плавным изменением сечения, кл. 5	0,3-0,6	В зависимости от гладкости
Труба Вентури, кл. 6	$(0,15-0,2)[1-(F_1/F_2)^2]$	Наивыгоднейший угол $\beta=6-8^\circ$

Трубы стальные

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Условный проход d_0 , мм	32	40	50	70	80	100	125	150	175	200	250	300	350
Наружный диаметр d_n , мм	38	45	57	76	89	108	133	159	194	219	273	325	377
Внутренний диаметр d_b , мм	33	40	51	70	82	100	125	150	184	207	259	309	359
Толщина стенки δ , мм	2,5	2,5	3	3	4	4	4	4,5	5	6	7	8	9
Масса 1 м трубы, кг	2,15	2,6	4	5,4	7,3	10,2	12,7	17,2	23,2	31,5	46,7	62,5	81,5
Площадь поперечного сечения в свету $10^4 F$, m^2	8,2	12,6	20,4	38,5	53,4	78,6	123	177	267	334	527	754	1020
Поверхность 1 м длинны трубопровода, m^2	0,119	0,141	0,179	0,238	0,279	0,339	0,418	0,499	0,61	0,688	0,86	1,02	1,18
Экваториальный момент инерции $10^8 J$, m^4	4,42	7,9	19,5	46	80,5	190	339	653	1250	2300	5250	10500	18000
Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$, m^3	2,33	3,52	6,85	12,1	18,1	35,2	51	82,1	129	210	384	645	950

Окончание приложения 8

1	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Условный проход d_0 , мм	400	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400
Наружный диаметр d_n , мм	426	426	480	530	630	720	820	920	1020	1120	1220	1420
Внутренний диаметр d_b , мм	408	414	466	514	612	700	800	898	996	1096	1192	1392
Толщина стенки δ , мм	9	6	7	8	9	10	10	11	12	12	14	14
Масса 1 м трубы, кг	91,6	62	80,5	103	137	174	200	246	298	326	415	482
Площадь поперечного сечения в свету $10^4 F$, m^2	1310	1350	1695	2070	2950	3850	5020	6360	7840	9440	11200	15300
Поверхность 1 м длинны трубопровода, m^2	1,34	1,34	1,51	1,66	1,97	2,18	2,48	2,8	3,17	3,52	3,83	4,47
Экваториальный момент инерции $10^8 J$, m^4	28 000	19 500	29 000	46 000	80 000	145 000	205 000	365 000	450 000	650 000	1 000 000	1 600 000
Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$, m^3	1310	920	1210	1730	2740	4040	5000	7950	8800	11 600	16 300	22 500

Примечание. Материал и тип труб для $d_0=32-400$ мм – бесшовные горячекатаные и холоднокатаные, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 8731-87 и ГОСТ 8733-87. Для $d_0=400-1400$ мм – стальные электросварные с двухсторонним прямошовным или спиральным швом, Ст. 2сп, Ст. 3сп, стали 10 и 20. ГОСТ 10706-76, группа А; ГОСТ 8696-74*, группы А и В.

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕТЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА СЭ ПО ГОСТ 22465-77*

Тип насоса	ПодачаV, $\frac{м^3}{ч}$ $\frac{м^3}{с}$	Напор Н, м	Допусти- мый кави- тационный запас, м	Давление на входе в насос, $\frac{МПа}{м}$	Часто- та вра- щения, 1/мин	Темпе- ратура воды, °С	Мощ- ность, кВт	КПД %, не менее	Характеристи- ка насоса	
									Н _{ОН} , м	$S_{ОН}, \frac{м \cdot с^2}{м^6}$
СЭ-160-50	$\frac{160}{0,0444}$	50	5,5	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	29	73		
СЭ-160-70	$\frac{160}{0,0444}$	70	5,5	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	37	79		
СЭ-160-100	$\frac{160}{0,0444}$	100	5,5	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	59	71		
СЭ-250-50	$\frac{250}{0,0625}$	50	7,0	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	41	80		
СЭ-320-110	$\frac{320}{0,89}$	110	8,0	$\frac{0,39}{40}$	3000	120	114	80		
СЭ-500-70-11	$\frac{500}{0,14}$	70	10,0	$\frac{1,08}{110}$	3000	180	103	82	92,6	103
СЭ-500-70-16	$\frac{500}{0,14}$	70	10,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	103	82		
СЭ-500-140	$\frac{500}{0,14}$	140	10,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	210	81		
СЭ-800-55-11	$\frac{800}{0,222}$	55	5,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	132	81	61,3	134

Продолжение приложения 9										
Тип насоса	ПодачаV, $\frac{м^3}{ч}$ $\frac{м^3}{с}$	Напор Н, м	Допусти- мый кави- тационный запас, м	Давление на входе в насос, $\frac{МПа}{м}$	Часто- та вра- щения, 1/мин	Темпе- ратура воды, °С	Мощ- ность, кВт	КПД %, не менее	Характеристи- ка насоса	
									Н _{ОН} , м	S _{ОН} , $\frac{м \cdot с^2}{м^6}$
СЭ-800-55-16	$\frac{800}{0,222}$	55	5,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	132	81		
СЭ-800-100-11	$\frac{800}{0,222}$	100	5,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	243	80	133,9	615
СЭ-800-100-16	$\frac{800}{0,222}$	100	5,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	243	80		
СЭ-800-160	$\frac{800}{0,222}$	160	14,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	378	82		
СЭ-1250-45-11	$\frac{1250}{0,348}$	45	7,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	166	82		
СЭ-1250-45-25	$\frac{1250}{0,348}$	45	7,5	$\frac{2,45}{250}$	1500	180	166	82		
СЭ-1250-70-11	$\frac{1250}{0,348}$	70	7,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	260	82	90,9	183
СЭ-1250-70-16	$\frac{1250}{0,348}$	70	7,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	260	82		
СЭ-1250-100	$\frac{1250}{0,348}$	100	7,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	370	82	—	—
СЭ-1250-140-11	$\frac{1250}{0,348}$	140	7,5	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	518	82	169,8	246

Продолжение приложения 9										
Тип насоса	ПодачаV, $\frac{м^3 / ч}{м^3 / с}$	Напор Н, м	Допусти- мый кави- тационный запас, м	Давление на входе в насос, $\frac{МПа}{м}$	Часто- та вра- щения, 1/мин	Темпе- ратура воды, □С	Мощ- ность, кВт	КПД %, не менее	Характеристи- ка насоса	
									Н _{ОН} , м	S _{ОН} , $\frac{м \cdot с^2}{м^6}$
СЭ-1250-140-16	$\frac{1250}{0,348}$	140	7,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	518	82	—	—
СЭ-1600-50	$\frac{1600}{0,445}$	50	8,5	$\frac{2,45}{250}$	1500	180	234	83	—	—
СЭ-1600-80	$\frac{1600}{0,445}$	80	8,5	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	388	80	—	—
СЭ-2000-100	$\frac{2000}{0,556}$	100	22,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	572	85	—	—
СЭ-2000-140	$\frac{2000}{0,556}$	140	22,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	810	84	—	—
СЭ-2500-60-11	$\frac{2500}{0,695}$	60	12,0	$\frac{1,08}{110}$	1500	180	422	86	81,0	40,6
СЭ-2500-60-25	$\frac{2500}{0,695}$	60	12,0	$\frac{2,45}{250}$	1500	180	422	86	—	—
СЭ-2500-180-16	$\frac{2500}{0,695}$	180	28,0	$\frac{1,57}{160}$	3000	180	1380	84	249,7	142
СЭ2500-180-10	$\frac{2500}{0,695}$	180	28,0	$\frac{0,98}{100}$	3000	180	1380	84	—	—
СЭ-3200-70	$\frac{3200}{0,888}$	70	15,0	$\frac{0,98}{100}$	1500	120	672	86	—	—
СЭ-3200-100	$\frac{3200}{0,888}$	100	15,0	$\frac{0,98}{100}$	1500	120	898	86	—	—

Окончание приложения 9										
Тип насоса	ПодачаV, $\frac{м^3}{ч}$ $\frac{м^3}{с}$	Напор Н, м	Допусти- мый кави- тационный запас, м	Давление на входе в насос, $\frac{МПа}{м}$	Часто- та вра- щения, 1/мин	Темпе- ратура воды, °С	Мощ- ность, кВт	КПД %, не менее	Характеристи- ка насоса	
									Н _{он} , м	S _{он} , $\frac{м \cdot с^2}{м^6}$
СЭ-3200-160	$\frac{3200}{0,888}$	160	32,0	$\frac{0,98}{100}$	3000	120	1530	86	—	—
СЭ-5000-70-6	$\frac{5000}{1,39}$	70	15,0	$\frac{0,59}{60}$	1500	120	1035	87	104,9	18,3
СЭ-5000-70-10	$\frac{5000}{1,39}$	70	15,0	$\frac{0,98}{100}$	1500	120	1035	87	—	—
СЭ-5000-100	$\frac{5000}{1,39}$	100	15,0	$\frac{1,57}{160}$	1500	180	1340	87	—	—
СЭ-5000-160	$\frac{5000}{1,39}$	160	40,0	$\frac{0,98}{100}$	3000	120	2370	87	236,6	37,6

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕТЕВЫХ НАСОСОВ ТИПА Д ПО ГОСТ 10272-87

Тип насоса	Подача, $\frac{V}{\frac{m^3}{ч}}$ $\frac{m^3}{с}$	Напор Н, м	Допустимый кавитационный запас, м		Частота вращения	Мощ- ность, кВт	КПД, % не менее	Характеристика насоса	
			Номи- нальный режим	Перегру- зочный режим				$H_{OH}, м$	$S_{OH}, \frac{m^2}{с^5}$
Д200-95 (4НДв)	$\frac{200}{0,055}$	95	8,5	9,5	2950	80	70	116,7	71
Д250-130	$\frac{250}{0,070}$	130	8,0	10,0	-	145	72	-	-
Д320-70 (6НДс)	$\frac{320}{0,089}$	70	8,5	10,0	-	85	78	92,9	30
Д200-36 (5НДв)	$\frac{200}{0,055}$	36	3,0	6,0	1450	35	72	46,4	27
Д320-50 (6НДв)	$\frac{320}{0,089}$	50	4,5	8,0	-	60	76	61,1	15
Д500-65 (10Д-6)	$\frac{500}{0,138}$	65	4,0	8,0	-	130	76	-	-
Д630-90 (6НДв)	$\frac{630}{0,175}$	90	6,5	10,0	-	230	80	98,8	29
Д800-57 (12Д9)	$\frac{800}{0,222}$	57	5,0	8,0	-	170	82	-	-
Д1250-65 (12НДс)	$\frac{1250}{0,346}$	65	7,0	12,0	-	260	86	76,3	9
Д1250-125 (14Д6)	$\frac{1250}{0,346}$	125	7,5	11,5	-	620	76	-	-

Продолжение приложения 10

Тип насоса	Подача, $\frac{V}{\frac{m^3}{ч}}$ $\frac{m^3}{с}$	Напор Н, м	Допустимый кавитационный запас, м		Частота вращения	Мощ- ность, кВт	КПД, % не менее	Характеристика насоса	
			Номи- нальный режим	Перегру- зочный режим				Н _{ОН} , м	S _{ОН} , $\frac{mc^2}{m^5}$
Д1600-90 (14НДс)	$\frac{1600}{0,455}$	90	8,0	13,0	-	500	87	-	-
Д500-36 (8НДв)	$\frac{500}{0,138}$	36	5,0	7,5	980	100	80	48,7	67
Д800-28 (12НДв)	$\frac{800}{0,222}$	28	4,5	7,0	-	100	86	37,5	20
Д100-40 (14НДс)	$\frac{1000}{0,277}$	40	4,0	9,5	-	150	87	48,8	11
Д2000-21 (16НДн)	$\frac{2000}{0,565}$	21	5,5	12,0	-	150	80	-	-
Д2000-100 (20Д-6)	$\frac{2000}{0,555}$	100	6,5	7,0	-	760	75	-	-
Д2500-62 (18НДс)	$\frac{2500}{0,693}$	62	6,5	11,0	-	500	87	91,6	60
Д3200-33 (20НДс)	$\frac{3200}{0,89}$	33	7,0	9,0	-	400	88	87,1	70
Д3200-75 (20НДс)	$\frac{3200}{0,89}$	75	8,5	12,0	-	800	87	90,2	20
Д4000-95 (22НДс)	$\frac{4000}{1,1}$	95	8,0	12,0	-	1350	88	-	-
Д1250-14 (16НДн)	$\frac{1250}{0,346}$	14	3,5	5,0	730	100	80	18,1	35

Тип насоса	Подача, $\frac{V}{\frac{m^3}{ч}}$ $\frac{m^3}{с}$	Напор Н, м	Допустимый кавитационный запас, м		Частота вращения	Мощ- ность, кВт	КПД, % не менее	Характеристика насоса	
			Номи- нальный режим	Перегру- зочный режим				Н _{ОН} , м	S _{ОН} , $\frac{mc^2}{m^5}$
Д2000-34 (18НДс)	$\frac{2000}{0,555}$	34	3,5	8,5	-	250	87	50,9	55
Д2500-17 (20НДн)	$\frac{2500}{0,695}$	17	5,5	7,4	-	200	88	24,9	16
Д2500-45 (20НДс)	$\frac{2500}{0,695}$	45	6,5	10,0	-	350	87	54,3	18
Д3200-55 (22НДс)	$\frac{3200}{0,89}$	55	5,5	9,0	-	600	88	-	-
Д5000-32 (24НДн)	$\frac{5000}{1,39}$	32	8,0	12,0	-	500	88	44,8	6,7
Д6300-27 (32Д-19)	$\frac{6300}{1,75}$	27	10,0	12,0	-	600	79	43,1	5,3
Д6300-80 (24НДс)	$\frac{6300}{1,75}$	80	8,0	14,0	-	1750	88	100,1	6,5
Д3200-20 (24НДн)	$\frac{3200}{0,89}$	20	4,0	6,0	585	220	83	28,5	10,7
Д4000-22 (32Д-19)	$\frac{4000}{1,11}$	22	5,5	8,5	-	300	78	28,1	5
Д5000-50 (24НДс)	$\frac{5000}{1,39}$	50	5,5	12,0	-	900	87	55,6	2,9
Д12500-24 (48Д-22)	12500	24	7,0	8,0	485	950	88	-	-

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Соколов Е. Я.* Теплофикация и тепловые сети: учеб. для вузов / Е. Я. Соколов. — М. : Издательство МЭИ, 2001. — 472 с.
2. *Тихомиров А. К.* Теплоснабжение района города: учеб. пособие / А. К. Тихомиров. — Хабаровск : Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2006. — 135 с.
3. *Елизаров Д. П.* Теплоэнергетические установки электростанций: учеб. для втузов / Д. П. Елизаров. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Энергоиздат, 1982. — 264 с.
4. *Ионин А. А.* Теплоснабжение: учеб. для вузов / А.А. Ионин [и др.]. — М. : Стройиздат, 1982. — 336 с.
5. *Козин В. Е.* Теплоснабжение: учеб. пособие для вузов / А.А. Ионин [и др.]. — М. : Высшая школа, 1980. — 408 с.

Амосов Николай Тимофеевич

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Учебное пособие

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Печать цифровая
Усл. печ. л. 14,5. Уч.-изд. л. 14,5. Тираж 30 экз. Заказ

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,
в цифровом типографском центре Издательства Политехнического
университета:

195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

Тел. (812) 540-40-14

Тел./факс: (812) 927-57-76