З. Э. ШИРАКС

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Авторизованный перевод
с латышского О. И. Шапиро



МОСКВА «ЭНЕРГИЯ» 1979

THORNado



ББК 31.38
Ш 64
УДК 697.34

SILTUMA APGADE

Z. ŠIRAKS

IZDEVNIECĪBA «LIESMA»

Rīga. 1973.

Ширакс З. Э.

Ш 64 Теплоснабжение: пер. с латыш. — М.: Энергия, 1979. — 256 с., ил.

В пер.: 90 к.

В книге характеризуются потребители тепла и различные режимы его расходования. Даны технико-экономические расчеты сравниваемых вариантов теплоснабжения, методика выбора оптимальных схем теплоснабжения (закрытых — открытых, зависимых — независимых). Рассмотрены вопросы конструирования, расчета и наладки работы тепловых пунктов, а также расположение тепловых сетей в плане и профиле городов.

Книга рассчитана на инженеров-теплотехников, проектировщиков и наладчиков, работающих в области централизации теплоснабжения городов и поселков. Она будет полезна и студентам неэнергетических специальностей вузов.

Ш $\frac{30304\text{-}433}{051(01)\text{-}79}$ 33-79. 2303040000

ББК 31.38
6С9.4

© «Liesma» 1973
© Авторизованный перевод с латышского, «Энергия», 1979.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время централизация теплоснабжения получает широкое распространение не только в крупных, но и в средних и мелких городах, поселках, совхозах и колхозах нашей страны. Внедрение централизации теплоснабжения отвечает решениям XXV съезда КПСС, касающимся экономии топлива и энергии, защиты окружающей среды от загрязнения и повышения технического уровня производства.

В предлагаемой книге особое внимание уделяется выбору оптимального типа источника тепла, составлению расчетных технологических схем тепловых пунктов, определению оптимальной схемы централизованного теплоснабжения (закрытой или открытой, зависимой или независимой) и совмещенной прокладке инженерных сетей на общих конструкциях.

В работе над книгой использован накопленный в стране опыт проектирования, строительства, наладки и эксплуатации систем централизованного теплоснабжения.

Автор выражает благодарность старшему преподавателю Рижского политехнического института М. П. Друте, пересчитавшей таблицы приложений из внесистемнах единиц измерений в единицы измерений СИ, инж. О. И. Шапиро за полезные советы и перевод книги на русский язык, рецензентам доктору техн. наук Е. Я. Соколову, канд техн. наук Б. Н. Голубкову и редактору — канд. техн. наук С. Я. Белинскому за творческий вклад при работе над книгой и просит присылать отзывы и замечания о книге по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая наб., 10, изд-во «Энергия».

Автор

ВВЕДЕНИЕ

В-1. ЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛА И ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Тепло необходимо для организации современных форм отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения жилых, общественных и производственных зданий, для ведения множества технологических процессов и производства других видов энергии.

Теплоснабжение включает производство, транспортирование и распределение тепла между потребителями. Назначение теплоснабжения заключается в создании возможности широкого и экономичного использования тепла.

Теплоснабжение оказывает существенное влияние на различные факторы жизни и деятельности людей.

Условия быта и труда человека. Жизнь и значительная часть трудовой деятельности людей протекает в помещениях, ограждающие конструкции которых в определенной степени уменьшают колебания температуры воздуха внутри помещений. Благодаря теплоснабжению эти колебания удерживаются в пределах установленных норм. Теплоснабжение обеспечивает также горячее водоснабжение, вентиляцию и кондиционирование воздуха, необходимые для создания здоровых и комфортных условий быта и труда людей.

Эффективность производства и качество продукции. Многие технологические процессы производства требуют поддержания постоянных оптимальных температур и влажности воздуха в помещениях предприятий, что дает возможность значительно повысить выход продукции (в некоторых случаях до 30% и более) и улучшить качество изделий. Так, например, в прядильных и ткацких цехах при оптимальных параметрах воздуха нить становится более эластичной, рвется реже, появляется возможность работы станков на повышенных скоростях.

Микроклимат, необходимый производственным цехам, создается системами кондиционирования воздуха на базе системы теплоснабжения.

Поддержание оптимальных параметров воздуха влияет на производство любой отрасли, но особенно важно в приборостроении, биохимической, химической, тек-

стильной и некоторых других отраслях промышленности.

Расходование энергии и топлива. Энергоресурсы в нашу эпоху являются ценнейшим достоянием человечества. Экономное их расходование имеет величайшее значение для любой страны. Рациональная организация теплоснабжения в условиях постоянного роста потребления тепла позволяет добиться уменьшения расхода тепловой энергии и топлива при одинаковом количестве полезно израсходованного тепла. Так, например, в индивидуальных домовых котельных Риги, в которых топливом служили торф и дрова, в период 1950—1955 гг. коэффициент использования тепла топлива не превышал 0,45—0,5. Теперь же в районных котельных Риги, сооруженных с 1970 по 1975 г., при сжигании жидкого топлива и природного газа этот коэффициент достигает значений 0,8—0,85.

Защита окружающей среды. Доставка, хранение и сжигание топлива в установках — генераторах тепла является одной из причин загрязнения атмосферы, поверхности земли и сточных вод. Теплоснабжение следует организовать с расчетом нанесения наименьшего вреда окружающей человека среде. Наивысшей степени загрязнение среды достигает, когда теплоснабжение населенной местности осуществляется индивидуальными домовыми котельными и печами, размещенными по всей территории и действующими без очистки дымовых газов, в особенности при сжигании пылящего твердого и сернистого жидкого топлива. Централизация теплоснабжения с размещением районного источника тепла, оснащенного высокой дымовой трубой и устройством для очистки отходящих дымовых газов, в промышленной зоне или вне границ города позволяет значительно снизить загрязнение окружающей среды, связанное с теплоснабжением.

Экономика. Стоимость тепла является весомым фактором как в расчетах себестоимости заводской продукции, так и городского и семейного бюджета. Капиталовложения, требующиеся для системы теплоснабжения (источника тепла, тепловых сетей, тепловых пунктов и местных систем) весьма значительны и составляют 10—25% общей стоимости строительства объекта. Это в одинаковой степени относится к строительству производственных, общественных и жилых зданий.

Эксплуатационные затраты системы теплоснабжения в разных случаях весьма различны и зависят от климата местности, стоимости топлива и экономичности использования его, начальных капитальных затрат и степени централизации и автоматизации работы системы теплоснабжения. Однако во всех случаях эксплуатационные расходы на теплоснабжение значительны. Так, например, плата за тепло и горячее водоснабжение равноценна или превышает квартирную плату.

Опыт показывает, что себестоимость тепла, производимого в районных установках теплоснабжения, составляет 30—80% себестоимости тепла, вырабатываемого индивидуальными котельными. Самая низкая себестоимость достигается в крупных источниках тепла — на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) и районных котельных.

Трудозатраты. Теплоснабжение связано со значительными трудозатратами, которые изменяются в зависимости от состояния и технического уровня систем. Уменьшение затрат труда и высвобождение рабочей силы является важной экономической задачей. На примере развития теплоснабжения Риги можно получить представление о возможности экономии рабочей силы при разной степени централизации теплоснабжения.

В 1955 г. Рига с населением 575 тыс. чел. не имела еще централизованного теплоснабжения. В городе насчитывалось около 5000 индивидуальных котельных для жилых домов и 800 индивидуальных заводских котельных. Около 15 000 зданий имели печное отопление. В обслуживании индивидуальных котельных и их топливного хозяйства были заняты 15 000 чел. К этому следует прибавить трудозатраты частных лиц на обслуживание квартирных печных установок.

При полном завершении централизации теплоснабжения города (без жилья индивидуального сектора и небольших коммунальных зданий окраин), ожидаемом к 1990 г., при численности населения города до 900—950 тыс. чел. предполагаемая численность персонала систем теплоснабжения составит 5000—8000 чел. Практически численность персонала, занятого в теплоснабжении, зависит от степени автоматизации, телемеханизации и диспетчеризации систем централизованного теплоснабжения, а также от вида применяемого топлива.

Предполагается, что при переходе в городах от индивидуального теплоснабжения к централизованному ко-

личество обслуживающего персонала может сократиться в 3—5 раз.

В-2. РАЗВИТИЕ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Впервые централизация теплоснабжения была осуществлена в Локпорте в США в 1877 г. В качестве теплоносителя использовался водяной пар. Система обслуживала несколько кварталов жилых домов и промышленных предприятий от одной общей котельной.

В России первая система централизованного теплоснабжения была создана в Петербурге в 1903 г. Отработавшим паром электростанции отапливалась расположенная поблизости детская больница. По существу это явилось комбинированным производством и использованием электрической и тепловой энергии. В 1908 г. в Петербурге было таким же путем осуществлено теплоснабжение еще одной больницы в составе 37 зданий.

Широкого развития и высокого технического уровня достигла централизация теплоснабжения в СССР. В 1924 г. в качестве главного направления развития был принят прогрессивный способ централизации теплоснабжения, названный теплофикацией. Кроме теплофикации централизация теплоснабжения может осуществляться от паровых или водогрейных котельных, а также посредством электрообогрева.

Под теплофикацией понимается осуществление централизованного теплоснабжения паром и горячей водой, получаемыми на ТЭЦ при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии. В СССР первая теплофикационная система стала действовать в Ленинграде от городской ТЭЦ № 3 25 ноября 1924 г. Этот день считается днем рождения советской теплофикации. Вслед за этим в 1928 г. в Москве вступила в строй теплофикационная система от ТЭЦ ВТИ. Затем системы централизованного теплоснабжения возникли одновременно со строительством ТЭЦ в Ростове, Харькове, Киеве, Ярославле, Иванове, Казани и других городах.

Развитие теплоснабжения в республиках Советского Союза шло различными путями. Представление об этом процессе можно получить, рассматривая историю развития теплоснабжения в одной из союзных республик, например в Латвийской ССР.

Теплоснабжение на территории теперешней Латвийской ССР в период до начала XIX в. в основном обеспечивалось печным отоплением. Топливом служили дрова. Крупных промышленных пред-

приятий в то время еще не было, преобладали кустарные промыслы и мелкие фабрики. После отмены крепостного права в Латвии (в 1816 г. в Курляндии и 1861 г. в Лифляндии) увеличилась численность рабочего класса в городах, началось строительство железных дорог, а также крупных промышленных предприятий. На таких предприятиях развивалась выработка пара для технологических и отопительных нужд. Для всех видов теплопотребления в качестве теплоносителя на предприятиях применялся водяной пар.

В тот же период начинается строительство в Риге, Лиепае, Вентспилсе, Даугавпилсе многоэтажных жилых домов с центральным отоплением от индивидуальных домовых котельных. В качестве теплоносителя в них использовалась горячая вода в системах с естественной циркуляцией. Топливом для котельных заводов и жилых домов служил каменный уголь.

После образования в 1918 г. буржуазного Латвийского государства каменные угли превратились в дорогое импортное топливо. В жилых домах снова возвращаются к применению печного отопления на местном топливе — дешевых дровах. В дальнейшем находит применение торф.

К моменту восстановления Советской Латвии в 1940 г. теплоснабжение республики обеспечивалось следующим образом: в промышленности — за счет индивидуальных паровых котельных, работающих на каменном угле; в жилом секторе главным образом за счет печного отопления (88—92% общего количества многоэтажных зданий) и частично за счет центральных отопительных систем от индивидуальных домовых котельных (8—12%).

В молодой советской республике остро встал вопрос модернизации теплоснабжения на основе современной техники с выходом на уровень, отвечающий открывшимся экономическим возможностям. Практически эти преобразования смогли начаться только после Великой Отечественной войны, когда в республике широко развернулось строительство.

В период между 1950 и 1955 гг. была построена первая общегородская теплоэлектроцентраль Латвии — Рижская ТЭЦ-1, началось строительство тепловых сетей; в октябре 1958 г. к ТЭЦ был подключен первый потребитель тепла — завод ВЭФ. Этим по существу началась централизация теплоснабжения в Латвии. Единым теплоносителем для нужд отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в республике с самого начала была выбрана горячая вода с температурой t=150÷70°С, где 150°С — расчетная температура горячей воды в подающем трубопроводе, а 70°С — расчетная температура горячей воды в обратном трубопроводе. Использование пара в качестве теплоносителя осуществлялось только для обеспечения технологических процессов в промышленности.

В 1963 г. в республике была введена в действие первая районная котельная и построены первые районные тепловые сети. В дальнейшем строительство районных котельных получило быстрое развитие. В 1970 г. работали уже 27 районных систем тепловых сетей и соответствующие районные котельные. Мощность некоторых из них достигала 840 ГДж/ч (примерно 200 Гкал/ч). Через 17 лет после начала централизации теплоснабжения в Латвийской ССР по состоянию на 1975 г. были введены в действие и работали 57 теплоисточников районного масштаба покрывающие приблизительно 38% расхода тепла в республике. В ближайшие годы новые системы централизованного теплоснабжения по уже разработанным проектам

будут введены в действие во многих других городах, поселках, совхозах и колхозах республики.

Централизованное теплоснабжение принадлежит к новым отраслям техники и насчитывает еще много нерешенных и спорных вопросов. Действующие в стране системы централизованного теплоснабжения, несмотря на некоторые недостатки и еще низкий уровень автоматизации, телемеханизации и диспетчеризации, зарекомендовали себя как системы рациональные, реализующие значительную экономию топлива и прочих затрат при производстве и использовании тепла. В связи с экономичностью централизованного теплоснабжения планирующие органы уделяют его развитию все больше внимания как в отдельных республиках, так и в масштабе всей страны.

Глава первая

МЕСТНЫЕ СИСТЕМЫ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ ТЕПЛА

1-1. ВИДЫ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ И ТЕПЛОНОСИТЕЛИ

По назначению и характеру использования тепла различают следующие пять видов теплопотребления:

1) отопление;
2) вентиляция;
3) кондиционирование воздуха;
4) горячее водоснабжение для санитарно-бытовых нужд;
5) технологические процессы производства.

Каждому из названных видов теплопотребления свойственны свой особый режим и параметры. В современных условиях теплоснабжение потребителей обеспечивается обычно следующими теплоносителями:

1) горячим воздухом;
2) горячей водой;
3) водяным паром;
4) посредством электроэнергии.

Горячий воздух. Этот теплоноситель не имеет широкого распространения. Он применяется только для нужд отопления, вентиляции, в некоторых системах кондиционирования воздуха и в технологических процессах при транспортировании его на расстояние, не превышающее 50—80 м. Горячий воздух как теплоноситель непригоден для систем горячего водоснабжения, для большинства систем кондиционирования воздуха и технологических процессов.

Горячий воздух в основном применяется для отопления зданий, при производстве синтетического каучука, природных и искусственных горючих материалов, газов и жидкостей, некоторых цехов химико-фармацевтических предприятий и других производств, отличающихся повышенной взрыво- и пожароопасностью при относительно низких температурах.

Горячая вода. Горячая вода представляет собой значительно более универсальный теплоноситель по сравнению с воздухом. Горячая вода надежно и экономично обеспечивает теплом системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и некоторые технологиче-

ские процессы производства. Однако в ряде случаев горячая вода не в состоянии удовлетворить требования технологических процессов.

Пар. Этот теплоноситель способен обеспечить надежное и экономичное протекание многих технологических процессов, за исключением наиболее высокотемпературных (более 300°С). Пар, так же как и горячая вода, пригоден для обеспечения всех видов теплоснабжения.

Тепло, полученное за счет расхода электроэнергии. Посредством электроэнергии возможно удовлетворить любой вид теплопотребления как при технологических процессах, так и при отоплении, вентиляции, кондиционировании воздуха и горячем водоснабжении. Однако использование электроэнергии для теплоснабжения весьма неэкономично в основном из-за потерь тепла низкого потенциала на тепловых конденсационных электростанциях (КЭС). При конденсации пара в конденсаторах таких электростанций получается теплая вода с темпратурой 25—30°С. Тепло столь низкого потенциала, составляющее около 50% тепла сожженного топлива, электростанция не использует, а выбрасывает в водоемы или атмосферу как отходы производства, тогда как в котельных этих потерь нет.

В настоящее время в Советском Союзе электроэнергия в целях теплоснабжения используется в больших масштабах только в двух случаях: при электротермических процессах, для ведения которых пар или вода непригодны (например, электропечи для производства алюминия, электростали и т. п.), и в географических районах страны, лишенных местных ресурсов топлива, куда доставка топлива связана с большими трудностями и затратами, в то время как имеются местные источники дешевой и доступной электроэнергии ГЭС или АЭС.

Система теплоснабжения. Под системой теплоснабжения понимают совокупность устройств для производства тепловой энергии, ее транспортирования, распределения и использования (рис. 1-1). Система теплоснабжения состоит из следующих четырех элементов:

1) источника тепла, вырабатывающего тепловую энергию;

2) тепловых сетей, соединяющих источник тепла с тепловыми пунктами. Тепловые сети размещаются обычно вне зданий, но в отдельных случаях могут проходить внутри них;

3) тепловых пунктов, размещаемых внутри или вне зданий, связывающих технологически местные системы потребления тепла с тепловыми сетями и источником тепла. В тепловых пунктах происходит распределение, регулирование и учет расходуемого тепла;

4) местных систем потребителей тепла, размещаемых в каждом обеспечиваемом теплом здании. Их функции состоят в использовании подводимого тепла.

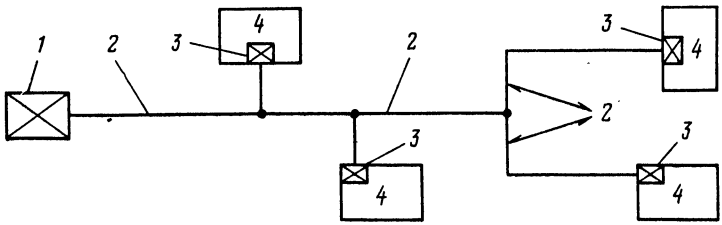


Рис. 1-1. Основные элементы системы теплоснабжения.
1 — источник тепла; *2* — тепловые сети; *3* — тепловые пункты; *4* — здания с местными системами потребителей тепла.

Современные системы централизованного теплоснабжения состоят из описанных выше четырех основных элементов. В тех случаях, когда потребитель обеспечивается теплом индивидуально от собственной котельной, расположенной в стенах здания, система теплоснабжения состоит лишь из двух элементов: источника тепла и местных систем.

1-2. ОТОПЛЕНИЕ

Назначение системы отопления состоит в поддержании в помещениях определенной положительной температуры. Следовательно, система отопления должна компенсировать потери тепла помещениями. При этом следует учитывать возможные выделения тепла в помещениях. Описанный процесс выражается следующей формулой:

$$Q_о = Q_п - Q_{тв},$$

где $Q_о$ — тепло, подводимое к помещению системой отопления; $Q_п$ — потери тепла помещением; $Q_{тв}$ — тепловыделения в помещении.

Тепло в помещениях может выделяться работающим оборудованием, электродвигателями, машинами, протекающими химическими процессами, поддержанием открытого огня, присутствующими людьми, различными генераторами тепла и т. п. В случаях, если величина $Q_{тв}$ переменная и неопределенная (например, появляющаяся несколько часов в сутки, несколько дней в неделю), ею пренебрегают и принимают $Q_{тв}=0$, т. е. $Q_о=Q_п$.

Отопительные установки подразделяются на *местные и центральные*. В местных установках источник тепла выполняется в виде печей, газовых калориферов (когда сжигание газа происходит непосредственно в нагревательном приборе) или электрокалориферов. Пространство, в котором действует местная отопительная установка, ограничивается обычно одним помещением. Печи иногда обогревают два смежных помещения.

В системах центрального отопления источником тепла служат водогрейные или паровые котлы, расположенные вне отапливаемых помещений. Из котлов теплоноситель поступает к нагревательным приборам помещений по системе трубопроводов. В зависимости от вида теплоносителя системы центрального отопления подразделяются на водяные, паровые, воздушные и комбинированные (пароводяные, паровоздушные и др.).

Водяные системы отопления подразделяются в зависимости от температуры теплоносителя на системы отопления горячей водой низких параметров (с температурой воды $t\leqslant 100°C$) и системы отопления горячей водой повышенных параметров (с температурой воды $t>100°C$).

Системы парового отопления в зависимости от начального давления пара подразделяются на системы низкого давления с параметрами пара $p=0{,}105\div 0{,}17$ МПа (примерно 1,05—1,7 кгс/см^2) и системы высокого давления с параметрами пара $p>0{,}17$ МПа (1,7 кгс/см^2).

Обычно система отопления выбирается в зависимости от назначения здания, а в промышленности — от технологии производства с учетом действующих санитарных и противопожарных норм. При выборе системы отопления необходимо также учитывать экономические соображения.

Водяное отопление. В настоящее время наиболее распространенной системой отопления является система водяного отопления, отлично себя зарекомендовавшая для

большинства типов зданий. При выборе систем водяного отопления следует учитывать возможность последующего включения рассматриваемого здания в систему централизованного теплоснабжения. В соответствии с этим ниже приводятся характеристики наиболее распространенных систем центрального водяного отопления зданий различной этажности. Конструктивно эти системы подразделяются следующим образом:

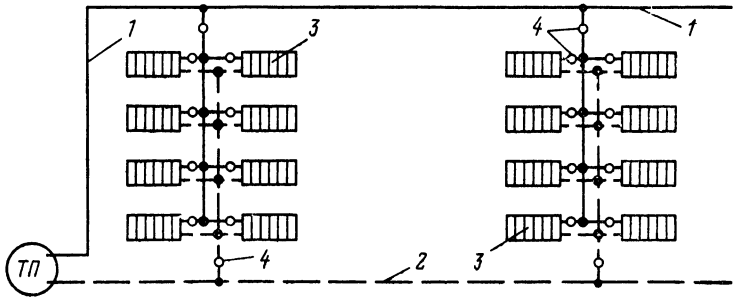


Рис. 1-2. Тупиковая двухтрубная вертикальная система отопления с верхней разводкой.

1 — подающий (разводящий) трубопровод; *2* — обратный трубопровод; *3* — нагревательные приборы (радиаторы, регистры); *4* — вентили, краны; *ТП* — тепловой пункт.

1. Классификация систем водяного отопления по схеме расположения труб стояков:

а) двухтрубная вертикальная система (рис. 1-2). В прошлом в многоэтажных зданиях применялась только двухтрубная система водяного отопления. Она хорошо регулируется, допускает по сравнению с другими системами несколько меньшие поверхности нагревательных приборов, но расход труб в этой системе в 1,3—1,7 раз превышает расход труб при однотрубной системе. В последние десятилетия двухтрубная система уже редко применяется, обычно лишь для зданий не выше двух-трех этажей;

б) однотрубная вертикальная система с верхней разводкой с осевыми замыкающими участками (рис. 1-3,*а*) или без них (рис. 1-3,*б*).

За последние десятилетия однотрубная вертикальная система отопления стала широко применяться в строительстве многоэтажных зданий, так как она тре-

бует значительно меньшего расхода труб, фасонных частей, арматуры и рабочей силы для монтажа по сравнению с двухтрубной системой. Однако однотрубные вертикальные системы хуже поддаются регулированию. Действительно, регулирование нагревательных приборов, расположенных в верхних этажах, частично нарушает отрегулированный режим нагревательных приборов, расположенных в нижних этажах;

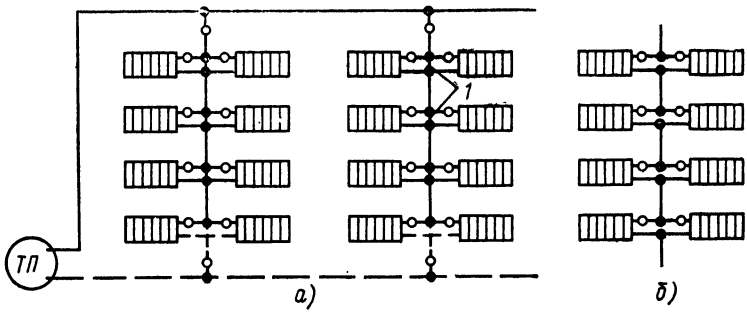


Рис. 1-3. Тупиковая однотрубная вертикальная система водяного отопления с верхней разводкой.

а — с осевыми замыкающими участками стояков: *1* — замыкающие участки стояков; *ТП* — тепловой пункт; *б* — подключение нагревательных приборов к стоякам без замыкающих участков.

в) однотрубная горизонтальная система (рис. 1-4). Эта система применяется в случаях, когда недопустимо или нежелательно появление отверстий в перекрытиях помещений для пропуска вертикальных стояков, а также при разной конфигурации отдельных этажей здания. Горизонтальная система позволяет поэтажное устройст-

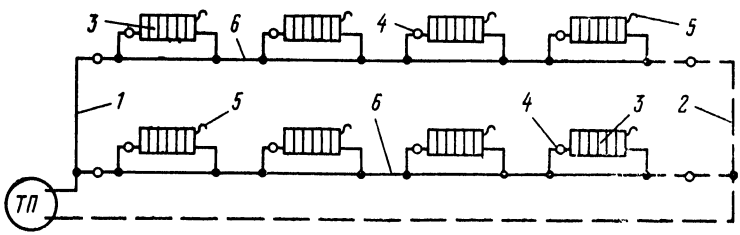


Рис. 1-4. Однотрубная горизонтальная система отопления с замыкающими участками стояков.

1 — подающий (разводящий) трубопровод; *2* — обратный трубопровод; *3* — нагревательные приборы; *4* — вентили, краны; *5* — воздуховыпускные краны; *6* — горизонтальные участки труб; *ТП* — тепловой пункт.

во и регулирование отопления. Удаление воздуха из горизонтальной системы отопления несколько осложняется.

2. Классификация систем водяного отопления по расположению подающего (разводящего) трубопровода:

а) система с верхней разводкой с прокладкой подающего (разводящего) трубопровода по чердаку или под потолком верхнего этажа;

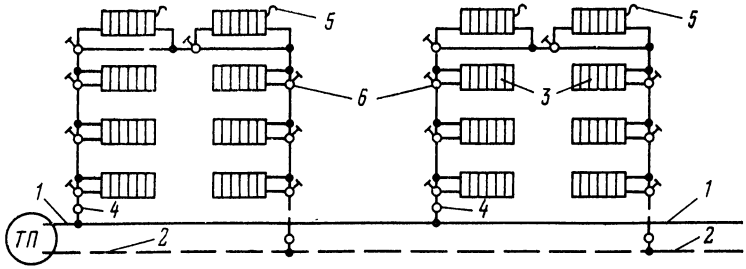


Рис. 1-5. Тупиковая однотрубная вертикальная система отопления с нижней разводкой и замыкающими участками стояков.

1 — подающий (разводящий) трубопровод; *2* — обратный трубопровод; *3* — нагревательные приборы; *4* — вентили, краны; *5* — воздуховыпускные краны; *6* — трехходовые краны; *ТП* — тепловой пункт.

б) система с нижней разводкой (рис. 1-5) с прокладкой подающего (разводящего) трубопровода по подвалу или над полом первого этажа.

Система с нижней разводкой применяется для зданий, не имеющих чердака, или (в случае его труднодоступности) при наличии удобно расположенного подвала или при возможности укладки труб вдоль стен первого этажа, между полом и окнами. В этой системе по сравнению с однотрубной вертикальной системой с верхней разводкой усложняется удаление воздуха.

3. Классификация систем водяного отопления по направлению движения воды в подающем и обратном разводящих трубопроводах:

а) тупиковая система (рис. 1-6) с встречным движением воды в подающем и обратном разводящих трубопроводах;

б) проточная система с попутным движением воды в подающем и обратном разводящих трубопроводах (рис. 1-7).

Однотрубные и в особенности двухтрубные проточные системы отопления с попутным движением воды лучше и удобнее регулируются как по системе в целом, так и по отдельным нагревательным приборам и участкам системы. Возможность лучшего регулирования этих систем по сравнению с тупиковыми является их крупным преимуществом, вот почему эти, пока еще довольно редко применяемые системы заслуживают серьезного

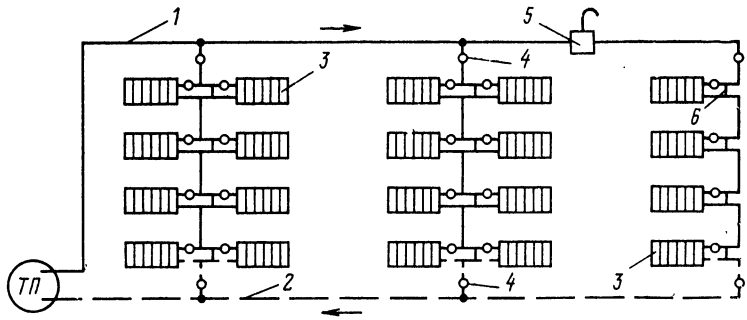


Рис. 1-6. Тупиковая однотрубная вертикальная система отопления с верхней разводкой со смещенными замыкающими участками стояков.

1 — подающий (разводящий) трубопровод; *2* — обратный трубопровод; *3* — нагревательные приборы; *4* — вентили, краны; *5* — воздухосборник с воздуховыпускным краном; *6* — смещенные замыкающие участки стояков; *ТП* — тепловой пункт.

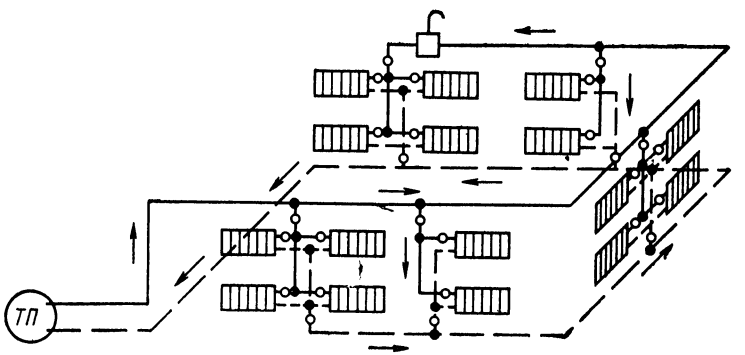


Рис. 1-7. Проточная двухтрубная вертикальная система отопления с верхней разводкой с попутным движением теплоносителя (стрелками показан путь движения теплоносителя)

внимания при создании систем централизованного теплоснабжения.

Возможность лучшего регулирования проточных систем объяснятся тем, что путь движения теплоносителя через любой стояк системы отопления одинаков, в то время как путь движения теплоносителя при тупиковой системе для разных стояков сильно различается. Однако в каждой налаженной системе отопления потери давления при прохождении теплоносителя через любой стояк должны быть равнозначными.

4. Классификация водяных систем отопления по характеру циркуляции воды в системе:

а) системы с естественной циркуляцией воды, осуществляемой за счет гравитационных сил, возникающих в связи с разностью плотностей охлажденной и горячей воды.

Эти системы широко применялись до появления насосов с электроприводом. В настоящее время системы отопления с естественной циркуляцией применяются только в небольших жилых домах, оборудованных индивидуальными котельными;

б) системы с принудительной циркуляцией, осуществляемой насосами.

Кроме описанных существуют еще другие, менее распространенные системы отопления.

В системах водяного отопления применяются различного рода нагревательные приборы. Чаще всего встречаются радиаторы, ребристые трубы, конвекторы, отопительные агрегаты (оборудованные калорифером и вентилятором), отопительные панели.

За последние десятилетия для отопления жилых зданий все чаще применяются отопительные панели. Они представляют собой собранную из стальных труб конструкцию, замоноличенную в бетонной плите.

Отопительные панели подключаются к стоякам системы отопления без установки регулирующих вентилей.

Отдача тепла помещению регулируется при помощи устроенного в его стене открываемого и закрываемого воздушного конвекционного люка.

Для противоположных фасадов здания предусматривают отдельные отопительные системы, теплоотдача которых регулируется централизованно, из общего домового теплового пункта в зависимости от температуры воздуха в помещениях (пофасадное регулирование). Такая

система дает возможность при регулировании теплоотдачи отопительных панелей учитывать влияние погоды на температуру воздуха в помещениях.

Применение отопительных панелей из стальных труб вместо чугунных радиаторов увеличивает надежность системы отопления, так как отопительные панели выдерживают большие давления, чем обычные радиаторы.

Паровое отопление. Системы парового отопления были ранее весьма широко распространены. В настоящее время в Советском Союзе паровое отопление еще применяется для многих промышленных зданий и коммунально-бытовых предприятий. Однако для нового строительства паровое отопление вытесняется водяным. За рубежом также наблюдается некоторая тенденция к переходу на водяное отопление, хотя все еще широко применяется и паровое, допускаемое к применению строительными нормами многих стран для гораздо более широкого круга зданий, чем в Советском Союзе, в том числе и для жилых домов.

Системы парового отопления классифицируются следующим образом:

1) по давлению пара:

а) низкого давления ($p \leqslant 0{,}17$ МПа — примерно 1,7 кг/см^2). В соответствии с действующими строительными нормами и правилами эта система допускается к устройству в различного рода зданиях производственного назначения, в банях, прачечных, небольших театрах, клубах;

б) высокого давления ($p > 0{,}17$ МПа). Эта система допускается нормами к устройству только в зданиях производственного назначения при отсутствии в них выделений воспламеняющихся или взрывоопасных веществ (пыли, паров, газов);

2) по сообщаемости систем с атмосферой:

а) открытые системы, сообщающиеся с атмосферой (рис. 1-8);

б) закрытые системы, не сообщающиеся с атмосферой (рис. 1-9);

3) по замкнутости:

а) замкнутые системы, в которых конденсат возвращается самотеком в источник тепла, не проходя через конденсатный бак и без перекачки насосом;

б) разомкнутые системы, в которых конденсат первоначально поступает самотеком в промежуточную

емкость — конденсатный бак и только затем при помощи насоса перекачивается в котельную.

Подобно водяным системы парового отопления могут быть с верхней, нижней и средней разводкой, с вертикальным или горизонтальным расположением стояков. Движение пара и конденсата может осуществляться по тупиковой или проточной схеме.

Электрическое отопление. Этот вид отопления применяется в следующих случаях:

1. В виде исключения в районах, обеспеченных электроэнергией от ГЭС или АЭС при отсутствии местных топливных ресурсов и при дорогостоящей доставке топлива из других районов страны.

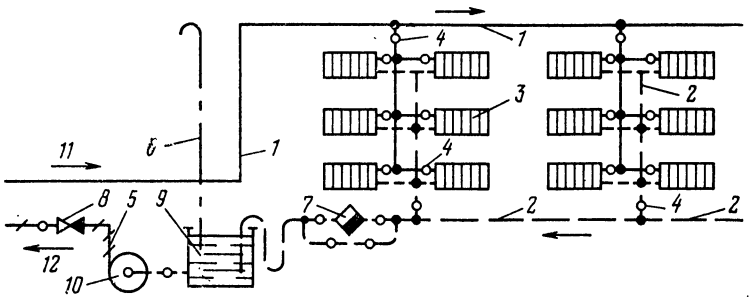


Рис. 1-8. Открытая разомкнутая тупиковая двухтрубная вертикальная система парового отопления с верхней разводкой.

1 — паропровод системы отопления; *2* — самотечный конденсатопровод; *3* — нагревательные приборы; *4* — вентили, краны; *5* — напорный конденсатопровод; *6* — атмосферная трубка; *7* — конденсатоотводчик; *8* — обратный клапан; *9* — конденсатный бак (открытый); *10* — насос; *11* — паропровод от источника тепла; *12* — конденсатопровод к источнику тепла.

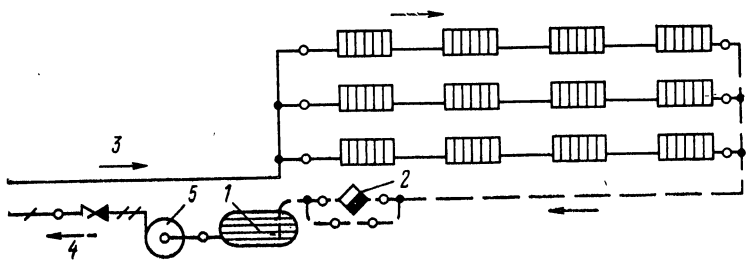


Рис. 1-9. Закрытая разомкнутая однотрубная горизонтальная система парового отопления.

1 — конденсатный бак (закрытый); *2* — конденсатоотводчик; *3* — паропровод от источника тепла; *4* — напорный конденсатопровод к источнику тепла; *5* — насос.

2. Для небольших отдельно стоящих зданий с малыми расходами тепла, удаленных от районных источников тепла и тепловых сетей, для которых строительство и эксплуатация собственной котельной экономически нецелесообразно. К таким зданиям относятся насосные станции для перекачки воды и канализационных стоков, электроподстанции, разные сторожевые посты и объекты, расположенные вне городской застройки.

Решение об использовании электрической энергии для отопления помещений в каждом отдельном случае должно приниматься на основании технико-экономических расчетов.

В электрическом отоплении применяются различного типа нагревательные приборы, электрокалориферы и электрорадиаторы промышленного производства; они могут быть стационарными или переносными.

Отопление, а также горячее водоснабжение зданий и сооружений при использовании электрической энергии возможно осуществить также с применением *теплового насоса*, который дает возможность получить несколько (1,5—2) единиц тепловой энергии низкого потенциала при затрате только одной единицы электрической энергии.

Тепловой насос — это установка, которая понижает температуру холодного тела и отнятое у этого тела тепло передает (как бы перекачивает) более нагретому телу — нагреваемому объекту.

В качестве низкотемпературного источника тепла могут служить атмосферный воздух, вода, различные газы, жидкости и твердые вещества.

Газовое отопление. Открытие в послевоенные годы в Советском Союзе богатых месторождений природного газа сделало возможным его применение во многих отраслях народного хозяйства, в том числе и для нужд теплоснабжения.

В нашей стране проверены на практике следующие способы сжигания газа:

1) в существующих отопительных печах жилых зданий без значительной реконструкции печей (в Киеве, Львове и других городах). Этот способ оказался неэкономичным и опасным. Его применение часто приводит к взрывам, так как в дымоходах печей, не приспособленных для этого топлива, скапливается взрывоопасная газовоздушная смесь;

2) в специально для этого вида топлива сконструированных печах, радиаторах, конвекторах, обогревателях и т. п. (рис. 1-10). Этот способ сжигания газа оказался надежным, но малоэкономичным. Продукты сгора-

ния обязательно должны выводиться в атмосферу по специальным герметическим дымоходам. Поскольку температура выводимых дымовых газов весьма высока (200—250°С) и коэффициент использования тепла топлива низок, этот способ сжигания газа также нерационален, а устройство специальных дымоходов значительно его удорожает;

3) сжигание природного газа в районных источниках тепла, в которых достигается наиболее низкая температура отходящих дымовых газов и наиболее высокий коэффициент использования тепла топлива. В результате изучения и сравнения разных способов сжигания природного газа можно считать, что этот способ наиболее правильный и эффективный;

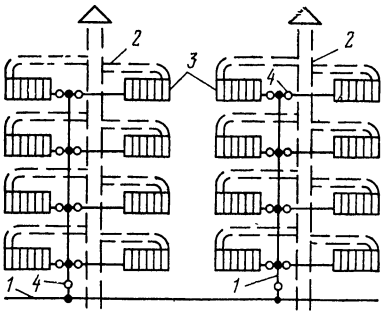


Рис. 1-10. Система газового отопления:

1 — газопровод; *2* — дымоход; *3* — газовые нагревательные приборы; *4* — вентиль, кран.

4) за последние годы с успехом применялось непосредственное сжигание газа в помещении для отопления теплиц. Продукты сгорания газа необходимы растениям и усваиваются ими, а процесс горения хорошо поддается автоматическому регулированию.

1-3. ВЕНТИЛЯЦИЯ

Назначением вентиляции является обеспечение соответствия качественного состава воздуха при определенной температуре требованиям:

1) санитарных норм, регламентирующих содержание в воздухе кислорода, углекислого газа, пыли, различных паров, запахов и ядовитых веществ, а также температуру воздуха в помещениях;

2) противопожарных норм, определяющих предельно допустимое содержание в воздухе помещений горючих и взрывоопасных газов и пыли.

Для удовлетворения этих требований надо удалять из производственных, общественных и жилых помеще-

ний загрязненный воздух, потерявший свой нормальный состав, и вводить вместо него свежий, незагрязненный воздух из атмосферы. Интенсивность воздушного обмена зависит от интенсивности процесса загрязнения воздуха в помещении. Кратность воздухообмена колеблется в очень широких пределах — от однократного до десятикратного обмена воздуха в час, а в таких цехах, как гальванический, шлифовки и окраски древесины, достигает даже сорокапятикратного обмена в час.

Температура поступающего свежего воздуха зависит от необходимой температуры внутри помещения, а также от процессов, протекающих в помещении. Зимой, когда в помещениях имеются значительные тепловыделения, свежий воздух подводится с пониженной температурой по отношению к температуре, необходимой для данного помещения. Если вентиляция должна возместить теплопотери помещения, то температура подводимого свежего воздуха должна быть выше, чем температура воздуха помещения. Весной поступающий в помещения воздух подогревают до того уровня, пока среднесуточная температура наружного воздуха не сравняется с температурой, поддерживаемой в помещениях. Летом температуру наружного воздуха, поступающего в вентилируемые помещения (при отсутствии кондиционирования), не меняют. Тепло, служащее для нагрева наружного воздуха до температуры помещения, называют теплом, расходуемым на вентиляцию.

Существуют следующие три вида вентиляции:

1. *Естественная вентиляция*, происходящая благодаря обмену воздуха через окна, двери, вентиляционные отверстия, аэрационные проемы, дефлекторы, печи и неплотности в наружных ограждениях здания. Обмен воздуха совершается постоянно путем фильтрации и периодически при открывании окон, дверей и т. п. Интенсивность естественной вентиляции может достичь трехкратного обмена воздуха в час. Однако естественный обмен воздуха происходит неравномерно в разных частях помещения. Например, весьма слаба вентиляция пространства, расположенного над окнами помещения. При естественной вентиляции свежий воздух из атмосферы неорганизованно смешивается с загрязненным воздухом помещения. В результате смешения чистого, а зимой и холодного воздуха с загрязненным теплым воздухом воздушная среда помещения приобретает другой,

усредненный состав и температуру. В итоге выводимый из помещений воздух при естественной вентиляции является нагретой смесью загрязненного и чистого воздуха. Уход части нагретого чистого воздуха из помещений и связанная с этим потеря тепла является одним из недостатков естественной вентиляции.

Приточный воздух нагревает или охлаждает воздух помещения. Поскольку при естественной вентиляции не применяются устройства для подогрева приточного воздуха, то в отопительный период подогрев осуществляется за счет тепла системы отопления.

Количество тепла, необходимое для подогрева массы воздуха в 1 кг на один градус Цельсия (или Кельвина) при давлении воздуха $p_в$=0,1013 МПа (760 мм рт. ст.) и средней влажности воздуха φ=30÷70%, составит приблизительно q=1,006 кДж/(°С·кг) [0,24 ккал/(°С·кг)].

2. *Принудительная вентиляция* значительно более эффективна, чем естественная. Она практически разрешает обеспечить любую нужную интенсивность воздухообмена. В принудительной вентиляции можно избежать нежелательного и неэкономичного смешивания свежего наружного воздуха с загрязненным воздухом помещения и получить равномерное вентилирование всех частей помещения.

Загрязненный воздух удаляется из помещения специальными вытяжными вентиляционными системами и заменяется свежим воздухом, подаваемым приточной вентиляционной системой (рис. 1-11).

Точки притока свежего воздуха размещают с таким расчетом, чтобы образовалось наилучшее вентилирование помещения. Если в помещении выделяется много пыли (например, на льнозаводах при обработке льна) или вредного газа, которые тяжелее воздуха, то точки притока располагают под потолком, а точки вытяжки загрязненного воздуха — у пола, чтобы не разрешить таким образом пыли и тяжелым газам подниматься. Если выделяющиеся в помещении вредные горючие или взрывоопасные газы легче воздуха, то точки отсоса устраивают под потолком, а точки притока свежего воздуха в нижней части или в рабочей зоне помещения. Если вредные вещества выделяются в нескольких определенных точках помещения, то для предупреждения их распространения по всему помещению устраиваются местные вытяжные устройства (отсосы).

Количество приточного и отсасываемого воздуха необходимо регулировать так, чтобы в помещении образовался небольшой вакуум или подпор воздуха. Вакуум необходим для помещений, в которых выделяются запахи, горючие, взрывоопасные и ядовитые вещества, а также пыль (например, кухни, химические цехи, театральные сцены). Подпор воздуха нужен в помещениях, где недопустимо появление запахов, пыли, горючих, взрывоопасных и ядовитых веществ (например, столовые,

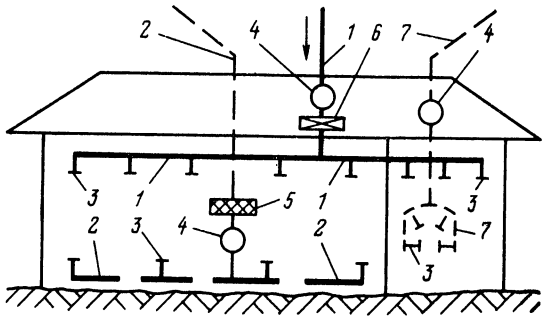


Рис. 1-11. Схема системы принудительной вентиляции.

1 — воздуховоды системы приточной вентиляции; *2* — воздуховоды системы вытяжной вентиляции; *3* — регулирующие устройства притока или вытяжки воздуха; *4* — вентиляторы; *5* — фильтры для очистки воздуха; *6* — калорифер; *7* — воздуховоды местной системы вытяжной вентиляции (местные отсосы).

зрительные залы, рабочие помещения, расположенные рядом с помещениями, выделяющими вредные вещества).

3. *В комбинированной вентиляции* объединено действие принудительной и естественной вентиляции. В чистом виде принудительная вентиляция применяется весьма редко и возможна лишь в герметически закрытых помещениях (например, в убежищах). Во всех случаях действия принудительной вентиляции в негерметизированных помещениях по существу возникает комбинированная вентиляция.

Независимо от вида вентиляции холодный приточный воздух, поступающий в помещения, поглощает тепло, поэтому в отопительный период требует нагрева. На

рис. 1-12 показано устройство для подогрева воздуха в приточной системе принудительной вентиляции посредством калориферов. Для достижения наилучшей отдачи тепла и более глубокого охлаждения теплоносителя такие калориферы следует всегда подключать последовательно, хотя при этом несколько возрастают потери давления приточного воздуха. Экономическое значение этого обстоятельства, однако, невелико по сравнению с преимуществами более эффективного использования тепла теплоносителя.

В принудительной вентиляционной установке следует автоматизировать:

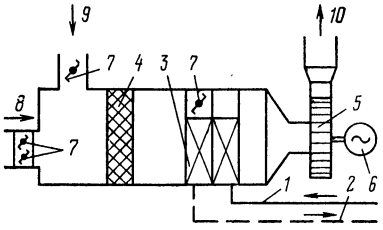


Рис. 1-12. Схема приточной вентиляционной камеры.

1 — подающий трубопровод от источника тепла; *2* — обратный трубопровод к источнику тепла; *3* — калориферы; *4* — фильтр для очистки воздуха; *5* — вентилятор; *6* — электродвигатель; *7* — регулирующий клапан подачи воздуха; *8* — наружный воздух; *9* — рециркуляционный воздух из помещений; *10* — подогретый и очищенный воздух в помещения.

1) количество подаваемого в калориферы теплоносителя в зависимости от температуры подогретого воздуха, подаваемого в вентилируемое помещение;

2) открытие запорного вентиля подающего трубопровода тепловых сетей, расположенного перед калорифером до включения (с разницей во времени на 3—4 мин) приточного вентилятора, и открытия дроссельного клапана наружного воздуха;

3) при рециркуляции воздуха: открытие дроссельного клапана рециркуляционного воздуха в зависимости от температуры воздушной смеси в вентиляционной камере;

4) при пользовании фильтрами весьма желательна их регулируемая механическая очистка.

В некоторых случаях для экономии тепла в вентиляционной системе применяется рециркуляция воздуха — процесс, в котором в приточной вентиляционной камере к свежему наружному воздуху, идущему в помещение, подмешивается загрязненный воздух, отбираемый из помещения.

Рециркуляция воздуха применяется только в течение отопительного периода, охватывая весь этот период или

его наиболее холодную часть. При рециркуляции воздуха ухудшается качество вентиляции, что допускается только в тех случаях, когда воздух вентилируемых помещений загрязнен в основном такими примесями, от которых он может быть очищен фильтрами, устанавливаемыми в вентиляционных камерах. Если в воздухе вентилируемых помещений присутствуют вредные, горючие или взрывоопасные вещества, применение рециркуляции исключается.

В качестве теплоносителя для нагрева приточного воздуха могут быть использованы:

1) горячая вода;
2) водяной пар;
3) электроэнергия.

В подавляющем большинстве случаев использование электроэнергии для нагрева воздуха оказывается неэкономичным. В современных условиях наилучшим теплоносителем для нагрева воздуха, используемого в приточных системах, признана горячая вода с расчетными температурами 150—70°С. Этот теплоноситель наиболее экономичен и обеспечивает возможность хорошего регулирования и автоматизации вентиляционных систем.

Применение в вентиляции водяного пара менее экономично, а система регулируется значительно хуже. Однако размеры используемых калориферов и диаметры паро- и конденсатопроводов получаются несколько меньше, чем при использовании горячей воды тех же параметров.

В связи с интенсификацией технологических производственных процессов, развитием химической промышленности, ростом численности населения и его потребностей значение вентиляции в области теплоснабжения будет постоянно возрастать.

1-4. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Кондициионирование воздуха служит для создания в помещениях искусственного улучшенного климата, т. е. обеспечивает заданные температуру, влажность и чистоту воздуха при соблюдении допустимой скорости движения воздуха в помещении.

При современном уровне развития техники производственные процессы во многих отраслях промышленности немыслимы без поддержания в цехах строго определенных параметров воздушной среды (например, при изго-

товлении полупроводников, в точном приборостроении, текстильной промышленности, складских хозяйствах бумаги, табака и пр.).

Актуальной проблемой является также устройство систем кондиционирования воздуха на крупных торговых предприятиях, в залах заседаний, кинотеатрах и в других помещениях, где скапливается большое количество людей. В большинстве таких зданий кондиционирование воздуха весьма целесообразно и постепенно внедряется в жизнь. Желательно также устройство кондиционирования воздуха для жилых помещений в южных районах страны.

Применение кондиционирования воздуха в прядильных, ткацких и отделочных цехах текстильной, а также на многих призводствах химической, биологической, пищевой и других отраслей промышленности дает возможность:

1) увеличить объем выпускаемой продукции путем ускорения протекания технологических процессов;

2) обеспечить выпуск продукции более высокого качества: например, в текстильной промышленности кондиционирование воздуха положительно влияет на равномерность сечения, эластичность и прочность нити, уменьшается обрывность пряжи и количество узелков в ткани;

3) создать более здоровые условия для пребывания людей в производственных, общественных и жилых помещениях, увеличивая бодрость и работоспособность человека.

Процесс кондиционирования воздуха должен быть полностью автоматизированным. Неавтоматизированные системы работают неточно и неэкономично и поэтому почти не применяются. Автоматизированные системы практически могут поддерживать в помещениях устойчивую температуру ($\Delta t = \pm 1°C$) и относительную влажность воздуха φ в пределах $\pm 7\%$.

Увеличивая чувствительность средств автоматизации и точность работы системы, можно еще более уменьшить пределы колебаний заданных параметров воздуха.

Системы кондиционирования воздуха классифицируются по следующим признакам:

1. По области применения:

а) технологические системы (в промышленности);

б) комфортные системы (в производственных, общественных и жилых зданиях).

2. По рабочим сезонам:

а) системы, работающие круглогодично. Применяются в промышленности и для объектов специального назначения;

б) системы, работающие только в теплые месяцы года. В этих системах воздух в зависимости от погодных условий может охлаждаться, увлажняться и осушаться. Такие системы применяются в общественных, жилых зданиях, а нередко и в производственных.

3. По производительности системы и по району обслуживания:

а) местные системы с кондиционерами мощностью от 1,5 до 10 тыс. м^3 воздуха в час. Кондиционер местной системы обслуживает только одно помещение и обычно находится там же или в рядом расположенном помещении;

б) центральные системы с кондиционерами мощностью от 10 до 250 тыс. м^3 воздуха в час, предназначенные для обслуживания большого числа помещений.

4. По количеству ступеней нагрева воздуха:

а) одноступенчатые;

б) двухступенчатые.

Двухступенчатые системы обеспечивают лучшие показатели работы и значительно более стабильные параметры кондиционированного воздуха, чем одноступенчатые; последние поэтому применяются только на малоответственных объектах, не требующих особой точности поддержания заданных параметров воздуха.

Существует также классификация систем кондиционирования в зависимости от давления воздуха, от параметров теплоносителя, от степени постоянства параметров воздуха и по принципам работы кондиционера.

Двухступенчатые системы кондиционирования воздуха с охлаждающим устройством без системы рециркуляции воздуха (рис. 1-13) применяются как в технологических, так и в комфортных системах кондиционирования воздуха.

В системе выполняются следующие операции: первая ступень нагрева наружного воздуха; увлажнение и очистка воздуха; охлаждение воздуха (летом); сепарация воды и осушение воздуха; вторая ступень нагрева воздуха; подача подготовленного воздуха в помещения.

Работа кондиционера и автоматики управления им осложняется в случае применения в системе кондициони-

рования рециркуляции воздуха из обслуживаемых помещений.

В качестве теплоносителя в калориферах кондиционеров воздуха следует применять, как правило, горячую воду. Использование электроэнергии для производства тепла в кондиционерах воздуха неэкономично, а пар при существующих средствах автоматики не обеспечивает точного поддержания заданных параметров кондиционирования воздуха.

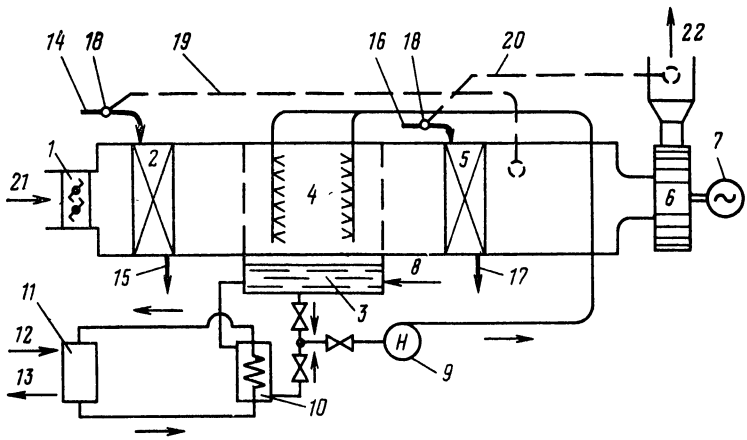


Рис. 1-13. Схема кондиционера с двухступенчатым нагревом воздуха и холодильной установкой (без рециркуляции воздуха из помещений).

1 — регулирующий клапан; *2* — калорифер первой ступени нагрева воздуха; *3* — поддон оросительной камеры; *4* — оросительная камера; *5* — калорифер второй ступени нагрева воздуха; *6* — вентилятор; *7* — электродвигатель; *8* — трубопровод воды питьевого качества; *9* — насос; *10* — установка для охлаждения распыляемой в воздухе воды; *11* — компрессор холодильной установки; *12* — трубопровод для подачи воды от градирни для охлаждения компрессора; *13* — трубопровод нагретой воды от компрессора к градирне; *14* — теплоноситель из тепловой сети; *15* — теплоноситель в тепловую сеть; *16* — теплоноситель от отдельного нагревателя; *17* — теплоноситель к отдельному нагревателю; *18* — исполнительное устройство — регулятор расхода теплоносителя; *19* — линия связи от чувствительного элемента (датчика) температуры кондиционированного воздуха к исполнительному устройству регулирования расхода теплоносителя калорифера первой ступени нагрева воздуха; *20* — то же теплоносителя калорифера второй ступени нагрева воздуха; *21* — приток наружного воздуха; *22* — приток кондиционированного воздуха к помещениям.

Для первичного нагрева воздуха в калориферах первой ступени пользуются теплоносителем из районных тепловых сетей с их расчетными параметрами. Для калориферов второй ступени обычно применяют горячую воду с постоянной температурой в пределах 30—60°С, подготовляемую в отдельном теплообменнике, нагреваемом сетевой водой (рис. 1-14).

Технические показатели кондиционирования воздуха зависят от температуры наружного воздуха, от требуемых параметров воздуха внутри помещений и необходимой степени точности в их поддержании, от возможности организации рециркуляции воздуха помещений и от многих других причин. Однако кондиционирование воздуха связано с существенными затратами.

Общее представление об установках кондиционирования воздуха с рециркуляцией и без нее могут дать

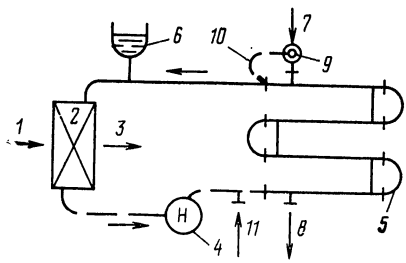


Рис. 1-14. Схема второй ступени нагрева воздуха.

1 — кондиционируемый воздух из первой ступени нагрева; *2* — калорифер второй ступени; *3* — поток кондиционированного воздуха в помещения; *4* — насос; *5* — водо-водяной подогреватель; *6* — расширительный сосуд или вантуз; *7* — теплоноситель из тепловой сети; *8* — теплоноситель в тепловую сеть; *9* — исполнительное устройство регулирования расхода теплоносителя; *10* — чувствительный элемент (биметаллический терморегулятор ТРБ) с линией связи к исполнительному устройству; *11* — подпиточная вода.

следующие показатели (при производительности кондиционера по воздуху 30 000 м³/ч без рециркуляции):

1) максимально-часовое потребление тепла зимой — около 3,0 ГДж/ч (0,72 Гкал/ч);

2) максимальное производство холода летом — около 0,17 ГДж/ч (0,04 Гкал/ч);

3) потребная электрическая мощность — около 28 кВт;

4) расход воды питьевого качества для увлажнения и охлаждения кондиционируемого воздуха — до 1,5 м³/ч;

5) расход технической воды для охлаждения компрессора — около 0,7 м³/ч.

При работе кондиционера указанной мощности с применением рециркуляции воздуха из помещений потребление тепла может снизиться до 25%, а потребление холода — до 50% потребления, необходимого при работе кондиционера без применения рециркуляции.

1-5. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Горячая вода используется в различных целях:

1) для санитарно-бытовых нужд: в душевых, ваннах, для приготовления пищи, мытья посуды, белья, помещений и т. д.;

2) для технологических нужд: на бумажных фабриках для размачивания древесины и приготовления бумажной массы; в текстильной промышленности для промывки и окраски волокна, нитей и тканей; в пищевой, химической и машиностроительной промышленности, на автобазах, в гаражах, механических прачечных, банях и т. д. для различных процессов мытья и отмывания.

В горячем водоснабжении потребителями применяется вода различного качества:

1) вода питьевого качества необходима для удовлетворения санитарно-бытовых нужд и для нужд пищевой промышленности. Вода этого качества пригодна и для технологических процессов, однако следует учесть ее дефицитность и сравнительно высокую стоимость;

2) подпочвенная вода верхних горизонтов и вода открытых водоемов — рек, озер, морей используется в различных технологических процессах, не имеющих отношения к пищевой промышленности и не предъявляющих особых требований к качеству воды. Эти воды менее дефицитны и сравнительно дешевы;

3) в бальнеологических учреждениях используются различные минерализованные воды в лечебных целях;

4) в различных технологических процессах, предъявляющих к воде определенные требования, используется специально подготовленная вода. Так, вода, применяемая в текстильной промышленности для процессов отбеливания, крашения и отмывки, предварительно подвергается осветлению, обезжелезиванию и умягчению; вода, служащая для стирки белья в механических прачечных, подвергается умягчению. Аналогичные требования к качеству воды предъявляются технологией многих отраслей промышленности.

Температура горячей воды, подаваемой потребителям, должна соответствовать их требованиям и может быть весьма различной.

Действующими санитарными нормами и СНиП II-34-76 «Горячее водоснабжение» температура воды, идущей на санитарно-бытовые нужды, устанавливается в пределах 50—75°С. Вода при этой температуре легко

смывает жиры, обладает в некоторой степени дезинфицирующей способностью и не создает опасности ожога людей.

Необходимая для пользования ваннами и душевыми вода с температурой 30—40°С приготовляется потребителем на месте смешиванием в смесительных кранах горячей (50—75°С) воды с холодной (5—20°С) в нужной пропорции.

В технологических процессах горячая вода применяется при различных температурах. Так, деревообрабатывающей промышленности для размачивания древесины требуется вода с температурой 35—40°С; вода с температурой 50°С нужна для оборотного водоснабжения в производстве конденсаторной бумаги, с температурой 60°С — для промывки целлюлозы, с температурой 220—240°С — при производстве древесно-волокнистых плит.

В текстильной и пищевой промышленности в основном применяется вода с температурой 60—65°С. Для ведения гальванических процессов нужна вода с температурой 80—90°С, а для промывки металла перед его окраской — 70—90°С.

Из этих примеров видно, что потребность в горячей воде для всех санитарно-бытовых нужд и для некоторых производственных нужд промышленности можно обеспечить единой системой горячего водоснабжения, в которой вода питьевого качества будет нагрета до 50—65°С в источнике тепла. Однако существуют отрасли промышленности с технологией, требующей применения горячей технической воды разного качества и температуры, а также воды питьевого качества с повышенной температурой. На таких предприятиях приходится создавать несколько систем горячего водоснабжения с водой различного качества и температуры и с использованием различных теплоносителей.

Системы горячего водоснабжения подразделяются следующим образом:

1. По степени централизации приготовления горячей воды:

а) местные установки; горячая вода приготовляется в местах ее потребления у ванн, душей, водоразборных кранов или поквартирно, в различных генераторах горячей воды — твердотопливных нагревательных колонках, газовых или электрических водонагревателях и т. п.;

б) централизованные системы (рис. 1-15). Горячая вода приготовляется централизованно в тепловом пункте (для одного или группы зданий) или в районном источнике тепла для всего района в целом.

2. По циклу приготовления горячей воды:

а) одноконтурный (прямой) цикл: источник тепла — требуемая горячая вода (рис. 1-16,*а*);

б) двухконтурный цикл: источник тепла — горячая вода высокой температуры — горячая вода требуемой температуры. Возможно также: источник тепла — пар — горячая вода (рис. 1-16,*б*).

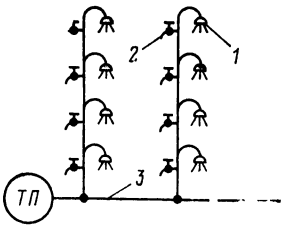


Рис. 1-15. Централизованная система горячего водоснабжения здания без рециркуляционного трубопровода.

1 — душевые сетки; *2* — водоразборные краны; *3* — трубопровод горячей воды; *ТП* — тепловой пункт.

В двухконтурном цикле источник тепла готовит теплоноситель первого контура — горячую воду с высокой температурой или пар. Теплоноситель первого контура не используется непосредственно у потребителей, а только подогревает холодную воду второго контура до требуемой потребителем температуры.

Приготовление горячей воды по одноконтурному прямому циклу значительно проще ее приготовления по двухконтурному циклу.

В практике централизованного теплоснабжения приготовление горячей воды по одноконтурному прямому циклу получило название открытой схемы, а приготовле-

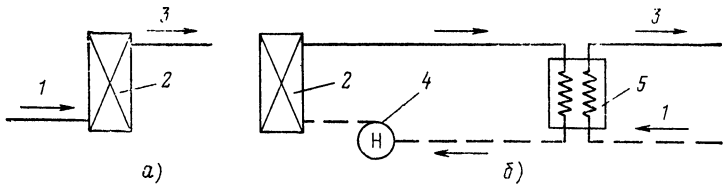


Рис. 1-16. Одноконтурный (*а*) и двухконтурный (*б*) циклы приготовления горячей воды.

1 — холодная вода; *2* — источник тепла; *3* — горячая вода к потребителю; *4* — насос на обратном трубопроводе или конденсатопроводе; *5* — водо-водяной или пароводяной подогреватель.

ние горячей воды по двухконтурному циклу — закрытой схемы теплоснабжения.

3. По применению рециркуляции:

а) система горячего водоснабжения без рециркуляционного трубопровода (рис. 1-15). В такой системе горячая вода, если она не расходуется, со временем остывает. Практически эта система применяется только для коротких (до 20 м) сетей с трубопроводами горячей воды небольшого диаметра или в таких случаях, когда некоторое охлаждение воды не имеет существенного значения и вода расчетной температуры получается небольшим сливом остывшей воды;

б) система горячего водоснабжения с рециркуляционным трубопроводом (рис. 1-17). По рециркуляционному трубопроводу не использованная, остывшая до 35—40°С вода повторно отводится в водонагреватель, расположенный в тепловом пункте или в котельной, где она снова подогревается до нужной температуры.

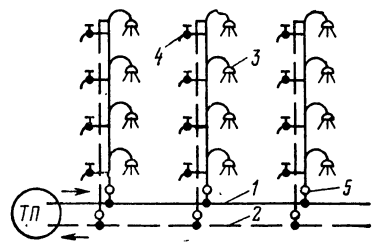


Рис. 1-17. Централизованная система горячего водоснабжения с рециркуляционным трубопроводом.

1 — трубопровод горячей воды; *2* — рециркуляционный трубопровод; *3* — душевые сетки; *4* — водоразборные краны; *5* — вентили; *ТП* — тепловой пункт.

Рециркуляция горячей воды может осуществляться под воздействием гравитационных сил, создаваемых разностью плотностей воды при разных температурах, путем эжекции или под напором насоса. Такая рециркуляция воды может протекать удовлетворительно, если высота местной системы горячего водоснабжения составляет не менее двух третей длины этой системы. В системах горячего водоснабжения воды значительной протяженности рециркуляция воды обеспечивается применением специальных насосов.

За последние годы наблюдается быстрый рост потребления горячей воды в стране как результат развития санитарной культуры населения. Современные дома сооружаются, как правило, с благоустроенными ванными комнатами, душами, кранами горячей воды в кухнях. На промышленных предприятиях редкий цех не

оборудован собственными душевыми и кранами горячей воды. Горячая вода широко применяется также для ускорения и улучшения протекания технологических и моечных процессов. В будущем можно предвидеть дальнейший рост объема и значения горячего водоснабжения в народном хозяйстве страны.

1-6. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ

Тепло необходимо для ведения технологических процессов в очень многих отраслях материального производства. Способы производства и использования тепла в технологических процессах весьма различны, как различны применяемые теплоносители и, в особенности, их параметры.

В зависимости от вида проводимой операции и способа использования тепла технологические процессы можно разделить на следующие группы:

1. Выпаривание — применяется при фракционировании нефти, в производстве сахара, спиртов, солей и многих химических и фармацевтических препаратов. Температура процесса выпаривания различных веществ зависит от их природы и колеблется в широком диапазоне (от 50 до 200°С). В качестве теплоносителя при выпаривании обычно используется водяной пар, иногда открытое пламя или горячая вода высоких параметров.

Разновидностью выпаривания является процесс сухой перегонки. Он применяется в производстве кокса, смолы, древесного угля, различных красящих веществ и химических продуктов.

2. Сушка — применяется при производстве целлюлозы и бумаги, обработке тканей, пищевых продуктов и древесных материалов, в крашении и во многих других технологических процессах. Сушка обычно производится при температуре 30—150°С. В качестве теплоносителя для сушки применяется водяной пар, горячая вода необходимых параметров и дымовые газы.

3. Нагрев — применяется в процессах стерилизации и пастеризации при производстве консервов в пищевой промышленности, в медицине, для подготовки инертных материалов в производстве сборных железобетонных деталей, в приготовлении пищи и т. п. Процессы нагревания ведутся при температурах 20—120°С и выше. Для

нагрева главным образом используется водяной пар, реже горячая вода.

4. Отмывка — в зависимости от моющих средств и природы отмываемого материала отмывка производится горячей водой с температурой от 30 до 90°С. Отмывка имеет целью удаление жиров и различных загрязнений с поверхности отмываемых материалов и изделий. Процессы отмывки необходимы в текстильной, пищевой, бумажной, химической, металлообрабатывающей промышленности, прачечных, мойках автомашин, вагонов и т. п.

1-7. ТЕПЛО ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

Технологическим процессам производства в ряде случаев сопутствуют тепловые отходы в виде тепла нагретого производственного продукта, отходящих газов, пара и горячей воды, которые могут быть использованы для целей энергоснабжения и обычно называются *вторичными энергетическими (тепловыми) ресурсами.*

Тепловые отходы иногда могут быть весьма значительными. Так, например, отходящие дымовые газы промышленных печей содержат до 40% подведенного к печи количества топлива. Тепло, теряемое со сбросной горячей водой, получаемой при охлаждении стали в сталеплавильных процессах, составляет до 25% тепла расходуемого топлива.

Вторичные энергоресурсы подразделяются на следующие группы:

1. Тепло горячих газов, отходящих от промышленных печей, двигателей внутреннего сгорания и др. Они отличаются весьма высокими температурой и энтальпией. Так, температура отходящих дымовых газов от стекловарных печей достигает 400—1000°С, выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания — 350—600°С.

Тепло горячих газов в большинстве случаев целесообразно использовать в специально устанавливаемых котлах-утилизаторах, вырабатывающих производственный пар, подогревателях горячей воды для теплоснабжения, а также в калориферах, нагревающих воздух для нужд вентиляции и кондиционирования воздуха помещений.

Пар из котлов-утилизаторов в зависимости от его количества и параметров может быть использован для

нужд технологических процессов производства, а в отдельных случаях — даже в паровых турбогенераторах конденсационного или теплофикационного типа для выработки электрической энергии и тепла низкого потенциала.

Поскольку количество и параметры вторичных энергоресурсов зависят от особенностей режима технологического процесса, в котором они образуются, использование их для целей энергоснабжения обычно требует либо резервирования, либо совместной работы с другими источниками тепла, использующими те или иные первичные энергоресурсы.

2. Тепло продуктов технологического процесса производства: кокса, слитков металлов, горячих шлаков, стекла, обожженных кирпичей и т. п. Температура слитков стали составляет 500—1200°С, шлаков плавильных печей — до 1500°С, стекла — 800—900°С, кирпичей — 600—1200°С.

3. Тепло пара, горячей воды и горячего воздуха низкого потенциала. К этой группе относится вторичный пар, оставшийся после выполнения технологического процесса или образовавшийся от возвращаемого с производства перегретого конденсата; горячая вода и горячий воздух, получаемые в различных процессах охлаждения продуктов и механизмов, а также от производственных тепловыделений и конденсата.

Температура тепловых отходов этой группы относительно низка: вторичного пара из конденсата 102—130°С, конденсата 60—130°С.

Следует иметь в виду, что понятие «вторичные энергоресурсы» (тепловые отходы) имеет в известной мере условный характер. Так, например, усовершенствование тепловой схемы промышленного предприятия позволяет находить полезное применение части тепловых отходов в пределах данного технологического процесса. Использованное в этом случае тепло перестает быть отходом.

Наличие вторичных энергоресурсов, не используемых предприятием, ведет к потерям тепла — выбросу его в атмосферу, водоемы, что снижает экономические показатели работы предприятия, создает непроизводительный расход топлива и загрязняет окружающую среду. Отвод отходов тепла в окружающую среду часто приводит к вредным явлениям. Так, например, сброс теплой воды в озера и реки ведет к бурному зарастанию водое-

мов водорослями и гибели ряда ценных пород рыб; пар вторичного вскипания, образующийся в конденсатопроводах за конденсатоотводчиками, вызывает явление кавитации в насосах перекачки конденсата и сокращает продолжительность их службы; горячая вода, попавшая на поверхность земли, губит растения и т. д.

Одной из важнейших задач, решаемых в области теплоснабжения, является максимальное сокращение появления и потерь вторичных энергоресурсов (тепловых отходов), обеспечивающее прямую экономию топлива. Наиболее целесообразно использовать вторичные энергоресурсы для технологических целей, т. е. для улучшения теплового баланса той установки, которая является источником тепловых отходов.

Так, следует отметить, что на каждом производстве, потребляющем пар, образуется конденсат, содержащий вторичные энергоресурсы в виде вторичного пара, вскипающего из перегретого конденсата, а также в виде тепла горячего конденсата. В § 4-3 приведены две схемы использования тепла отводимого конденсата с примерами их расчета. На рис. 4-11 показана схема получения горячей воды, используемой в дальнейшем для нужд горячего водоснабжения предприятия, а на рис. 4-12 — схема вторичного использования пара, вскипевшего из перегретого конденсата в технологических процессах производства.

Необходимо отметить, что использование тепла вторичных энергоресурсов относится к наименее разработанным проблемам теплотехники. Изыскание эффективных способов их решения является одной из важнейших задач теплоэнергетики [5].

Глава вторая

РАСЧЕТ РАСХОДА ТЕПЛА

2-1. РЕЖИМЫ РАСХОДОВАНИЯ ТЕПЛА

Режимы расходования тепла на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение и технологические нужды весьма различны. В практике централизованного теплоснабжения разнообразие режимов теплопотребления является причиной значи-

тельных трудностей. Рабочий режим источника тепла должен быть таким, чтобы при любом режиме расходования тепла потребителем была возможность наиболее полно и качественно обеспечить теплом всех потребителей района. Это важная и необходимая, хотя и не всегда легко выполнимая задача. Для правильного выбора и расчета источника тепла и определения рабочего режима всей системы централизованного теплоснабжения необходимо определить и оценить конкретные условия теплопотребления данной системой во всех его аспектах.

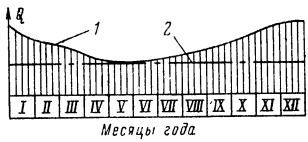


Рис. 2-1. Круглогодовое потребление тепла.

1 — неравномерное; *2* — равномерное потребление тепла в течение года.

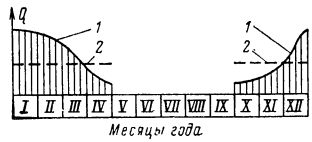


Рис. 2-2. Сезонное потребление тепла на нужды отопления и вентиляции.

1 — максимально-часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за отопительный период.

Существуют потребители, расходующие тепло круглый год. Обычно тепло расходуется неравномерно, причем характер неравномерности зависит от особенностей рассматриваемого года, месяца, недели, суток, рабочей смены, температуры наружного воздуха и многого другого. К круглогодовым потребителям тепла относятся технологические процессы и горячее водоснабжение (рис. 2-1).

Некоторые потребители расходуют тепло только в определенный сезон, например в отопительный период в системе отопительного теплоснабжения. Сезонность теплопотребления наблюдается также в промышленности при производстве сахара, переработке осенью и зимой сахарной свеклы, консервировании летом и осенью овощей и фруктов, переработке и консервировании рыбы в районах сезонного лова и т. д. На рис. 2-2 изображено потребление тепла на отопление по месяцам года. Расход тепла в системах отопления вентиляции и кон-

диционирования воздуха зависит от температуры наружного воздуха, которая в одинаковые месяцы разных лет может быть весьма различной.

Наблюдаются разные режимы расходования тепла в течение недели. Некоторые потребители расходуют тепло в течение всех дней недели (например, системы отопления и горячего водоснабжения жилых домов). Расход тепла в течение недели может быть равномерным или неравномерным. Равномерный расход тепла предприятием на технологические процессы имеет место только в том случае, если производство работает непрерывно и равномерно все семь дней недели при относи-

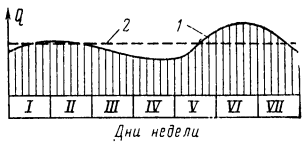


Рис. 2-3. Непрерывное недельное потребление тепла.
1 — максимально-часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за неделю.

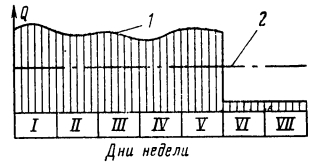


Рис. 2-4. Потребление тепла неполную неделю.
1 — часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за неделю.

тельно постоянной температуре наружного воздуха (рис. 2-3). Расход тепла в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, как правило, неравномерен и зависит от наружной температуры. Неравномерность расхода тепла на горячее водоснабжение вызывается разнообразием потребностей и привычек потребителей горячей воды. Неравномерность расхода тепла на технологию связана со многими причинами — цикличностью производства, неритмичностью работы, количеством рабочих смен в сутки, разной нагрузкой смен и т. д.

Есть потребители, расходующие тепло только в рабочие дни недели (рис. 2-4). Такой режим потребления тепла характерен для технологических процессов, вентиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения промышленных предприятий, работающих пять дней в неделю. В течение двух нерабочих дней расход тепла предприятием невелик и рассчитан только на поддержание соответствующих систем потребителей тепла

в рабочем состоянии. На практике в таких случаях в зимние нерабочие дни устраивают небольшой сброс технологического пара в отопительные системы, чтобы предохранить производственные паро- и конденсатоотводы от охлаждения и замерзания. В нерабочие дни предохраняют от замерзания и разрыва калориферы в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, слегка обогревая их подводом тепла по обводному трубопрово-

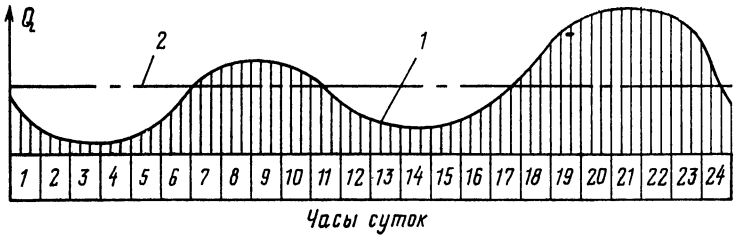


Рис. 2-5. Суточный расход тепла на нужды горячего водоснабжения жилого дома.
1 — часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за сутки.

ду небольшого диаметра (байпасу). Такой метод связан с бесполезным расходом теплоносителя и потерям тепла и обусловлен отсутствием специальной автоматической системы защиты калориферов от замерзания.

Встречаются потребители с относительно равномерным расходом тепла в течение суток. К ним относятся обычно промышленные производства, технология которых мало зависит от наружной температуры (бумажные фабрики, сахарные заводы, заводы по переработке нефти и древесины, производство синтетического каучука и т. п.).

Имеется значительное число потребителей с неравномерным расходом тепла в течение суток. К ним относится горячее водоснабжение жилых домов и промышленных предприятий. Неравномерность потребления горячей воды в жилых домах вызывается режимом работы и отдыха населения в течение суток. Изменения условий труда — удлинение или сокращение продолжительности рабочего дня, перенос на другое время начала или окончания работы, переход работающих во вторую или третью смену влекут за собой изменения суточного режима расхода горячей воды населением (рис. 2-5).

На предприятиях расход горячей воды на санитарно-бытовые нужды зависит от распорядка рабочего дня трудящихся (рис. 2-6). Обычно в конце каждой смены происходит уборка цехов и работающие пользуются душевыми. На некоторых производствах, требующих особо строгого соблюдения чистоты и санитарных правил, работающие пользуются душевыми до начала рабочей смены. Пропускная способность душевых установок на

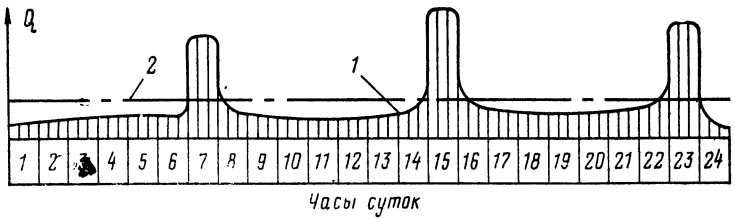


Рис. 2-6. Суточный расход тепла на санитарно-бытовые нужды горячего водоснабжения промышленного предприятия, работающего в три смены.

1 — максимально-часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за сутки.

производстве рассчитывается на 45 мин. Расход горячей воды каждой сменой изменяется в зависимости от численности работающих в смене.

Расход горячей воды на технологические нужды в течение суток изменяется в зависимости от количества рабочих смен и режима ведения технологического процесса производства (рис. 2-7).



Рис. 2-7. Суточный расход тепла на технологические нужды промышленного предприятия, работающего в две смены.

1 — часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за сутки.

В течение суток меняется расход тепла на вентиляцию кинотеатров, выставочных и спортивных залов, столовых и других помещений, используемых только несколько часов в сутки. Неравномерным будет также расход тепла на вентиляцию промышленных предприятий, работающих в одну или две смены (рис. 2-8). В перерывы между рабочими сменами зимой обязательно расходуется небольшое количество тепла для предупреждения замораживания остановленной вентиляционной системы (при отсутствии соответствующей автоматики защиты). Бывают также случаи уменьшения расхода

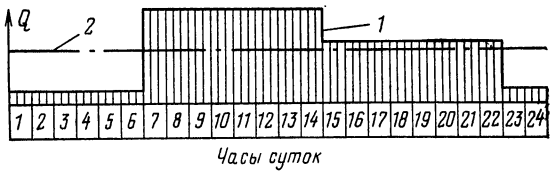


Рис. 2-8. Суточный расход тепла на вентиляцию промышленного предприятия, работающего в две смены.

1 — максимально-часовой расход тепла; *2* — среднечасовой расход тепла за сутки.

тепла во второй смене, если часть цехов работает только в первой смене при двухсменной работе предприятия в целом.

Расход тепла на кондиционирование воздуха в течение суток бывает неравномерным, если система работает только несколько часов в сутки. Таков режим работы залов заседаний, театров, заводов и фабрик, работающих в одну смену. В таких случаях кондиционеры просто отключаются. Нередко на предприятиях, работающих в две смены по технологии, обязательно требующей высокой стабильности заданных параметров воздуха, кондиционеры работают непрерывно круглые сутки. Так поступают в связи с тем, что доведение работы системы кондиционирования до устойчивого поддержания определенных параметров воздуха внутри помещений требует довольно много времени.

Наибольшие тепловые нагрузки отдельных потребителей тепла могут совпадать по времени или смещаться относительно друг друга. Совпадение тепловых нагрузок отдельных потребителей может быть сглажено органи-

зационными мероприятиями (время начала и конца работы отдельных смен, обеденные перерывы и т. п.). Сглаживание пиков нагрузок осуществляется наиболее эффективно применением устройств аккумулирования тепла. Круглосуточная организация труда (рис. 2-9) кроме равномерного расходования тепла положительно влияет также на работу других важных энергетических и хозяйственных служб, уменьшая максимально-часовой расход электроэнергии, воды, сжатого воздуха, снижая нагрузку и простои основного и вспомогательного оборудования предприятия.

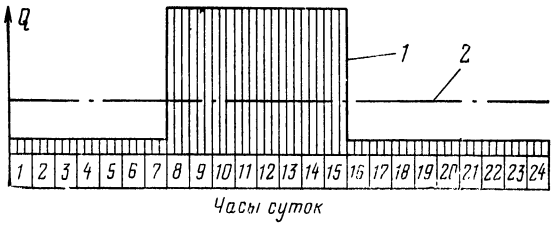


Рис. 2-9. Усредненный суточный расход тепла на нужды технологии и вентиляции промышленного предприятия, работающего в одну или три смены, при том же плане выпуска продукции в сутки.

1 — график потребления тепла при работе в одну смену; *2* — то же при работе в три смены.

Возможность уменьшения максимально-часового расхода тепла применением *метода аккумулирования* тепла может быть проиллюстрирована примером аккумулирования тепла, осуществленном на отделочной фабрике текстильного комбината, работающей в две смены. Расход тепла горячей воды фабрикой на технологические нужды составляет 53,6 ГДж/ч (12,8 Гкал/ч). На территории фабрики установлены четыре надземных металлических бака-аккумулятора вместимостью по 700 м³ каждый для хранения горячей воды технологического назначения при температуре 65°С. Сбор горячей воды происходит в ночное время, когда на комбинате выключается система вентиляции, а на расположенном поблизости от комбината жилом массиве уменьшается потребление тепла на нужды горячего водоснабжения. Таким образом, за счет установки баков-аккумуляторов достигается экономия мощности источника тепла (Рижской ТЭЦ-1) и соответствующих тепловых сетей на 53,6 ГДж/ч, или на 3,2%. Одновременно с этим достигается некоторое выравнивание часового расхода и аккумулирование питьевой воды в течение суток в системе Рижского городского водопровода.

Существуют потребители с расходом тепла, изменяющимся в зависимости от температуры наружного воздуха. К ним в первую очередь относятся отопление,

вентиляция и кондиционирование воздуха. Эти системы работают по принципу: чем холоднее погода, тем больше расход тепла, при условии, что вентиляция и кондиционирование воздуха работают без рециркуляции воздуха помещений или с неизменяющейся рециркуляцией, независимо от температуры наружного воздуха (рис. 2-10). Изображенный график расхода тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха составлен только в зависимости от температуры наружного воздуха. Графиком расхода тепла не учитывается влияние ветра и солнца на теплопотери зданий и влияние изменений абсолютной влажности воздуха на вентиляцию и кондиционирование воздуха. Влияние этих неучтенных факторов не превышает 10—20% общего расхода тепла при максимальных тепловых нагрузках, и оно возрастает при более высоких температурах наружного воздуха.

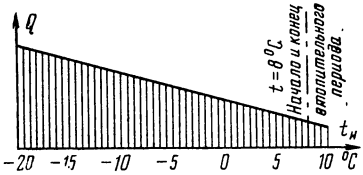


Рис. 2-10. График расхода тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха в зависимости от температуры наружного воздуха.

В зависимости от изменения температуры наружного воздуха изменяется также расход тепла на некоторые технологические процессы. Зимой требуется несколько больше тепла в деревообрабатывающей промышленности для размачивания смерзшейся древесины, в производстве извести, цемента, кирпича, железобетона — на подогрев инертных материалов и т. п.

В практике теплоснабжения встречаются еще другие разновидности и особенности режимов потребления тепла, но уже описанные выше убедительно доказывают, что при организации систем централизованного теплоснабжения необходимо самым серьезным образом изучать и считаться с особенностями разнообразных режимов.

2-2. ГРАФИКИ ТЕМПЕРАТУР

Разные режимы потребления тепла в централизованном теплоснабжении требуют от районного источника тепла оптимального регулирования отпуска тепла потребителям. Одним из основных способов регулирования

отпуска тепла является выработка в районном источнике тепла с оптимальными, экономически более выгодными параметрами. Для определения оптимальных параметров теплоносителей при централизации теплоснабжения строятся соответствующие графики температур.

Следует отметить, что оптимальные графики температур для нужд отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха при теплоносителе — горячей воде и качественном регулировании отпуска тепла мало отличаются между собой, в то время как оптимальные графики для нужд горячего водоснабжения и технологии имеют существенные отличия. Существенно отличаются также графики температур при качественном, количественном и качественно-количественном регулировании отпуска тепла [15, 21].

Поскольку графики температур являются одним из основных элементов, влияющих на обеспечение качества теплоснабжения потребителей тепла, особо важным становится выбор *оптимального обобщенного графика температур,* применяемого в системе централизованного теплоснабжения.

Расход тепла при отоплении, вентиляции и кондиционировании воздуха изменяется главным образом в зависимости от температуры наружного воздуха с соответствующими поправками на влияние ветра, солнца и изменения абсолютной влажности воздуха. На расход тепла в двух других видах теплопотребления — горячем водоснабжении и на технологические нужды изменения температуры наружного воздуха оказывают меньшее влияние.

Расход тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха на промышленных предприятиях в значительном числе случаев составляет в среднем 60—70% их суммарного расхода тепла. Расход тепла на отопление и вентиляцию жилых, административных и общественных зданий составляет 50—90% суммарных максимально-часовых расходов тепла. Таким образом, основным является расход тепла на три перечисленных вида теплового потребления. В связи с этим особое значение приобретает создание такого режима теплоснабжения, который обеспечил бы наилучшие условия для качественной работы систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

В практике централизованного теплоснабжения отпуск тепла чаще всего регулируют изменением температуры воды в зависимости от температуры наружного воздуха при относительно неизменном количестве воды, циркулирующей в тепловой сети (качественное регулирование), ориентируясь на режим отопления по типовым графикам температур, разработанным проектным институтом Теплоэлектропроект.

Отдача тепла в любом месте системы теплоснабжения с горячей водой в качестве теплоносителя выражается следующей формулой:

$$Q=G\Delta tc=G\Delta i,$$

где Q — отданное или полученное количество тепла, кДж за единицу времени (час, год); G — расход теплоносителя, протекающего через нагревательные приборы, подогреватели, трубопроводы или котлы, кг, за ту же единицу времени; Δt — разность температур теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах системы теплоснабжения, °С; c — удельная теплоемкость, кДж/(кг××°С); Δi — разность энтальпий теплоносителя, кДж/кг.

При обычно применяемых в тепловых сетях температуре и давлении воды значение ее удельной теплоемкости близко к 4,19 кДж/(кг·°С). Поэтому в практике выполняемых расчетов небольшие колебания значения c не влияют на их результат. В этих условиях в системе водяных тепловых сетей при постоянном расходе теплоносителя G количество отданного тепла Q будет пропорционально разности температур воды в подающем и обратном трубопроводах Δt или разности соответствующих энтальпий Δi. Конструируя график температур в подающем и обратном трубопроводах в зависимости от температур наружного воздуха для конкретного теплоносителя и конкретных климатических условий, возможно установить качественный, легко регулируемый режим работы системы теплоснабжения (рис. 2-11). Изображенный теоретический график температур тепловых сетей с расчетной температурой отопления — 20°С и расчетной температурой вентиляции — 9°С соответствует климатическим условиям Риги. Принятые параметры теплоносителя водяных тепловых сетей 150—70°С в настоящее время являются наиболее распространенными в Советском Союзе для систем централизованного теплоснабжения.

Графики температур строятся следующим образом.

1. На ось абсцисс системы координат наносится температура наружного воздуха. Начальной точкой является расчетная температура отопления для зданий с мас-

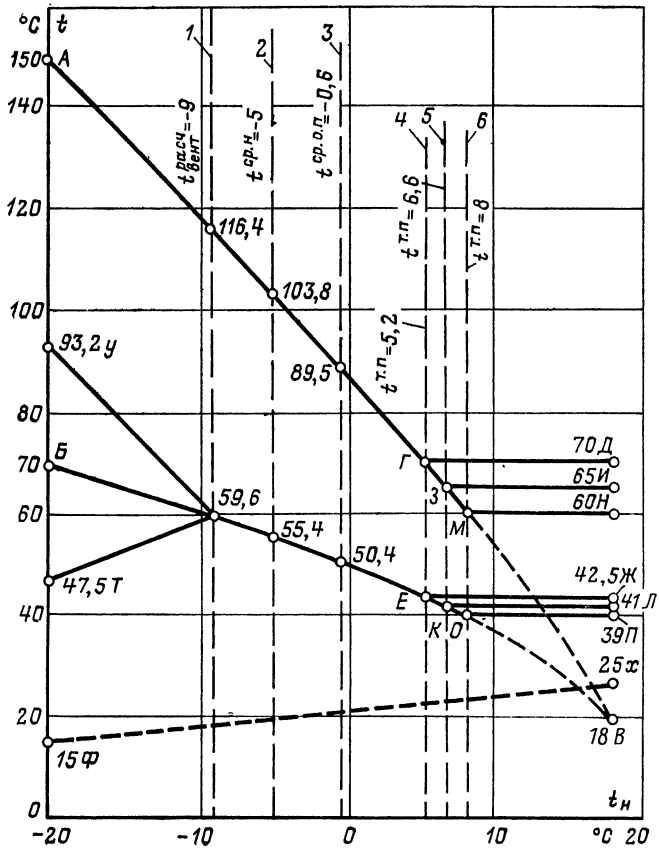


Рис. 2-11. Теоретический график температур воды в водяных тепловых сетях, построенный по режиму отопления.

1 — линия, проведенная по расчетной температуре вентиляции при рециркуляции внутреннего воздуха помещений $t^{расч}_{вент} = -9°C$; *2* — линия, проведенная по средней температуре наиболее холодного месяца (—5°С); *3* — линия по средней температуре отопительного периода, $t_{с.о.п} = -0,6°C$; *4* — линия, проведенная по точке перелома графика температур при расположении перелома на уровне 70°С; $t_{т.п} = 5,2°C$; *5* — то же при расположении перелома на уровне 65°С, $t_{т.п} = 6,6°C$; *6* — линия, проведенная по точкам начала и окончания отопительного периода, которые в настоящем случае совпадают с точками перелома графика температур при расположении перелома на уровне 60°С, $t_{т.п} = 8°C$.

сивными ограждающими конструкциями, которая соответствует средней температуре наружного воздуха наиболее холодных пятидневок данной местности[1].

На ось ординат наносится температура теплоносителя — горячей воды. Начальной точкой является 0°С.

2. На ось ординат наносятся точки *А* и *Б*, соответствующие расчетной температуре теплоносителя — горячей воды в подающем и обратном трубопроводах (150 и 70°С) при расчетной температуре отопления, т. е. при температуре наружного воздуха —20°С.

3. Находят на графике точку *В*, соответствующую температуре наружного воздуха, расчетной температуре воздуха отапливаемого помещения и одновременно равной теоретической температуре теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах.

Расчетная температура воздуха жилых зданий (основного вида отапливаемой застройки) согласно действующим санитарным нормам равняется 18°С. Таким образом, при наружной температуре воздуха +18°С теплопотери жилого здания Q будут равняться нулю и разница температур теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах Δt также должна равняться нулю.

Поскольку графики температур составляются для определения наилучшего режима работы системы централизованного теплоснабжения основного вида застройки городов и поселков — жилых зданий, то точка *В* располагается на отметках 18°С относительно обеих координатных осей.

Затем проводятся расчеты для построения линий *АВ*, представляющей собой график температур для подающего и *БВ* — для обратного трубопроводов водяных тепловых сетей при условии, что система теплоснабжения обеспечивает теплом только отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха без рециркуляции воздуха помещений, и что всех потребителей тепла удовлетворяет одинаковая (равная 18°С) температура внутри помещений.

---

[1] Средняя температура воздуха наиболее холодных пятидневок определяется как средняя температура наружного воздуха наиболее холодных пятидневок из восьми зим за 50-летний период.

Линии температур теплоносителя в подающем *АВ* и обратном *БВ* трубопроводах строятся по формулам (по данным ТЭП):

$$t'_{\text{под}} = t_{\text{в}} + \frac{(t_1 - t_{\text{о}}) + 2(t_{\text{о}} - t_{\text{в}})}{2}\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right]^{0,76} + \\ + \frac{2\Delta t - (t_1 - t_{\text{о}})}{2}\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right];$$

$$t'_{\text{о}} = t_{\text{в}} + \frac{(t_1 - t_{\text{о}}) + 2(t_{\text{о}} - t_{\text{в}})}{2}\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right]^{0,76} - \\ - \frac{(t_1 - t_{\text{о}})}{2}\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right] = t'_{\text{под}} - \Delta t\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right];$$

здесь $t_{\text{в}}$ — температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С; $t'_{\text{н}}$ — произвольно выбранная температура наружного воздуха, для которой определяется температура воды в подающем трубопроводе, °С; $t_{\text{под}}$ — температура воды в подающем трубопроводе при расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{н}}$, °С; $t_{\text{о}}$ — температура воды в обратном трубопроводе при той же наружной температуре $t_{\text{н}}$, °С; $t'_{\text{под}}$ — температура в подающем трубопроводе при наружной температуре $t'_{\text{н}}$, °С; Δt — расчетный перепад температур в тепловой сети ($\Delta t = t_{\text{под}} - t_{\text{о}}$), °С; $t_1 - t_{\text{о}}$ — расчетный перепад температур в местной системе, где t_1 — расчетная температура воды, поступающей в отопительный прибор (после смешения в элеваторе), °С; $t'_{\text{о}}$ — температура воды в обратном трубопроводе при наружной температуре $t'_{\text{н}}$, °С.

При этом

$$t_1 = \frac{t_{\text{под}} + a t_{\text{о}}}{1 + a},$$

где a — коэффициент смешения, равный отношению количества обратной воды, подсасываемой элеватором, к количеству воды, поступающей из сети.

В [15] даны упрощенные формулы для расчета линий температур теплоносителя в наружных тепловых сетях при качественном регулировании и зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети.

Линии температур в подающем *АВ* и обратном *БВ* строятся по формулам

$$t'_{\text{под}} = t_{\text{в}} + \left[\frac{t_{\text{под}} + t_{\text{о}}}{2} - t_{\text{в}}\right]\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right]^{0,8} + \\ + \frac{t_{\text{под}} - t_{\text{о}}}{2}\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right];$$

$$t'_{\text{о}} = t_{\text{в}} + \left[\frac{t_{\text{под}} + t_{\text{о}}}{2} - t_{\text{в}}\right]\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right]^{0,8} - \\ - \frac{t_{\text{под}} - t_{\text{о}}}{2}\left[\frac{t_{\text{в}} - t'_{\text{н}}}{t_{\text{н}} - t_{\text{н}}}\right].$$

Поскольку в типовых графиках температур Теплоэлектропроекта замечены некоторые неточности математического характера, график температур в рис. 2-11 построен по формулам, приведенным в [15].

4. Потребителям тепла обычно требуется и горячее водоснабжение для санитарно-бытовых и технологических нужд. Параметры воды для горячего водоснабжения не зависят от температуры наружного воздуха. В этой связи в случаях, когда все тепловые нагрузки обеспечиваются из одной общей системы централизованного теплоснабжения, необходимо ввести в график температур соответствующие поправки, которые удовлетворяли бы требованиям горячего водоснабжения при некотором ущербе экономичности теплоснабжения, из-за вынужденного «перетопа» помещений (при отсутствии соответствующей автоматики).

Согласно существующим санитарным нормам и СНиП II-34-76 «Горячее водоснабжение» температура воды, получаемой потребителями из системы горячего водоснабжения санитарно-бытового назначения, должна иметь в местах водоразбора температуру не ниже 50°С при закрытой и не ниже 60°С при открытой схеме. При этом для предприятий общественного питания и других потребителей, требующих горячую воду с температурой 60—65°С для лучшего отмывания жиров и некоторой пастеризации отмываемых поверхностей, нормами предлагается на выбор:

1) устройство собственных местных систем горячего водоснабжения у каждого подобного потребителя;

2) устройство собственных систем догревания горячей воды в газовых и электрических нагревателях или в собственных котлах;

3) поддержание во всех местах водоразбора системы централизованного теплоснабжения температуры горячей воды 60—65°С. Для этого температура теплоносителя в подающем трубопроводе централизованного теплоснабжения не должна опускаться ниже 60—70°С при закрытой и ниже 60—65°С при открытой схеме теплоснабжения. При этом разность температур Δt=5°С в закрытой схеме является минимально необходимой по условиям работы скоростного водо-водяного подогревателя.

Затем откладывают точки перелома графика температур *Г*, *З*, *М* и соединяют точки *Г*, *Д*, и *Е*, *Ж* для закрытой схемы, точки *З*, *И* и *К*, *Л*; *М*, *Н* и *О*, *П* для закрытой и открытой схем. Легко заметить, что при размещении точки перелома на уровне 70°С в период с температуры наружного воздуха 5,2°С до температуры 8°С, когда заканчивается отопительный период, температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах измеряется линиями *ГД* и *ЕЖ* вместо линий *ГВ* и *ЕВ*. Это означает, что в указанный период системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха при отсутствии должной автоматики регулирования отдачи тепла будут вызывать перегрев воздуха помещений или так называемый «перетоп». При размещении точки перелома на уровне 65°С также будет аналогичный период «перетопа», но он будет намного короче — в пределах температур наружного воздуха от 6,6 до 8°С, а при размещении точки перелома на уровне 60°С период «перетопа» отсутствует.

5. Когда вентиляция и кондиционирование воздуха происходят с рециркуляцией воздуха из помещений, изменения температуры в подающем трубопроводе происходят по линиям *АРГД*, *АРЗИ* или *АРМН*, т. е. в точности так же, как эти изменения происходили при вентиляции и кондиционировании без рециркуляции воздуха. В противоположность этому изменения температуры в обратном трубопроводе находятся в зависимости от того, работают ли системы вентиляции и кондиционирования воздуха с рециркуляцией воздуха или без нее. Без рециркуляции воздуха температура воды в обратном трубопроводе изменяется по линиям *БСЕЖ*, *БСКЛ* или *БСОП*. При наличии рециркуляции, осуществляемой при понижении температуры наружного воздуха ниже расчетной для вентиляции (—9°С), изменения

температуры следуют линиям *ТСЕЖ—УСЕЖ, ТСКЛ—УСКЛ* или *ТСОП—УСОП*.

Снижение температуры в точке *Т* или повышение температуры в точке *У* по отношению к точке *Б* зависит от интенсивности рециркуляции воздуха помещений, а также от наличия средств автоматики регулирования подачи теплоносителя на калориферы систем приточной вентиляции и кондиционирования воздуха.

Когда количество тепла и теплоносителя, расходуемых для нужд вентиляции и кондиционирования воздуха, при температуре наружного воздуха ниже расчетной температуры вентиляции являются постоянными, значение Δt также остается постоянным. Тогда изменения температуры теплоносителя в обратном трубопроводе следуют линии *СУ*.

Когда на калориферах для нагрева воздуха устанавливается автоматическое устройство регулирования расхода теплоносителя, значение Δt увеличивается при постоянном расходе тепла. Температура теплоносителя в обратном трубопроводе тогда будет следовать линии *СТ*, более или менее круто к оси абсцисс в зависимости от интенсивности рециркуляции воздуха.

6. Если при закрытой схеме теплоснабжения применяется одно- или двухступенчатый водо-водяной подогреватель для нужд горячего водоснабжения, то температура теплоносителя в обратном трубопроводе будет отличаться от температуры, устанавливающейся в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Температура теплоносителя в обратном трубопроводе в данном случае зависит не только от температуры нагреваемой воды, но и от конструкции и нагрузки подогревателя и способа ее подключения.

Практически теплоноситель в подогревателе можно охладить до температуры, на 5—12°С превышающей температуру нагреваемой воды. При заборе холодной воды из открытого водоема (реки, озера) температура в обратном трубопроводе за подогревателем определяется значениями величин, не ниже показанных линией *ФХ* на графике температур. Обычно эта температура выше указанной и зависит от нагрузки подогревателя.

Построенный на рис. 2-11 график температур пригоден для любого географического пункта с расчетной температурой отопления — 20°С, вентиляции — 9°С, с теплоносителем горячей водой с параметрами 150—70°С.

Географическим точкам с другими расчетными температурами отопления и вентиляции будут соответствовать другие графики температур. Графики температур будут иными также в том случае, если теплоносителем будет горячая вода с другими параметрами.

В практической деятельности различные соображения нередко побуждают эксплуатационный персонал районных источников тепла и местных систем теплоснабжения отклоняться от теоретического графика температур на некоторых его участках. Например, пытаются не поднимать температуру в подающем трубопроводе выше 135—140°С. Это в определенной степени облегчает эксплуатацию источника тепла и тепловых сетей, создает возможность уменьшения давления в тепловых сетях и предохраняет тепловые сети от вскипания горячей воды при высоких параметрах. Однако такие действия снижают качество теплоснабжения, так как в особо холодные периоды года не обеспечивают потребителей достаточным количеством тепла.

Иногда на практике наблюдается повышение температуры теплоносителя в обратном трубопроводе по отношению к линиям *БСЕЖ*, *БСКЛ* или *БСОП* графика температур (с поправками по линии *ТС* и *УС* при осуществлении рециркуляции воздуха). Такие явления происходят в следующих случаях:

1) если местные системы теплоснабжения не отрегулированы;

2) если при одно- или двухсменной работе систем вентиляции и кондиционирования воздуха в нерабочее время на производстве отключают подачу в помещения свежего воздуха из атмосферы, но не отключают подачу теплоносителя в калориферы.

Повышение температуры теплоносителя в обратном трубопроводе ведет к уменьшению значения Δt, что для получения требуемого количества тепла приводит к излишнему увеличению расхода теплоносителя G, а следовательно, и к перерасходу электрической энергии на циркуляцию теплоносителя в системе централизованного теплоснабжения. На ТЭЦ при этом снижается выработка электрической энергии на тепловом потреблении.

За поддержание правильной температуры теплоносителя в обратном трубопроводе отвечает персонал, эксплуатирующий местные системы теплоснабжения, и

обеспечение нормативной температуры теплоносителя должно являться одним из основных показателей качества работы персонала.

Наблюдается также тенденция эксплуатационного персонала районных источников тепла к понижению температуры теплоносителя в подающем трубопроводе по отношению к линии *АРГ* графика температур на 10°С и даже больше. Такие действия облегчают условия работы котельных установок и тепловых сетей. Однако понижение температуры в подавляющем трубопроводе против графика нарушает нормальную эксплуатацию местных систем и всей системы централизованного теплоснабжения в связи со следующим:

1. Системы отопления района получают уменьшенное количество тепла, и температура помещений понижается, причем не все потребители тепла в одинаковой степени допускают понижение температуры.

2. Автоматические устройства систем вентиляции и кондиционирования воздуха не могут обеспечить заданные параметры воздуха помещений.

В результате понижения температуры теплоносителя в подающем трубопроводе ниже значения, определенного температурным графиком, температура воздуха в рабочих и жилых помещениях существенно снижается относительно нормативной температуры (16—18°С).

Таким образом, вследствие отклонения работы системы централизованного теплоснабжения от теоретического графика температур в системе не только возникают экономические потери, но и значительно ухудшается качество теплоснабжения.

Высокое качество теплоснабжения потребителей возможно достигнуть только теоретически обоснованным регулированием отпуска тепла потребителям согласно теоретическому температурному графику. Этот способ регулирования отпуска тепла также ведет и к экономии топлива при удовлетворении следующих условий:

1. Источник тепла должен отпускать теплоноситель— горячую воду в подающий трубопровод с температурой согласно теоретическому графику температур, при заданном расходе сетевой воды.

2. Дальнейшее регулирование отдачи тепла должно происходить в тепловых пунктах и в местных системах потребителей тепла персоналом или автоматически.

3. Нормативная температура теплоносителя в обратном трубопроводе должна обеспечиваться потребителями тепла путем наладки работы местных систем теплоснабжения.

В системе теплоснабжения, применяющей водяной пар в качестве теплоносителя, отдача тепла в любом элементе определяется формулой

$$Q=G\Delta i \text{ и } \Delta i=i''-i',$$

где Q — отданное количество тепла, кДж в единицу времени (обычно час, год); G — расход теплоносителя, протекающего через данный элемент системы, кг в единицу времени (час, год); i'' — энтальпия пара, поступающего в данный элемент системы, кДж/кг; i' — энтальпия образующегося в данном элементе конденсата, кДж/кг.

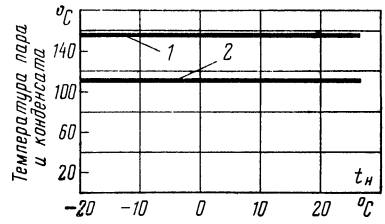


Рис. 2-12. Теоретический график температур пара и конденсата.

1 — температура насыщенного пара и неохлажденного конденсата p = =0,6 МПа; t=158,8°С; *2* — то же p= =0,15 МПа, t=113,3°С.

График температур, изображенный на рис. 2-12, относится к насыщенному пару, а также к неохлажденному конденсату.

Температура конденсата в конденсатоотводчике равняется температуре насыщенного пара при соответствующем давлении. Далее в конденсатопроводе температура конденсата изменяется одновременно с его давлением. При уменьшении давления в конденсатопроводе из конденсата выделяется вторичный пар, в связи с чем температура конденсата снижается до температуры насыщенного пара.

Из графика температур пара и формулы отдачи тепла паром $Q=G\Delta i$ следует, что каждый потребитель тепла получает пар с постоянной температурой и постоянной разностью энтальпий.

Отсюда следует, что для изменения расхода тепла Q в единицу времени при p=const необходимо изменить расход пара G, подводимого потребителю.

2-3. РАСЧЕТЫ РАСХОДА ТЕПЛА

Расчетные единицы времени. Расчет расхода тепла является основой проектирования, строительства, регу-

лирования, наладки и эксплуатации систем теплоснабжения. Для расчета элементов системы теплоснабжения необходимо знать расход тепла в различные единицы времени. Для выбора мощности источника тепла, типа котлов и их числа нужно знать максимально-часовой расход тепла в течение года, среднечасовой расход тепла наиболее холодного месяца и максимально-часовой расход тепла летом.

Для расчета мощности оборудования химической водоподготовки источника тепла с паровыми котлами надо знать расход питательной воды при максимально-часовой и суточной нагрузках котлов, для водогрейных котлов — расход подпиточной воды, тепловых сетей при номинальном и аварийном режимах. Для выбора сетевых насосов и определения необходимого диаметра трубопроводов тепловых сетей надо знать расходы теплоносителя в точке перелома графика температур, а также при максимально-часовых расходах тепла зимой и летом. Для организации топливного хозяйства требуются сведения о максимально-часовом, среднечасовом, среднесуточном отопительного периода и годовых расходах тепла. Для расчета любого элемента системы теплоснабжения требуется знание расходов тепла при различных режимах теплоснабжения в соответствующие единицы времени.

Чаще всего необходимо знать часовой и годовой расходы тепла.

Часовые расходы тепла. *Максимально-часовой расход тепла* определяют, исходя из расчетной температуры для отопления и максимальных нагрузок технологического потребления. Полученным значением расхода тепла пользуются для выбора оборудования источников тепла и для расчета тепловых сетей, тепловых пунктов, местных систем потребителей тепла и вспомогательного оборудования системы теплоснабжения. При этом расход тепла на горячее водоснабжение для санитарно-бытовых нужд согласно указаниям СНиП II-36-73 в расчетных максимально-часовых расходах тепла ТЭЦ и районных котельных учитывается по среднечасовому расходу тепла за отопительный период или по среднечасовому расходу за максимальную рабочую смену.

Максимально-часовой расход тепла является основной величиной, рассчитываемой в первую очередь, затем легко определяются и остальные расходы тепла.

Среднечасовой расход тепла наиболее холодного месяца года определяется для проверки правильности сделанного выбора мощности и количества основного оборудования источников тепла. По действующим нормам мощность котельной централизованного теплоснабжения и число установленных в ней котлов выбираются с таким расчетом, чтобы при нахождении одного из котлов в резерве или выходе одного котла из строя система теплоснабжения сохраняла способность обеспечивать:

1) технологические тепловые нагрузки промышленности — полностью;

2) нагрузки горячего водоснабжения санитарно-бытовых нужд промышленности — на уровне среднечасового расхода тепла за отопительный период или среднечасового расхода тепла за максимальную рабочую смену;

3) нагрузки отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха — на уровне среднечасового расхода тепла наиболее холодного месяца года;

4) горячее водоснабжение жилого сектора — на уровне среднечасового расхода тепла за отопительный период.

Среднечасовой расход тепла отопительного периода и года используется для определения годового расхода тепла, нужного для различных технических, экономических и статистических расчетов.

Часовой расход тепла в точке перелома графика температур нужен для расчета максимального расхода сетевой воды, циркулирующей в системе теплоснабжения. На основе этих данных определяются диаметры тепловой сети, трубопроводов в котельных, а также размеры водоподогревателей, выполняются гидравлические расчеты трубопроводов и выбираются сетевые насосы.

Расход циркулирующей в тепловых сетях воды изменяется в течение года и суток. В силу особенностей графика температур расход циркулирующей воды в сети достигает максимума в точке перелома графика температур, когда значение Δt становится наименьшим. В точке перелома расход циркулирующей воды приблизительно на 20—30% больше, чем в точке расчетной температуры отопления, и в 2—4 раза больше, чем при максимальном расходе тепла летом (в зависимости от соотношения тепловых нагрузок и схемы приготовления воды для горячего водоснабжения).

Сведения о *максимально-часовом летнем расходе воды* необходимы для выполнения гидравлического расчета тепловых сетей в летнем режиме, выбора летних сетевых насосов, а также проверки правильности выбора котлов и водоподогревателей.

Нередки случаи, когда котлы, исправно обеспечивающие заданную тепловую нагрузку в зимнем режиме, не справляются с нормальным обеспечением летнего режима теплоснабжения в связи с тем, что при определении количества и единичной мощности котлов не был учтен тот факт, что летний расход тепла может оказаться меньше минимальной нагрузки, допустимой для данного типа котлов.

Годовой расход тепла. Сведения о годовом расходе тепла используются в расчетах топливоснабжения и при организации топливного хозяйства, применяются в различных технических, экономических и статистических расчетах и исследованиях. Исходя из годового расхода тепла, рассчитывают, например, удельный расход тепла на единицу вырабатываемой продукции. Данные о годовом удельном расходе тепла служат при сравнительном изучении машин разной конструкции, применяемых в технологическом процессе производства одинаковой продукции. По годовому расходу тепла судят о коэффициенте использования установленных котлов и проверяют правильность выбора их числа и мощности.

Для определения расхода тепла в единицу времени рассчитывают сначала в отдельности расходы тепла на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение и технологию, так как каждому из рассматриваемых видов теплового потребления свойствен свой особый режим, затем суммируют эти расходы.

Для получения данных о расходах тепла определенными объектами следует в первую очередь обращаться к проектным материалам. Проектные данные следует считать наиболее достоверными, так как они должны отражать действительные условия возведения здания: материалы и толщины стен, размеры и число окон и дверей, высоту этажей, технологию строительства и т. д.

Только в случае отсутствия строительного проекта данного здания и невозможности подбора подходящего аналога допускается определение расхода тепла по эмпирическим формулам.

Расход тепла на отопление. При отсутствии проектного материала расход тепла на отопление, кДж/ч, рассчитывается по методу удельных отопительных характеристик по формуле

$$Q_o = q_o (t_в - t_н) V_н,$$

где q_o — удельный расход тепла на отопление здания, кДж/(ч·м³·°С); $t_в$ — усредненная расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_н$ — температура наружного воздуха, °С; $V_н$ — наружный строительный объем отапливаемой части здания, м³.

Сведения о размерах и объемах существующих зданий выдаются городскими инвентаризационными бюро. Пользуясь этими сведениями, определяют объем отапливаемой части здания (рис. 2-13).

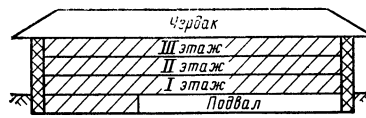


Рис. 2-13. Наружный объем отапливаемой части здания (заштрихован); чердак здания не отапливается, подвал отапливается частично.

Температуру наружного воздуха находят в «Справочнике по климату СССР» или в СНиП II-А.6-72 «Строительная климатология и геофизика». В СНиП II-А.6-72 даны подробные климатические и геофизические сведения почти 1200 географических пунктов СССР. «Справочник по климату СССР» рассматривает значительно большее количество географических пунктов страны.

В табл. 2-1 приведены в качестве примера необходимые для расчетов теплоснабжения климатологические данные по некоторым городам СССР.

Средняя температура наиболее холодных суток[1] применяется в расчетах отопления зданий, таких как теплицы, дачи, веранды и т. п., запроектированных в легких ограждающих конструкциях.

Средняя температура наиболее холодных пятидневок применяется в расчетах отопления зданий с массивными ограждающими конструкциями.

---

[1] Средняя температура воздуха наиболее холодных суток определяется как средняя температура наружного воздуха наиболее холодных суток из восьми зим за 50-летний период.

Таблица 2-1

Климатологические данные некоторых городов СССР

Наименование городов	Температура наружного воздуха, °С					Продолжительность отопительного периода n, сут
	Средняя наиболее холодного месяца	Средняя наиболее холодных пятидневок	Средняя наиболее холодных суток	Средняя наиболее холодного периода (расчетная вентиляция)	Средняя отопительного периода	
Москва	—9,4	—25	—32	—14	—3,2	205
Ленинград	—7,9	—25	—28	—11	—2,2	219
Киев	—5,9	—21	—26	—10	—1,1	187
Ташкент	—0,9	—15	—18	—6	2,4	130
Новосибирск	—19,0	—39	—42	—24	—9,1	227
Владивосток	—14,4	—25	—26	—16	—4,8	201
Якутск	—43,2	—55	—58	—45	—19,5	254
Норильск	—27,6	—46	—51	—34	—14,3	300
Ереван	—4,0	—19	—20	—4	—0,9	114
Рига	—5,0	—20	—25	—9	—0,6	205

Климатологические данные географических пунктов, не указанных в существующих специальных справочниках, должны определяться интерполированием известных данных ближайших географических пунктов.

Температура воздуха внутри помещений $t_в$ дается действующими санитарными нормами, а удельный расход тепла здания q_0 принимается обычно по эмпирическим данным, приведенным в специальной литературе [15], или определяется расчетами по эмпирической формуле ВТИ или по более точной формуле Ермолаева [5].

В табл. 2-2 даны значения $t_в$, q_0, а также $q_{вент}$ — удельного расхода тепла на вентиляцию, кДж/(ч·м³·°С), для некоторых зданий разного типа и разной строительной кубатуры при температуре наружного воздуха $t_н$ = =—30°С.

Удельные расходы тепла на отопление q_0 изменяются как функция расчетной температуры наружного воздуха. Для данного географического пункта значение q_0, кДж/(ч·м³·°С), рассчитывается по формуле

$$q_0 = q_0^{(-30)}\eta,$$

где $q_0^{(-30)}$ — удельный расход тепла здания на отопление, указанный в табл. 2-2 или принимаемый по данным спе-

Таблица 2-2

Удельные расходы тепла зданиями на отопление и вентиляцию

Наименование зданий	Температура воздуха внутри помещений $t_в$, °С	Наружный строительный объем здания $V_н$, тыс. м³	Удельные расходы тепла зданиями, кДж/(ч·м³·°С)	
			на отопление $q_o^{(-30)}$	на приточную вентиляцию $q_{вент}$
Жилые дома	18	<3	1,76	—
		5	1,59	—
		10	1,38	—
		15	1,30	—
		20	1,22	—
		30	1,13	—
		>30	1,09	—
Магазины	15	<5	1,59	—
		10	1,38	0,34
		>10	1,30	1,13
Детские сады и ясли	20	<5	1,59	0,46
		>5	1,42	0,42
Бани	25	<5	1,17	4,19
		10	1,05	3,98
Клубы, дворцы культуры	16	10	1,38	0,96
		>10	1,26	0,84

циальной литературы; η — поправочный коэффициент, учитывающий влияние расчетной температуры наружного воздуха данного географического пункта, равный:

при $t_н \geqslant -10°С$ 1,2
при $t_н = -20°С$ 1,1
при $t_н = -30°С$ 1,0
при $t_н = -40°С$ 0,9

Значение q_o зависит также от применяемых в строительстве конструкций и материалов и качества строительных работ. При изменении технологии проведения строительных работ, появлении новых строительных норм и материалов изменяется также значение q_o.

В технической литературе последних лет принято считать, что для жилых и общественных зданий строительства после 1958 г. удельные расходы тепла на отопление q_o на 20—40% выше, чем для зданий, построен-

ных до 1958 г. На увеличение расхода тепла повлиял, в частности, переход строительства на сборные конструкции и связанное с этим резкое уменьшение толщины стен и перекрытий, а также увеличение площади окон и остекленных поверхностей. В результате применения сборных конструкций значительно уменьшились стоимость и сроки строительства, однако увеличились эксплуатационные расходы — расход тепла.

Для жилых и общественных зданий значение q_0 принимается также в зависимости от количества этажей здания:

Количество этажей здания	$q_0^{(-30)}$, кДж/(ч·м³·°С)
1	2,51—2,93
2—3	1,68—2,09
4—5	1,46—1,68
6 и выше	1,26—1,46

Характерным для величин q_0 и $q_{вент}$ является тот факт, что в любом случае удельный расход тепла на отопление и вентиляцию больших зданий значительно меньше, чем для небольших построек. Таким образом, с точки зрения экономичности теплоснабжения строительство больших и многоэтажных зданий имеет явные преимущества по сравнению с сооружением небольших и одноэтажных зданий.

Принятая в настоящее время нормами температура воздуха внутри помещений со временем может измениться в соответствии с запросами населения, санитарными нормами и требованиями технологических производственных процессов. Замечено, что в жилых помещениях, снабженных средствами покомнатного регулирования внутренней температуры, в большинстве случаев жильцы отступают от нормативной температуры 18°С и устанавливают ее между 19 и 21°С. В сущности температура воздуха внутри жилых и прочих помещений определяется ощущением комфорта пребывающих в них людей, затем она в виде усредненного значения отражается в устанавливаемых санитарных нормах.

Однако нередко поддерживаемая в производственных помещениях температура устанавливается не на уровне комфортных условий труда, а диктуется технологической необходимостью. Так, например, в прядильных цехах натурального и искусственного волокна, ткацких цехах, цехах обработки волокна и отделки продукции, опти-

мальная температура, при которой волокно не теряет вязкости, не образует узелков и не рвется, составляет от 22 до 27°С в зависимости от типа волокна, рабочей скорости машин и технологического процесса производства.

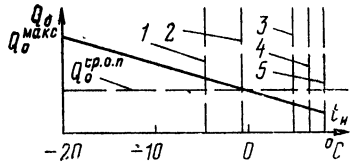


Рис. 2-14. Расход тепла на отопление при разных температурах наружного воздуха.

1 — среднечасовой за наиболее холодный месяц (при —5°С); *2* — среднечасовой за отопительный период (при —0,6°С); *3* — часовой в точке перелома графика температур при расположении точки на уровне 70°С (при 5,2°С); *4* — то же при расположении точки перелома на уровне 65°С (при 6,6°С); *5* — часовой в точке начала отопительного периода и в точке перелома при расположении ее на уровне 60°С (при 8°С).

Пример расчета расхода тепла на отопление механического цеха, расположенного в г. Риге. Наружный объем отапливаемой части цеха $V_н$=30 000 м³. Рассчитать следующие значения расходов тепла на отопление: максимально-часового, среднечасового наиболее холодного месяца, среднечасового за отопительный период, годового расхода (рис. 2-14).

1. Максимально-часовой расход тепла

$$Q_o^{макс} = Q_o^{(-20)} = q_o^{(-30)} \eta (t_в - t_н^{(-20)}) V_н = 1{,}80 \cdot 1{,}1 [16 - (-20)] \cdot 30\,000 =$$

$$= 2\,141\,090 \text{ кДж/ч} = 2{,}141 \text{ ГДж/ч}.$$

В данном случае $t_н$=—20°С, т. е. расчетная температура отопления равняется средней температуре наиболее холодных пятидневок.

2. Среднечасовой расход тепла на отопление наиболее холодного месяца

$$Q_o^{(-5)} = q_o^{(-30)} \eta (t_в - t_н^{(-5)}) V_н = 1{,}80 \cdot 1{,}1 [16 - (-5)] 30\,000 =$$

$$= 1\,247\,400 \text{ кДж/ч} = 1{,}247 \text{ ГДж/ч}.$$

Среднечасовой расход тепла наиболее холодного месяца составляет 58% максимально-часового расхода тепла на отопление.

Если для данного здания не известны его удельные расходы тепла на отопление, но из существующей проектной (типовой или индивидуальной) документации известен максимально-часовой расход тепла, то среднечасовой расход тепла на отопление наиболее холодного месяца рассчитывается по следующей формуле, дающей те же результаты, что и предыдущая:

$$Q_o^{(-5)} = Q_o^{макс} \frac{t_в - t_н^{(-5)}}{t_в - t_н^{(-20)}} = 2{,}141 \frac{16 - (-5)}{16 - (-20)} = 1{,}247 \text{ ГДж/ч}.$$

3. Среднечасовой расход тепла за отопительный период:

$$Q_o^{(-0,6)} = q_o^{(-30)} \eta (t_в - t_н^{(-0,6)}) V_н = 1{,}80 \cdot 1{,}1 [16 - (-0{,}6)] \cdot 30\,000 =$$

$$= 986{,}000 \text{ кДж/ч} = 0{,}986 \text{ ГДж/ч},$$

или

$$Q_o^{(-0,6)} = Q_o^{\text{макс}} \frac{t_в - t_н^{(-0,6)}}{t_в - t_н^{(-20)}} = 2,141 \frac{16 - (-0,6)}{16 - (-20)} =$$

$$= 0,986 \text{ ГДж/ч}.$$

Среднечасовой расход тепла на отопление за отопительный период рассмотренного цеха составляет 46% максимально-часового расхода тепла на отопление.

4. Расход тепла на отопление в точке перелома графика температур составляет:

а) при размещении точки перелома на уровне 70°С

$$Q_o^{(5,2)} = q_o^{(-30)} \eta (t_в - t_н^{(5,2)}) V_н =$$

$$= 1,80 \cdot 1,1 (16 - 5,2) \cdot 30\,000 = 642\,000 \text{ кДж/ч} = 0,642 \text{ ГДж/ч}.$$

Применяя в формуле максимально-часовой расход тепла, получаем:

$$Q_o^{(5,2)} = Q_o^{\text{макс}} \frac{t_в - t_н^{(5,2)}}{t_в - t_н^{(-20)}} = 2,141 \frac{16 - 5,2}{16 - (-20)} = 0,642 \text{ ГДж/ч}.$$

Расход тепла в точке перелома графика температур на уровне 70°С составляет 30% максимально-часового расхода тепла на отопление цеха;

б) при размещении точки перелома на уровне 65°С

$$Q_o^{(6,6)} = 2,141 \frac{16 - 6,6}{16 - (-20)} = 0,558 \text{ ГДж/ч},$$

или 26% максимально-часового расхода тепла на отопление;

в) при размещении точки перелома на уровне 60°С

$$Q_o^{(8)} = 2,141 \frac{16 - 8}{16 - (-20)} = 0,476 \text{ ГДж/ч},$$

или 22% максимально-часового расхода тепла на отопление.

5. Годовой расход тепла на нужды отопления ГДж/год рассчитывается по следующей формуле:

$$Q_o^{\text{год}} = Q_o^{\text{ср. о. п}} n_o n_c,$$

где $Q_o^{\text{ср. о. п}}$ — среднечасовой расход тепла за отопительный период; n_o — продолжительность отопительного периода, сут; n_c — продолжительность работы отопления, ч/сут.

Годовой расход тепла на отопление цеха

$$Q_o^{\text{год}} = 0,986 \cdot 205 \cdot 24 = 4851 \text{ ГДж/год}.$$

В расчетах расхода тепла значения $t_в$ и q_o принимаются из табл. 2-2, значения $t_н$ и n_o — из табл. 2-1 и по данным графика температур.

В случаях отсутствия проектных данных максимально-часовые расходы тепла на отопление жилых зданий для жилых районов городов и других населенных пунктов, нужные для расчета районного источника тепла и магистральных тепловых сетей, определяются по укрупненным показателям согласно § 2.4 СНиП II-36-73 из расчета известной жилой площади и расчетной температуры наружного воздуха для проектирования отопления:

Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, С°	±0	—10	—20	—30	—40
Укрупненный показатель максимально-часового расхода тепла на отопление жилых зданий (на 1 м² жилой площади), кДж/(ч·м²)	335	461	545	628	670

Расход тепла на вентиляцию. Для расчета расхода тепла на вентиляцию необходимо точно определить, в каком из следующих режимов она происходит.

При *вентиляции без рециркуляции внутреннего воздуха* помещений весь необходимый приток свежего воздуха осуществляется приточной вентиляционной системой полностью за счет наружного воздуха. Такой режим вентиляции характерен для помещений, в которых воздух загрязнен вредными для здоровья, неприятными, пожаро- или взрывоопасными газами или пылью.

Приточная вентиляция с частичной и постоянной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений в течение всего отопительного периода работает в тех случаях, когда внутренний воздух помещений после соответствующей очистки от загрязнений на механических фильтрах в камерах приточной вентиляции становится безвредным для здоровья людей и пожаробезопасным. Расход тепла на вентиляцию в описанном режиме уменьшается пропорционально росту интенсивности процесса рециркуляции.

Вентиляция с частичной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений, применяемой только в период, когда температура наружного воздуха ниже расчетной температуры вентиляции, применяется в тех же случаях, что и в предыдущем режиме, но с тем дополнительным условием, что экономия тепла от применения рециркуляции получается только в тот период времени, когда

температура наружного воздуха ниже расчетной температуры вентиляции.

Расход тепла в период времени, пока температура наружного воздуха выше расчетной температуры вентиляции, будет постоянно возрастать при понижении значения $t_н$. Когда температура наружного воздуха сравняется с расчетной температурой вентиляции или будет ниже, расход тепла на вентиляцию станет постоянной величиной, меньшей, чем расход тепла на вентиляцию без рециркуляции при той же температуре наружного воздуха (рис. 2-15).

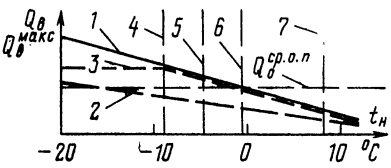


Рис. 2-15. Расходы тепла на нужды вентиляции при разных температурах наружного воздуха.
1 — на вентиляцию без рециркуляции внутреннего воздуха помещений; *2* — на вентиляцию с частичной и равномерной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений в течение всего отопительного периода; *3* — на вентиляцию с частичной рециркуляцией воздуха только в период, когда $t_н \leqslant t_{вент}^{расч}$; *4* — часовой при расчетной температуре вентиляции −9°С; *5* — среднечасовой за наиболее холодный месяц (при −5°С); *6* — среднечасовой за отопительный период (при −0,6°С); *7* — часовой в точке начала и окончания отопительного периода (при 8°С).

Расход тепла на вентиляцию в значительно большей степени, чем расход тепла на отопление, зависит от проводимых в помещении технологических производственных процессов и от интенсивности производства. В связи с этим совершенно необходимо при определении расхода тепла на вентиляцию руководствоваться имеющейся по данному объекту проектной документацией. Только в порядке исключения можно допустить определение расхода тепла на вентиляцию производственных зданий общими методами, причем следует считаться с возможностью допущения в подобных расчетах серьезных ошибок.

При отсутствии проектной документации рассчитывают, как и для отопления, максимально-часовой расход тепла на вентиляцию по методу удельного расхода тепла на вентиляцию, кДж/ч, применяя формулу

$$Q_{вент}=q_{вент}(t_в-t_н)V_н,$$

где $q_{вент}$ — удельный расход тепла на вентиляцию, кДж/(ч·м³·°С); $t_в$ — усредненная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_н$ — температура

наружного воздуха, °С; $V_н$ — наружный объем отапливаемой части здания, м³.

В любом здании система приточной вентиляции снабжает подогретым воздухом только часть строительного объема здания (рис. 2-16). Но для упрощения расчетов в приведенной выше формуле учитывают весь объем отапливаемой части здания. В связи с этим значения $q_{вент}$ следует также относить ко всему отапливаемому объему здания. Значения $q_{вент}$ для разного типа зданий указаны в табл. 2-2, а также в соответствующей литературе [15].

Пример расчета расхода тепла на вентиляцию (продолжение расчета для механического цеха с наружным объемом его отапливаемой части $V_н$=30 000 м³). Цех работает пять дней в неделю по две смены в сутки. В обеих сменах производится одинаковое количество продукции (рис. 2-17 и 2-18).

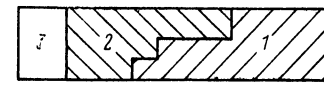


Рис. 2-16. План производственного здания.

1 — часть здания, располагающая отоплением и принудительной приточной вентиляцией; *2* — часть здания, отапливаемая, но без принудительной вентиляции; *3* — неотапливаемая часть здания.

Рассчитать значения расходуемого на вентиляцию тепла: максимально-часового, среднечасового наиболее холодного месяца, среднечасового за отопительный период, в точке перелома графика температур и годового.

1. Максимально-часовой расход тепла на вентиляцию:

а) вентиляция работает без рециркуляции воздуха:

$$Q^{макс}_{вент} = Q^{(-20)}_{вент} = q_{вент}(t_в - t^{(-20)}_н) V_н = 0{,}84[16 - (-20)] \cdot 30\,000 =$$

$$= 907\,200 \text{ кДж/ч} = 0{,}907 \text{ ГДж/ч};$$

б) вентиляция работает с частичной и равномерной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений в течение всего отопительного периода, в пропорции к наружному воздуху 1 : 1:

$$Q^{макс}_{вент.р} = Q^{(-20)}_{вент.р} = q_{вент}(t_в - t^{(-20)}_н) V_н/2 = 0{,}84\,(16 +$$

$$+ 20) \cdot 30\,000/2 = 453\,600 \text{ кДж/ч} = 0{,}454 \text{ ГДж/ч};$$

в) вентиляция работает с частичной рециркуляцией воздуха в период времени, когда $t_н \leqslant t^{расч.}_{вент}$:

$$Q^{макс}_{вент.р} = Q^{(-9)}_{вент.р} = q_{вент}(t_в - t^{(-9)}_н) V_н = 0{,}84\,(16 + 9) \cdot 30\,000 =$$

$$= 630\,000 \text{ кДж/ч} = 0{,}630 \text{ ГДж/ч}.$$

2. Среднечасовой расход тепла наиболее холодного месяца на вентиляцию, работающую без рециркуляции воздуха или с рециркуляцией воздуха в период времени, когда $t_н \leqslant t_в^{расч}$, составит:

$$Q_{вент}^{(-5)} = q_{вент}(t_в - t_н^{(-5)}) \cdot 30\,000 = 0{,}84\,(16 + 5) \cdot 30\,000 =$$

$$= 529\,200 \text{ КДж/ч} = 0{,}529 \text{ ГДж/ч}.$$

Если значение $q_{вент}$ неизвестно, но из имеющихся проектных материалов объекта известно значение $Q_{вент}^{макс} = Q_{вент}^{(-20)}$ или $Q_{вент.р}^{(-9)}$, то среднечасовой расход тепла наиболее холодного месяца рассчитывается следующим образом:

$$Q_{вент}^{(-5)} = Q_{вент}^{(-20)} \frac{t_в - t_н^{(-5)}}{t_в - t_н^{(-20)}} = 0{,}907 \frac{16 + 5}{16 + 20} = 0{,}529 \text{ ГДж/ч},$$

или

$$Q_{вент}^{(-5)} = Q_{вент.р}^{(-9)} \frac{t_в - t_н^{(-5)}}{t_в - t_н^{(-20)}} = 0{,}630 \frac{16 + 5}{16 + 9} = 0{,}529 \text{ ГДж/ч}.$$

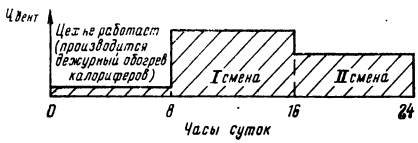


Рис. 2-17. Суточный расход тепла на вентиляцию.

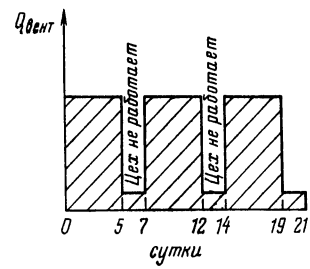


Рис. 2-18. Недельный расход тепла на вентиляцию.

Если вентиляция работает с частичной и равномерной рециркуляцией воздуха в течение всего отопительного периода, то расход тепла соответственно уменьшается. Он уменьшится в 2 раза, если рециркулирующий внутренний воздух помещений будет относиться к притоку наружного воздуха как 1 : 1, в этом случае

$$Q_{вент.р}^{(-5)} = 0{,}529/2 = 0{,}265 \text{ ГДж/ч}.$$

3. Среднечасовой расход тепла за отопительный период. Расчеты выполняются аналогично предыдущим.

Для случаев «а» и «в»

$$Q_{вент}^{(-0,6)} = q_{вент}(t_в - t_н^{(-0,6)})\,30\,000 = 0{,}84\,(16 + 0{,}6)\,30\,000 =$$

$$= 418\,000 \text{ кДж/ч} = 0,\ 418 \text{ ГДж/ч},$$

или

$$Q_{\text{вент}}^{(-0,6)} = Q_{\text{вент}}^{(-20)} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(-0,6)}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(-20)}} = 0,907 \frac{16 + 0,6}{16 + 20} = 0,418 \text{ ГДж/ч},$$

или

$$Q_{\text{вент}}^{(-0,6)} = Q_{\text{вент}}^{(-9)} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(-0,6)}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(-9)}} = 0,630 \frac{16 + 0,6}{16 + 9} = 0,418 \text{ ГДж/ч}.$$

Для случая «б»

$$Q_{\text{вент.р}}^{(-0,6)} = 0,418/2 = 0,209 \text{ ГДж/ч}.$$

4. Расчеты расхода тепла в точке перелома графика температур выполняются аналогичным образом.

Для случаев «а» и «в» при размещении точки перелома на уровне 70°С

$$Q_{\text{вент}}^{\text{т.п}} = Q_{\text{вент}}^{(-20)} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(5,2)}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(-20)}} = 0,907 \frac{16 - 5,2}{16 + 20} = 272 \text{ ГДж/ч}.$$

Для случая «б»

$$Q_{\text{вент}}^{\text{т.п}} = 0,272/2 = 0,136 \text{ ГДж/ч}.$$

Для случаев «а» и «в» при размещении точки перелома на уровне 65°С

$$Q_{\text{вент}}^{\text{т.п}} = Q_{\text{вент}}^{(6,6)} = Q_{\text{вент}}^{(-20)} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(6,6)}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(-20)}} = 0,907 \frac{16 - 6,6}{16 + 20} = 0,238 \text{ ГДж/ч}.$$

Для случая «б»

$$Q_{\text{вент}}^{\text{т.п}} = 0,238/2 = 0,119 \text{ ГДж/ч}.$$

Для случаев «а» и «в» при размещении точки перелома на уровне 60°С

$$Q_{\text{вент}}^{\text{т.п}} = Q_{\text{вент}}^{(8)} = Q_{\text{вент}}^{(-20)} \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}^{(8)}}{t_{\text{в}} - t^{(-20)}} =$$

$$= 0,907 \frac{16 - 8}{16 + 20} = 0,202 \text{ ГДж/ч}.$$

Для случая «б»

$$Q_{\text{вент.р}}^{\text{т.п}} = 0,202/2 = 0,101 \text{ ГДж/ч}.$$

5. Годовой расход тепла на вентиляцию рассчитывается следующим образом. Если вентиляция потребляет тепло в течение всего отопительного периода семь дней в неделю по 24 ч в сутки и работает с постоянной нагрузкой без рециркуляции внутреннего воздуха помещений, то

$$Q_{\text{вент}}^{\text{год}} = Q_{\text{вент}}^{\text{ср. о. п}} n_{\text{о}} n_{\text{с}} = 0{,}418 \cdot 205 \cdot 24 = 2161 \text{ ГДж/год.}$$

Если вентиляция работает в течение всего отопительного периода с частичной и равномерной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений, в пропорции 1 : 1, то

$$Q_{\text{вент.р}}^{\text{год}} = 2161/2 = 1081 \text{ ГДж/год.}$$

Если промышленное предприятие работает пять дней в неделю, в две смены в сутки с равномерной нагрузкой, и при вентиляции применяется частичная рециркуляция внутреннего воздуха помещений в период времени, когда $t_{\text{н}} \leqslant t_{\text{вент}}^{\text{расч}}$, то

$$Q_{\text{вент.р}}^{\text{год}} = Q_{\text{вент}}^{\text{ср. о. п}} n_{\text{вент}} \kappa_1 n_{\text{с}} \kappa_2 \kappa_3 + Q_{\text{вент.р}}^{\text{деж}},$$

где $Q_{\text{вент}}^{\text{ср. о. п}}$ — среднечасовой расход тепла вентиляцией за отопительный период, ГДж/ч; $n_{\text{вент}}$ — продолжительность периода потребления тепла вентиляцией (т. е. отопительного периода), сут; $n_{\text{с}}$ — продолжительность работы вентиляции, ч/сут; κ_1 — коэффициент, учитывающий количество рабочих дней в неделю у потребителя тепла; κ_2 — коэффициент, учитывающий степень равномерности работы в различные рабочие смены суток; κ_3 — коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции внутреннего воздуха помещений в период времени $t_{\text{н}} \leqslant t_{\text{вент}}^{\text{расч}}$; $Q_{\text{вент}}^{\text{деж}}$ — годовой расход тепла на дежурный обогрев калориферов в приточной вентиляции в период ее простоя при отсутствии автоматики защиты от замораживания, ГДж/год.

Продолжительность периода потребления тепла вентиляцией обычно принимают равной продолжительности отопительного периода $n_{\text{о}}$. Отопление зданий начинают и кончают, когда средняя температура пятидневки достигает 8°С. Если этот температурный критерий не удовлетворяет конкретным условиям вентиляции, то период расходования тепла вентиляцией соответственно удлиняют или сокращают. В действительности тепло на нужды вентиляции расходуется, пока температура наружного воздуха не сравняется с температурой воздуха внутри помещений и станет $t_{\text{н}} = t_{\text{в}}$.

По окончании отопительного периода расход тепла на вентиляцию для нагрева наружного воздуха по мере приближения его температуры к температуре воздуха внутри помещений постоянно уменьшается. Однако, учитывая относительно небольшое значение этого расхода,

в расчете годового расхода тепла им практически пренебрегают.

Значение коэффициента κ_1 зависит от количества рабочих дней в неделю. Для пятидневной рабочей недели, например, $\kappa_1=5/7=0{,}72$.

Коэффициент κ_2 учитывает степень равномерности вентиляционной нагрузки. Для предприятия, работающего в две одинаково загруженные смены, $\kappa_2=1{,}0$; при нагрузке второй смены, например, на 60% по отношению к нагрузке первой смены коэффициент $\kappa_2=(1+0{,}6)/2=0{,}8$.

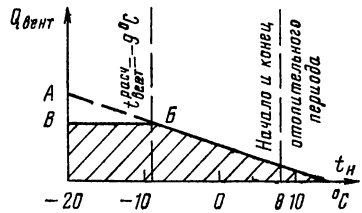


Рис. 2-19. Расход тепла на вентиляцию за отопительный период.

Расчет влияния рециркуляции внутреннего воздуха помещений на годовой расход тепла на вентиляцию в каждом отдельном случае потребовал бы много труда. Графически это влияние изображается треугольником *АБВ* (рис. 2-19) и зависит от значений $t_в$, $t_н$, $t^{расч}_{вент}$, $t^{расч}_{о}$, продолжительности работы вентиляции в период времени, когда $t_н \leqslant t^{расч}_{вент}$ и от других факторов. Расчеты показывают, что в общем случае указанное влияние незначительно. В климатологических условиях Латвийской ССР его значение колеблется в пределах от 4 до 7% годового расхода тепла. В связи с этим представляется допустимым учитывать влияние рециркуляции воздуха введением коэффициента $\kappa_3=0{,}95$.

Величина $Q^{деж}_{вент}$ учитывает количество тепла, израсходованного на подогрев калориферов для их предохранения от замерзания при остановке работы системы вентиляции и отсутствии автоматических устройств защиты. Количество израсходованного на эти нужды тепла принимается в пределах от 10 до 20% среднечасового расхода тепла на вентиляцию в течение отопительного периода и рассчитывается по формуле

$$Q^{деж}_{вент}=0{,}2Q^{ср.\,о.\,п}_{в}n_{ост},$$

где $n_{ост}$ — продолжительность остановки вентиляции в течение отопительного периода, ч.

В рассмотренном примере

$$Q_{\text{вент}}^{\text{год}} = Q_{\text{вент}}^{\text{ср. о. п}} n_{\text{вент}} \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3 n_{\text{с}} + 0{,}2 Q_{\text{вент}}^{\text{ср. о. п}} n_{\text{ост}} =$$

$$= 0{,}418 \cdot 205 \cdot \frac{5}{7} \cdot 1 \cdot 0{,}95 \cdot 16 + 0{,}2 \cdot 0{,}418 \times$$

$$\times \left(205 \cdot \frac{2}{7} \cdot 24 + 205 \cdot \frac{5}{7} \cdot 8\right) = 938 + 218 =$$

$$= 1156 \text{ ГДж/год.}$$

Вообще режимы вентиляции весьма различны соответственно различиям в производительности рабочих смен промышленных предприятий (в сменности работы, в зависимости от изменений времени работы зрелищных предприятий, продолжительности периода потребления тепла на вентиляцию и т. п.). Расчеты расхода тепла должны учитывать особенности конкретных режимов вентиляции, но сам порядок расчета остается аналогичным изложенному выше материалу.

Расход тепла на кондиционирование воздуха. Широкое применение кондиционирования воздуха в СССР началось только за последние десятилетия. Практика кондиционирования воздуха еще не накопила достаточно данных, необходимых для расчета удельного расхода тепла на нужды кондиционирования воздуха во всем многообразии его применения. Поэтому в каждом конкретном случае для получения достаточно точных данных о расходе тепла нужно обращаться к проекту системы кондиционирования воздуха. Только в редком случае удается данные проекта кондиционирования воздуха, осуществленного для определенного здания, использовать для другого, аналогичного сооружения.

Подобно вентиляции кондиционирование воздуха может осуществляться в разных режимах:

1) в режиме без рециркуляции внутреннего воздуха помещений. Опыт показывает, что 20—30% установок кондиционирования воздуха работают в этом режиме;

2) в режиме с частичной и равномерной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений в течение всего периода кондиционирования воздуха. В таком режиме работают 50—60% установок кондиционирования воздуха;

3) в режиме с частичной рециркуляцией внутреннего воздуха помещений, осуществляемой только в период

времени, когда температура наружного воздуха $t_н$ равна или ниже расчетной температуры вентиляции $t_{вент}^{расч}$. Опыт подтверждает, что в настоящее время такой режим работы принимается в 10—20% установок кондиционирования воздуха;

4) в отличие от вентиляции в качестве особого режима кондиционирования воздуха следует указать на режим охлаждения воздуха в период времени, когда $t_н > t_в$. Устройства для охлаждения воздуха получают все более широкое применение в установках кондиционирования воздуха.

Летом для обеспечения необходимых температуры и влажности воздуха кондиционеры в первую очередь увлажняют поступающий теплый наружный воздух, доводя температуру его до точки росы, и несколько переохлаждают. Затем параметры воздуха подвергаются точному регулированию в калориферах второй ступени подогрева воздуха. Таким путем относительная влажность воздуха и его температура приводятся к нужным значениям.

От расходования тепла во время работы устройства для охлаждения воздуха в летнее время в системе кондиционирования возможно отказаться, применяя метод оптимального режима [1], при котором увлажнение воздуха и понижение его температуры осуществляются до необходимых параметров без использования дополнительного подогрева воздуха во второй ступени калориферов. Для достижения этого эффекта необходимо применение специальных высококачественных систем автоматики.

В примерном графике расхода тепла при кондиционировании воздуха (рис. 2-20) не учтены изменения влажности воздуха, степень точности работы автоматики системы, а также влияние участия калориферов второй ступени кондиционера, в особенности в период, когда начинает действовать устройство для охлаждения воздуха.

В расчетах расхода тепла на кондиционирование воздуха необходимо учитывать некоторые особенности этого процесса по сравнению с потреблением тепла в системах отопления и вентиляции.

---

[1] Этот метод приведен в книге А. Я. Креслыньша «Кондиционирование воздуха в промышленных и гражданских зданиях» (на латышском языке). Рига: Лиесма, 1976.

1. Поскольку кондиционирование воздуха сопровождает производственные процессы, совершающиеся в течение всего года, то продолжительность периода потребления тепла в кондиционировании воздуха значительно превышает продолжительность отопительного периода.

Для расчета годового расхода тепла на нужды кондиционирования воздуха при различных температурах наружного воздуха в проекте должны указываться следующие данные:

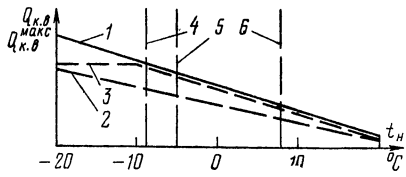


Рис. 2-20. Расход тепла на кондиционирование воздуха.

1 — в режиме без рециркуляции внутреннего воздуха помещений; *2* — в режиме частичной и равномерной рециркуляции внутреннего воздуха помещений в течение всего отопительного периода; *3* — в режиме частичной рециркуляции внутреннего воздуха помещений в период, когда $t_н \leqslant t_в^{расч}$; *4* — часовой при расчетной температуре вентиляции —9°С; *5* — среднечасовой за наиболее холодный месяц (при —5°С); *6* — часовой в точке начала и окончания отопительного периода (при 8°С).

режим кондиционирования (с рециркуляцией внутреннего воздуха помещений или без нее);

максимально-часовой расход тепла калориферами первой ступени;

максимально-часовой расход тепла калориферами второй ступени;

количество рабочих часов в сутки;

количество рабочих дней в неделю;

продолжительность периода потребления тепла каждой ступенью подогрева воздуха;

теплоноситель и его параметры для каждой ступени подогрева воздуха;

температура воздуха внутри помещений.

Располагая приведенными исходными данными, расчеты расхода тепла на нужды кондиционирования воздуха выполняют аналогично расчетам расхода тепла на отопление и вентиляцию.

Расход тепла на горячее водоснабжение. Расход горячей воды на санитарно-бытовые нужды мало меняется от температуры наружного воздуха, а зависит только от

количества душевых установок, ванных комнат и кранов горячей воды в здании и от интенсивности пользования ими. Поэтому при расчете расхода тепла на нужды горячего водоснабжения рекомендуется в первую очередь использовать проектные данные здания. Только при отсутствии этих данных допустимо пользоваться нормативными материалами, изложенными в СНиП II-34-76 «Горячее водоснабжение» [19].

Тепловые нагрузки бытового горячего водоснабжения жилых и общественных зданий и промышленных предприятий в балансах районного источника тепла и в расчетах начальных участков магистральных тепловых сетей учитываются по среднечасовому расходу тепла за отопительный период.

Тепловые нагрузки технологического горячего водоснабжения промышленных и коммунальных предприятий в балансах тепла учитываются по среднечасовому расходу тепла за смену с наибольшей тепловой нагрузкой.

Годовые расходы тепла на горячее водоснабжение определяются отдельно для отопительного и неотопительного периодов года. При этом для неотопительного периода учитывается снижение норм потребления горячей воды на 20% (кроме предприятий, курортных и южных городов), повышение расчетной температуры исходной (холодной водопроводной) воды с 5 до 15°С и прекращение подачи тепла на горячее водоснабжение на 15 дней для ремонта тепловых сетей, оборудования районных источников тепла и местных систем потребителей.

Среднечасовой расход тепла за отопительный период на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий, кДж/ч, согласно СНиП II-36-73 и СНиП II-34-76 определяется по формуле

$$Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п} = \frac{m\,(g_{и.с} + b)\,(55 - t_х)}{24}\,4{,}19,$$

где m — численность населения; $g_{и.с}$ — средняя в сутки за отопительный период норма расхода горячей воды при температуре 55°С для жилых зданий на одного человека, дм³; b — то же для всех общественных зданий района города; при отсутствии данных должна приниматься равной 20 дм³ в сутки на одного человека; $t_х$ — температура холодной (водопроводной) воды, °С, в ото-

пительный период (при отсутствии данных должна приниматься равной 5°С); 4,19 — переводной коэффициент.

Максимально-часовой расход тепла на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяется по формуле [21]

$$Q_{г.в}^{макс} = (2 \div 2{,}4) Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п}$$

или, кДж/ч,

$$Q_{г.в}^{макс} = m(g_{и.ч} + b')(55 - t_х) \cdot 4{,}19,$$

где $g_{и.ч}$ — норма расхода горячей воды при температуре 55°С для жилых зданий на одного человека в час наибольшего водопотребления, дм³; b' — то же для всех общественных зданий города; при отсутствии данных принимается в размере 20% $g_{и.ч}$; (2÷2,4) — коэффициенты, рекомендованные СНиП II-36-73.

1. **Пример расчета.** Рассчитать среднечасовой за отопительный период, максимально-часовой и годовой расходы тепла на нужды горячего водоснабжения пятиэтажного жилого здания жилой площадью 4500 м² при нормативной жилой площади на человека 9 м². Квартиры оборудованы ваннами, душами, умывальниками и мойками. В здании проживают 4500 : 9 = 500 чел.

Среднечасовой за отопительный период расход тепла

$$Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п} = \frac{m g_{и.с} (55 - t_х)}{24} 4{,}19 =$$

$$= \frac{500 \cdot 105 (55 - 5)}{24} 4{,}19 = 460\,000 \text{ кДж/ч} = 0{,}46 \text{ ГДж/ч}.$$

Максимально-часовой расход тепла

$$Q_{г.в}^{макс} = m g_{и.ч} (55 - t_х) 4{,}19 = 500 \cdot 10 (55 - 5) \cdot 4{,}19 =$$

$$= 1\,050\,000 \text{ кДж/ч} = 1{,}05 \text{ ГДж/ч},$$

или по [21]

$$Q_{г.в}^{макс} = (2 \div 2{,}4) Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п} = 2{,}3 \cdot 0{,}46 = 1{,}05 \text{ ГДж/ч}.$$

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение определяется следующим образом. Расход тепла за отопительный период по [21]

$$Q_{г.в}^{о.п} = 24 Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п} n_о = 24 \cdot 0{,}46 \cdot 205 = 2260 \text{ ГДж},$$

где $n_о$ — продолжительность отопительного периода, сут;

расход тепла за летний период по [21]

$$Q_{г.в}^{л} = 24 Q_{г.в}^{ср.л} (350 - n_о),$$

а

$$Q_{г.в}^{ср.л} = Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п}\frac{55 - t_{х.л}}{55 - t_{х.з}}\beta,$$

где $Q_{г.в}^{ср.л.}$ — среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение в летний период; 350 — расчетное количество суток в году работы системы горячего водоснабжения; $t_{х.з}$ — температура холодной (водопроводной) воды, °С, в зимний период (при отсутствии данных принимается равной 5°С); $t_{х.л}$ — температура холодной (водопроводной) воды, °С, в летний период (при отсутствии данных принимается равной 15°С); β — коэффициент, учитывающий снижение среднечасового расхода воды на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий в летний период по отношению к отопительному (при отсутствии данных должен приниматься равным 0,8, а для предприятий, курортных и южных городов $\beta = 1$).

$$Q_{г.в}^{л} = 24 \cdot 0{,}46\frac{55 - 15}{55 - 5}0{,}8\,(350 - 205) = 1030\ \text{ГДж}.$$

Общий годовой расход тепла

$$Q_{г.в}^{год} = Q_{г.в}^{о.п} + Q_{г.в}^{л} = 2260 + 1030 = 3290\ \text{ГДж/год}.$$

2. **Пример расчета.** Рассчитать максимально-часовой, среднечасовой за отопительный период и годовой расходы тепла на бытовое горячее водоснабжение механического цеха, работающего пять дней в неделю по две смены в сутки. В обеих сменах занято одинаковое число рабочих. Бытовые помещения цеха оборудованы душевыми с 30 душевыми сетками, 10 умывальниками с кранами горячей воды; имеется столовая, приготовляющая 200 порционных блюд в час и работающая 6 ч в сутки. При уборке помещений цеха используется горячая вода. Пользование душами и кранами горячей воды, а также приготовление пищи и уборка помещений происходят одновременно.

Максимально-часовой расход тепла определяется по формуле

$$Q_{г.в}^{макс} = [(G_{души} + G_{краны} + G_{столовая})\,(t_{г.в} - t_{х.з}) \cdot 4{,}19] +$$

$$+ Q_{уборка} = [(30 \cdot 270 + 10 \cdot 80 + 200 \cdot 2)\,(55 - 5) \cdot 4{,}19] \cdot 1{,}1 =$$

$$= 2\,160\,000\ \text{кДж/ч} = 2{,}16\ \text{ГДж/ч},$$

где расходы горячей воды с температурой 55°С на души, краны и столовую приняты по СНиП II-34-76 с учетом расхода тепла на уборку помещений цеха в размере 10% [19].

Расход тепла определен при условии, что горячая вода, необходимая для нужд столовой, отдельно догревается от 55 до 65°С. В тех случаях, когда районный источник тепла обеспечивает нагрев горячей воды до 65°С в любой точке водоразбора, тогда $t_{г.в} = 65$°С, а для расходов воды $G_{краны}$ и $G_{души}$ вводится понижающий коэффициент 0,85 [19]. Общий максимально-часовой расход тепла в таких случаях не увеличивается.

Среднечасовой расход тепла за отопительный период, являющийся для настоящего цеха одинаковым со среднечасовым за летний период, определяется следующим образом:

$$Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п} = \left[\frac{30\cdot270\cdot2 + 10\cdot80\cdot16 + 200\cdot2\cdot16}{24}\cdot\frac{5}{7}(55-5)\cdot4{,}19\right]1{,}1 =$$

$=217\,000$ кДж/ч$=0{,}217$ ГДж/ч, учитывая, что душевые работают в течение 45 мин после каждой смены (т. е. два расчетных часа в сутки), краны горячей воды — 16 ч в сутки и что два дня в неделю цех не работает.

Годовой расход тепла цеха на бытовое горячее водоснабжение

$$Q_{г.в}^{год} = 24Q_{г.в}^{ср.\,о.\,п}\cdot350 = 24\cdot0{,}217\cdot350 = 1820 \text{ ГДж/год}.$$

При необходимости определения расхода тепла целым жилым районам сначала следует рассчитать потребление тепла каждым домом и результаты суммировать (рис. 2-21, 2-22).

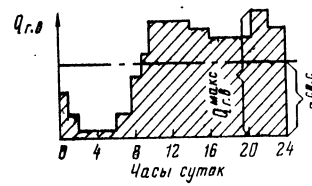


Рис. 2-21. Суточный расход тепла на горячее водоснабжение жилых домов.

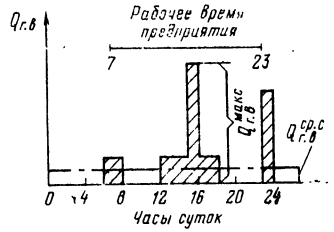


Рис. 2-22. Суточный расход тепла на горячее водоснабжение промышленных предприятий.

В случаях отсутствия проектных данных среднечасовые, а также максимально-часовые расходы тепла на горячее водоснабжение жилых районов городов и других населенных пунктов, нужные для расчета районного источника тепла и магистральных тепловых сетей, определяются по укрупненным показателям, приведенным в § 2.4 СНиП II-36-73 из расчета количества жителей и удельных норм расхода горячей воды:

Средние за отопительный период нормы расхода воды на горячее водоснабжение, дм³ на одного человека в сутки	Укрупненный показатель среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение, кДж/ч на одного человека
80	1050
90	1150
100	1260
110	1360
120	1470
130	1570

Расход тепла на технологические нужды. Расход тепла на технологические процессы производства можно определить:

1) по данным проектной документации;

2) по аналогии с установленным производственным оборудованием другого предприятия.

Кроме двух указанных выше практически применяемых методов известен еще метод удельных расходов тепла, дающий удовлетворительные результаты для сравнительных оценок и статистических целей, но не дающий достаточных исходных данных для расчета расхода тепла в условиях применения различных теплоносителей, расчета максимально-часового расхода тепла в целом по промышленному предприятию и по каждому цеху в отдельности и других необходимых величин.

Расчеты расхода тепла на технологические нужды при наличии проектных материалов выполняются без затруднений.

Пример расчета. Рассчитать расход тепла сушильными цилиндрами бумагоделательной машины производительностью 4 т/ч газетной бумаги. На производство 1 т бумаги машина расходует сухой насыщенный пар давлением $p=0{,}4$ МПа в количестве $Q=7{,}3$ ГДж. Машина работает 23 ч в сутки и 345 сут/год. Коэффициент часовой неравномерности потребления тепла $\kappa=1{,}1$.

Максимально-часовой расход технологического пара

$$Q_{\text{т}}^{\text{макс}} = 1{,}1 \cdot 4 \cdot 7{,}3 = 32{,}12 \text{ ГДж/ч}.$$

Годовой расход технологического пара

$$Q_{\text{т}}^{\text{год}} = 4 \cdot 7{,}3 \cdot 23 \cdot 345 = 231\,902 \text{ ГДж/год}.$$

2-4. СВОДНАЯ ТАБЛИЦА МАКСИМАЛЬНО-ЧАСОВЫХ РАСХОДОВ ТЕПЛА

Рассчитанные максимально-часовые расходы тепла каждым отдельным зданием, населенным кварталом, промышленным предприятием или районом города для удобства дальнейших теплотехнических расчетов и получения общего обзора теплового потребления объединяют в сводную таблицу максимально-часовых расходов тепла. Эта таблица является основой для теплотехнических расчетов любого элемента системы теплоснабжения, и ее составление должно быть предметом особого внимания. Пример составления такой таблицы показан в табл. 2-3.

Таблица 2-3

Сводная таблица максимально-часовых расходов тепла на 19... год (последний год пятилетия, 15—25-летия и т. д.)

Наименование потребителей тепла	Расходы тепла в виде горячей воды, ГДж/ч					
	Всего	В том числе				
		на отопление	на вентиляцию	на кондиционирование	на горячее водоснабжение[1]	на технологические нужды[2]
Главный корпус	85,8	12,6	25,0	23,0	8,4	16,8
Корпус вспомогательных производств	3,4	1,2	1,8	—	0,4	—
Водоприемные и очистные устройства	1,2	0,4	0,8	—	—	—
Канализационные устройства	0,8	0,4	0,4	—	—	—
Итого	91,2	14,6	28,0	23,0	8,8	16,8
Потери в сетях 5%	4,5	0,7	1,4	1,2	0,4	0,8
Всего	95,7	15,3	29,4	24,2	9,2	17,6

Продолжение табл. 2-3

Наименование потребителей тепла	Расходы тепла в виде пара		Возврат конденсата, т/ч	Примечания
	необходимые параметры	расход, т/ч		
Главный корпус	p=0,6 МПа t=160°С	9,0	8,0	
Корпус вспомогательных производств	—	—	—	
Водоприемные и очистные устройства	—	—	—	
Канализационные устройства	p=0,4 МПа t=150°С	0,5	—	
Итого	—	9,5	8,0	
Потери в сетях 5%	—	0,5	—	
Всего	—	10,0	8,0	

[1] В этой графе при необходимости можно дополнительно поместить значения среднечасовых расходов тепла на бытовое горячее водоснабжение за отопительный период.

[2] В этой графе при необходимости можно дополнительно поместить значения среднечасовых расходов тепла на технологическое горячее водоснабжение за смену с наибольшей тепловой нагрузкой.

В случае составления сводной таблицы максимально-часовых расходов тепла для города или городского района, где лишь незначительное количество потребителей тепла расходует пар, целесообразно прибегнуть к составлению двух раздельных сводных таблиц для потребления тепла в виде горячей воды и для потребления пара и возврата конденсата.

В каждой сводной таблице максимально-часовых расходов тепла указывается, на уровне какого года или периода рассматриваются приведенные в таблице величины. Без такой календарной ссылки указанные в таблице данные о потреблении тепла не могут быть использованы в дальнейших расчетах.

При решении вопросов комплексного теплоснабжения городов, городских районов, поселков, промышленных узлов и крупных растущих промышленных предприятий составляют сводные таблицы максимально-часовых расходов тепла для двух характерных календарных уровней: уровня последнего года ближайшего пятилетия и уровня последнего года ближайших 15—25 лет.

Рассмотрение потребления тепла на уровне последнего года ближайшего пятилетия необходимо для текущего проектирования источника тепла с возможностью дальнейшего его расширения в перспективе. Строительство или расширение источника тепла на более длительную чем пять лет перспективу нецелесообразно из-за длительного простоя устанавливаемого котельного оборудования и временного бездействия части капитальных вложений.

Рассмотрение теплового потребления на уровне последнего года ближайших 15—25 лет необходимо для проектирования и строительства тепловых сетей с учетом этой перспективы. Данные о теплопотреблении на такую сравнительно отдаленную перспективу необходимы также для того, чтобы при проектировании источника тепла, соответствующего потребностям ближайшего пятилетия, учесть в генеральном плане проекта возможность его перспективного расширения.

2-5. ГРАФИКИ ГОДОВОГО РАСХОДА ТЕПЛА

Расход тепла весьма наглядно изображается в виде графиков. В практической деятельности пользуются суточными, недельными и годовыми графиками расхода

тепла. При необходимости графики составляются и на другие отрезки времени.

Графики суточного и сезонного расхода тепла приведены на предыдущих рисунках. На рис. 2-23 показано составление и применение недельного графика.

На графике нанесен среднечасовой расход тепла наиболее нагруженных суток недели $Q_{г.в}^{ср.с}$, а также за неделю $Q_{г.в}^{ср.н}$, отопительный период $Q_{г.в}^{ср.о.п}$ и год $Q_{г.в}^{ср.год}$; по графику можно определить среднечасовой расход тепла любых суток недели; заштрихованная площадь изображает недельный расход тепла, который можно рассчитать аналитически или планиметрируя площадь графика.

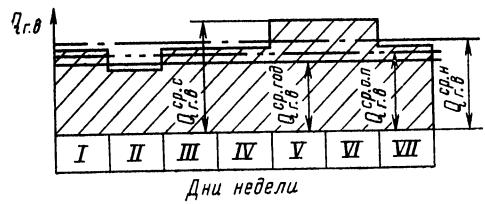


Рис. 2-23. Недельный расход тепла на горячее водоснабжение жилых домов (или жилого района в городе).

Годовые графики расхода тепла имеют большое практическое значение и применение при эксплуатации систем теплоснабжения. Существуют два вида годовых графиков, каждый из которых имеет свои преимущества:

1) график годового расхода тепла по продолжительности наружных температур. Он отличается большей точностью и подробностью, удобством применения, но построение его сложнее;

2) календарный график годового расхода тепла. Он отличается простотой построения, наглядностью, но менее точен и подробен.

Представленный на рис. 2-24 график изображает расход тепла заводом на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение и технологические нужды в зависимости от наружных температур. Завод располагает собственной котельной, оборудованной тремя паровыми котлами ДКВР-20, работающими на природном газе. Так, например, при круглогодовой работе завода по 24 ч в сутки один котел дол-

жен был бы теоретически отработать 365×24=8760 ч, другой—приблизительно 300 сут, или 7200 ч, а третий—приблизительно 12,5 сут, или 300 ч в год. Построенный график разрешает определить часовые расходы тепла, нужное количество действующих котлов, расход топлива и т. д. при любой температуре наружного воздуха.

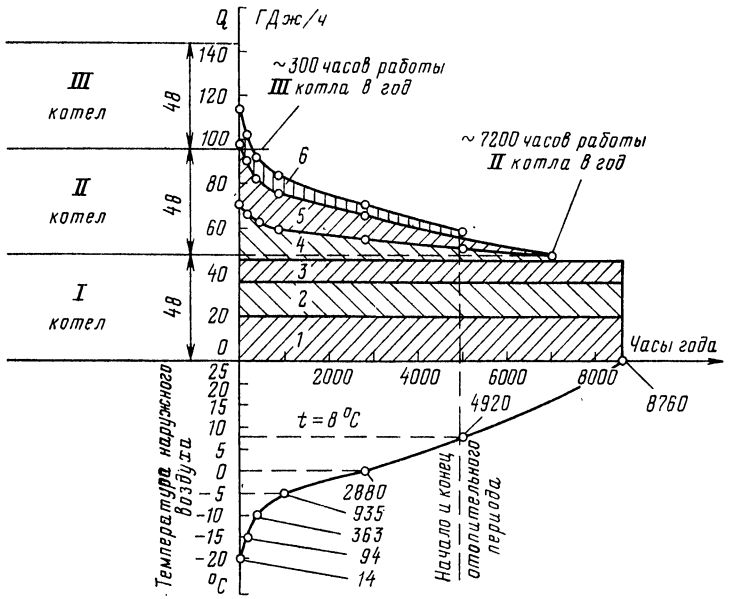


Рис. 2-24. График годового расхода тепла по продолжительности наружных температур.

1 — среднечасовой за смену расход тепла для технологических нужд в виде пара; *2* — то же в виде горячей воды; *3* — то же для санитарно-бытовых нужд; *4* — часовой расход тепла для кондиционирования воздуха; *5* — то же для вентиляции; *6* — то же для отопления.

Графики годового расхода тепла по продолжительности наружных температур строятся двумя методами: аналитической обработкой проектных данных или использованием фактических данных учета расхода тепла. Последний метод дает более точные результаты, но требует значительных затрат времени, причем данные эксплуатации отражают только истекший период, и тепловые нагрузки системы в следующем году обычно намечаются предположительно. Целесообразнее, по-видимому, строить график по нормативным данным и корректировать его по результатам учета расхода тепла за

истекшее время. Годовая продолжительность наружных температур ряда городов СССР приведена в [15, 17].

Календарный график годового расхода тепла (рис. 2-25) строится по нормативным данным и соответственно корректируется по фактическим данным учета расхода тепла.

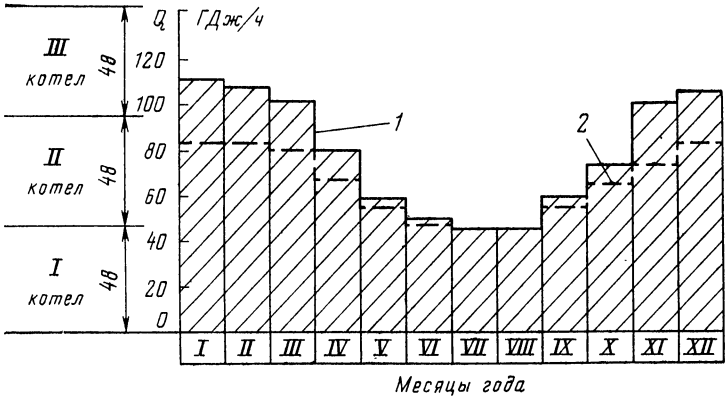


Рис. 2-25. Календарный график годового расхода тепла.
1 — среднечасовой расход тепла за наиболее холодную пятидневку месяца; *2* — среднечасовой расход тепла за месяц.

В эксплуатации годовые графики расхода тепла дают возможность правильно запланировать время вывода котлов в ремонт, определить период работы зимних и летних сетевых насосов, возможность отключения отдельных участков тепловых сетей на промывку, проверку или ремонт и др.

Глава третья

ИСТОЧНИК ТЕПЛА

3-1. ВЫБОР ИСТОЧНИКА ТЕПЛА

На современном уровне развития теплоснабжения источниками тепла являются:

1) теплоэлектроцентрали (ТЭЦ);

2) тепловые конденсационные электростанции (КЭС);

3) районные котельные;

4) групповые котельные (обслуживающие группу предприятий, ряд жилых кварталов города);

5) квартальные котельные;

6) индивидуальные котельные отдельных промышленных предприятий;

7) индивидуальные котельные отдельных зданий;

8) индивидуальные котлы или печи отдельных квартир.

Кроме перечисленных источниками тепла могут служить атомные электростанции (АЭС и АТЭЦ), геотермальные источники пара и воды, вторичные энергоресурсы металлургических, стекольных, цементных, кирпичных, известковых и прочих промышленных печей, а также разных других установок.

Системы теплоснабжения, обеспечиваемые теплом от ТЭЦ, КЭС и районных котельных, называются *централизованными.*

Современной теорией и практикой доказано, что экономически наиболее выгодным методом теплоснабжения является централизованное теплоснабжение от ТЭЦ и районных котельных, несмотря на отсутствие должной автоматизации регулирования, телемеханизации и диспетчеризации работы систем.

Для успешного осуществления централизации теплоснабжения необходимо в каждом конкретном случае сделать правильный выбор источника тепла.

Теплоэлектроцентрали сооружаются в тех случаях, когда рассматриваемому городу, району или крупному промышленному предприятию требуется в достаточно большом количестве как тепло, так и электрическая энергия. По материалам ТЭП и ВНИПИэнергопрома сооружение ТЭЦ рационально при минимальной тепловой мощности 2000—2500 ГДж/ч, т. е. только для сравнительно крупных городов с количеством жителей не менее 200 тыс. чел. или для крупных промышленных предприятий с круглогодичным потреблением тепла на технологические нужды. При этом следует отметить, что приведенное определение мощности ТЭЦ в перспективе может измениться в зависимости от особенностей технико-экономического развития страны.

Районные котельные сооружаются в тех случаях, когда рассматриваемому городу, поселку, совхозному или колхозному центру требуется относительно большое количество тепла и малое — электрической энергии. Ма-

ксимально-часовой отпуск тепла из современных районных котельных в настоящее время составляет 100—3000 ГДж/ч.

Районные котельные сооружаются как источники тепла централизованного теплоснабжения районов, не получающих тепло от ТЭЦ. При централизации теплоснабжения небольших городов и сельской застройки сооружение ТЭЦ экономически не оправдано, и поэтому возникает необходимость ориентироваться в основном на строительство районных котельных.

Так, например, в условиях Латвийской ССР на одну ТЭЦ приходится около 30 районных котельных, а в перспективе ожидается, что это число вырастет до 300 единиц. Поэтому на сооружение и качественную эксплуатацию районных котельных необходимо обратить весьма серьезное внимание.

Групповые и квартальные котельные сооружаются в тех случаях, когда расходы тепла потребителями небольшие, застройка рассматриваемого района некомпактна и рассредоточена по отдельным кустам, а также когда эти источники тепла являются временными.

Выбор типа источника тепла должен осуществляться на основании технико-экономических расчетов, выполняемых при разработке схем теплоснабжения городов и поселков и определяющих оптимальный его вариант.

На генеральном плане города или поселка групповую или квартальную котельную следует располагать с учетом возможности ее дальнейшего расширения и превращения в перспективе в районную котельную. На первом этапе развития централизованного теплоснабжения некоторые котельные могут оказаться временными, подлежащими ликвидации после сооружения постоянного районного источника тепла (районных котельных или ТЭЦ).

При решении вопросов теплоснабжения новостроек промышленности или при реконструкции системы теплоснабжения существующего предприятия выбор источника тепла может делаться по предлагаемой ниже схеме:

1. В первую очередь следует проверить, не находится ли строительство, нуждающееся в тепле, в зоне действующей ТЭЦ или другой районной системы централизованного теплоснабжения. В этом случае строительство подлежит подключению к данной системе посредством сооружения необходимых тепловых сетей. Источник тепла при необходимости может быть расширен.

2. Если строительство ведется в районе, в котором отсутствует система централизованного теплоснабжения, следует проверить возможность и технико-экономическую целесообразность получения тепла от ближайшей заводской котельной. В этом случае индивидуальная котельная должным образом расширяется и превращается в групповую или квартальную котельную. Таким образом, делается первый, простейший шаг в направлении централизации теплоснабжения.

3. Если поблизости от строительства нет ни районной, ни групповой, ни квартальной, ни индивидуальной котельной со свободной мощностью или допускающей расширение, возникает необходимость строительства собственной котельной в составе проектируемого объекта. При значительной потребности объекта в тепле целесообразно запроектировать котельную, соответствующую по мощности первой очереди развития районного источника тепла, особенно в тех случаях, когда стоимость такого источника тепла мало отличается от стоимости индивидуальной котельной.

Создание каждой новой районной системы теплоснабжения является серьезным шагом вперед по пути централизации теплоснабжения.

Если расход тепла на проектируемом объекте незначителен и создать на основе технико-экономических расчетов районный источник тепла не удается, то в этом случае следует проектировать сооружение групповой или квартальной котельной с перспективой ее дальнейшего расширения. Создание такой групповой или квартальной котельной надо рассматривать как промежуточный этап на пути развития централизации теплоснабжения.

4. Включение в систему централизованного теплоснабжения объекта с небольшим тепловым потреблением, расположенного в стороне от существующей или перспективной застройки города, или предприятия (водозаборные сооружения, насосные станции, электроподстанции и т. п.), не всегда является целесообразным. В таких условиях теплоснабжение объекта возможно от индивидуальной котельной или на базе электроэнергии. Окончательное решение о выборе варианта принимается на основе технико-экономических расчетов. На практике случаи полной оторванности отдельных зданий от городской или сельской застройки и применение в них электроотопления встречаются весьма редко.

Технические решения по теплоснабжению на базе нескольких вариантов должны приниматься на основе технико-экономических расчетов, оптимальный вариант которых находится путем сравнения возможных решений. В качестве важных и часто встречающихся вопросов, для изыскания оптимального решения которых прибегают к технико-экономическим расчетам, следует назвать:

1) выбор источника тепла и состава его оборудования;

2) выбор применяемого топлива;

3) выбор открытой или закрытой, зависимой или независимой схемы теплоснабжения;

4) ликвидация индивидуальных котельных путем подключения потребителя к районному источнику тепла.

Технико-экономические расчеты, служащие для решения вопросов теплоснабжения, разрабатываются в следующем порядке:

1. *Составление перечня и описание всех технически приемлемых и практически выполнимых вариантов.* Количество сопоставляемых расчетов по возможности должно быть ограничено 2—4 основными вариантами.

2. *Составление перечня исходных данных*, необходимых для разработки технико-экономического расчета каждого варианта. К исходным данным относятся максимально- и среднечасовые расходы тепла и режимы его потребления в системе, продолжительность периода потребления тепла в году, установленная и рабочая тепловая мощность рассматриваемой котельной, численность занятого в системе теплоснабжения персонала, вид и годовой расход топлива, условия топливоснабжения. В качестве исходных данных в зависимости от сущности рассматриваемого вопроса могут потребоваться и другие сведения. Обычно каждый изучаемый вариант определяется характерными для него исходными данными.

3. *Определение размера капитальных вложений (К)* сравниваемых вариантов. Для удобства и точности подсчетов затраты рассматриваются для каждого элемента системы в отдельности и их сложением определяют общую сумму капиталовложений по каждому варианту. Общая сумма капитальных затрат обычно делится на

затраты на строительство или расширение источника тепла, строительство тепловых сетей, организацию топливного хозяйства, системы транспортирования топлива, золы, защиты окружающей среды и т. д.

Каждому варианту технических решений соответствует определенная сумма капитальных затрат, но она еще не дает основания для выбора того или иного варианта как оптимального, так как на окончательную оценку большое влияние оказывают эксплуатационные расходы, относящиеся к сравниваемым вариантам.

4. *Определение годовых эксплуатационных расходов (С) сравниваемых вариантов.*

В сумму этих расходов входят, как правило, стоимость топлива, расходуемого источником тепла, и энергии, расходуемой в источнике и системе теплоснабжения, оплата эксплуатационного персонала, затраты на амортизационные отчисления в системе источника тепла и тепловых сетей, затраты на текущий ремонт, а также прочие затраты, влияющие на показатели сравниваемых вариантов.

5. *Окончательный выбор наиболее экономичного из рассмотренных вариантов* делается путем сопоставления расчетных затрат, объединяющих как капитальные, так и эксплуатационные затраты по отдельным вариантам.

Расчетные затраты З сравниваемых вариантов, тыс. руб/год, определяются по формуле

$$З = C + E_н K,$$

где $E_н$ — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений [28].

В настоящее время в энергетическом строительстве нормативный коэффициент $E_н$ принимается равным 0,12 [28].

Вариант с наименьшими расчетными приведенными затратами $З_{мин}$ считается наиболее экономичным, т. е. оптимальным.

Поскольку технико-экономические расчеты основываются, как правило, на приближенных исходных данных, при разнице в расчетных затратах, не превышающей ±5%, варианты считаются экономически равноценными. Если эта разница превышает 5%, один из вариантов считается более экономичным.

Для принятия объективных решений по сравниваемым вариантам при равноценных результатах расчетов следует всесторонне сопоставить их преимущества и недостатки, не находящие отображения в цифровой оценке.

Для удобства пользования и наглядности материала технико-экономические расчеты предпочтительно представлять в виде таблиц с дополнением их нужными схемами, пояснительными записками, расчетными формулами и выводами.

Пример расчета. Определить возможные варианты решения при выборе источника тепла для проектируемого завода (рис. 3-1). Дать технико-экономическое обоснование оптимального технического решения.

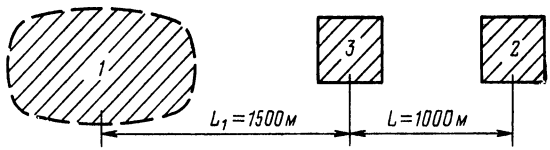


Рис. 3-1. Схема размещения потребителей тепла.
1 — район жилой застройки; *2* — существующий завод; *3* — проектируемый завод.

Дано:

1. Максимально-часовые расходы тепла:

а) проектируемым заводом: в виде пара $G=30$ т/ч; в виде горячей воды $Q=84$ ГДж/ч (примерно 20 Гкал/ч);

б) существующим заводом: в виде пара $G=35$ т/ч; в виде горячей воды $Q=126$ ГДж/ч (примерно 30 Гкал/ч);

в) существующим жилым районом: в виде горячей воды $Q=168$ ГДж/ч (примерно 40 Гкал/ч).

2. На существующем заводе имеется котельная, оборудованная четырьмя паровыми котлами ДКВР-20-13 с мазутным хозяйством.

3. Основным топливом для котельной служит природный газ, резервным топливом — сернистый мазут.

Рассматриваются и сравниваются два варианта описанного случая.

Первый вариант. На проектируемом заводе предусматривается строительство новой индивидуальной котельной с мазутным хозяйством. Завод располагает собственными подъездными железнодорожными путями, от которых предусматривается ветка к сооружаемому мазутному хозяйству. К установке в котельной принимаются три паровых котла типа ДКВР-20-13, в качестве основного топлива — природный газ, резервного топлива — мазут. Устанавливаемые паровые котлы могут произвести пара

$$G^{к}=3\cdot 20\cdot 1{,}4=84 \text{ т/ч},$$

где коэффициент 1,4 учитывает увеличение производительности котлов при сжигании природного газа или мазута взамен твердого топлива.

В настоящем случае котельная обеспечивает одновременно технологические и бытовые нужды предприятия, поэтому резервного котла не требуется при условии обеспечения отопительно-бытовых нагрузок при средней температуре наиболее холодного месяца года и при останове одного из рабочих котлов.

Если паровые котлы отпускают пар только для технологических нужд производства, необходим резервный котел, обеспечивающий бесперебойный отпуск пара при выходе из строя рабочего котла.

На собственные нужды котельной расходуется 15% вырабатываемого пара и потребителю отпускается

$$G^{\text{пот}} = 84 \cdot 0{,}85 = 72 \text{ т/ч}.$$

С учетом частичной выработки тепла котельной в виде горячей воды с параметрами 150—70°С отпуск тепла котельной составит:

в виде пара $G^{\text{пот}} = 30 \cdot 1{,}05 = 32$ т/ч;

в виде горячей воды $Q^{\text{пот}} = (72—32) \cdot 2{,}3 = 92$ ГДж/ч (примерно 22 Гкал/ч) $> 84 \cdot 1{,}05 = 88{,}2$ ГДж/ч.

В этих расчетах коэффициент 1,05 учитывает потери тепла в наружных тепловых сетях, а 2,3 служит для выражения в гигаджоулях количества тепла, содержавшегося в 1 т отдаваемого потребителю пара.

Второй вариант. Предусматривается должным образом расширить котельную и мазутное хозяйство существующего завода и построить тепловые сети от расширяемой котельной до проектируемого завода. Диаметр трубопроводов тепловых сетей принимается с учетом перспективного теплового потребления жилого района, расположенного за проектируемым заводом. В технико-экономический расчет в качестве затрат на строительство тепловых сетей включается только часть общей их стоимости, соответствующая тепловому потреблению проектируемого завода, и не учитывается остальная стоимость тепловых сетей, относимая к теплоснабжению жилого района.

Таким образом, котельная существующего завода, принимая тепловые нагрузки нового завода, становится групповой котельной с перспективой превращения в районную после подключения к ней потребителей тепла жилого района.

Отпуск тепла котельной после подключения к ней нового завода составит:

в виде пара $G^{\text{пот}} = (30+35) \cdot 1{,}05 = 68$ т/ч;

в виде горячей воды $Q^{\text{пот}} = (84+126) \cdot 1{,}05 = 220$ ГДж/ч (53 Гкал/ч).

В перспективе после подключения жилого района $Q^{\text{пот}} = (84+126+168) \cdot 1{,}05 = 397$ ГДж/ч (95 Гкал/ч).

Первая очередь расширения котельной рассчитана на обеспечение теплом только проектируемого завода. Необходимая мощность котельной по пару обеспечивается четырьмя существующими котлами ДКВР-20-13 (в том числе одним резервным), а по горячей воде двумя вновь устанавливаемыми водогрейными котлами типа ПТВМ-30М с производительностью $Q^{\text{к}} = 147$ ГДж/ч (35 Гкал/ч), работающими на мазуте или газе.

В перспективе для обеспечения нагрузок по горячей воде жилого района потребуется установить в котельной третий водогрейный котел.

В соответствии с отдельно проводимым расчетом условный диаметр водяных тепловых сетей на участке от существующей котель-

ной до проектируемого завода $D_у = 500$ мм, что соответствует нагрузке потребителей тепла по горячей воде $Q^{пот} = (84+168) \cdot 1{,}05 = 265$ ГДж/ч (63 Гкал/ч) с параметрами теплоносителя $t = 150 \div 70$°С. Диаметр паропровода $D_у = 250$ мм, что соответствует паровой нагрузке потребителя $G^{пот} = 30 \cdot 1{,}05 = 32$ т/ч при давлении пара $p = 1{,}0$ МПа (примерно 10 кгс/см²) и $t = 180$°С. Условный диаметр конденсатопровода $D_у = 150$ мм.

Для сравнения вариантов принимаем следующие исходные данные:

1) численность обслуживающего персонала определяется по действующим нормативам;

2) коэффициент использования тепла топлива в котлах ПТВМ-30М и ДКВР-20-13 принимается одинаковым. Для других котлов этот коэффициент может существенно отличаться от указанного значения, в этом случае расход топлива в одном из вариантов будет больше;

3) капитальные затраты рассчитаны в действующих ценах;

4) в капитальных затратах учтена полная стоимость пароконденсатопроводов и часть затрат на водяные тепловые сети, соответствующая потреблению горячей воды проектируемым заводом:

$$K_{т.с} = 130 + 360 \cdot 84/(84+168) = 250 \text{ тыс. руб.};$$

5) годовые расходы на амортизацию и текущий ремонт приняты в размере 8% суммы капитальных вложений;

6) средняя заработная плата эксплуатационного персонала принята 1500 руб. в год на одного работающего;

7) прочие годовые эксплуатационные расходы приняты в размере 30% суммы расходов на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату эксплуатационного персонала.

Анализ технико-экономического расчета (табл. 3-1) показывает, что в первом варианте расчетные затраты получаются на 12% большими чем во втором. Поэтому наиболее выгодное решение состоит в расширении существующей котельной на два водогрейных котла ПТВМ-30М с превращением ее в групповую, а в перспективе в районную котельную.

При составлении других подобных технико-экономических расчетов для любого количества сравниваемых вариантов можно пользоваться изложенным выше примером, меняя рассматриваемые варианты в зависимости от конкретных условий и вводя другие экономические факторы, величины и критерии. Со временем могут измениться принятые в расчете цены, тарифы и ставки заработной платы и их отношение, но сущность расчета остается без изменения. Технико-экономические расчеты должны проводиться в обязательном порядке как наглядный и надежный способ практического решения самых различных вопросов теплоснабжения.

3-3. ВЫБОР ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ЕГО ПАРАМЕТРОВ

Для упрощения приготовления теплоносителя в источнике тепла централизованного теплоснабжения и снижения затрат на трубопроводы в тепловых сетях желательно применять один-единственный теплоноси-

Таблица 3-1

Сводная таблица основных показателей вариантов, сравниваемых в технико-экономическом расчете

Наименование показателя	Условное обозначение, формула	Варианты	
		первый	второй
Исходные данные			
Местонахождения котельной		Точка *А*	Точка *Б*
Расход тепла существующим и проектируемым заводами			
в виде пара, т/ч	$G^{пот}$	68	68
в виде горячей воды, ГДж/ч	$Q^{пот}$	222	222
Число и тип установленных котлов:			
а) паровых котлов в котельной проектируемого завода, шт.		3 котла ДКВР-20-13	—
б) паровых котлов в котельной существующего завода, шт.		4 котла ДКВР-20-13 (существующие)	4 котла ДКВР-20-13 (существующие)
в) водогрейных котлов там же		—	2 котла ПТВМ-30М
Мощность установленных котлов:			
а) в котельной проектируемого завода, т/ч	$G^{к}$	84	—
б) в котельной существующего завода, т/ч	$G^{к}$	112	112
То же, ГДж/ч	$Q^{к}$	—	293
Магистральные водяные тепловые сети:			
расход тепла, ГДж/ч	$Q^{т.с}$	—	265
диаметр, мм	$D_у$	—	500
протяженность, м	L	—	1000
Магистральный паропровод:			
расход пара, т/ч	$G^{т.с}$	—	32
диаметр, мм	$D_у$	—	250
протяженность, м	L	—	1000
Конденсатопровод:			
расход конденсата, т/ч	$G^{т.с}$	—	28
диаметр, мм	$D_у$	—	150
протяженность, м	L	—	1000
Эксплуатационный персонал, чел:			
котельной (не считая персонал существующей котельной)	$n_к$	36	9
тепловых сетей	$n_{т.с}$	—	1
Топливо:			
основное		Природный газ	

Продолжение табл. 3-1

Наименование показателя	Условное обозначение, формула	Варианты	
		первый	второй
резервное		Мазут	
Расход топлива		Одинаковый	
Капитальные вложения, тыс. руб.			
Капиталовложения в строительство котельных	$K_к$	1040	920
То же в стройтельство резервного мазутного хозяйства	$K_м$	210	140
То же в районные тепловые сети, в том числе в паропровод и конденсатопровод полностью, в водяные тепловые сети частично	$K_{т.с}$	—	250
Итого капиталовложений	K	1250	1310
Годовые эксплуатационные расходы, тыс. руб.			
На топливо	$C_т$	Одинаковые	
На амортизацию и текущий ремонт:			
котельных	$C_к=K_к \cdot 0,08$	83,2	73,6
мазутного хозяйства	$C_м=K_м \cdot 0,08$	16,8	11,2
тепловых сетей	$C_{т.с}=K_{т.с} \times 0,08$	—	20,0
На заработную плату эксплуатационного персонала, включая отчисления в соцстрах (по нормам эксплуатации):			
котельных и мазутного хозяйств	$C^{з.п}_{к.м}=n_к \times 1,5$	54,0	13,5
тепловых сетей	$C^{з.п}_{т.с}=n_{т.е} \times 1,5$	—	1,5
Прочие расходы	$C_{пр}$	46,2	35,9
Итого	C	200,2	155,7
Разница в капиталовложениях по вариантам	$\Delta K=K''-K'$	—	60
Разница в годовых эксплуатационных расходах по вариантам	$\Delta C=C'-C''$	44,5	—
Расчетные затраты	$З=C+EK$	350,2	312,9
Соотношение сравниваемых расчетных приведенных затрат	$З'/З''$	1,12	1

тель. Такой теплоноситель должен был бы быть универсальным и соответствовать решаемым экономическим и техническим задачам. Однако на практике различного характера потребители тепла предъявляют к теплоносителю и его параметрам весьма различные требования.

Так, например, для жилых домов, нуждающихся только в отоплении и горячем водоснабжении, в качестве оптимального и в условиях Советского Союза единственного теплоносителя подходит горячая вода. Для общественных и производственных зданий, нуждающихся в отоплении, вентиляции, кондиционировании воздуха и горячем водоснабжении, горячая вода также подходит в качестве единственного и оптимального теплоносителя.

Иначе решается вопрос для промышленных предприятий, нуждающихся в технологическом паре. Нередко на производстве требуется пар различных параметров. В таких случаях необходимо сделать технико-экономический выбор между одним общим теплоносителем — паром с самыми высокими из требующихся на производстве параметров, или системой нескольких теплоносителей.

Выбор теплоносителя для каждого отдельного потребителя тепла или для группы потребителей производится следующим образом:

1. Проверяется, какой теплоноситель установлен или рекомендован к применению действующими санитарными нормами для данного потребителя тепла.

2. Проверяется, какие теплоносители в данном случае допускаются к применению действующими противопожарными нормами и правилами.

3. Устанавливаются требования, предъявляемые основным технологическим процессом производства к теплоносителю и его параметрам.

4. Проверяется экономическая целесообразность применения намеченного теплоносителя.

Применение в качестве теплоносителя горячей воды при централизованном теплоснабжении в принципе экономичнее применения пара.

В системах централизованного теплоснабжения выбор теплоносителя, как правило, следует производить в соответствии со СНиП II-36-73 и действующими санитарными и противопожарными нормами. При этом необходимо учитывать следующее:

1. Для подачи тепла в системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха предпочтение отдается горячей воде, при которой поступление тепла поддается центральному качественному регулированию.

2. При работе водяных систем в помещениях отсутствуют специфический запах горячей пыли и неприятные металлические шумы, свойственные работе паровых систем при движении пароконденсатной смеси по трубопроводам. Таким образом, водяные системы улучшают санитарно-гигиенические условия и способствуют созданию в помещениях более здоровой и комфортной обстановки.

3. Возможный радиус действия водяной системы (30—60 км от источника тепла до потребителя) значительно превышает возможный радиус действия паровой системы (до 6—15 км). Благодаря этому важному преимуществу теплоснабжение при теплоносителе — горячей воде может осуществляться от источника тепла, расположенного далеко от потребителей, даже за чертой города.

4. При теплоносителе — воде отпадает трудная задача по сбору и возврату конденсата в источник тепла. Станция перекачки конденсата с конденсатными баками требует у потребителей тепла довольно больших помещений. Возврат конденсата связан с явлением вторичного парообразования. Для использования тепла вторичного пара устанавливают специальные пароводяные подогреватели, улавливающие тепло пароконденсатной смеси. При отсутствии этой или другой возможности тепло вторичного пара теряется. Количество собираемого конденсата в местной системе парового отопления не превышает 90%. Сравнительно трудно обеспечить чистоту конденсата, возвращаемого из технологической аппаратуры промышленных предприятий. От воздействия воздуха металл труб и оборудования окисляется (корродирует) и окрашивает конденсат в красный цвет. Конденсат, образующийся в подогревателях мазута, смазочных масел, растворов красителей весьма часто в источник тепла не возвращается, так как в случае выхода из строя нагревательных трубок подогревателя одного потребителя тепла весь конденсат, собранный в источнике тепла со всего района, может стать непригодным для использования, что создаст затруднения в питании котлов.

5. Преимущества пара очевидны в тех случаях, когда потребители тепла нуждаются в теплоносителе, обладающем постоянными параметрами — давлением или температурой. Неизменность какого-либо из этих параметров теплоносителя весьма важна для многих технологических процессов.

6. Пар обладает также ценным свойством содержать в единице массы значительно больше тепла, чем горячая вода. Так, например, 1 т пара с параметрами p= =0,5 МПа и t=150°С может отдать потребителю примерно в 6 раз больше тепла, чем 1 т горячей воды при той же температуре.

При рассмотрении действующих в СССР технических норм, правил и практических рекомендаций в отношении выбора теплоносителя для любого потребителя тепла видно, что в настоящее время в подавляющем числе случаев предпочтение отдается горячей воде. Пар в качестве теплоносителя выступает в основном в тех случаях, когда горячая вода своими параметрами или техническими особенностями не соответствует требованиям потребителя.

При выборе пара в качестве единого теплоносителя всегда следует рассмотреть, не возникнет ли в будущем возможность подключения объекта к системе теплоснабжения от ТЭЦ. В этом случае отопление, вентиляция и горячее водоснабжение обязательно должны осуществляться на теплоносителе — горячей воде, чтобы сохранить для ТЭЦ тепловые нагрузки, обеспечивающие наиболее экономичный теплофикационный режим работы электростанции.

В итоге даже на промышленных предприятиях, в обязательном порядке нуждающихся в технологическом паре, обычно отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха и горячее водоснабжение обеспечивают второй системой теплоснабжения, работающей на горячей воде.

За рубежом в настоящее время пар как теплоноситель используется довольно широко. Действующие в США, ФРГ и некоторых других государствах нормы разрешают применение пара даже для отопления жилых домов. К примеру, в ФРГ в 1965 г. из 115 действующих в стране систем централизованного теплоснабжения 50 работали на теплоносителе — горячей воде и 65 на паре [26]. За последние годы, однако, в зарубежных странах также замечается тенденция к преимущественному применению в качестве теплоносителя горячей воды.

В любом случае при выборе теплоносителя решающими являются факторы экономического характера (при обеспечении должного качества теплоснабжения). Число теплоносителей не имеет существенного, ни тем более решающего значения. На практике известны случаи успешной работы теплоснабжения предприятий, использующих более пяти различных теплоносителей — горячей воды и пара, централизованно приготовляемых в источнике тепла.

Ниже приводятся параметры, применяемые в настоящее время для снабжения горячей воды и пара.

Параметры горячей воды, изменяемые в зависимости от температуры наружного воздуха:

1) t=85÷65°С, Δt=20°С. Применяется в местных системах отопления детских яслей и садов, больниц и других медицинских учреждений;

2) t=95÷70°С, Δt=25°С. Применяется в местных системах жилых домов, музеев, библиотек, архивов, административных помещений и т. п.;

3) t=105÷70°С, $\Delta t \geqslant$35°С. Применяется в местных системах зданий, для которых до 1968 г. разрешались параметры теплоносителя t=95÷70°С, с условием, что температура поверхности нагревательных приборов будет не выше 95°С;

4) t=150÷70°С, Δt=80°С. Применяется для наружных сетей и местных систем большинства производственных зданий (за исключением тех, в которых возможно выделение пожаро- и взрывоопасных газов или пыли), спортивных и торговых сооружений, общественных зданий, театров, клубов, вокзалов и т. п.

Постоянные параметры горячей воды:

1) t=30÷50°С. Применяется во второй ступени подогрева систем кондиционирования воздуха и для многих технологических процессов;

2) t=65°С. Применяется в системах горячего водоснабжения. При этом СНиП II-34-76 в особых случаях допускают снижение температуры горячей воды до 50°С;

3) t=80÷200°С. Применяется во многих технологических производственных процессах. В некоторых случаях применяется более высокая температура — до 230°С.

При сравнении различных параметров горячей воды выделяются три важные закономерности:

1. Чем выше начальная температура воды, тем меньше теплоносителя необходимо транспортировать и тем меньший его расход требуется системе. Например, при параметрах воды t=150°С в подающем трубопроводе и 70°С в обратном для подведения потребителю определенного количества тепла потребуется транспортировать теплоносителя в 80 : 25=3,2 раза меньше, а при температуре в подающей магистрали t=200°С и 70°С в обратной в 130 : 25=5,2 раза меньше, чем теплоносителя с параметрами t=95÷70°С.

2. Применяя теплоноситель с повышенными параметрами, можно значительно уменьшить диаметры трубопроводов и необходимую поверхность нагревательных приборов.

Обе приведенные закономерности подчеркивают экономическую и техническую целесообразность применения теплоносителя с повышенными параметрами в случаях централизованного теплоснабжения.

3. Повышение температуры теплоносителя воды приводит к необходимости повышения давления при транспортировании ее для предотвращения вскипания горячей воды и выделения пара.

Вскипание горячей воды начинается при следующих давлениях:

t, °С	130	140	150	160	170	180	190	200
$p_{вскип}$, МПа . . .	0,27	0,36	0,48	0,62	0,79	1,00	1,26	1,56
*$H_{вскип}$, м вод. ст.	28	37	49	63	81	102	128	159

* $H = p/\rho$ — напор воды, м вод. ст., где p — давление, МПа; ρ — плотность воды, кг/м³.

Минимальное давление воды на выходе из водогрейного котла или подогревателя в источнике тепла, необходимое для избежания вскипания при разных расчетных температурах теплоносителя, при радиусе действия системы централизованного теплоснабжения 5 км и разнице в высотных отметках поверхности земли района 10 м составляет:

t, °С	130—70	140—70	150—70	160—70	170—70	180—70	190—70	200—70
$p_{расч}$, МПа . . .	1,43	1,43	1,43	1,45	1,63	1,83	2,09	2,39
$H_{расч}$, м вод. ст. .	145	145	145	148	166	187	213	244

Однако местные системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения и тех-

нологий, оборудованные радиаторами, калориферами и подогревателями с допустимым рабочим давлением $p=0{,}6$ МПа ($H\approx 60$ м вод. ст.) не могут принять из теплового пункта теплоноситель с давлением, превышающим это значение. Устранение этого противоречия может быть разрешено следующими двумя основными способами:

1) путем применения теплоиспользующих приборов и установок (радиаторов, калориферов, подогревателей и др.), способных выдержать рабочее давление теплоносителя $p=1{,}6\div 2{,}0$ МПа ($H\approx 160\div 200$ м вод. ст.). Применение теплоносителя с повышенными параметрами в тепловых сетях и в местных системах приводит к повышению требований к используемым материалам, трубам, арматуре, аппаратуре для обеспечения безопасности эксплуатации. Повышаются также требования к уровню технической подготовки обслуживающего персонала;

2) путем подключения потребителей тепла к системе централизованного теплоснабжения по независимой схеме через специально сооружаемые центральные тепловые пункты (ЦТП). В этом случае получается двухконтурная схема теплоснабжения, при которой на участке от источника тепла до ЦТП циркулирует теплоноситель с повышенными параметрами, а за ЦТП сохраняются допускаемые для местных систем более низкие параметры. Такие ЦТП требуют установки местных сетевых, а иногда и подпиточных насосов, потребляющих электрическую энергию и требующих наличия обслуживающего персонала.

В настоящее время в Советском Союзе широко распространено и надежно освоено применение теплоносителя — горячей воды с параметрами $t=150\div 70$°С. В дальнейшем намечается возможность применения воды с параметрами $t=180\div 70$°С и $t=200\div 70$°С для систем теплоснабжения с большими радиусами действия.

Параметры водяного пара. Вырабатываемый паровыми котлами или получаемый от ТЭЦ пар бывает насыщенным или перегретым. Потребителям в основном необходим сухой насыщенный пар, так как, поступая в нагревательные приборы, он немедленно начинает конденсироваться, смачивает поверхность нагрева и таким образом увеличивает коэффициент теплопередачи в нагревательном приборе.

Напротив, перегретый пар не смачивает поверхности нагрева нагревательных приборов. Поэтому теплопередача от перегретого пара к нагревательному прибору будет менее интенсивна.

Применение перегретого пара на производстве не всегда допускается, так как он может оказаться причиной брака продукции из-за высоких температур перегрева. Это наблюдается в целлюлозно-бумажной, пищевой промышленности, при производстве лизина и т. п. Однако в редких случаях для работы в промышленности требуется именно перегретый пар.

При движении пара по паропроводам некоторый перегрев его всегда желателен. При потере тепла по пути транспортирования пара небольшой его перегрев задерживает образование конденсата. Опыт показывает, что весьма выгодным является подача потребителям слегка перегретого (на 5—20°С) пара.

В настоящее время потребители тепла применяют пар со следующими параметрами:

1) p=0,3 МПа, t=134÷140°С. Такой пар применяется при отоплении, вентиляции, горячем водоснабжении, в технологических процессах промышленности, например бумагоделательными машинами старого типа и т. п.;

2) p=0,4÷2,0 МПа, t=144÷440°С. Пар этих параметров применяется для технологических процессов в пищевой промышленности, а также при производстве искусственного волокна, строительных материалов, древесноволокнистых плит и т. п.

Кроме упомянутых на практике используются и другие параметры пара. Потребители пара предъявляют весьма различные требования к устойчивости в поддержании постоянных параметров (давления и температуры) пара.

При выборе теплоносителя следует иметь в виду, что параметры пара изменяются при прохождении его по наружным сетям большой протяженности. В среднем давление пара падает на 0,1 МПа/км, а температура соответственно на 5—20°С/км. Давление в трубопроводах горячей воды падает ориентировочно на 0,8 МПа/км (суммируя падение давления в подающем и обратном трубопроводах), в то время как температура воды практически мало меняется (до 1°С на 3 км длины сети).

Практика централизации теплоснабжения показала, что каждый город, поселок городского типа, совхозный

и колхозный центр нуждается в нескольких теплоносителях с различными параметрами.

Теплоносители приготовляются либо централизованно в районных источниках тепла по одноконтурной схеме, либо децентрализованно в тепловых пунктах потребителей тепла по двухконтурной схеме.

В целях специализации производства и централизации основных процессов теплоснабжения целесообразно приготовлять в районных источниках тепла теплоносители, в которых нуждается значительная часть потребителей.

Глава четвертая

ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ И СХЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4-1. НАЗНАЧЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ

Тепловые пункты (ТП) в системе теплоснабжения должны выполнять следующие функции:

1) учет расхода тепла потребителями;

2) распределение тепла по местным системам потребителей;

3) приготовление горячей воды с параметрами, требуемыми для санитарно-бытовых и технических нужд;

4) поддержание и регулирование параметров теплоносителя — давления и температуры;

5) регулирование расхода теплоносителя, расходуемого местными системами теплоснабжения;

6) сбор, а иногда и очистку конденсата и перекачку его в источник тепла;

7) использование пара вторичного вскипания и охлаждение конденсата;

8) регулирование, автоматизацию, защиту, контроль и диспетчеризацию работы местных систем потребителей тепла.

Некоторые из описанных функций отдельными ТП могут не выполняться. Так, например, учет тепла, расходуемого несколькими зданиями промышленного предприятия, устраивается только в одном пункте — центральном пункте учета тепла (рис. 4-1,*а*). В ТП потребителя, не расходующего пар, не будет устройства для

сбора и перекачки конденсата и для использования вторичного тепла пароконденсатной смеси.

Обычно индивидуальные тепловые пункты (ИТП) размещаются в зданиях, теплоснабжение которых они осуществляют. Реже они устраиваются в отдельных, поблизости расположенных зданиях. Так поступают в случае бесподвального здания или когда в здании не удается высвободить помещение для устройства теплового пункта (рис. 4-1,*б*).

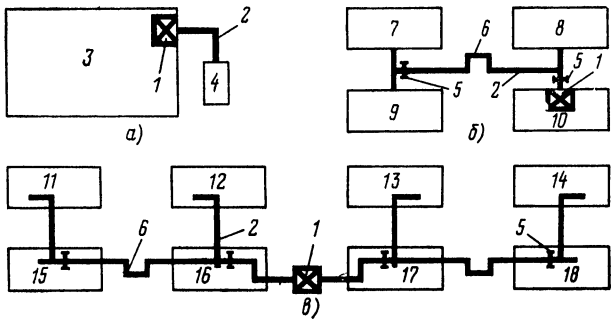


Рис. 4-1. Размещение тепловых пунктов (ТП).

а — общий ТП для двух зданий промышленного предприятия; *б* — общий ТП для четырех жилых зданий; *в* — отдельно стоящий центральный ТП (ЦТП) для группы зданий. *1* — тепловой пункт; *2* — тепловые сети; *3* — главный корпус промпредприятия; *4* — проходная; *5* — неподвижная опора; *6* — П-образный компенсатор; *7—18* — отдельно стоящие жилые здания.

В настоящее время все чаще прибегают к устройству центральных тепловых пунктов (ЦТП), обслуживающих группы зданий (рис. 4-1,*в*). В специально построенных отдельно стоящих зданиях размещают циркуляционные насосы систем горячего водоснабжения при закрытой схеме теплоснабжения, сетевые и подпиточные насосы для обеспечения местных систем отопления при независимой схеме теплоснабжения и установки для обработки воды в случаях необходимости улучшения ее качества при закрытой схеме теплоснабжения.

Центральные тепловые пункты нуждаются в периодическом обслуживании эксплуатационным персоналом. Строительство и эксплуатация ЦТП требует дополнительных затрат и увязки их с архитектурными особенностями городских ансамблей. Строительство отдельно стоящих ЦТП в значительной степени обосновывается следующими обстоятельствами:

1) насосные агрегаты могут служить источниками шума и вызывать вибрации зданий;

2) при закрытой схеме теплоснабжения в ЦТП облегчается устройство местной обработки холодной воды, устраняющее опасность коррозии или зарастания внутридомовых систем горячего водоснабжения.

В крупных зданиях нередко устраиваются несколько ИТП. Определение числа ТП в здании основано на следующем принципе: чем больше число ТП в здании и чем ближе они расположены один от другого, тем меньше получаются размеры местных систем и тем точнее их регулирование и эксплуатация. С другой точки зрения, ТП занимают часть здания и требуют затрат, следовательно, представляется выгодным уменьшить число ТП в здании. Поэтому для решения данного вопроса требуется проведение технико-экономических расчетов. Практически один ТП способен на достаточно высоком техническом и экономическом уровне обслуживать в среднем здание площадью 3—4 тыс. м^2.

В любом случае число ТП зависит еще и от количества местных систем потребителей тепла, расположенных в данном здании, особенностей характера их работы и необходимой им тепловой мощности.

Тепловые пункты строятся по различным технологическим схемам в зависимости от применяемого в системе вида теплоносителя — горячей воды или водяного пара, схемы теплоснабжения — закрытой или открытой, зависимой или независимой и ряда других факторов.

4-2. ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ С ГОРЯЧЕЙ ВОДОЙ В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Технологическая схема наиболее простого ТП показана на рис. 4-2. Учет расхода тепла зданиями, в которых теплоносителем служит горячая вода, обычно производится в их ТП различного типа самопишущими дифференциальными манометрами, самопишущими термометрами или тепломерами. В ТП, в котором производится учет тепла, необходимо смонтировать диафрагму учета расхода теплоносителя, в то время как аппаратура для замера расхода может быть стационарной или переносной. В последнем случае она используется для учета расхода несколькими потребителями. Замеры при помощи переносной аппаратуры выполняются в опреде-

ленное время. Дифференциальные манометры учитывают расход теплоносителя G, протекающего через тепловой пункт. Самопишущие термометры определяют температуру теплоносителя в подающем и обратном трубо-

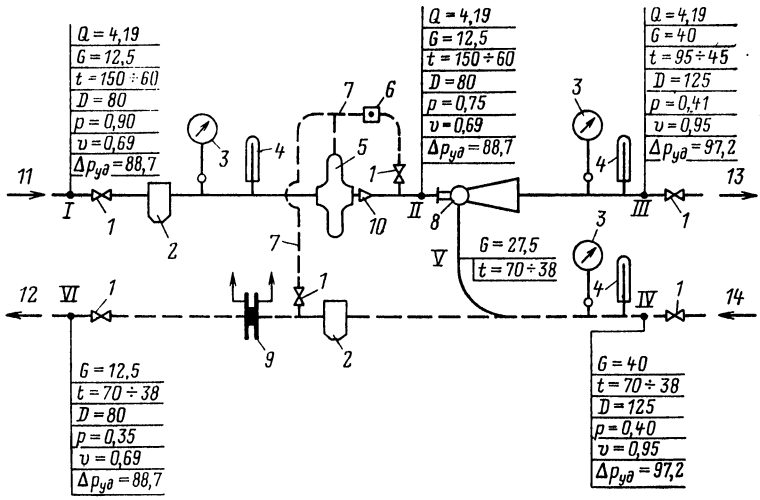


Рис. 4-2. Тепловой пункт с теплоносителем — горячей водой для здания, расходующего тепло только на отопление.

1 — задвижка или вентиль; *2* — грязевик; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — регулятор расхода типа РР; *6* — фильтр; *7* — импульсная трубка; *8* — элеватор; *9* — аппаратура учета тепла (обычно дифференциальные манометры с самопишущими термометрами); *10* — дроссельная шайба; *11* — подающий трубопровод из источника тепла; *12* — обратный трубопровод к источнику тепла; *13* — трубопровод к местной системе отопления; *14* — трубопровод из местной системы отопления; *I—VI* — расчетные флажки (Q — израсходованное тепло, ГДж/ч; G — расход теплоносителя, т/ч; D — условный диаметр трубопровода, мм; t — температура теплоносителя, °С; p — давление, МПа; υ — скорость движения теплоносителя, м/с; $\Delta p_{уд}$ — удельные потери давления в трубопроводе на тренис, Па/м).

проводах и разность этих температур Δt. Израсходованное тепло, кДж, подсчитывается по формуле

$$Q = 4{,}19 G \Delta t.$$

Для расчета расхода тепла в закрытой схеме теплоснабжения достаточно установить аппаратуру учета расхода теплоносителя на одном из трубопроводов. Обычно такую аппаратуру устанавливают на обратном трубопроводе, так как параметры p и t протекающего по нему теплоносителя ниже, чем в подающем, и это создает более благоприятные условия для работы дифма-

нометра. В открытых схемах аппаратура учета устанавливается как на подающем, так и на обратном трубопроводе. В закрытой схеме расход теплоносителя, циркулирующего в подающем и обратном трубопроводах одинаковый, если нет утечки теплоносителя. В открытой схеме эти расходы разные. Разность между этими расходами должна представлять собой потребление горячей воды в открытой схеме горячего водоснабжения.

Температура теплоносителя для нужд системы отопления при качественном регулировании устанавливается при помощи водоструйного элеватора или смесительного насоса. Расчетная температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах наружных тепловых сетей составляет 150—70°С. В отопительной системе здания параметры теплоносителя принимаются 95—70°С. Элеватор приготовляет теплоноситель требуемых параметров 95—70°С подмешиванием к теплоносителю температурой 150—70°С подающего трубопровода охлаждающей воды из обратного трубопровода с температурой 70—38°С в количестве, необходимом для получения в подающем трубопроводе системы отопления теплоносителя нужных параметров.

Действие водоструйного элеватора происходит следующим образом:

1. Теплоноситель с более высокой температурой и более высоким давлением подающего трубопровода подается в сопло водоструйного элеватора, где из-за уменьшения диаметра сопла резко увеличивается скорость течения и кинетическая энергия теплоносителя при одновременном снижении давления (потенциальной энергии) до значения меньшего, чем в обратном трубопроводе.

2. При выходе из сопла теплоноситель из подающего трубопровода попадает в камеру смешения водоструйного элеватора, где за счет пониженного давления происходит подсос остывшего теплоносителя из обратного трубопровода и смешение его с более теплым теплоносителем из теплосети.

3. Теплоноситель пониженного давления из камеры смешения направляется в диффузор элеватора, где из-за значительного, но плавного увеличения диаметра соответственно понижаются скорость течения и кинетическая энергия с одновременным повышением давления (т. е. потенциальной энергии). Увеличенное давление теплоносителя в конце диффузора всегда будет ниже давления

при входе в элеватор. Вследствие этого в подающем трубопроводе за водоструйным элеватором получается вода более низкой температуры и давления, чем при входе в элеватор. Работа водоструйных элеваторов выполняется за счет перепада давлений, созданного сетевыми насосами системы теплоснабжения.

Такая схема снижения температуры теплоносителя в ТП потребителей тепла, получившая широкое применение, была разработана и предложена В. М. Чаплиным на заре развития теплофикации СССР.

Пример расчета водоструйного элеватора с необходимыми расчетными формулами приведен в табл. 4-1.

Водоструйные элеваторы типа ВТИ—Теплосеть Мосэнерго по производительности и размерам делятся на семь номеров.

Номер элеватора, а также диаметр сопла при минимальном располагаемом давлении перед элеватором определяется по номограмме (рис. 4-3).

В случаях, когда фактическое располагаемое давление перед элеватором $\Delta p_э^ф$ меньше требуемого минимального $\Delta p_э^{мин}$, элеватор не может работать исправно и должен быть заменен смесительным насосом. В тех случаях, когда $\Delta p_э^ф > \Delta p_э^{мин}$, диаметр сопла элеватора должен быть соответственно уменьшен.

Расчетный диаметр сопла d_c^p при фактическом располагаемом давлении $\Delta p_э^ф$ определяется по номограмме (рис. 4-4).

Регулирование работы элеватора обычно осуществляется заменой сопла с увеличением или уменьшением отверстия его в соответствии с изменением фактического располагаемого давления перед элеватором. Однако замена сопла элеватора является трудоемкой операцией и связана с остановом системы отопления здания. Поэтому весьма перспективным мероприятием является применение регулируемых водоструйных элеваторов новой конструкции, сопло которых оборудовано перемещаемой извне конической иглой, способной менять площадь сечения отверстия сопла и соответственно регулировать смешение теплоносителя. Помимо этого регулирование работы элеватора можно производить также частичным прикрытием или открытием вентиля, расположенного на подающем трубопроводе за элеватором.

Таблица 4-1

Пример расчета водоструйного элеватора

Наименование показателя	Расчетная формула	Показатель		Примечания
		Единица измерения	Количество	
Расход тепла на отопление Q_o	—	ГДж/ч	4,19	Задано
Расчетная температура воды в подающей трубе тепловой сети $t_{под}$	—	°С	150	»
То же в обратной трубе t_o	—	°С	70	»
То же в подающей трубе местной системы отопления $t'_{под}$	—	°С	95	»
То же в обратной трубе t'_o	—	°С	70	»
Гидравлическое сопротивление местной системы отопления Δp_o	—	МПа (м вод. ст)	0,00981 (1)	Задано или принято
Расход сетевой (эжектирующей) воды $G_э$	$G_э = \frac{Q_o \cdot 1000}{4,19\,(t_{под} - t_o)} = \frac{4,19 \cdot 1000}{4,19\,(150 - 70)}$	т/ч	12,5	—

Продолжение табл. 4-1

Наименование показателей	Расчетная формула	Показатель		Примечания
		Единица измерения	Количество	
Расход смешанной воды $G_{см}$	$G_{см} = \frac{Q_o \cdot 1000}{4,19\,(t'_{под} - t'_o)} = \frac{4,19 \cdot 1000}{4,19\,(95 - 70)}$	т/ч	40	—
Приведенный расход смешанной воды $G_{пр}$	$G_{пр} = \frac{G_{см}}{\sqrt{101,94 \cdot \Delta p_o}} = \frac{40}{\sqrt{101,94 \cdot 0,00981}}$	т/ч	40	—
Количество подмешиваемой воды из обратной трубы местной системы отопления $G_п$	$G_п = G_{см} - G_э = 40 - 12,5$	т/ч	27,5	—
Расчетный коэффициент смешения элеватора q	$q = \frac{G_п}{G_э} 1,15 = \frac{t_{под} - t'_{под}}{t'_{под} - t'_o} \times 1,15 = \frac{27,5}{12,5} 1,15$	—	2,53	1,15 — коэффициент, полученный на основании экспериментальных данных Теплосети Мосэнерго
Диаметр горловины (камеры смешения) элеватора $d_г$	$d_г = 0,874 \sqrt{G_{пр}} = 0,874 \sqrt{40}$	см	5,5	—

Продолжение табл. 4.1

Наименование показателя	Расчетная формула	Показатель		Примечания
		Единица измерения	Количество	
Диаметр сопла элеватора при минимальном располагаемом давлении перед элеватором d_c	$d_c = \frac{10 d_г}{\sqrt{\frac{0{,}78}{G^2_{пр}}(1+q)^2 d^4_г + \sqrt{+0{,}6(1+q)^2 - 0{,}4q^2}}}$	мм см	16,7 1,67	По номограмме (рис. 4-3)
Требуемое минимальное располагаемое давление перед элеватором при Δp_o=0,00981 МПа (1 м вод. ст) $\Delta p_э^{мин}$	$\Delta p_э^{мин} = 0{,}0063 \frac{G^2_э}{d^4_c} = 0{,}0063 \frac{12{,}5^2}{1{,}67^4}$	МПа (м вод. ст.)	0,13 (13)	—
Номер элеватора конструкции ВТИ—Теплосеть Мосэнерго	—	—	№7	По номограмме (рис. 4-3)
Фактическое располагаемое давление перед элеватором $\Delta p^ф_э$	—	МПа (м вод. ст.)	0,343 (34)	По схеме (рис. 4-2)
Расчетный диаметр сопла при фактическом располагаемом давлении перед элеватором $d^р_c$	$d^р_c = \sqrt[4]{\frac{0{,}0063 \cdot G^2_э}{\Delta p^ф_э}} = \sqrt[4]{\frac{0{,}0063 \cdot 12{,}5^2}{0{,}343}}$	см	1,31	По расчету По номограмме (рис. 4-4)

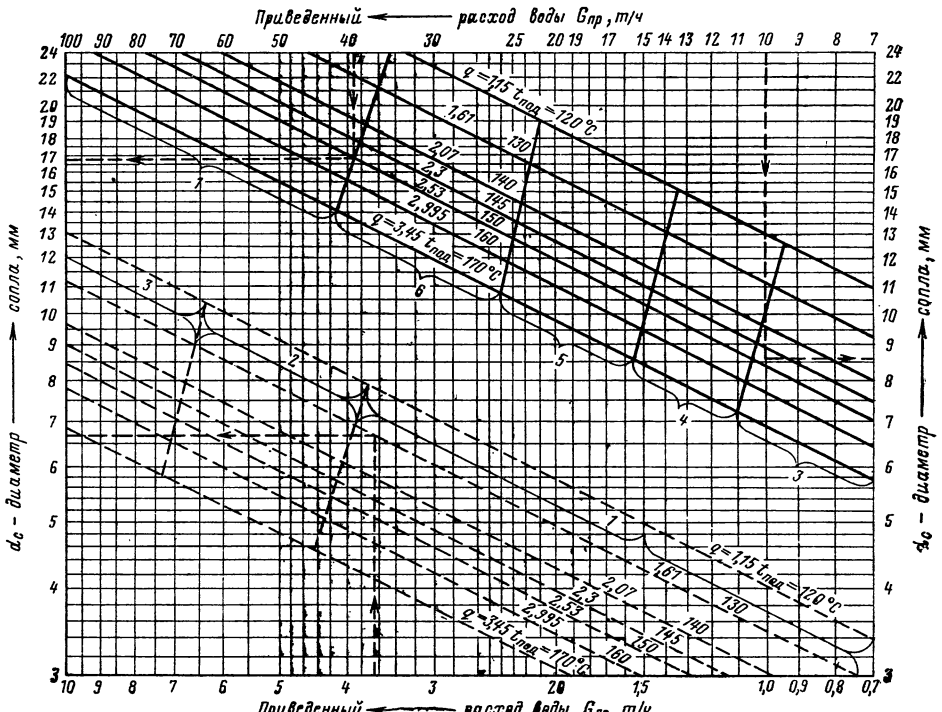


Рис. 4-3. Номограмма для определения номера элеватора и диаметра сопла при минимальном располагаемом давлении $\Delta p_э^{мин}$ и Δp_0=0,0102 МПа (1 м вод. ст.).

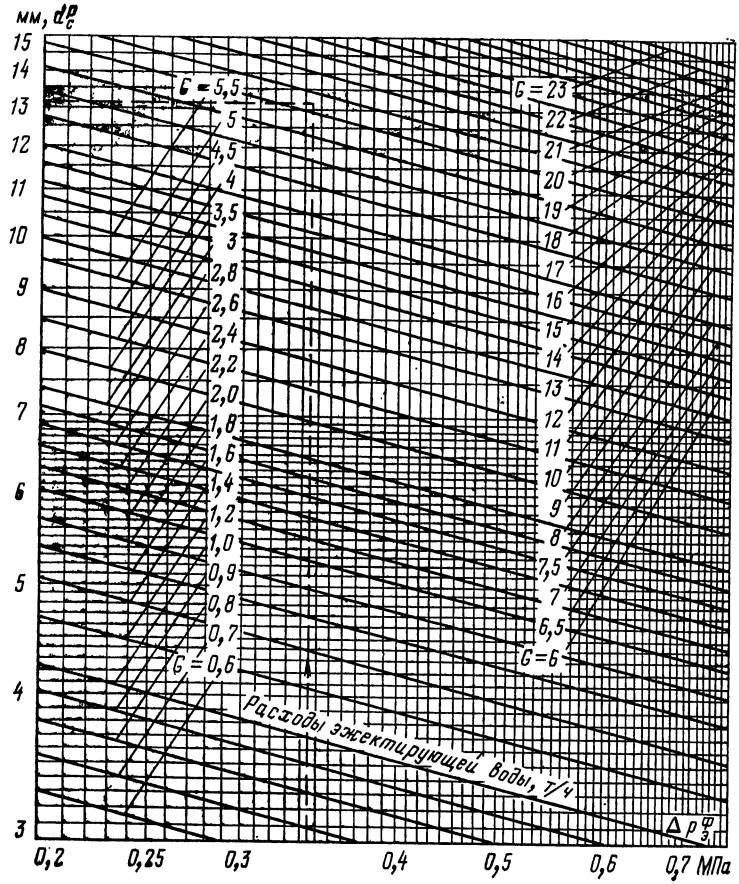


Рис. 4-4. Номограмма для определения расчетного диаметра сопла по фактическому располагаемому давлению перед элеватором (построена по формуле $d^p_c = \sqrt[4]{\frac{0{,}0063G^2_э}{\Delta p^{\phi}_э}}$).

Водоструйный элеватор представляет собой насос, не имеющий движущихся частей. Элеватор прост, дешев, работает бесшумно, не расходует дополнительной электроэнергии, при наличии избытка располагаемого давления регулирует давление теплоносителя. Минимальная затрата давления теплоносителя для работы элеватора $\Delta p_р$=0,14 МПа при температуре воды в сети 150—70°С, в местной системе 95—70°С и потерях дав-

ления в местной системе Δp=0,01 МПа. При понижении температуры теплоносителя в местной системе до 85—65°С минимальная затрата давления, необходимая для работы элеватора, возрастет и достигнет 0,25 МПа. При работе местной системы с температурой 105—70°С минимальная затрата давления, необходимая для работы элеватора, составит только 0,075 МПа при параметрах теплоносителя в наружных тепловых сетях 150—70°С.

Необходимая для работы элеватора минимальная затрата давления возрастет при увеличении потерь давления в местной системе сверх Δp=0,01 МПа. Так, если потери давления в местной системе Δp=0,03 МПа, то для работы элеватора потребуется минимальная затрата давления, равная 0,42 МПа.

Сравнительно большая затрата давления, необходимая для работы элеватора, в определенной степени ограничивает возможности его применения. Кроме того, для точного регулирования температуры элеватор пригоден только при условии поддержания постоянного расхода и давления теплоносителя в системе. Для обеспечения элеваторами ТП требуемой точности регулирования необходимо, чтобы были удовлетворены следующие три условия:

1. Потери давления в местной системе отопления за элеватором должны быть постоянными. Желательно, чтобы в отопительной системе потери при наладке были установлены на уровне Δp=0,01 МПа (1,0 м вод. ст.) и периодически проверялись.

2. В элеваторе должен быть обеспечен постоянный расход теплоносителя. Это относится как к подающему, так и к подмешивающему трубопроводу. Постоянство расхода теплоносителя в подающем трубопроводе целесообразно поддерживать автоматически действующим регулятором расхода типа РР (см. ниже), устанавливаемым перед каждым элеватором и одновременно в определенной мере регулирующим давление перед элеватором.

3. Диаметр сопла элеватора должен быть рассчитан в соответствии с конкретными параметрами и условиями работы, однако он должен быть не менее 2,5 мм во избежание его засорения и прекращения работы системы отопления.

Регулирование расхода теплоносителя в тепловых пунктах и местных системах для систем отопления, вен-

тиляции, кондиционирования воздуха и горячего водоснабжения. В ТП, обслуживающих отопительных потребителей, устанавливаются регуляторы расхода типа РР, обеспечивающие постоянный расход воды в системе потребителя в условиях переменного давления в наружной тепловой сети.

В зданиях, имеющих вентиляционные системы, регуляторы расхода теплоносителя обычно устанавливают во всех вентиляционных камерах. В ТП, обслуживающих несколько вентиляционных систем, регуляторы устанавливаются только в тех случаях, когда все вентиляционные камеры работают в совершенно одинаковом режиме как в смысле температуры нагрева воздуха, так и по времени работы в сутки.

В системах кондиционирования воздуха регуляторы расхода теплоносителя устанавливаются в камерах кондиционирования воздуха.

В системах горячего водоснабжения как для санитарно-бытовых, так и для технологических нужд регулирование расхода теплоносителя при закрытых схемах теплоснабжения выполняется регуляторами типа РР, при открытых схемах — регуляторами типа ТРЖ (терморегулятор жидкостный).

Регуляторы размещаются в ТП и работают в зависимости от температуры приготовляемой для потребителей горячей воды.

Параллельно описанному регулированию расхода теплоносителя, совершаемому в ТП, возможно еще дополнительное, более тонкое регулирование расхода в каждом помещении — установкой соответствующих регуляторов перед радиаторами и калориферами, обогревающими помещение.

Таким образом, в любом помещении возможно установить заданную температуру независимо от температуры наружного воздуха и прочих условий. Точность регулирования заданной для помещений температуры обеспечивается разного типа терморегуляторами, устанавливаемыми в отопительных системах и работающими по принципу регулирования количества теплоносителя, подаваемого потребителю.

Образец хорошей работы показал комнатный терморегулятор индивидуальной установки в системах отопления, созданный в Академии наук Латвийской ССР в 1956 г. [12].

Регулирование температуры помещений весьма просто, но менее точно, выполняется кранами двойного регулирования и вентилями ручного обслуживания, устанавливаемыми перед нагревательными приборами. При наличии отопительных панелей регулирование температуры помещений осуществляется без регулирования расхода теплоносителя устройством жалюзи у отопительных панелей.

За последние годы все чаще применяется регулирование расхода теплоносителя и температуры помещений пофасадными терморегуляторами, устанавливаемыми в ТП и раздельно регулирующими отдачу тепла с учетом нагрева отдельных помещений солнцем и охлаждения ветром.

Применение терморегуляторов имеет большое практическое значение, так как они не только поддерживают необходимую температуру в помещениях, но и экономят тепло, не допуская «перетопа» помещений.

Регулирование давления. Давление в подающем трубопроводе наружной сети практически находится в пределах 0,6—1,4 МПа (60—140 м вод. ст.), в обратном трубопроводе — от 0,2 до 0,55 МПа (20—55 м вод. ст.). Давление в подающем трубопроводе наружной сети превышает предел прочности радиаторов, калориферов и других нагревательных приборов. Нагревательные приборы из обычного чугуна выдерживают рабочее давление $p=0{,}6$ МПа (60 м вод. ст.), стальные нагревательные приборы — $p=0{,}6\div1{,}0$ МПа (60—100 м вод. ст.). Поэтому давление в каждом тепловом пункте при проектировании должно снижаться до значений, обеспечивающих каждой местной системе необходимую безопасность для радиаторов и требуемое располагаемое давление (разницу давлений в подающем и обратном трубопроводах).

Необходимые потери давления в различных местных системах обычно следующие: для систем отопления $\Delta p=0{,}01$ МПа (1 м вод. ст.), вентиляции и кондиционирования воздуха $\Delta p=0{,}01\div0{,}05$ МПа (1—5 м вод. ст.), горячего водоснабжения и технологии $\Delta p=0{,}02\div0{,}04$ МПа (2—4 м вод. ст.), не считая потерь давления, вызываемых установленной аппаратурой регулирования расхода и давления теплоносителя.

Если располагаемое давление в каждой отдельной системе не отрегулировано точно до необходимого зна-

чения, то исправная работа этой системы нарушается. Когда располагаемое давление в местной системе будет меньше необходимого, количество тепла, получаемое потребителем, уменьшится, поскольку уменьшится расход теплоносителя в системе. Когда располагаемое давление будет больше необходимого, работа системы окажется разрегулированной. Нагревательные приборы при тупиковой схеме системы отопления, расположенные ближе к тепловому пункту, получат больше тепла, чем необходимо, и наоборот, более удаленные получат его в недостаточном количестве.

Если потери давления в местной системе не отрегулированы в тепловом пункте, то потребуется их отрегулировать в каждом отдельном стояке и у каждого нагревательного прибора. Это весьма сложно.

Более правильно осуществлять основное регулирование давления в тепловом пункте, выполняя в местных системах только дополнительную, мелкую подрегулировку, необходимую также для устранения неточностей в расчете и монтаже системы.

На рис. 4-2 схематически приведен пример расчета регулирования давления в тепловом пункте, выполняемый в следующем порядке.

1. Располагаемое давление, используемое в тепловом пункте и в местной системе отопления, обусловливаемое разницей давлений в подающем и обратном трубопроводах наружных водяных тепловых сетей, при вводе в тепловой пункт рассчитывается по формуле

$$\Delta p_{\text{расп}} = p_{\text{под}} - p_{\text{обр}} = 0{,}90 - 0{,}35 = 0{,}55 \text{ МПа}.$$

2. Потери давления в регуляторе расхода типа РР (в зависимости от конструкции регулятора)

$$\Delta p_{\text{РР}} = 0{,}05 \text{ МПа}.$$

3. Для создания импульса работы регулятора расхода типа РР необходима разность давлений в точках подключения импульсной трубки в тепловую сеть. При значительном располагаемом давлении импульсную трубку присоединяют к подающему трубопроводу после установленной на нем дроссельной шайбы. При недостаточном располагаемом давлении эту трубку подключают непосредственно к обратному трубопроводу.

Минимальная разность давления между концами импульсной трубки должна составлять 0,05 МПа.

В данном примере расчета при наличии значительного располагаемого давления принимается, что импульсная трубка РР присоединяется к подающему трубопроводу через дроссельную шайбу, потери давления в которой принимаются с запасом:

$$\Delta p_{\text{д.ш}} = 0{,}1 \text{ МПа}.$$

4. Потери давления в местной системе отопления приняты в размере

$$\Delta p_{\text{о}} = 0{,}01 \text{ МПа}.$$

Если потери давления в системе отопления меньше 0,01 МПа, то повышение их до этого значения достигается соответствующим регулированием вентилей, устанавливаемых за элеватором на подающем и обратном трубопроводах.

5. Потери давления в аппаратуре учета тепла (диафрагмах дифференциальных манометров) колеблется в пределах

$$\Delta p_{\text{у}} = 0{,}03 \div 0{,}05 \text{ МПа}.$$

6. Остаток располагаемого давления используется в водоструйном элеваторе и подсчитывается по формуле

$$\Delta p_{\text{э}} = \Delta p_{\text{расп}} - \Delta p_{\text{рр}} - \Delta p_{\text{д.ш}} - \Delta p_{\text{о}} - \Delta p_{\text{у}} =$$

$$= 0{,}55 - 0{,}05 - 0{,}10 - 0{,}01 - 0{,}05 = 0{,}34 \text{ МПа} > 0{,}14 = \Delta p_{\text{э}}^{\text{мин}}.$$

Из этого расчета видно, что в данном ТП имеется существенный избыток располагаемого давления. Правильно выбранный элеватор не только эффективно использует избыток располагаемого давления, но также способствует окончательному отрегулированию давления, делая ненужным установку дополнительных дроссельных шайб.

На практике установка дроссельных шайб необходима почти в каждом ТП. Определение необходимого диаметра дроссельной шайбы $d_{\text{ш}}$, мм, выполняется на основании расчета по формуле

$$d_{\text{ш}} = 3{,}556 \sqrt[4]{G^2/\Delta p_{\text{ш}}},$$

где G — расход воды, протекающей через дроссельную шайбу, т/ч; $\Delta p_{\text{ш}}$ — избыточное давление, гасимое дроссельной шайбой, МПа, или по построенной по этой формуле номограмме (рис. 4-5), исходя из значения давления, гасимого рассматриваемой дроссельной шайбой, $\Delta p_{\text{ш}}$ и расхода воды G.

Примеры:

I. Дано: $\Delta p_{\text{ш}} = 0{,}13$ МПа, $G = 0{,}3$ т/ч. Находим по номограмме: $d_{\text{ш}} = 3{,}3$ мм.

II. Дано: $\Delta p_{\text{ш}} = 0{,}07$ МПа, $G = 40{,}0$ т/ч. Находим $d_{\text{ш}} = 44$ мм.

При расчете тепловых пунктов на технологическую схему наносят так называемые «расчетные флажки», в которые вписывают расчетные значения Q, G, t, D, p,

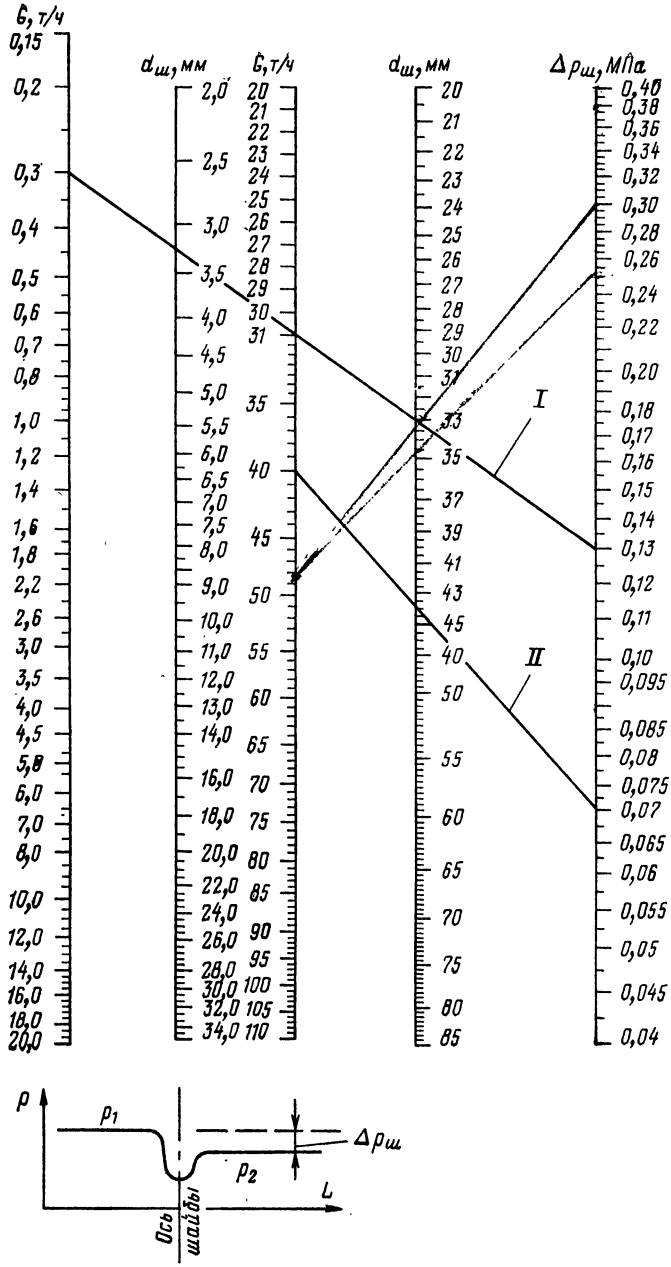


Рис. 4-5. Номограмма для расчета диаметров отверстий дроссельных шайб.

v, $\Delta p_{уд}$. Расчетные флажки расставляют на всех участках схемы, имеющих изменения хотя бы одной из вышеприведенных расчетных величин.

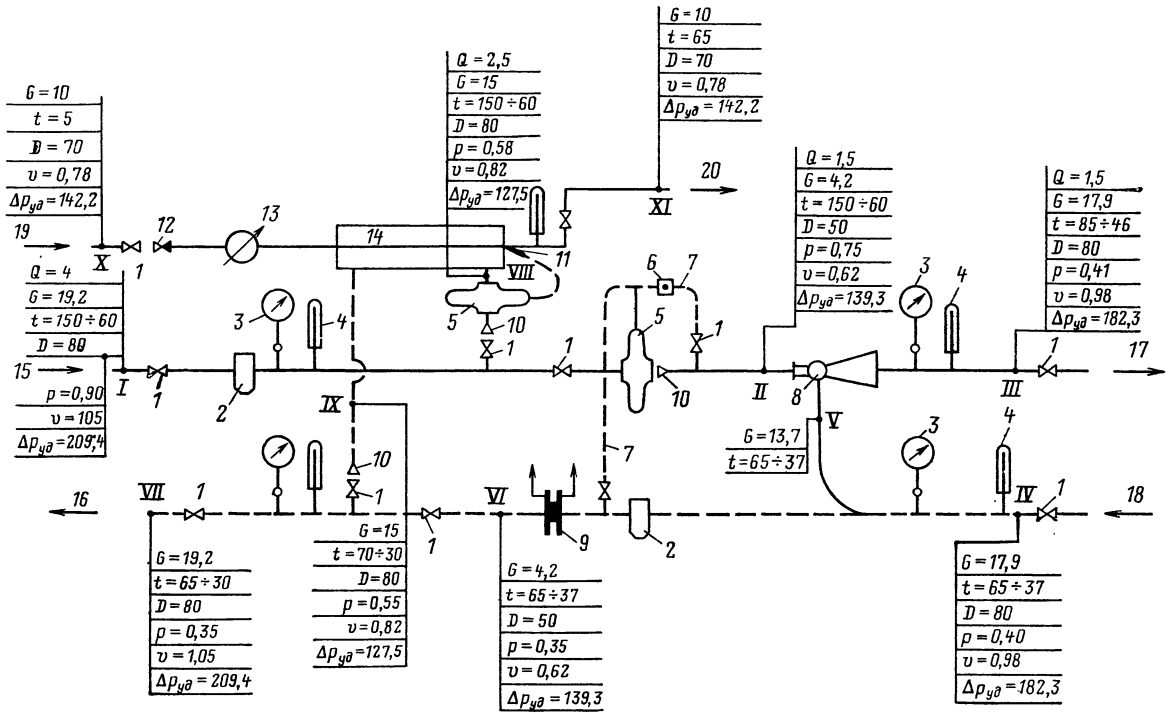
Наличие расчетных флажков предоставляет возможность проследить за изменением параметров теплоносителя и за результатами регулирования и наладки работы теплового пункта и местных систем.

Примеры размещения и заполнения расчетных флажков показаны на схемах рис. 4-2, 4-6, 4-10 и 4-11. Рекомендуемые точки размещения расчетных флажков показаны на схемах тепловых пунктов римскими цифрами.

На рис. 4-6 схематически изображен тепловой пункт, работающий с температурой теплоносителя в наружной сети 150—70°С, в местной системе отопления 85—65°С (см. стр. 122).

Расчет максимально-часового расхода теплоносителя для нужд горячего водоснабжения делается по графику температур для значений 70—30°С, 65—25°С или 60—25°С, соответствующих точке перелома и отвечающих осеннему, весеннему и летнему режимам. Расчетные температуры горячей воды в местной системе горячего водоснабжения в зимний период принимаются 65—5°С. Для горячего водоснабжения в качестве примера показана закрытая схема с параллельным присоединением одноступенчатого водо-водяного подогревателя.

Как уже было сказано, работу систем отопления и горячего водоснабжения необходимо автоматизировать. В настоящее время в системах отопления и вентиляции применяются хорошо проверенные регуляторы расхода типа РР. При автоматизации управления работы систем горячего водоснабжения в качестве датчика импульса используются хорошо испытанные биметаллические терморегулятор ТРБ и в качестве исполнительного устройства регулятор расхода типа РР. Когда температура горячей воды в подогревателе достигает заданного значения (50, 55, 60 или 65°С), регулятор РР прекращает доступ теплоносителя в подогреватель. При падении температуры горячей воды на 3—5°С регулятор РР снова открывает доступ теплоносителя — горячей воды и нагрев воды в подогревателе возобновляется. Температуру горячей воды вместо 50, 55, 60 или 65°С можно при необходимости отрегулировать на любое другое значение, допускаемое действующими нормами и обеспечиваемое параметрами теплоносителя.


G = 10
t = 5
D = 70
υ = 0,78
Δp_уд = 142,2
19
X
1
12
13
14
Q = 2,5
G = 15
t = 150 ÷ 60
D = 80
p = 0,58
υ = 0,82
Δp_уд = 127,5
11
VIII
5
10
1
G = 10
t = 65
D = 70
υ = 0,78
Δp_уд = 142,2
XI
20
Q = 1,5
G = 4,2
t = 150 ÷ 60
D = 50
p = 0,75
υ = 0,62
Δp_уд = 139,3
Q = 1,5
G = 17,9
t = 85 ÷ 46
D = 80
p = 0,41
υ = 0,98
Δp_уд = 182,3
Q = 4
G = 19,2
t = 150 ÷ 60
D = 80
15
p = 0,90
υ = 105
Δp_уд = 209,4
I
2
3
4
6
7
5
10
II
8
III
17
IX
G = 13,7
t = 65 ÷ 37
V
16
VII
G = 19,2
t = 65 ÷ 30
D = 80
p = 0,35
υ = 1,05
Δp_уд = 209,4
G = 15
t = 70 ÷ 30
D = 80
p = 0,55
υ = 0,82
Δp_уд = 127,5
VI
9
G = 4,2
t = 65 ÷ 37
D = 50
p = 0,35
υ = 0,62
Δp_уд = 139,3
IV
18
G = 17,9
t = 65 ÷ 37
D = 80
p = 0,40
υ = 0,98
Δp_уд = 182,3

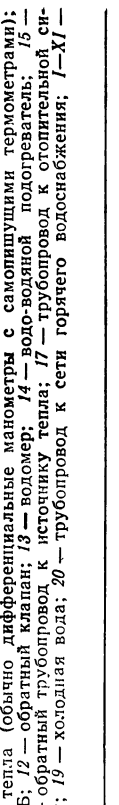


Рис. 4-6. Тепловой пункт здания, расходующего тепло на отопление и горячее водоснабжение.
1 — задвижка или вентиль; *2* — грязевик; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — регулятор расхода типа РР; *6* — фильтр; *7* — импульсная трубка; *8* — элеватор; *9* — аппаратура учета тепла (обычно дифференциальные манометры с самопишущими термометрами); *10* — дроссельная шайба; *11* — терморегулятор ТРБ; *12* — обратный клапан; *13* — водомер; *14* — водо-водяной подогреватель; *15* — подающий трубопровод из источника тепла; *16* — обратный трубопровод к источнику тепла; *17* — трубопровод к отопительной системе; *18* — трубопровод из отопительной системы; *19* — холодная вода; *20* — трубопровод к сети горячего водоснабжения; *I—XI* — расчетные фланжи (обозначения см. рис. 4-2).

В рассматриваемой схеме водоструйный элеватор также эффективно использует избыток располагаемого давления:

$$\Delta p_э = 0{,}55 - 0{,}05 - 0{,}10 - 0{,}01 - 0{,}05 =$$

$$= 0{,}34 \text{ МПа} > 0{,}25 \text{ МПа} = \Delta p_э^{мин}.$$

На рис. 4-7 схематически изображен тепловой пункт, работающий с температурой теплоносителя в наружной сети 150—70°С, для подачи тепла в местную отопительную систему, в вентиляционную систему и в систему горячего водоснабжения. Горячее водоснабжение решается по закрытой схеме с установкой двухступенчатых водоводяных подогревателей. Теплоноситель обратного трубопровода с $t = 70 \div 42$°С (см. рис. 2-11) направляется в подогреватель первой ступени и нагревает водопроводную воду до 25—50°С в зависимости от температуры теплоносителя, расхода нагреваемой и греющей воды и мощности подогревателя. Предварительно подогретая вода при необходимости дополнительно подогревается до нужной в системе горячего водоснабжения температуры 50—65°С за счет теплоносителя 150—70°С подающего трубопровода в подогревателе второй ступени, подключенного по параллельной или последовательной схеме.

Автоматизация приготовления горячей воды по одно- и двухступенчатой схемам в настоящее время осуществляется применением регуляторов типа РР, устанавливаемых в качестве исполнительного устройства, и ТРБ — в качестве датчика импульса.

В тех случаях, когда тепловая нагрузка жилищно-коммунального сектора превышает 65% нагрузки всего района централизованного теплоснабжения, применяется двухступенчатая последовательная схема подключения обоих по-

догревателей горячего водоснабжения, требующая повышенного графика температур, сетевой воды [15, 21]. Такая схема помимо колебаний параметров теплоносителя в местных системах приводит иногда к «перетопу» потребителей, имеющих относительно небольшую нагрузку горячего водоснабжения, и к ненормальной работе систем вентиляции. Двухступенчатая схема установки подогревателей наиболее целесообразна в си-

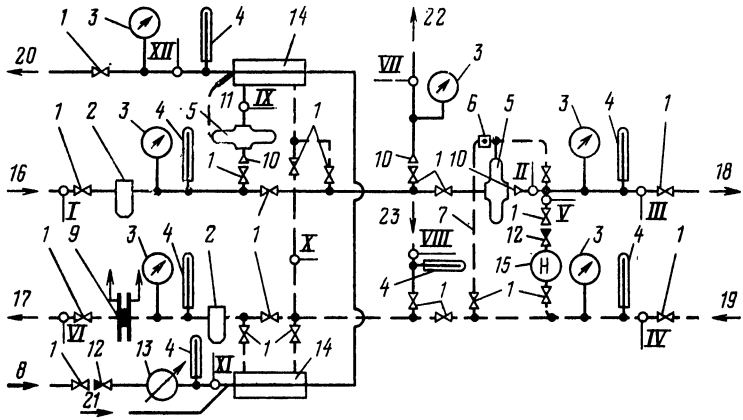


Рис. 4-7. Тепловой пункт здания, расходующего тепло на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

1 — задвижка или вентиль; *2* — грязевик; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — регулятор расхода типа РР; *6* — фильтр; *7* — импульсная трубка; *8* — трубопровод холодной воды; *9* — аппаратура учета тепла; *10* — дроссельная шайба; *11* — терморегулятор ТРБ; *12* — обратный клапан; *13* — водомер; *14* — водо-водяной подогреватель; *15* — смесительный насос; *16* — подающий трубопровод из источника тепла; *17* — обратный трубопровод к источнику тепла; *18* — трубопровод к отопительной системе; *19* — трубопровод из отопительной системы; *20* — трубопровод к сети горячего водоснабжения; *21* — циркуляционный трубопровод; *22* — трубопровод к калориферу системы вентиляции; *23* — трубопровод от калорифера системы вентиляции; *I—XII* — места расположения расчетных флажков.

стемах теплоснабжения от ТЭЦ, где к сетевому подогревателю на ТЭЦ следует подводить теплоноситель с возможно более низкой температурой.

Иначе обстоит дело в районных котельных, оборудованных водогрейными котлами, в которых температура теплоносителя, вводимого в котел, должна быть не менее 70°С. Для поддержания этой минимальной температуры теплоносителя в котельной установлены рециркуляционные насосы, перекачивающие нагретый теплоноситель из подающего трубопровода в обратный. По-

этому двухступенчатая схема подключения подогревателей может оказаться недостаточно выгодной при малых радиусах действия системы теплоснабжения.

При увеличении мощности и радиуса действия системы теплоснабжения двухступенчатая схема становится более выгодной, поскольку помимо снижения расхода электроэнергии на сетевые насосы уменьшаются диаметры трубопроводов, а следовательно, и металловложения в тепловые сети. Поэтому окончательный выбор между одноступенчатой или двухступенчатой схемами любой системы необходимо осуществлять на основе технико-экономических расчетов.

На рис. 4-7 показана возможность обеспечить системе отопления параметры теплоносителя 130—70°С установкой специального смесительного насоса, применяемого в случае малого коэффициента смешения элеватора или недостатка располагаемого давления для установки элеватора.

Применение смесительных насосов может оказаться целесообразным также для обслуживания сравнительно немногих, далеко расположенных от источника тепла потребителей, поскольку это дает возможность снизить давление сетевых насосов всей системы приблизительно на Δp=0,1 МПа (примерно 10 м вод. ст.) и получить в итоге весьма значительный экономический эффект.

На рис. 4-8 схематически изображен тепловой пункт ТП, в котором температуры теплоносителя в наружной сети, в местной системе отопления, в системе вентиляции и в подогревателе первой ступени системы кондиционирования воздуха одинаковы и равны 150—70°С, а горячее водоснабжение осуществлено по открытой схеме. Теплоносителем для калорифера кондиционера второй ступени нагрева воздуха является вода с постоянной температурой нагрева 40°С. Ее приготовляет по независимой схеме специальный водо-водяной подогреватель. Движение теплоносителя в системе второй ступени нагрева воздуха осуществляет циркуляционный насос.

Горячее водоснабжение при открытой схеме не требует подогревателя в ТП. Пока температура теплоносителя в обратном трубопроводе превышает или равняется 60—65°С, горячая вода подается потребителям из обратного трубопровода после обеспечения теплом системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Если температура теплоносителя в обратном тру-

бопроводе становится ниже 60—65°С, то к горячей воде, подаваемой потребителю, по мере надобности подмешивается вода из подающего трубопровода с температурой 150—70°С. Смешивание воды обратного и подающего трубопроводов и автоматическое регулирование температуры горячей воды, подаваемой потребителю, в настоящее время выполняется жидкостными терморегуляторами типа ТРЖ, сравнительно недорогими, простыми и хорошо испытанными на практике приборами.

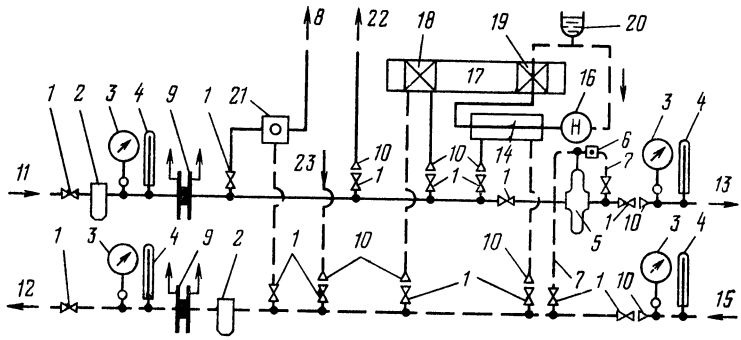


Рис. 4-8. Тепловой пункт здания, расходующего тепло на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха и горячее водоснабжение.

1 — задвижка или вентиль; *2* — грязевик; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — регулятор расхода типа РР; *6* — фильтр; *7* — импульсная трубка; *8* — в сеть горячего водоснабжения; *9* — аппаратура учета тепла; *10* — дроссельная шайба; *11* — подающий трубопровод из источника тепла; *12* — обратный трубопровод к источнику тепла; *13* — трубопровод в отопительную систему; *14* — водо-водяной подогреватель; *15* — трубопровод из отопительной системы; *16* — циркуляционный насос; *17* — кондиционер воздуха; *18* — калорифер первой ступени подогрева воздуха; *19* — калорифер второй ступени; *20* — расширительный сосуд или вантуз; *21* — терморегулятор ТРЖ; *22* — трубопровод к калориферу системы вентиляции; *23* — трубопровод из калорифера системы вентиляции.

Необходимое располагаемое давление в этом ТП минимально и сам он весьма прост. В нем нет элеватора, вызывающего значительные потери давления ($\Delta p_э$= =0,14 МПа), нет также водо-водяного подогревателя на обратном трубопроводе с потерей давления $\Delta p \approx 0{,}01 \div 0{,}04$ МПа. Дополнительная потеря давления в этой схеме вызвана установкой на подающем трубопроводе второй аппаратуры учета расхода теплоносителя с $\Delta p_у \leqslant \leqslant 0{,}03 \div 0{,}05$ МПа.

На рис. 4-9 схематически изображен центральный тепловой пункт (ЦТП), предназначенный для теплоснабжения одного сооружения или группы зданий по

независимой схеме. Расчетный перепад температур теплоносителя в наружной сети первого контура между подогревателем независимой схемы отопления и в подогревателе горячей воды второй ступени равен 150—70°С. Температура теплоносителя в независимом втором контуре системы отопления в любом случае ниже температуры теплоносителя первого контура — наружной сети. Минимальная разница температур греющей и нагреваемой воды в подогревателе Δt=5°С. В связи с этим зна-

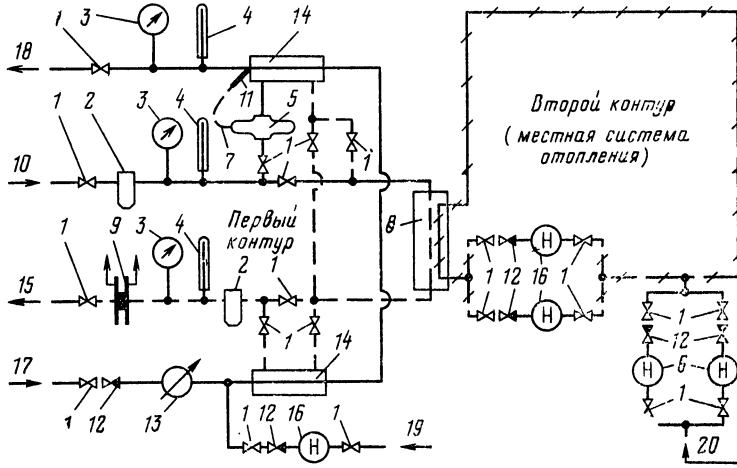


Рис. 4-9. Центральный ТП зданий, присоединенных по независимой схеме.

1 — задвижка или вентиль; *2* — грязевик; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — регулятор расхода РР; *6* — подпиточный насос; *7* — импульсная трубка; *8* — подогреватель независимой схемы; *9* — аппаратура учета тепла; *10* — подающий трубопровод из источника тепла; *11* — терморегулятор ТРБ; *12* — обратный клапан; *13* — водомер; *14* — водо-водяной подогреватель; *15* — обратный трубопровод к источнику тепла; *16* — циркуляционный насос; *17* — холодная вода; *18* — трубопровод к сети горячего водоснабжения; *19* — циркуляционный трубопровод системы горячего водоснабжения; *20* — трубопровод подпитки отопительной системы.

чение температур во втором контуре независимых схем можно выбирать в пределах от t=85÷65°С до t=145÷65°С.

Для подпитки системы теплоснабжения второго контура требуется автоматизация. Подпитка системы в случае, когда давление в обратном трубопроводе первого контура ниже давления подающего трубопровода второго контура, осуществляется подпиточными насосами. Тепловые пункты независимых схем отличаются некото-

рой технологической сложностью, их строительство и эксплуатация требуют дополнительных затрат. В ТП должны дополнительно работать насосы для циркуляции воды в системах отопления, горячего водоснабжения, а иногда и для подпитки отопительной системы, постоянно расходующие электроэнергию. Тепловые пункты нуждаются в регулярном обслуживании, и кроме того, в них размещается много исполнительных механизмов и приборов автоматики. Поэтому применение таких схем ЦТП обычно оправдано только при осуществлении теплоснабжения зданий со следующими характеристиками:

1) высотой не менее 12 этажей. По независимой схеме такие здания присоединяются полностью или только их верхние этажи;

2) расположенных в наибольшем отдалении от районного источника тепла, если это дает возможность понижения давления в подающем трубопроводе всей системы централизованного теплоснабжения;

3) если рельеф местности по давлению теплоносителя не допускает применения зависимых схем присоединения;

4) из-за особенностей графика давления сетевой воды (пьезометрического графика).

4-3. ТЕПЛОВЫЕ ПУНКТЫ С ПАРОМ В КАЧЕСТВЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

Тепловой пункт, в который поступает сухой насыщенный пар с давлением p=0,4 МПа и температурой t= =144°С показан на рис. 4-10. Местным системам для технологических процессов производства, отопления, вентиляции и горячего водоснабжения требуется сухой насыщенный пар давлением p=0,3 МПа. Для получения пара с заданным давлением в ТП установлен редукционный клапан. При таком редуцировании давления согласно i, s-диаграмме незначительно снижается температура (от 144 до 140°С) при постоянном значении его энтальпии. С уменьшением давления пар перегревается. Перегрев пара давлением p=0,3 МПа составит Δt= =140—134=6°С. Этот небольшой перегрев пара используется для предупреждения возможности образования конденсата в паропроводе на участке от ТП до нагревательных приборов,

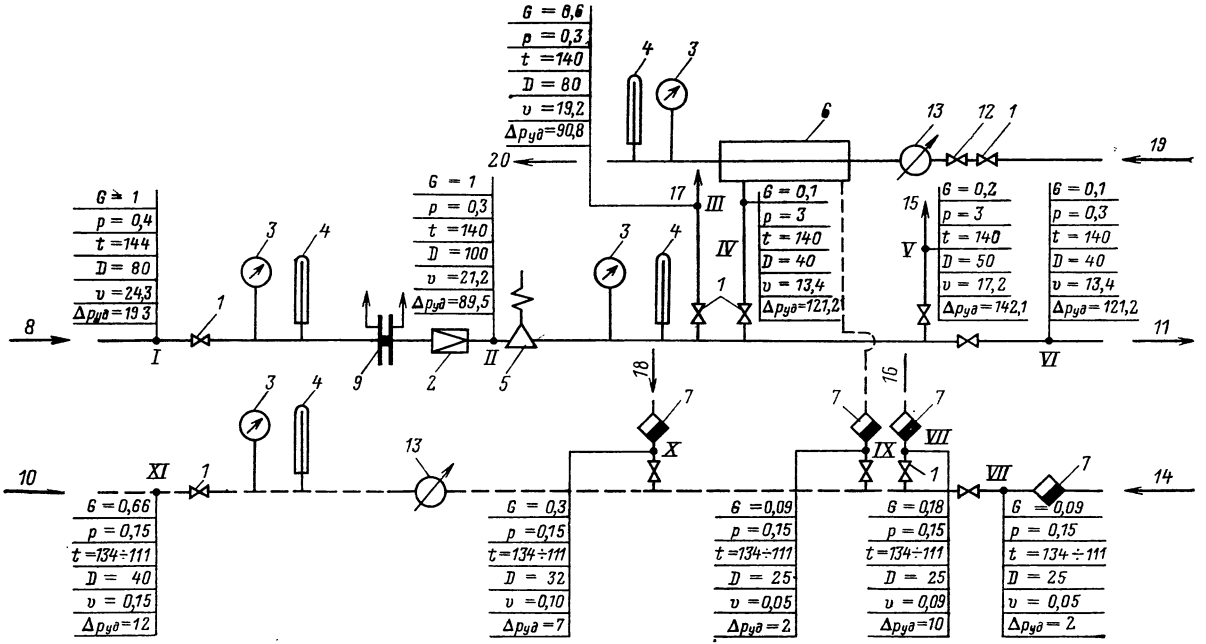


Рис. 4-10. Тепловой пункт здания, к которому подводится теплоноситель — пар с нужными параметрами и отводится конденсат под собственным давлением.

1 — задвижка или вентиль; *2* — редукционный клапан; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — предохранительный клапан; *6* — пароводяной подогреватель; *7* — конденсатоотводчик; *8* — паропровод из источника тепла; *9* — аппаратура учета тепла (обычно дифференциальный манометр с самопишущим термометром); *10* — конденсатопровод к источнику тепла; *11* — пар в систему отопления; *12* — обратный клапан; *13* — водомер; *14* — конденсат из системы отопления; *15* — пар к калориферу системы вентиляции; *16* — конденсат из калорифера системы вентиляции; *17* — пар для нужд технологии производства; *18* — конденсат от технологических потребителей пара; *19* — холодная вода; *20* — трубопровод в сеть горячего водоснабжения; *I—XI* расчетные флажки (G — расход пара, т/ч; D — условный диаметр трубопровода, мм; p — давление в паро- и конденсатопроводах, МПа; t — температура в паро- и конденсатопроводах, °С; υ — скорость движения пара и конденсата в трубопроводах, м/с; $\Delta p_{уд}$ — удельные потери давления в трубопроводе на трение, Па/м).

Для защиты местных систем от непроизвольного и зачастую опасного увеличения давления в ТП за редукционным клапаном установлен предохранительный клапан.

Редуцированный пар разводится затем по местным системам потребителей и поступает в соответствующие нагревательные приборы. В них пар отдает свое тепло, начиная конденсироваться при давлении 0,3 МПа и температуре насыщения пара 133,54°С. Образовавшийся конденсат самотеком стекает к конденсатоотводчикам, практически сохраняя свои давление и температуру. Конденсатоотводчики, выпуская конденсат и препятствуя истечению пара, вызывают потери давления. Сразу за конденсатоотводчиком конденсат должен был бы иметь пониженное давление (p=0,15 МПа) при прежней температуре пара 134°С. Таким образом, при понижении давления в конденсатоотводчике с 0,3 до 0,15 МПа конденсат становится как бы перегретым. Однако согласно законам термодинамики горячая вода (конденсат) не может при давлении p=0,15 МПа сохранить температуру 134°С, она должна понизиться до 111°С, т. е. до температуры насыщения при данном давлении. Так как энтальпия конденсата не может измениться, то такое понижение температуры сопровождается испарением из конденсата соответствующего количества воды с образованием так называемого *пара вторичного вскипания.*

Учет количества потребляемого пара обычно производится самопишущими дифференциальными манометрами; учет возвращаемого конденсата и потребляемой горячей воды — водомерами.

Для приготовления горячей воды в ТП установлен пароводяной подогреватель с автоматизируемым управлением.

На рис. 4-11 схематически изображен ТП, обеспечиваемый из источника тепла перегретым паром, p= =1 МПа, $t_п$=300°С, причем для всех местных систем требуется сухой насыщенный пар с параметрами p= =0,3 МПа, t=134°С. Для приготовления пара нужных параметров в ТП установлена редукционно-охладительная установка (РОУ), понижающая давление и температуру пара до нужных значений. Снижение параметров пара в РОУ происходит следующим образом: вначале в редукционном устройстве РОУ снижается давление

пара. Затем для охлаждения пара до нужной температуры в охладительное устройство РОУ специальным насосом впрыскивается охлажденный до 60°С конденсат.

Впрыснутый конденсат с энтальпией $i_к$, испаряясь с поглощением тепла, охлаждает перегретый пар, одновременно увеличивая общее количество пара. В ТП в специальном баке, защищенном от переполнения автоматически действующим поплавковым краном, создается запас конденсата для впрыска.

Количество впрыскиваемого конденсата рассчитывается по формуле

$$G_к^{впр} = G_п^{(300)} (i_п^{(300)} - i_п^{(134)}) : (i_п^{(134)} - i_к^{(60)}) =$$

$$= 15 (3048 - 2725) : (2725 - 60 \cdot 4{,}19) = 2 \text{ т/ч}.$$

Приготовленный редуцированный пар распределяется по присоединяемым местным системам, где он конденсируется в нагревательных приборах совершенно так же, как в ранее рассмотренной схеме.

Конденсат с параметрами $p = 0{,}15$ МПа и $t = 134$°С через конденсатоотводчики попадает в конденсатопровод. При этом температура конденсата должна снижаться до 111°С и в конденсатопроводе опять выделяется пар вторичного вскипания с параметрами $p = 0{,}15$ МПа и $t = 111$°С. Конденсат подлежит возврату в источник тепла. Поскольку самотечный возврат его не всегда возможен, как правило, применяется насосная перекачка конденсата. Однако образовавшаяся после конденсатоотводчика пароводяная смесь не поддается перекачке, так как пар срывает работу насосов и вызывает кавитацию. Для освобождения конденсата от вторичного пара на практике его зачастую из конденсатного бака выпускают в атмосферу. Таким путем можно улучшить работу насосов, но при этом теряется тепло вторичного пара. Поэтому целесообразнее организовать использование пара вторичного вскипания и тем самым одновременно обеспечить исправную работу насосов. Для решения этой задачи существуют различные схемы. На рис. 4-11 дана наиболее экономичная и простая схема, применяемая, однако, только в тех случаях, когда потребители данного здания нуждаются в обеспечении горячей водой. По этой схеме пароконденсатная смесь до поступ-

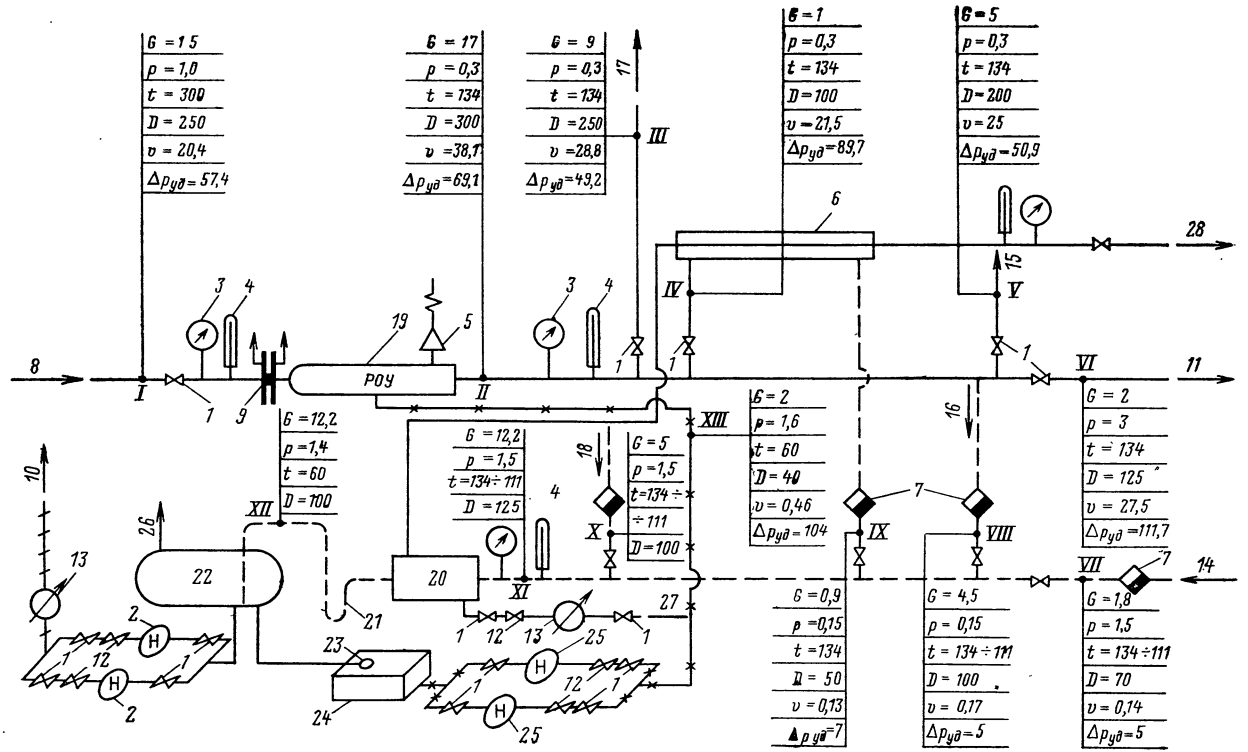

G = 15
p = 1,0
t = 300
D = 250
v = 20,4
Δpуд = 57,4
G = 17
p = 0,3
t = 134
D = 300
v = 38,1
Δpуд = 69,1
G = 9
p = 0,3
t = 134
D = 250
v = 28,8
Δpуд = 43,2
G = 1
p = 0,3
t = 134
D = 100
v = 21,5
Δpуд = 89,7
G = 5
p = 0,3
t = 134
D = 200
v = 25
Δpуд = 50,9
РОУ
I
II
III
IV
V
VI
VII
VIII
IX
X
XI
XII
XIII
G = 12,2
p = 1,4
t = 60
D = 100
G = 12,2
p = 1,5
t = 134 ÷ 111
D = 125
G = 5
p = 1,5
t = 134 ÷ 111
D = 100
G = 2
p = 1,6
t = 60
D = 40
v = 0,46
Δpуд = 104
G = 2
p = 3
t = 134
D = 125
v = 27,5
Δpуд = 111,7
G = 0,9
p = 0,15
t = 134
D = 50
v = 0,13
Δpуд = 7
G = 4,5
p = 0,15
t = 134 ÷ 111
D = 100
v = 0,17
Δpуд = 5
G = 1,8
p = 1,5
t = 134 ÷ 111
D = 70
v = 0,14
Δpуд = 5
8
11
14
15
16
17
18
20
21
22
23
24
25
26
27
28

Рис. 4-11. Тепловой пункт здания, обеспечиваемого перегретым паром и вторично использующего тепло конденсата. *1* — задвижка или вентиль; *2* — конденсатный насос; *3* — манометр; *4* — термометр; *5* — предохранительный клапан; *6* — пароводяной подогреватель; *7* — конденсатоотводчик; *8* — паропровод из источника тепла; *9* — аппаратура учета тепла; *10* — конденсатопровод к источнику тепла; *11* — пар в систему отопления; *12* — обратный клапан; *13* — водомер; *14* — конденсат из системы отопления; *15* — пар к калориферу системы вентиляции; *16* — конденсат из калорифера системы вентиляции; *17* — паропровод для нужд технологии производства; *18* — конденсат от технологических потребителей пара; *19* — редукционно-охладительная установка (РОУ); *20* — емкостный пароводяной подогреватель, использующий тепло конденсата; *21* — гидравлический затвор; *22* — закрытый бак для сбора конденсата; *23* — поплавковый кран; *24* — бак конденсата, впрыскиваемого в РОУ; *25* — насос для впрыска конденсата в РОУ; *26* — атмосферная труба; *27* — холодная вода; *28* — горячая вода; *I—XIII* — расчетные фланжи (обозначения см. на рис. 4-10).

ления в конденсатный бак проходит через емкостный пароводяной нагреватель, в котором конденсат охлаждается. При нагреве холодной воды в таком водонагревателе до 30—65°С удается охладить конденсат до 45—80°. Если принять в среднем охлаждение конденсата до 60°С, использованное тепло пароконденсатной смеси составит:

$$Q_{\text{вт.т}} = 4{,}19G\Delta t = 4{,}19 \cdot 12{,}2(134 - 60)/1000 = 3{,}78 \text{ ГДж/ч}.$$

Количество вторично использованного тепла составит 8,2% количества тепла, первоначально подведенного потребителю:

$$Q_{\text{вт.т}} = \frac{3{,}78 \cdot 1000}{15 \cdot 3048} 100 = 8{,}2\%.$$

Конденсат, охлажденный в водонагревателе до 60°С, через гидравлический затвор вводится в конденсатный бак, откуда насосы, снабженные автоматическим управлением, перекачивают его в источник тепла.

Гидравлический затвор на конденсатопроводе предупреждает попадание воздуха в систему конденсатопроводов. Не защищенные таким затвором конденсатопроводы быстро корродируют и в зависимости от интенсивности попадания в них воздуха срок их службы не превышает 2—6 лет.

Если потребителям не нужна горячая вода, но они нуждаются в паре низких параметров, применяется схема, показанная на рис. 4-12. По этой схеме пар вторичного вскипания от конденсатоотводчиков местных систем отводят по конденсатопроводам в ТП и собирают в верхней части закрытого конденсатного бака. Давление в таком баке под-

держивается в пределах 0,105—0,11 МПа. При этом температура собранного конденсата и вторичного пара в баке 101—102°С. Тепло, выделенное из конденсата вторичного пара, собранного в конденсатном баке, в рассматриваемом примере определяется по формуле

$$Q_{вт.п}=4{,}19\cdot 12{,}2(134-102)/1000=1{,}64 \text{ ГДж/ч},$$

а количество вторичного пара — по формуле

$$Q_{вт.п}=Q_{вт.п}/r=1{,}64\cdot 10^6/(2250\cdot 1000)=0{,}73 \text{ т/ч},$$

где r — теплота парообразования, кДж/кг.

По результатам расчетов обеих схем видно, что количество вторично использованного тепла во второй схеме значительно меньше и составляет только 3,6% количества тепла, первоначально подведенного потребителю.

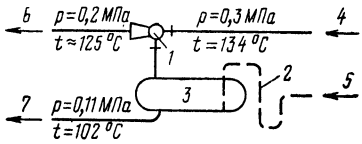


Рис. 4-12. Сбор и использование пара вторичного вскипания конденсата.

1 — паровой эжектор; *2* — гидравлический затвор; *3* — закрытый бак для сбора конденсата (сепаратор вторичного пара); *4* — паропровод из источника тепла; *5* — пароконденсатная смесь; *6* — пар пониженного давления к потребителям; *7* — конденсат к насосу.

Полученный вторичный пар с параметрами $p=0{,}11$ МПа и $t=102$°С, собранный в верхней части конденсатного бака, используется затем при помощи парового эжектора. Пар при $p=0{,}3$ МПа, $t=134$°С, протекая через эжектор, подсасывает собранный в конденсатном баке вторичный пар, снижая при этом свое начальное давление. Пар из эжектора с параметрами $p=0{,}15\div 0{,}25$ МПа, $t=111\div 128$°С отводится в системы потребителей.

Способ отделения и сбора вторичного пара в конденсатном баке, показанный на рис. 4-12, часто называют *способом сепарации вторичного пара.* Закрытый конденсатный бак, в котором происходит отделение вторичного пара, в этом случае называют *сепаратором пара.* Охлажденный до 101—102°С конденсат без затруднений перекачивается насосами из конденсатного бака в источник тепла. Обычные конденсатные насосы марки К пригодны для перекачки жидкостей с температурой до 104—105°С. Поэтому перекачка конденсата не встречает затруднений, если вторичный пар систематически отсасывается и в конденсатном баке поддерживается постоянное давление $p=0{,}105\div 0{,}11$ МПа.

Закрытый конденсатный бак в этой схеме не нуждается в установке атмосферной трубы. При откачке конденсата его уровень в баке меняется и давление в баке поддерживается за счет вторичного пара, собирающегося в его верхней части. Однако необходимость своевременного отбора вторичного пара и поддержания определенного давления в конденсатном баке создает некоторые трудности. Если давление в баке опускается ниже 0,1 МПа, в системе конденсата при недостаточной высоте затвора создается вакуум и возникает весьма нежелательный подсос атмосферного воздуха в паровую систему. Если собранный вторичный пар отводится нерегулярно, работа насосов и перекачка конденсата нарушаются.

4-4. ЗАКРЫТЫЕ И ОТКРЫТЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы теплоснабжения, в которых в качестве теплоносителя применяется горячая вода, могут работать по различным схемам присоединения потребителей. Основные применяемые на практике схемы теплоснабжения разделяются по следующим признакам.

1. По способу присоединения местных систем горячего водоснабжения, обеспечивающих санитарно-бытовые и технологические нужды:

а) закрытые схемы;

б) открытые схемы.

2. По способу присоединения местных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха:

а) зависимые схемы;

б) независимые схемы.

В закрытой схеме теплоснабжения теплоноситель используется только для транспортирования тепла. Теплоноситель не расходуется и не отбирается из сети (не считая нормированных потерь — утечек и аварийных случаев).

В открытой схеме теплоснабжения теплоноситель (т. е. горячая вода) служит не только для транспортирования тепла, но также отбирается из сети потребителями для горячего водоснабжения санитарно-бытовых и технологических нужд производства.

Выбор закрытой или открытой схем теплоснабжения потребителей существенно влияет на технологическую схему, стоимость строительства и эксплуатацию отдель-

ных элементов системы теплоснабжения и связанных с ней объектов.

В наибольшей степени это влияние сказывается на:

1) источнике тепла, стоимости его строительства и эксплуатационных затратах;

2) габаритах, оборудовании, строительных и эксплуатационных затратах тепловых пунктов потребителей;

3) числе и диаметрах трубопроводов тепловой сети;

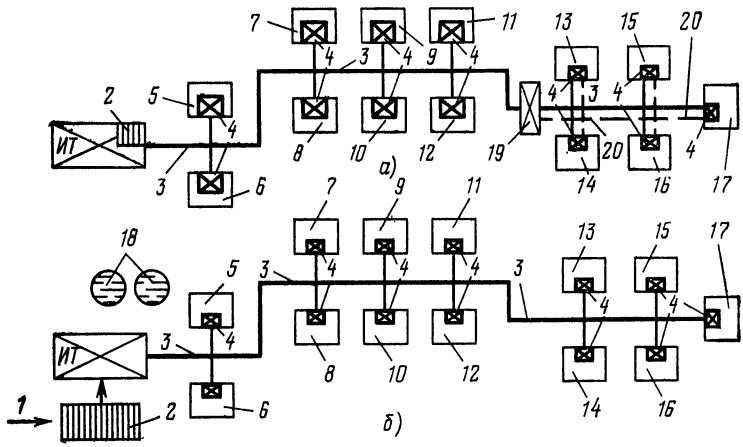


Рис. 4-13. Схемы теполснабжения.

а — закрытая схема; *б* — открытая схема; *ИТ* — источник тепла; *1* — трубопровод холодной воды питьевого качества; *2* — установка химической водоочистки; *3* — тепловые сети; *4* — тепловые пункты; *5—17* — здания, потребители тепла; *18* — баки — аккумуляторы горячей воды; *19* — ЦТП при закрытой схеме, в котором приготовляется горячая вода для группы зданий *13—17*; *20* — сети системы горячего водоснабжения за ЦТП.

4) капитальных затратах и эксплуатационных расходах потребителей тепла в связи с различиями в габаритах и технологических схемах тепловых пунктов в закрытой и открытой схемах;

5) количестве эксплуатационного персонала, обслуживающего систему теплоснабжения в целом, а также отдельных ее элементов;

6) работе и стоимости хозяйственно-питьевого водопровода города.

На рис. 4-13 схематически изображены закрытая и открытая схемы теплоснабжения (при закрытой или открытой схемах присоединения потребителей).

Капитальные вложения в строительство и эксплуатационные расходы источника тепла для закрытых схем меньше, чем у открытых вследствие упрощения химической водоочистки и отсутствия крупных баков — аккумуляторов горячей воды. В ходе эксплуатации таких источников тепла химической очистке подвергается только относительно небольшое количество воды, идущей на возмещение потерь теплоносителя в системе источника тепла и теплоснабжения. Основное удобство и простота эксплуатации источника тепла в закрытой схеме заключаются в том, что от него не требуется обеспечения местных систем горячего водоснабжения потребителей горячей водой питьевого качества. Это означает, что теплоноситель — горячая вода, циркулирующая в системе теплоснабжения при закрытой схеме, может по цвету, запаху или вкусу не соответствовать воде питьевого качества. Единственное требование, предъявляемое к воде, служащей для пополнения системы, состоит в том, что она должна быть деаэрирована и умягчена во избежание кислородной коррозии и накипеобразования в системе теплоснабжения.

Тепловые сети при закрытой схеме могут подать потребителю несколько меньшее количество тепла, чем сети того же диаметра, работающие при открытой схеме. При горячем водоснабжении потребителей с применением одноступенчатых параллельно присоединяемых водоводяных подогревателей подача тепла потребителям снижается на 15—18% по сравнению с открытой схемой. При решении задачи горячего водоснабжения тех же потребителей тепла по схеме двухступенчатого присоединения водо-водяных подогревателей при параллельном присоединении подогревателя второй ступени подача тепла уменьшится на 3—9% по сравнению с открытой схемой.

Увеличение подачи тепла по тепловым сетям в открытой схеме теплоснабжения объясняется формулой $G = Q/\Delta t$ следующим образом:

При открытой схеме теплоснабжения расчетная разность температур Δt, принимаемая для расчета расхода теплоносителя в подающем трубопроводе на горячее водоснабжение, равна 60°С.

В обратном трубопроводе при открытой схеме в любом расчетном случае $G_{г.в} = 0$. Это означает, что в момент расхода горячей воды потребителями по подающе-

му трубопроводу поступает большее количество теплоносителя, чем возвращается по обратному трубопроводу:

$$G_{\text{обр.тр}} = G_{\text{под.тр}} - G_{\text{г.в}}.$$

Количество циркулирующего в сети теплоносителя при закрытой схеме независимо от схемы включения подогревателя горячей воды одинаково в подающем и обратном трубопроводах.

Тепловые пункты потребителей при закрытых схемах теплоснабжения занимают помещения с большими площадями. Минимальные размеры ТП составляют в длину 6—7 м, в ширину 3—4 м в зависимости от числа ступеней водо-водяных подогревателей, количества и диаметра отдельных секций. При необходимости умягчения или деаэрации питьевой или технической воды у потребителя ТП занимают еще большие площади (до 12×12 м в плане и более).

При закрытых схемах теплоснабжения холодная вода питьевого качества для нужд горячего водоснабжения поступает из городского водопровода в ТП, где она нагревается. В процессе нагрева вода приобретает некоторые качества, которыми не обладала холодная вода. Эти качества заслуживают подробного рассмотрения.

1. Малоактивный кислород, содержащийся в растворенном в холодной воде воздухе, при нагреве воды до 40—65°С становится весьма агрессивным по отношению к железу. Трубопроводы местных систем горячего водоснабжения зданий могут быстро корродировать, вследствие чего поступающая к потребителям горячая вода будет содержать растворенные окислы железа, окрашивающие воду при малых расходах в красный цвет; при этом срок службы сокращается. Опыт теплоснабжения Москвы и многих других городов доказывает, что при высоком содержании кислорода в холодной воде питьевого качества системы горячего водоснабжения, смонтированные из неоцинкованных стальных труб, изнашиваются в течение 2—6 лет. Срок службы систем горячего водоснабжения, смонтированных из сварных оцинкованных труб, удлиняется до 6—15 лет. Слабым местом этой системы трубопроводов являются сварные швы, в которых повреждается защитное цинковое покрытие. Срок службы систем, собранных из оцинкованных труб на резьбовом соединении, заметно удлиняется. Точных данных о продолжительности срока службы различных

местных систем горячего водоснабжения эксплуатирующими организациями пока нет.

2. Растворенные в воде карбонатные соли при нагреве воды до 40—65°С выпадают из раствора, причем выпадение достигает 90% при температуре воды 60°С. Выпадающие карбонатные соли отлагаются в виде накипи различной плотности на поверхностях водонагревателей и на стенках трубопроводов местных систем горячего водоснабжения. Возникающее «зарастание» трубопроводов будет тем интенсивнее, чем больше содержится в воде растворенных карбонатных солей и чем выше температура нагреваемой воды. Наиболее интенсивный процесс «зарастания» наблюдается в местах нагрева воды в водонагревателях и в начальных участках систем горячего водоснабжения.

Образующаяся на поверхностях водонагревателей накипь нарушает нормальный процесс теплопередачи. Греющая способность водонагревателей при этом резко падает, снижается их пропускная способность и значительно увеличивается гидравлическое сопротивление системы, так как в результате отложения накипи площадь свободного сечения трубопроводов может уменьшиться до 0,1 номинальной. Водонагреватели и местные системы горячей воды при закрытой схеме необходимо регулярно очищать от отложений накипи. Очистка производится различными механическими и химическими средствами. Цикличность очистки зависит от состава карбонатов и их содержания в воде. В некоторых городах химический состав воды вынуждает очищать водонагреватели каждые 2—3 месяца.

Растворенные в воде соли определяют ее *жесткость*. При нагреве или под влиянием других причин растворенные в воде карбонатные соли выпадают из раствора и вода при этом умягчается. Карбонатные соли, выпадающие из раствора, обусловливают *временную* или *карбонатную жесткость* воды. Соли, не выпадающие из раствора при нагревании воды, образуют ее *постоянную* или *некарбонатную жесткость*. Сумму временной и постоянной жесткости называют *общей жесткостью* воды. Жесткость воды выражается в миллиграмм-эквивалентах на килограмм массы воды (мг-экв/кг) или в немецких градусах (°Н), причем 1 мг-экв/кг=2,8°Н.

3. Растворенная в холодной воде малоактивная свободная углекислота CO_2 становится весьма агрессивной

при нагреве и в присутствии кислорода активно действует на стальные трубопроводы систем горячего водоснабжения, если их поверхность не оцинкована или не имеет другого защитного покрытия; углекислота выступает в основном как катализатор коррозии. Кислород воздуха в присутствии углекислоты становится особенно агрессивным, и коррозия трубопроводов заметно ускоряется.

4. Присутствие в воде различных хлоридов и сульфатов существенно влияет на коррозию трубопроводов систем горячего водоснабжения.

Если при закрытой схеме теплоснабжения исходная холодная вода не соответствует нормам, данным в приложении 1 СНиП II-36-73, то обработка ее должна выполняться децентрализованно в ТП потребителей при приготовлении горячей воды [19, 21].

Стоимость строительства источника тепла при открытых схемах теплоснабжения выше, а эксплуатация сложней и дороже, чем при закрытых. При открытой схеме источник тепла обеспечивает всех потребителей района необходимым им количеством воды для нужд горячего водоснабжения. Это количество составляет приблизительно 40% общего потребления питьевой воды, причем вода умягчается, деаэрируется и накапливается в баках-аккумуляторах для выравнивания суточных колебаний потребления горячей воды в районе. Источник тепла нуждается в организации специальной водоподготовки, что усложняет и удорожает его эксплуатацию. При неудовлетворительной деаэрации или умягчении воды в первую очередь может пострадать основное оборудование источника тепла — котлы, пароводяные или водоводяные подогреватели, трубопроводы и т. д.

Для открытых схем теплоснабжения характерна необходимость в централизованной подготовке воды питьевого качества для нужд горячего водоснабжения всех потребителей тепла района. Все трудности, связанные с деаэрацией и умягчением воды, борьбой с коррозией, возникающие при закрытой схеме в ТП каждого потребителя, при открытой схеме переносятся в одну центральную точку — источник тепла. Объем баков-аккумуляторов при источнике тепла мощностью $Q=400$ ГДж/ч в открытой схеме составляет $V=9000\div10\,000$ м^3.

Затраты в тепловые сети при открытой схеме относительно меньше, однако эксплуатация их значительно сложнее в связи с необходимостью содержать все систе-

мы теплоснабжения, включая источник тепла, ТП и местные системы потребителей в состоянии, строго соответствующем санитарным нормам по чистоте и прочим требованиям к воде питьевого качества. При промывке, ремонте сетей и присоединении новых потребителей обязательно проводится дезинфекция соответствующих участков системы теплоснабжения; принимаются меры для предотвращения попадания в сети загрязнений и масел. При открытой схеме труднее обнаружить повреждения и утечки теплоносителя как из тепловых сетей, так и из всей системы теплоснабжения в целом.

В связи с несомненной трудностью поддержания требуемой чистоты в системе теплоснабжения в ряде случаев при открытой схеме не удается обеспечить потребителей горячего водоснабжения чистой и прозрачной водой. Это, однако, не значит, что при открытой схеме теплоснабжения нельзя поддерживать требуемый нормами санитарный режим.

Тепловые пункты при открытых схемах уменьшаются в размерах (до 1,5×5 м) и по сравнению с закрытыми намного проще и дешевле в строительстве и эксплуатации. Они не нуждаются в водо-водяных подогревателях и установках для деаэрации и умягчения воды. При открытых схемах имеются все предпосылки для отказа от сооружения отдельно стоящих ЦТП. Небольшие ТП без насосов и другого производящего шум оборудования легко устроить в любом подвальном этаже. В бесподвальных зданиях, в местах с высоким стоянием уровня грунтовых вод, а также в поясе вечной мерзлоты ТП приходится располагать во вспомогательных помещениях первого этажа.

Вследствие упрощения технологической схемы ТП заметно уменьшается численность обслуживающего персонала. Учитывая, что один районный источник тепла обслуживает сотни и тысячи потребителей, располагающих собственными ТП, удешевление в строительстве и эксплуатации последних может дать значительную экономию.

Системы теплоснабжения при открытой схеме в большой степени (до 40%) разгружают городские сети холодной питьевой воды, что может дать их некоторое удешевление на последующих этапах роста города. Сравнение преимуществ и недостатков открытой и закрытой схем теплоснабжения приводит к следующим выводам.

Закрытые схемы теплоснабжения:

1) для источника тепла — дешевле в строительстве и проще в эксплуатации;

2) для тепловых сетей — дороже в строительстве, но проще в эксплуатации;

3) для ТП потребителей тепла — дороже в строительстве и сложнее в эксплуатации;

4) для местных систем потребителей тепла схемы равноценны в строительстве, но в части систем горячего водоснабжения менее надежны в эксплуатации.

Открытые схемы теплоснабжения:

1) для источника тепла — дороже и сложнее как в строительстве, так и в эксплуатации;

2) для тепловых сетей — дешевле в строительстве, но сложнее в эксплуатации;

3) для ТП потребителей тепла — дешевле в строительстве и проще в эксплуатации;

4) для местных систем потребителей тепла схемы равноценны в строительстве, однако в части систем горячего водоснабжения более надежны в эксплуатации;

5) для системы хозяйственно-питьевого водопровода города — более выгодны.

Устройство теплоснабжения по открытой схеме ведет к значительной экономии рабочей силы в эксплуатации системы теплоснабжения в целом, кроме того, заметно удлиняется срок службы местных систем горячего водоснабжения.

В практике проектирования и эксплуатации систем теплоснабжения уже исполнялись многочисленные расчеты для сравнения экономичности строительства и эксплуатации открытых и закрытых схем.

По результатам технико-экономических расчетов, выполненных многими организациями во многих городах, можно констатировать значительное влияние на итоги комплекса сравниваемых условий, причем в ряде случаев схемы признаются равноценными.

Для принятия на практике экономически и технически правильного решения при выборе закрытой или открытой схемы теплоснабжения рекомендуется прежде всего проверить обеспеченность данного города в момент проектирования и в перспективе достаточными ресурсами питьевой воды. При недостаточной обеспеченности водой выбор однозначно решается в пользу закрытой схемы. При достаточности ресурсов питьевой воды выбор

может пасть как на закрытую, так и на открытую схему в зависимости от показателей качества исходной холодной питьевой воды, оценка которых может существенно повлиять на результат дальнейших технико-экономических исследований.

4-5. ЗАВИСИМЫЕ И НЕЗАВИСИМЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Схемы теплоснабжения при использовании воды в качестве теплоносителя подразделяются по способу присоединения местных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха на зависимые и независимые.

Зависимыми называют такие схемы, в которых местные системы потребителей тепла присоединены непосредственно (одноконтурно) к тепловым сетям района без промежуточных теплообменников. При зависимой схеме работа всех элементов системы теплоснабжения взаимосвязана наиболее тесным образом, что выражается в следующем:

1) утечки теплоносителя из всех элементов системы теплоснабжения компенсируются централизованно подпиткой, осуществляемой в источнике тепла;

2) в подающих трубопроводах источника тепла устанавливается единая температура теплоносителя;

3) давление в подающем и обратном трубопроводах местных систем потребителей тепла зависит от давлений в наружных тепловых сетях с учетом работы устройства регулирования давления, установленных в тепловых пунктах;

4) гидравлические удары, образующиеся в одном из элементов системы теплоснабжения, в определенной степени отражаются на ее других элементах;

5) регулирование работы одного элемента системы теплоснабжения полностью сказывается на работе ее других элементов.

До 1965 г. в Советском Союзе кроме отдельных случаев присоединения высотных зданий наибольшее распространение получила зависимая схема теплоснабжения. Начало массового строительства в 60-х годах зданий повышенной этажности в крупнейших городах страны повлекло за собой более широкое внедрение независимой схемы присоединения 12, 16 и 24-этажных зданий к системам централизованного теплоснабжения.

Независимыми называются схемы присоединения местных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха к тепловым сетям района через промежуточные теплообменники (двухконтурные схемы).

Первый контур системы теплоснабжения по независимой схеме включает районный источник тепла, тепловые сети и греющую (первичную) часть подогревателей центральных или индивидуальных ТП.

Второй контур охватывает нагреваемую (вторичную) часть подогревателей ТП и местные системы потребителей тепла.

В каждом из контуров циркулирует свой теплоноситель, обладающий своим давлением, температурой и качеством. При необходимости давление во втором контуре может быть ниже или выше давления в первом контуре, но температура теплоносителя второго нагреваемого контура всегда ниже первого (греющего). Подпитка теплоносителя второго контура должна осуществляться за счет теплоносителя первого контура. Наполняется система второго контура только теплоносителем первого контура. Подпитка второго контура за счет теплоносителя первого контура является технически наилучшим решением, поскольку вода этого контура специально подготовлена в источнике тепла.

Применение независимой схемы как для вновь сооружаемой, так и для существующей застройки города, с устройством ЦТП для группы зданий может служить одним из основных мероприятий с целью:

1) резкого сокращения аварий в системе теплоснабжения города;

2) исключения влияния на местные системы волновых процессов и ударов;

3) облегчения нестационарных гидравлических режимов тепловых сетей при аварийных переключениях;

4) некоторого уменьшения утечек, облегчения водоподготовки и подпитки теплоносителя в первом контуре системы теплоснабжения.

Научно-исследовательские организации (ВТИ, МИСИ и др.) обосновали технико-экономическую целесообразность независимой схемы и устройства ЦТП, определили оптимальную тепловую мощность ЦТП на уровне 170—210 ГДж/ч (40—50 Гкал/ч), рассматривая независимое присоединение потребителей тепла как реальную предпосылку для внедрения теплоносителя — горячей

воды с повышенными параметрами температуры, т. е. со 180—70°С до 220—70°С.

Однако некоторые проектные организации (Моспроект, Теплоэлектропроект, ВНИПИэнергопром и др.) — не подтвердили экономическую целесообразность создания ЦТП, а также применения теплоносителей с повышенными параметрами температуры, за исключением транзитных водяных тепловых сетей большой протяженности.

В СНиП II-36-73 «Тепловые сети» по вопросу выбора схем присоединения установлено, что «Системы отопления и вентиляции потребителей тепла должны присоединяться к двухтрубным водяным тепловым сетям непосредственно по зависимой схеме.

По независимой схеме, предусматривающей установку в центральных или индивидуальных ТП водонагревателей, допускается присоединять системы отопления и вентиляции зданий в 12 этажей и выше и при обосновании системы отопления и вентиляции других потребителей тепла».

В ряде крупных открытых систем теплоснабжения (в Ленинграде, Свердловске и других городах) наблюдаются большие колебания (раскачка) графика давлений в тепловых сетях при водоразборе, превышающем среднечасовой расход воды для нужд горячего водоснабжения. Во многих случаях при этом в системах отопления зданий, начиная с 9-го этажа и выше, а в некоторых районах Ленинграда и в зданиях с меньшим количеством этажей, образовывался вакуум.

При образовании вакуума в верхних частях систем отопления циркуляция теплоносителя в местных системах прекращается, и они заполняются атмосферным воздухом. Кроме того, при максимальном водоразборе резко меняются располагаемые давления в ТП потребителей тепла, что приводит к разрегулированию работы местных систем теплоснабжения. В таких условиях никакие средства местного и поузлового регулирования давления не обеспечивают стабильности работы местных систем отопления в зависимой схеме. Однако при устройстве в системе централизованного теплоснабжения Свердловска крупных аккумулирующих емкостей на вводе магистрали тепловых сетей в город (длина транзитных сетей 18 км) и дополнительных аккумуляторов горячей воды во всех основных крупных узлах расхода горячей

воды раскачки графика давлений не отмечались несмотря на большой радиус действия системы теплоснабжения, достигающий 35 км.

Поскольку при выборе зависимых или независимых схем теплоснабжения одним из основных критериев является высота зданий, рассмотрим в качестве примера возможные перспективы застройки Латвийской ССР многоэтажными зданиями.

В настоящее время (1975 г.) из 11,72 млн. м² жилой площади (многоэтажной застройки), обеспечиваемой теплом централизованно из районных источников тепла, на территории Латвийской ССР 10,86 млн. м² составляют двух — шестиэтажные здания, 0,8 млн. м² — девятиэтажные здания и только 0,06 млн. м² — двенадцатиэтажные здания.

По республике из 63 000 многоэтажных зданий 62 803 здания высотой 2—6 этажей.

В перспективе намечается застройка городов, поселков и сельских центров республики следующими зданиями:

большие города — высотой 5 и 9 этажей — в широких масштабах; высотой 12 этажей — отдельными кустами; высотой 16—24 этажа — как отдельные архитектурные акценты;

средние и мелкие города: высотой 3, 4 и 5 этажей — в широких масштабах; высотой 9 этажей — отдельными зданиями и кустами; высотой 12 этажей — как архитектурные акценты;

поселки городского типа и сельские центры: 1—2-этажные благоустроенные коттеджи и 3, 4, 5-этажные дома в сельских центрах — в широких масштабах; высотой 9 этажей — как отдельные архитектурные акценты.

Поскольку подавляющая часть зданий в Латвийской ССР не превышает 9 этажей, средний радиус действия систем централизованного теплоснабжения республики составляет около 5 км, а максимальный не достигает 13 км, напрашивается вывод, что застройка значительного числа городов приспособлена в основном к применению зависимой схемы теплоснабжения.

Независимой схеме присоединения подлежит лишь небольшое количество зданий высотой 12—24 этажа и зданий, расположенных в особых условиях, перечисленных в § 4-2.

Глава пятая

ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

5-1. ТЕПЛОВАЯ КАРТА

Для разработки тепловой карты города или его района необходимо подготовить следующие исходные материалы:

1) план города или его района в масштабе от 1:2000 до 1:25000 в зависимости от величины города;

2) сводную таблицу максимально-часовых расходов тепла потребителями района на уровне последнего года ближайшего пятилетия и ближайших 15—20 лет с указанием среднечасовых расходов тепла на бытовое горячее водоснабжение за отопительный период и среднечасовых расходов тепла на технологическое горячее водоснабжение промышленных и коммунальных предприятий за смену с наибольшей тепловой нагрузкой.

Изготовление тепловой карты:

1. Нанести на план города нумерацию кварталов. Если таковой нет, необходимо провести нумерацию, согласовав ее со службой архитектора города.

2. На всех кварталах плана города условными обозначениями указать расход тепла в соответствии с данными сводной таблицы максимально-часовых расходов тепла потребителями района.

Обозначения расходов тепла на плане города служат для различия:

расходов тепла при горячей воде в качестве теплоносителя, изображаемой кружками, от расходов пара, изображаемых квадратами;

расходов тепла на уровне последнего года ближайшего пятилетия, изображаемых кружком и квадратом, от расходов тепла на перспективную нагрузку город-

ской застройки, предусмотренной к воздействию в течение от 6-го до 15-го годов, изображаемых незакрашенными кружками и квадратами. Изготовленная таким образом тепловая карта (рис. 5-1) дает наглядное представление о застройке города и его расхода тепла на ближайшие годы и более отдаленную перспективу.

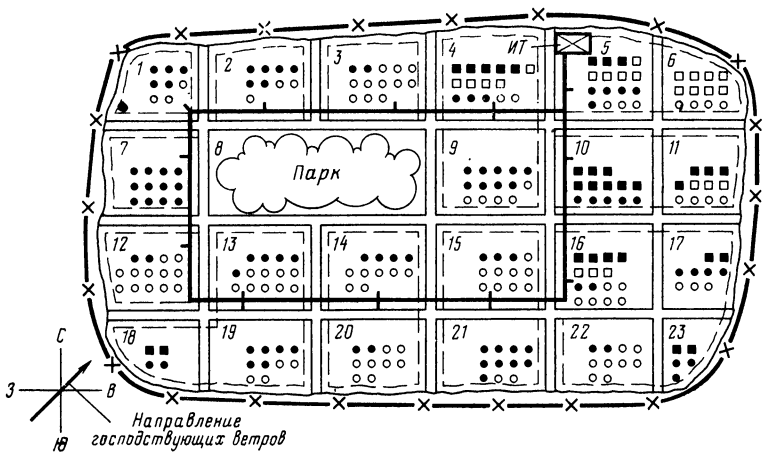


Рис. 5-1. Тепловая карта города и план магистральных тепловых сетей.

1—23 — номера городских кварталов; ● — максимально-часовой расход тепла в виде горячей воды на последний год ближайшего пятилетия (Q=0,5÷20 ГДж/ч); О — максимально-часовой расход тепла в виде горячей воды на перспективную нагрузку городской застройкой, предусмотренной к возведению в период от 6-го до 15-го года (Q=0,5÷20 ГДж/ч); ◘ — максимально-часовой расход тепла в виде пара на последний год ближайшего пятилетия (G=1÷5 т/ч); □ — максимально-часовой расход тепла в виде пара на перспективную нагрузку городской застройкой, предусмотренной к возведению в период от 6-го до 15-го года (G=1÷5 т/ч); —×— — граница района централизованного теплоснабжения; — — — — — границы района теплоснабжения отдельных ответвлений разводящих или внутриквартальных тепловых сетей; *ИТ* — источник тепла.

Указанные на тепловой карте расходы тепла на последний год ближайшего пятилетия определяют проектируемую тепловую нагрузку источника тепла в виде горячей воды и пара. При этом пятилетие определяет проектный срок сооружаемого источника тепла. После исчерпания тепловой мощности источника тепла нагрузками существующих потребителей тепла и объектов

строительства ближайшего пятилетия потребуется расширить источник тепла для обеспечения тепловых потребителей следующего пятилетия. Для расчета диаметра трубопроводов проектируемых тепловых сетей пользуются как исходным материалом расходами тепла, указанными на тепловой карте на последний год ближайшего пятнадцатилетия.

5-2. РАЗМЕЩЕНИЕ РАЙОННОГО ИСТОЧНИКА ТЕПЛА

После составления тепловой карты города приступают к изучению возможностей размещения районного источника тепла на плане города. Принятие правильного решения о размещении районного источника тепла требует рассмотрения ряда следующих факторов и обстоятельств, технического и экономического значения.

1. Районный источник тепла должен размещаться по возможности в промышленной зоне или за городской чертой. При использовании в производстве тепла твердого или сернистого жидкого топлива размещение источника тепла в жилой зоне города полностью исключается. При сжигании в качестве топлива природного газа допускается размещение источника тепла в жилой зоне, однако это решение не может быть рекомендовано во всех случаях в связи с тем, что работа источника тепла сопровождается значительным шумообразованием, а архитектура источника тепла обычно не соответствует характеру застройки жилой зоны.

Сжигание в источнике тепла твердого или жидкого топлива, несмотря на применение специальных устройств для очистки дымовых газов, ведет к ухудшению санитарного состояния окружающего воздушного бассейна и поверхности земли.

2. Размещение районного источника тепла на плане города следует выбирать с таким расчетом, чтобы не допустить заноса сернистых дымовых газов и летучей золы в жилые зоны города. Для этого на тепловую карту города наносят розу ветров или направление господствующих на местности ветров и учитывают их при размещении котельной. Хотя в каждой местности ветры в разное время меняют свое направление, влияние

господствующих ветров на вынос дымовых газов, пыли, запахов, порожденных районными источниками тепла и топливным хозяйством, может заметно сказаться на санитарном состоянии города.

3. Для доставки сжигаемого в районном источнике тепла в качестве основного или резервного, твердого или жидкого топлива целесообразно устройство подъездного железнодорожного пути. Нередко строительство этого пути не включается в проект источника тепла. Опыт показывает, что построенные без подъездной ветки районные источники тепла, работающие с расходом значительных количеств твердого или жидкого топлива, постоянно встречаются в своей работе с транспортными и эксплуатационными трудностями. Рано или поздно в таких случаях принятое ранее решение приходится исправлять сооружением подъездного железнодорожного пути.

При подробном ознакомлении с планом города выясняется, что только в некоторые района города возможно проложить железнодорожные подъездные пути, причем и эта возможность существует не во всех городах. Обычно при размещении районного источника тепла в промышленной зоне устройство к нему подъездного железнодорожного пути не представляет трудности, так как под строительство промышленных зон всегда отводятся городские территории, разрешающие прокладку железнодорожных путей.

4. Желательно, чтобы источник тепла был расположен как можно ближе к центру тепловых нагрузок обслуживаемого района. В этом случае радиус действия тепловых сетей будет наикратчайшим, а необходимое для всей системы теплоснабжения давление, создаваемое насосами, и расход электроэнергии на транспортирование теплоносителя в водяных тепловых сетях оказываются наименьшими. В системах пароснабжения, возможный радиус действия которых, как правило, ограничен, особенно важно разместить источник тепла вблизи центра паровых нагрузок. Только при этом условии можно рассчитывать на централизацию пароснабжения сравнительно большого района от единого районного источника тепла.

5. При размещении источника тепла в плане города необходимо считаться с возможным радиусом действия данной системы теплоснабжения. Радиус действия систем

пароснабжения при современных технических средствах практически не превышает 5—6 км (иногда до 10 км) при давлении пара у стены источника тепла 1,3 МПа и требуемом давлении пара у наиболее отдаленного потребителя не выше 0,8 МПа.

Системы теплоснабжения с горячей водой в качестве теплоносителя могут обладать различными радиусами действия, длина которых определяется соображениями экономического и технического характера. Радиус действия систем теплоснабжения горячей водой от некоторых крупных ТЭЦ, расположенных вне города, может превышать 30—40 км. Поскольку температуры теплоносителя в начале и конце сети горячей воды отличаются лишь на несколько градусов, радиус действия системы можно при необходимости увеличить, устраивая насосные станции для перекачки теплоносителя, если это оправдано экономически. Основное назначение насосной станции перекачки теплоносителя заключается в увеличении давления в тепловых сетях. Насосные станции при необходимости строятся как на подающих, так и на обратных трубопроводах.

Радиус действия водяной тепловой сети от районной котельной редко превышает 5—7 км.

6. Нередко на размещение источника тепла на плане города влияют гидрогеологические условия местности, различного рода соображения эстетического характера и другие факторы. Так, например, на практике решающими факторами при определении мощности и выборе места строительства источника тепла иногда являются возможности его финансирования, что в принципе является неинженерным подходом к делу.

После выяснения и изучения всех факторов и обстоятельств, влияющих на размещение районного источника тепла, не всегда удается изыскать на плане города строительную площадку, соответствующую всем упомянутым требованиям. В этих случаях возникает необходимость в принятии компромиссного решения.

Обычно при выборе площадки для строительства районного источника тепла действуют следующим образом.

Начинают с подбора всех возможных вариантов размещения источника тепла в городе и за его пределами и определяют преимущества и недостатки каждого варианта.

Затем сравнивают варианты, сопоставляя их преимущества и недостатки. В результате сравнения часть вариантов отпадает. Анализ продолжается до выбора наилучшего. Если анализ выявит несколько приемлемых вариантов, то выбор оптимального из них должен решаться на основе технико-экономического расчета.

На рис. 5-1 изображена тепловая карта в идеальном случае расположения промышленности и жилья по отношению к направлению господствующих ветров: ветры дуют с юго-запада, промышленность сконцентрирована в северо-восточной части города в кварталах *4*, *5*, *6*, *10*, *11*, *16*, *17*, *23* (кроме одного небольшого предприятия в 18-м квартале, расположенного на юго-западе); жилая зона расположена в западной, южной и частично северной частях города. В центре города расположена парковая зона. При таком зонировании районный источник тепла следует разместить в северо-восточной части — в промышленной зоне или за чертой города. В данном примере источник тепла с целью приближения его к потребителю тепла вообще и потребителям пара в особенности расположен в квартале *5*. После определения наиболее приемлемых участков расположения районного источника тепла его окончательное размещение согласовывается со службой главного архитектора города и со всеми заинтересованными организациями в установленном порядке. Затем приступают к рассмотрению возможности централизации теплоснабжения всего города. Поскольку длина города в настоящем случае не превышает 4—6 км, а ширина 2—4 км, получается, что котельная в квартале *5* может при соответствующей мощности централизованно обеспечить теплом всех городских потребителей тепла за исключением расположенного в квартале *18* потребителя пара. Находящееся в этом квартале предприятие должно обеспечиваться паром от собственной небольшой котельной или же должны приниматься особые решения. Если котельные в данном городе работают на твердом или жидком топливе, возникнет угроза заноса дымовых газов и загрязнений из квартала *18* в жилую зону города. В связи с этим надо сопоставить три возможных варианта решения:

1) расположенное в квартале *18* предприятие можно ликвидировать или перенести в промышленную зону. Таким методом пользуются весьма часто при составле-

нии генеральных планов реконструкции города в целях улучшения санитарного состояния отдельных районов;

2) если ликвидировать или перенести предприятие не удается, следует рассмотреть возможность переноса на другие предприятия производства продукции, требующей расходования пара. Таким образом освобождают некоторые предприятия от многих вспомогательных производственных процессов — сушки древесины, гальванической обработки металлов и т. д. При этом следует, конечно, учесть возникающие на предприятиях осложнения технического и экономического характера;

3) наиболее простой и дешевый, но с градостроительной точки зрения не всегда лучший вариант состоит в газификации индивидуальной котельной предприятия в квартале *18*, если город располагает природным газом, без внесения в структуру квартала каких-либо изменений.

После составления тепловой карты и размещения источника тепла на плане города приступают к определению границ централизации теплоснабжения города.

Обычно системы централизованного теплоснабжения распространяются на все промышленные предприятия и многоэтажные здания любого назначения. Зоны индивидуальной застройки небольшими частными жилыми домами обычно не включаются в централизованное теплоснабжение, так как потребление тепла небольшими одно- и двухэтажными домами незначительно, дома удалены один от другого и удельный расход тепла на единицу занимаемой ими городской площади невелик. Относительная стоимость строительства и эксплуатации тепловой сети в зоне индивидуальной застройки резко возрастает и централизация теплоснабжения становится менее рентабельной. Небольшие дома присоединяются к районному источнику тепла, если они расположены в кварталах многоэтажной застройки или поблизости от тепловых сетей.

Тщательно продуманные границы района централизованного теплоснабжения наносятся на заранее подготовленную тепловую карту.

5-3. ПРОКЛАДКА ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

После составления тепловой карты города, размещения на ней районного источника тепла и определения границ централизованного теплоснабжения города мож-

но приступить к нанесению на план города трасс магистральных тепловых сетей. Тепловые сети, соединяющие районный источник тепла с ТП потребителей, подразделяются следующим образом:

1) *магистральные тепловые сети*, представляющие собой главные теплопроводы, расположенные на участке от районного источника тепла до каждого микрорайона и крупного предприятия, и от которых ответвляются все остальные тепловые сети;

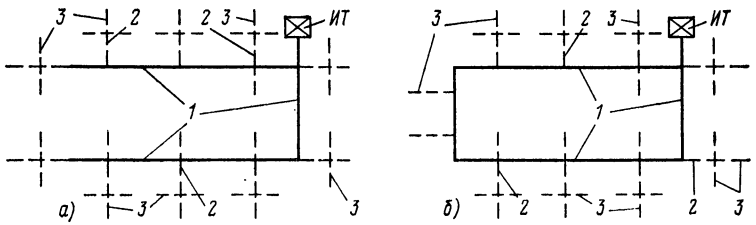


Рис. 5-2. Тепловые сети.

а — тупиковая магистраль; *б* — кольцевая магистраль; *1* — магистрали; *2* — распределительные тепловые сети; *3* — внутриквартальные тепловые сети.

2) *распределительные* или *межквартальные тепловые сети*, ответвляющиеся от магистральных тепловых сетей, распределяют и транспортируют теплоноситель ко всем кварталам города и предприятиям средней величины. Теплопроводы распределительных тепловых сетей, как правило, обладают меньшим диаметром и длиной, чем магистральные, но в отдельных случаях в начальных участках могут иметь больший диаметр, чем теплопровод конечного участка магистральной сети;

3) *внутриквартальные тепловые сети,* ответвляющиеся от распределительных или непосредственно от магистральных тепловых сетей и заканчивающиеся в ТП потребителей тепла, куда они доставляют приготовленный в источнике тепла теплоноситель.

Трассирование тепловых сетей на плане и профиле города начинают с магистральных сетей, от которых зависит правильное построение распределительных и внутриквартальных сетей.

Магистральные тепловые сети разделяются по конфигурации и особенностям расчета и эксплуатации на *тупиковые* или *радиальные* (рис. 5-2,*а*) и *кольцевые* (рис. 5-2,*б*).

Протяженность тупиковых магистралей короче, стоимость меньше и расчет их проще. Кольцевые магистрали обеспечивают большую надежность и дают возможность поддерживать в системе тепловых сетей более устойчивые гидравлические режимы. Неодинаковые потери давления, возникающие в ветвях кольцевой магистрали при разной нагрузке систем теплоснабжения, систематических или аварийных отключениях крупных потребителей тепла легче выравниваются. Кроме того, при кольцевой прокладке магистрали ремонт или авария отдельного участка сети, как правило, в меньшей степени нарушают эксплуатацию системы теплоснабжения в целом.

Для правильного выбора трассы тепловых сетей на плане города следует учитывать ряд технико-экономических соображений:

1. Магистральные сети должны проходить вблизи центра тепловых нагрузок города.

2. Трасса магистральных теплопроводов должна быть по возможности короче.

3. Тепловые сети вообще и магистральные в особенности не должны прокладываться под землей в затопляемых районах города и по возможности не укладываться ниже уровня стояния грунтовых вод.

4. Магистральные теплопроводы должны прокладываться с таким расчетом, чтобы сооружение их не создавало трудностей существующей и перспективной застройке, а также системе транспорта города.

5. Тепловые сети должны быть по возможности дешевыми в строительстве и надежными в эксплуатации.

6. Трассы магистральной тепловой сети должны выбираться с таким расчетом, чтобы возможно лучше обеспечивать их надежную работу в особых аварийных режимах (при землетрясении, стихийных бедствиях и т. д.).

7. Прокладка и архитектурное оформление отдельных элементов тепловой сети должны отвечать эстетическим требованиям застройки города.

8. На плане города прокладка тепловых сетей должна по возможности совмещаться с другими инженерными сетями, в особенности с располагаемыми на надземных эстакадах или в проходных подземных каналах и тунелях.

9. Не следует прокладывать под землей тепловые сети вдоль электрифицированных железнодорожных и трамвайных путей, так как эксплуатация этих транспортных средств в водонасыщенных грунтах порождает блуждающие токи, вызывающие электрокоррозию металлических теплопроводов.

10. Не следует прокладывать под землей тепловые сети в вечномерзлых грунтах во избежание опасного оттаивания их, а также в солончаковых грунтах, которые при осенне-весеннем намокании агрессивно действуют на металл труб.

Обычно при определении трассы тепловых сетей выявляется невозможность ее выбора с полным соблюдением оптимальных условий, и изыскиваются компромиссные решения. Необходимо, однако, не допускать чрезмерных отклонений в практических решениях от оптимальных рекомендаций. Для этого следует в каждом конкретном случае выявлять и всесторонне анализировать все возможности и условия трассирования тепловых сетей с выполнением соответствующих технико-экономических расчетов.

На тепловой карте (см. рис. 5-1) кольцевые магистральные тепловые сети проложены на плане города в пределах кварталов так, чтобы не загромождать проезжей части улицы.

Существуют четыре разновидности прокладки тепловых сетей в пределах улиц и кварталов (рис. 5-3).

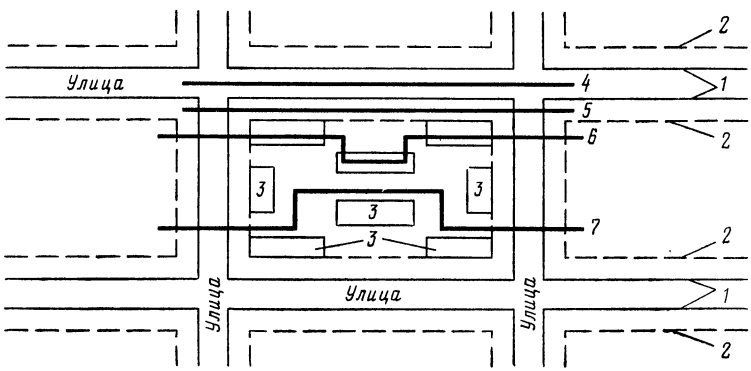


Рис. 5-3. Прокладка тепловых сетей в пределах улиц и кварталов.
1 — красные линии улицы; *2* — линии застройки квартала; *3* — здания; *4* — тепловые сети в пределах улицы; *5* — тепловые сети в полосе между красными линиями и линиями застройки; *6* — тепловые сети, прокладываемые по техническим коридорам зданий; *7* — тепловые сети, прокладываемые по незастроенной части кварталов.

Ранее тепловые сети прокладывались только в пределах улиц под проезжей частью. Такая прокладка неизбежна в старых городах с закрытой, плотной застройкой кварталов, с красными линиями улиц, совпадающими с линиями застройки. Строительство тепловых сетей под проезжей частью улиц обходится дорого, а эксплуатация их связана с трудностями. Неоднократные вскрытия и восстановления покрытий проезжей части улиц, отвозка и подвозка грунта при проведении строительных работ заметно влияют на их общую стоимость. Во время строительства и ремонта тепловых сетей проезд по улицам затрудняется, а зачастую и полностью прекращается.

При старой планировке городских улиц тепловые сети в их пределах можно укладывать только подземно. Но строительство тепловых сетей при подземной прокладке значительно дороже, чем при надземной.

В новых кварталах современной планировки линии застройки отодвинуты от красных линий улиц. Расстояние между ними достигает 6—12 м и достаточно для прокладки тепловых сетей в этой зоне, не имеющей проезжей части и твердого покрытия, значительно проще и дешевле. Создается возможность строительства сетей с П-образными компенсаторами, в то время как при прокладке сетей в пределах проезжей части улиц ее ширина в большинстве случаев разрешает применение только сальниковых компенсаторов. Сети стараются настолько приблизить к зданиям, чтобы обойтись без устройства камер, используя подвалы зданий для размещения запорной арматуры ответвлений. Строительство и в дальнейшем ремонт сетей в этой зоне не препятствует движению уличного транспорта.

При использовании для тепловых сетей участка между красными линиями и линиями застройки вся остальная ширина улицы остается свободной для прокладки других городских инженерных сетей.

В зданиях новых районов современной застройки есть возможность устройства в подвалах технических коридоров для инженерных сетей. При соответствующей планировке в них можно проложить и тепловые сети, если условный диаметр тепловых сетей не превышает 300 мм. Подвальные этажи зданий не всегда используются рационально. Устройство в подвалах удобных и правильно организованных технических коридоров яв-

ляется важным вопросом градостроительства. Соединением технических коридоров зданий проходными подземными каналами можно со временем создать районную и даже общегородскую туннельную сеть для прокладки инженерных коммуникаций. Создание проходной коридорной теплосети следует оценивать как техническое достижение для любого города, а устройство технических коридоров в подвалах зданий можно рассматривать как важный шаг в этом направлении, конечно при условии защиты от опасностей, возникающих при аварийных ситуациях.

Прокладка тепловых сетей по подвальным помещениям, если они не нужны жильцам и расположены в сухих грунтах, дешева и удобна в эксплуатации. Очень часто подвальные этажи не используются для прокладки тепловых сетей только по той причине, что строительство сетей опережает строительство зданий.

По незастроенной части кварталов тепловые сети удается проложить только в том случае, когда застройка кварталов не очень плотная, а дворы не заняты другими подземными коммуникациями. Строительство сетей в незастроенной части кварталов дешевле, чем в пределах улицы, но дороже прокладки по подвалам зданий. Квартальная трассировка сетей удобна в эксплуатации и не создает препятствий для уличного транспорта ни во время строительства, ни при ремонте сетей. Такая трасса особенно целесообразна при возможности сооружения надземных эстакад для укладки тепловой сети. Из четырех приведенных разновидностей прокладки трасс проход по надземным эстакадам в промышленных и иногда в жилых зонах возможен только при этой трассировке тепловой сети.

Трассу тепловой сети необходимо не только нанести на план города, но и решить прокладку ее в отметках по вертикали по отношению к поверхности земли. Трассы сети на плане и на профиле местности должны быть увязаны между собой.

Пример прокладок тепловых сетей на различных высотных отметках по отношению к поверхности земли показан на рис. 5-4.

Подземная прокладка тепловых сетей. В настоящее время это наиболее распространенный способ строительства тепловых сетей. Они строятся на трех различных уровнях высотных отметок.

1. Теплопроводы можно проложить вместе с другими городскими инженерными сетями в проходных подземных туннелях, строящихся тюбинговым способом по методу сооружения метрополитена, на глубине, достигающей нескольких десятков метров (рис. 5-4,*а*). Инженерные сети, проходящие по туннелю, хорошо защищены от внешних воздействий и сравнительно удобны в обслуживании. Однако стоимость строительства туннелей очень велика и финансирование осложняется фактором разновременности в строительстве сетей, поскольку ка-

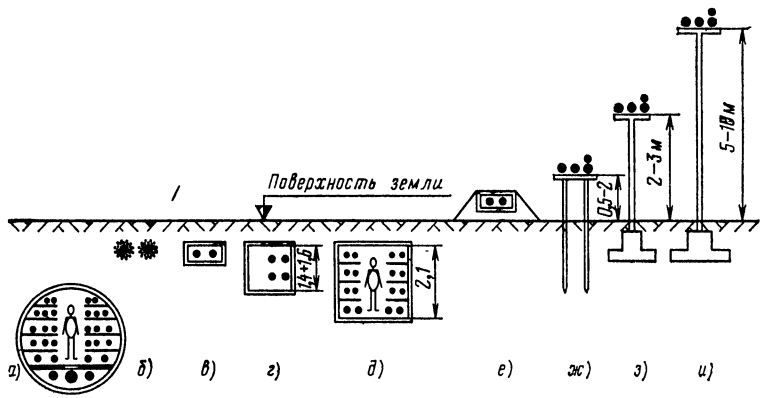


Рис. 5-4. Прокладка тепловых сетей под землей и надземно.

а — прокладка тепловых сетей в проходных туннелях; *б* — бесканальная подземная прокладка; *в* — прокладка в подземных непроходных каналах; *г* — в полупроходных каналах; *д* — в проходных каналах; *е* — в обваловании; *ж* — на низких эстакадах; *з* — на эстакадах средней высоты; *и* — на высоких эстакадах.

питальные вложения на сооружение строительной части туннеля практически могут быть отнесены только к стоимости стротельства первой очереди сетей. При строительстве глубоких туннелей возникает также сложная задача их защиты от грунтовых вод, устройства компенсаторов и ответвлений от инженерных сетей и т. п.

2. Подземные тепловые сети чаще всего можно прокладывать на глубине от 0,5 до 2 м ниже поверхности земли. На этих отметках сети прокладываются в следующих конструкциях:

бесканально, непосредственно в грунте (рис. 5-4,*б*);

в непроходных каналах, высота которых зависит

только от диаметра теплопроводов (рис. 5-4,*в*);

в полупроходных каналах высотой 1,4 — 1,6 м (рис. 5-4,*г*);

в проходных каналах высотой 2,1 — 3 м, или аналогичных им (технических коридорах или подвалах (рис. 5-4,*д*).

Начальные затраты на сооружение неглубоких подземных сетей обычно значительно меньше, чем сетей глубокого заложения.

3. В районах города с высоким уровнем грунтовых вод или периодически затопляемых водой успешно применяется прокладка тепловых сетей в обвалованнии (рис. 5-4,*е*), т. е. с расположением конструкции частично в земле и частично или полностью над землей. Прокладка тепловых сетей в надземном обваловании неоднократно проверена на практике в районах, в которых не удавалось понизить уровень грунтовых или поверхностных вод.

Надземные обвалования при покрытии их сборными железобетонными тротуарными плитами и осуществлении архитектурного оформления трассы тепловых сетей могут использоваться в качестве пешеходных дорожек, весьма удобных в местностях с повышенным уровнем грунтовых или поверхностных вод.

Надземная прокладка тепловых сетей. Надземные тепловые сети согласно существующим строительным нормам и правилам рекомендуется сооружать только в промышленных зонах. Однако специальные правила безопасности ограничивают применение прокладки этого типа. Надземное сооружение тепловых сетей в жилых районах строительными правилами не рекомендуется по соображениям архитектурного и эстетического характера.

Основные преимущества прокладки надземного типа тепловых сетей заключаются в следующем:

1. Надземным тепловым сетям не угрожают грунтовые и поверхностные воды — самая опасная причина резкого увеличения потерь тепла, нарушения нормальной работы и относительно быстрого выхода из строя труб тепловых сетей с возможностью аварий. В определенное время года во многих городах, стоящих вблизи моря или на берегах рек, грунтовые и паводковые воды поднимаются до поверхности земли и иногда затопляют целые районы. Так бывает в Ленинграде, Риге, Каунасе,

Киеве, Казани и многих других городах нашей страны и за границей.

2. Районы вечной мерзлоты занимают 49,7% территории СССР. В настоящее время в этих районах немного городов. Но в ближайшем будущем в связи с освоением богатых природных ресурсов в районах вечной мерзлоты будет все шире развертываться промышленное и гражданское строительство. В этих условиях тепловые сети могут строиться в основном надземно, так как оттаивание мерзлых грунтов при подземной прокладке тепловых сетей нежелательно и даже опасно для окружающей застройки.

3. Надземная прокладка тепловых сетей необходима при строительстве на засоленных грунтах. Подземная прокладка тепловых сетей в засоленных грунтах, в особенности в период весеннего паводка, ведет к разрушению изоляции теплопровода и быстрой коррозии металла труб.

4. Проложенные под землей теплопроводы подвергаются электрокоррозии блуждающими токами. Надземно построенные сети этим разрушающим действиям не подвергаются. Воздействие блуждающих токов на подземные сети постоянно возрастает с развитием внутри городов трасс электрифицированных железных дорог и трамвайного транспорта. Принимаемые меры защиты подземных сетей против электрокоррозии пока еще недостаточно эффективны.

Следует отметить, что значительная часть подземно проложенных тепловых сетей пока страдает от почвенной коррозии только из-за ненадежности антикоррозионных покрытий труб.

5. Надземные тепловые сети доступны для наружного осмотра и удобны в эксплуатации. Повреждения тепловых сетей и утечка теплоносителя немедленно обнаруживаются и сравнительно быстро и легко устраняются. Аварии в подземных тепловых сетях могут иметь разрушительные последствия и иногда сопровождаются человеческими жертвами. Аварии в надземных сетях обычно не имеют столь тяжелого характера.

6. Надземные тепловые сети значительно дешевле подземных. Стоимость строительных работ меняется в зависимости от многих условий, но обычно для надземных сетей она не превышает 50—80% стоимости подземных.

Надземные тепловые сети сооружаются на разной высоте по отношению к поверхности земли.

1. Надземные сети низкой прокладки (рис. 5-4,*ж*) располагаются на высоте 0,5 — 1,5 м от земли по трассам, не пересекаемым движением людей и транспорта — вдоль заборов, шоссе, железнодорожных путей и т. п. Начальная стоимость таких сетей невелика. Недостатком низкой прокладки тепловых сетей является незащищенность теплоизоляции и покровного слоя сетей от внешних повреждений и зарастание полосы проложенных сетей сорными травами, придающими трассе запущенный вид. Территория полосы, расположенной под тепловыми сетями низкой прокладки, не может быть использована для других целей.

2. Надземные сети средней высоты прокладки (рис. 5-4,з) располагаются на уровне 2 — 3 м от поверхности земли в таких местах, где необходим проход под ними людей, а также над заборами, причем трассу тепловых сетей в этом случае совмещают с трассой забора. Надземные тепловые сети средней высоты прокладки несколько дороже сетей низкой прокладки, но их теплоизоляция и покровный слой менее подвержены повреждениям и лучше сохраняют свои качества и наружный вид.

Тепловые сети низкой и средней высоты прокладки мало влияют на панораму местности.

3. Надземные сети высокой прокладки сооружаются на высоте 5 — 10 м над поверхностью земли (рис. 5-4,*и*). Они рассчитаны на проход под ними любого наземного транспорта. Теплоизоляция и покровный слой тепловых сетей практически не повреждаются и построенные сети продолжительное время сохраняют свой первоначальный внешний вид. Территория полосы, расположенной под тепловыми сетями высокой прокладки, часто используется для различных целей: транспорта, складирования материалов и т. д. Архитектура тепловых сетей высокой прокладки существенно влияет на панораму местности.

5-4. СОВМЕЩЕННАЯ ПРОКЛАДКА ИНЖЕНЕРНЫХ СЕТЕЙ

В результате быстрого развития науки и техники и появления новой технологии производства в настоящее время происходит быстрое развитие инженерных сетей, обеспечивающих как производственные процессы, так и потребности жилищно-коммунального сектора городов. Для нужд промышленности стали сооружать:

1) сети сжатого воздуха разных давлений для нужд производства и работы контрольно-измерительных приборов и автоматики;

2) кислородопроводы для сварки и выплавки металлов;

3) кислотопроводы серной, соляной, азотной, уксусной и других кислот;

4) трубопроводы щелочных растворов;

5) трубопроводы ядохимикатов и отравляющих веществ (метанола, фосгена, дифосгена, хлора и т. п.);

6) сети хладоагентов — рассолов разных температур, фреона и т. п.;

7) трубопроводы горючих и взрывоопасных веществ: мазута, разных спиртов, эфира и т. п.;

8) сети инертных и активных газов: азота — для опорожнения различных трубопроводов и систем, наполненных активными веществами, углекислого газа — для выполнения разных технологических процессов и т. д.

Кроме упомянутых инженерных сетей существует еще целый ряд других. Считается, что общее количество разновидностей инженерных сетей в настоящее время достигает 200 единиц.

Развитию новых видов инженерных сетей способствовало освоение производства трубопроводов из нержавеющих металлов, полимеров, стекла и резины, а также разнотипных насосов, создающих необходимый напор и режим в трубопроводных системах.

Увеличение количества инженерных сетей и ограниченная ширина полосы между стенами зданий промышленных предприятий или ширина городских улиц приводит к необходимости совмещения прокладки сетей.

Так, например, на одном из предприятий Латвийской ССР потребовалась прокладка в одном направлении 48 трубопроводов разного характера и около 10 электрических кабелей. Ширина полосы, необходимая для подземной несовмещенной прокладки инженерных сетей завода, составила бы от 80 до 100 м при фактическом расстоянии между отдельными корпусами завода от 20 до 40 м.

При осуществлении совмещенной прокладки инженерных сетей по надземным двухъярусным проходным эстакадам удалось сократить ширину полосы прокладки надземных сетей до 4,2 м на прямых участках и до 10,2 м в местах устройства П-образных компенсаторов. Таким образом, применение совмещенной прокладки инженерных сетей в условиях этого предприятия явилось единственным возможным решением.

Опыт строительства и эксплуатации совмещенных инженерных сетей за последние годы показывает, что

этим способом помимо экономии площади застройки территорий достигается:

1) значительное сокращение капитальных вложений в большинстве случаев строительства;

2) экономия расходования строительных материалов;

3) резкое улучшение и упрощение эксплуатации инженерных сетей;

4) повышение надежности проложенных сетей;

5) увеличение срока службы сетей (предположительно).

Приведенные соображения говорят о том, что совмещенная прокладка инженерных сетей заслуживает самого серьезного внимания при строительстве как отдельных предприятий, так и промышленных узлов и городов в целом.

Однако совмещенная прокладка сетей на практике осуществляется не часто. Это объясняется некоторыми недостатками в планировании проектирования и капитального строительства.

Для прокладки совмещенных инженерных сетей возможно применение двух видов конструкций: *надземных проходных и непроходных эстакад* или *подземных проходных каналов и туннелей.*

Совмещенная прокладка инженерных сетей по надземным эстакадам начала развиваться за последние десятилетия в разных отраслях производства (химической, нефтеперерабатывающей, целлюлозно-бумажной и др.).

В качестве наглядного примера рассматривается осуществление совмещенной прокладки инженерных сетей по надземным эстакадам завода, проект которой выполнен по следующей методике:

1. Составлен общий перечень всех инженерных сетей, подлежащих прокладке по территории завода.

2. Рассмотрена возможность и целесообразность их подземной или надземной прокладки с учетом рекомендаций действующих норм.

Основное количество сетей было разрешено прокладывать как подземно, так и надземно. К ним относились все тепловые сети, трубопроводы сжатого воздуха, азота и других химикатов.

Учитывая, что завод расположен в болотистой местности с весьма высоким уровнем стояния грунтовых вод, что подземные проходные каналы в этих условиях будут весьма дорогими, менее надежными и неспособными принять более половины инженерных сетей, было решено осуществить совмещенную прокладку инженерных сетей по надземным эстакадам. Максимально возможное количество трубопроводных сетей было намечено проложить по эстакадам, оставляя под землей только самотечные сети, некоторые водопроводы и кабели из-за их небольшого количества и частых вводов в корпуса.

3. Следующим шагом явилось составление по определенной форме перечня тепло- и материалопроводов завода, прокладываемых надземно, в котором приводятся основные данные, необходимые для дальнейшего проектирования и эксплуатации сетей:

а) номер и индекс трубопровода по экспликации;

б) указание, откуда и куда трубопровод направляется;

в) материал трубопровода;

г) необходимость теплоизоляционного слоя;

д) необходимость спутника-нагревателя или спутника-охладителя;

е) степень огнеопасности и взрывоопасности продукта.

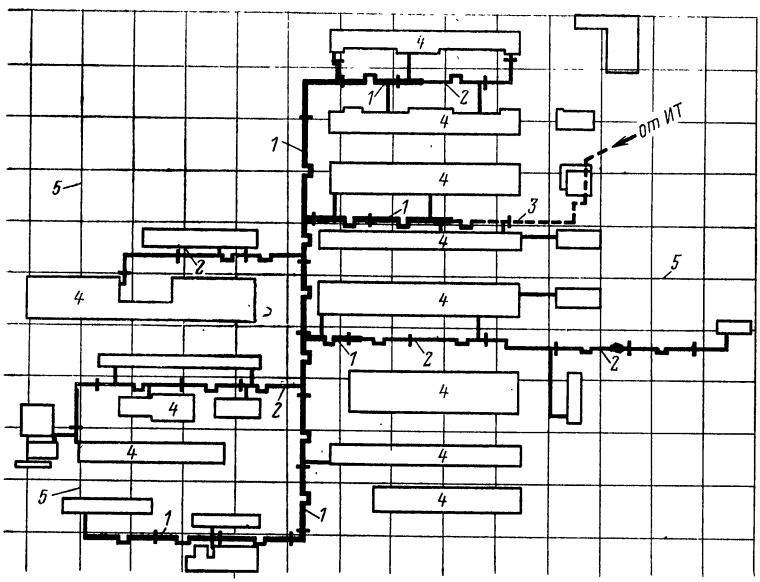


Рис. 5-5. План эстакад тепло- и материалопроводов.

1 — эстакада двухъярусная, проходная, балочная; *2* — эстакада одноярусная, не проходная, балочная; *3* — эстакада одноярусная, не проходная, без балок; *4* — здания; *5* — координатная сетка.

При составлении перечня оказалось, что из 48 различных инженерных сетей (не считая кабелей) по надземным эстакадам можно проложить 40 единиц (или 83,5%).

4. Затем была выбрана трасса эстакад на генеральном плане предприятия с учетом заранее заготовленного предварительного поперечного разреза эстакады с расположением совмещенных инженерных сетей.

Трассы выбирались предпочтительно вдоль проездов с максимальным приближением к ним, чтобы строительство и выполнение аварийно-ремонтных работ можно было бы осуществлять механизмами непосредственно с проезжей части (рис. 5-5).

Затем были нанесены все необходимые ответвления эстакад к корпусам, размещены неподвижные опоры и П-образные компенсаторы.

Когда трассы эстакад были нанесены на генплане в окончательном виде, были расставлены опоры эстакад как на прямых участках, так и в местах поворотов, места расположения узлов разветвлений, П-образных компенсаторов, точек вертикального спуска или подъема сетей.

Надземные эстакады совмещенных инженерных сетей для достижения максимальной их долговечности рекомендуется сооружать из сборного железобетона. Шаг между опорами, кроме упомянутых специальных мест, должен равняться длине существующих сборных железобетонных балок. В настоящее время шаг обычно равняется 12 м. В углах поворота расстановка опор зависит от ширины эстакады. Так, при ширине эстакады 4,2 м размещение опоры возможно только на расстоянии 2,6 м от угла поворота оси трассы.

Необходимо отметить, что применение сборного железобетона при сооружении надземных балочных эстакад требует высокой точности проектирования и производства строительно-монтажных работ. Допустимое отклонение как от типового шага одного пролета, так и по всей трассе в целом составляет только несколько сантиметров. Поэтому весьма желательно для точности расчетов при осуществлении совмещенной прокладки сетей на генеральный план предприятия нанести координатную сетку. Тогда все углы поворота трассы привязываются в координатных исчислениях с точностью до одного сантиметра.

5. Затем был разработан продольный профиль по трассе совмещенных сетей. Технологические материалы на этот завод поступают по железной дороге в склады хранения и раздачи завода, расположенные на нулевой отметке. Материалы насосами по напорным материалопроводам направляются в каждый производственный корпус, где кроме рабочих стендов имеются и приемные емкости для жидких материалов, расположенные на нулевой отметке. Учитывая, что большинство технологических материалов являются дорогими или дефицитными, ядовитыми, агрессивными, огне- или взрывоопасными, материалопроводы при надземной прокладке желательно проложить зонтообразно, т. е. так, чтобы материалы, передаваемые со складов, поднимались на некую наивысшую точку, с которой потом спускались бы вниз к каждому корпусу. Этим достигается возможность при авариях, промывках или ремонте сетей быстро и полностью опорожнить трубопроводы без вынужденного слива в случайной точке по пути трассы (рис. 5-6).

Однако практически при устройстве разветвлений и ответвлений на некоторых трубопроводах не исключается образование так называемых «мешков». Для опорожнения и продувки материалопроводов применяется инертная среда, обычно сжатый азот.

Минимально допустимый уклон по трассе сети 3‰. Сети прокладываются в профиле на такой высоте, чтобы под строительными конструкциями эстакад оставался проезд для автомашин и механизмов в любом или почти любом месте. В основном выдерживается габарит по высоте от 5 до 7,5 м.

6. Следующим этапом явилась разработка расчетно-монтажных схем каждого материалопровода с нанесением расчетных флажков, на которых записывались расходы рабочей среды, диаметр трубы, скорость движения, длина и потери давления для каждого расчет-

ного участка сети. Наносилось размещение запорной арматуры, спускников, воздушников. Указывались материал, его основные качества, масса одного погонного метра трубопровода, необходимость в спутнике-нагревателе или охладителе, в теплоизоляционном и покровном слое, особые условия монтажа и эксплуатации.

Расчетно-монтажные схемы сетей разрабатываются на основе ранее составленного плана и продольного профиля эстакад, а также перечня надземно прокладываемых тепло- и материалопроводов предприятия.

7. Затем был разработан основной наиболее насыщенный трубопроводами поперечный разрез эстакады с раскладкой по ней инженерных сетей (рис. 5-7). Решали, быть ли эстакаде одноярусной или двухъярусной, с проходными дорожками или без них, исходя из следующих соображений:

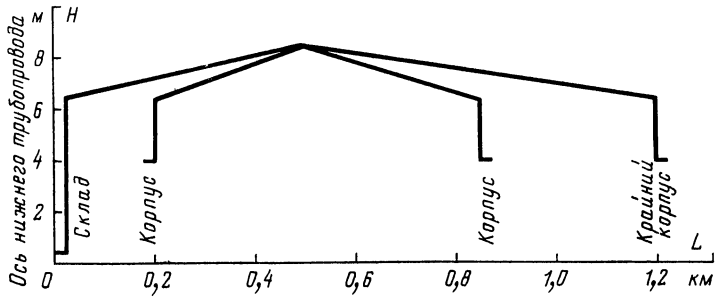


Рис. 5-6. Продольный профиль эстакад тепло- и материалопроводов.

1) одноярусные эстакады без дорожки обычно применяются, если количество труб не превышает 4—6 единиц, трубы бесфланцевые, имеют редко расставленную запорную арматуру. Кабелей на эстакаде нет;

2) одноярусные эстакады с проходной дорожкой сооружаются при укладке до 20—25 трубопроводов и кабелей;

3) двухъярусные эстакады с проходными дорожками в обоих ярусах обычно применяются при укладке более 25—30 трубопроводов с кабелями или без них.

При расстановке трубопроводов на эстакаде учитывались следующие обстоятельства:

1) трубопроводы, собираемые на фланцах, должны быть размещены в нижнем ряду первого яруса, рядом с проходной дорожкой;

2) трубопроводы, для которых недопустимо образование «мешков», следует размещать по наружной стороне эстакады, имеющей наибольшее число ответвлений;

3) все трубопроводы сильных кислот следует разместить в одной зоне в нижних рядах первого яруса, для возможности устройства защитных желобов непосредственно над пешеходными и проездными дорогами;

4) трубопроводы с уменьшенным нормативным сроком службы следует разместить либо рядом с проходной дорожкой, либо с наружной стороны эстакады;

5) трубопроводы с большим количеством запорной арматуры желательно размещать рядом с проходной дорожкой;

6) электрические кабели и кабели связи следует размещать рядом с проходной дорожкой;

7) трубопроводы огнеопасных и взрывоопасных веществ следует расположить подальше от кабелей и выше их, если плотность этих веществ меньше плотности воздуха, и ниже кабелей в противном случае;

8) трубопроводы и кабели в разрезе эстакады необходимо расположить так, чтобы любой из них можно было ремонтировать или заменить без демонтажа других;

9) в сечении эстакады следует оставить резервные места в количестве 20—50% проектируемых.

Место, занятое определенным тепло- и материалопроводом в основном сечении эстакады, является постоянным на любом участке двухъярусных эстакад предприятия.

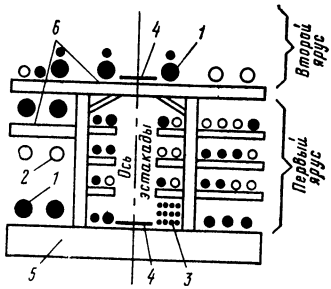


Рис. 5-7. Расположение инженерных сетей на эстакаде.

1 — проектируемые трубопроводы; *2* — резервные места для трубопроводов; *3* — кабели; *4* — проходные дорожки; *5* — траверса; *6* — верхнее строение эстакады.

8. Последующим этапом явилась разработка узлов разветвления, в которых размещаются запорная арматура, спускники, воздушники, развороты, подъемы и спуски сетей.

Узлы трубопроводов следует выполнять так, чтобы:

был доступ с прохода к любой трубопроводной арматуре, к каждому болту фланцевого соединения.

не затруднялся проход по эстакаде;

на ответвлениях получилось бы минимальное количество «мешков» на трубопроводах.

Для выполнения упомянутых задач в узлах устраиваются специальные площадки для обслуживания сетей и арматуры, используемые также для устройства лестниц к ярусам эстакады.

От правильного выполнения узлов разветвления в значительной степени зависит удобство и надежность эксплуатации совмещенных сетей.

9. Проект завершился составлением сводных спецификаций, перечня объемов работ, заглавного листа с пояснительной запиской и разработкой строительной части.

На этом проектирование несложного комплекса инженерных сетей с небольшим числом ответвлений может считаться законченным.

Сложный проект большого количества совмещенных сетей с многочисленными ответвлениями от них и с большим разнообразием требований и ограничений, к ним предъявляемым, весьма желательно дополнить изготовлением *макетов важнейших узлов* (рис. 5-8). Макеты узлов разветвлений совмещенных инженерных сетей изготовляются по законченным рабочим чертежам проекта соот-

сетей окупаются предотвращением издержек на устранение дефектов, допущенных в строительстве по вине проекта. В результате оптимизации проектных решений при макетировании достигается также упрощение эксплуатации сетей. Наконец, макеты своей наглядностью являются ценным учебным пособием при подготовке персонала для строительства и эксплуатации сетей.

Описанная методика разработки проектов совмещения прокладки сетей с исправлением их после макетирования узлов является попыткой изыскания оптимального пути в проектировании. Возможны и другие методы. Особенно эффективным представляется одновременное изготовление проекта и макетов отдельных элементов совмещенной прокладки инженерных сетей.

Надземные высокие проходные эстакады для прокладки совмещенных инженерных сетей состоят из следующих элементов (рис. 5-9):

1) оснований под опоры, которые выполняются из монолитного или сборного железобетона, а иногда и в виде свайных оснований. Свайные основания наиболее надежно защищают опоры эстакад от возможных перемещений их при подмыве окружающего грунта проложенными рядом подземными напорными или самотечными сетями;

2) опор, которые сооружаются обычно из сборных железобетонных колонн. Для сооружения надземных эста-

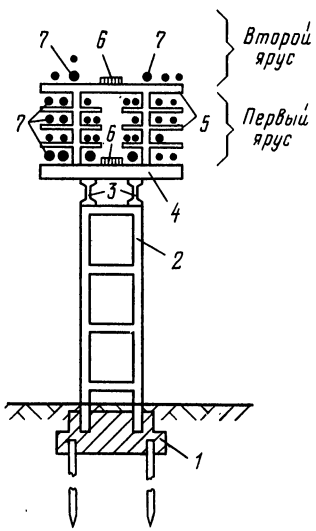


Рис. 5-9. Поперечный разрез эстакады инженерных сетей.

1 — свайные основания; *2* — колонна; *3* — балки; *4* — траверса; *6* — верхнее строение эстакады; *5* — проходные дорожки; *7* — инженерные сети.

кад промышленностью строительных материалов в настоящее время изготовляются только Т- и П-образные колонны с необработанной поверхностью железобетона, громоздкие и неэстетичные. При распространении в строительстве высоких надземных эстакад следовало бы, по-видимому, позаботиться о создании новых эстетичных форм сборных колонн. Такими могли бы явиться центрифугированные круглые, пустотелые железобетонные колонны, производство которых в некоторой степени уже освоено при изготовлении опор электроконтактных линий;

3) балок, в основном сборных железобетонных, позволяющих увеличить шаг расстановки колонн при малых диаметрах труб и кабелей, требующих частых опор. В случаях прокладки по эстакаде только самонесущих трубопроводов большого диаметра балки не нужны;

4) траверс, которые подбираются из типовых сборных железобетонных элементов. Траверсы расставляются по балкам с шагом, зависящим от диаметра прокладываемых по эстакадам труб. Так, для трубопроводов $D_у=50$ мм траверсы расставляются через 3 м. В целях сохранения этого минимального шага расстановки траверс трубопроводы меньших диаметров по эстакадам обычно не прокладываются.

Длина траверс, как правило, равняется ширине эстакады;

5) верхних строений эстакад; в случаях, когда количество трубопроводов не превышает 4—6 единиц, на эстакаде нет кабелей и проходных дорожек, трубы прокладываются в один ряд непосредственно по траверсам без каких-либо верхних строений эстакад. При увеличении количества инженерных сетей разместить их непосредственно над траверсами невозможно и появляется необходимость в верхних строениях для расположения сетей в нескольких рядах, в одном или двух ярусах. Минимальная высота каждого яруса 2 м для обеспечения прохода людей по эстакаде. В каждом ярусе можно расположить 3—5 рядов в зависимости от диаметра трубопроводов. Верхние строения эстакад сооружаются обычно из металла. Металлоконструкции занимают мало места, весьма удобны в монтаже и при выполнении последующих необходимых операций;

крепления инженерных сетей в точках неподвижных опор;

устройства проходных дорожек, площадок обслуживания, переходов и лестниц, для чего возможно применение сварки.

Низкие надземные эстакады высотой 0,5—1,5 м от поверхности земли состоят из тех же элементов, что и высокие, за исключением опор. Балки укладываются непосредственно на основания.

Строительство надземных эстакад для прокладки совмещенных сетей необходимо выполнить с высокой точностью производства работ. Это необходимо для использования на стройке сборных железобетонных элементов и полусборных металлоконструкций верхнего строения эстакад, заранее изготовленных на заводах стройиндустрии.

Поскольку совмещение инженерных сетей на общих конструкциях в настоящее время только развивается, архитектура надземных эстакад из современных строительных материалов и конструктивных элементов недостаточно совершенна (рис. 5-10).

При совмещенной прокладке инженерных сетей в подземных проходных каналах и туннелях последние размещаются вблизи поверхности земли и сооружаются из сборных железобетонных элементов четырехугольной формы.

Минимальная высота проходных каналов 2,1 м (рис. 5-11,*а*).

Подземные проходные туннели круглой формы сооружаются тюбинговым способом метростроительства и размещаются глубоко под землей (рис. 5-11,*б*).

Подземные проходные каналы и туннели хороши тем, что они не влияют на архитектурный вид застройки и ландшафт местности. Поэтому они просто и легко применимы в районах жилой и общественной застройки, при переходах под площадями и парковыми зонами городов.

Инженерные сети, проложенные в проходных каналах и туннелях, надежно защищены от солнечной радиации, атмосферных осадков, облучения ультрафиолетовыми лучами, меньше подвергаются повреждениям при стихийных бедствиях.

Однако проходные каналы и туннели имеют целый ряд недостатков и неудобств:

1. В одном общем проходном канале или туннеле нельзя прокладывать электрокабели совместно с трубо-

5. Каждый проходной канал и туннель должен иметь автономную систему принудительной вентиляции, сообщающиеся с поверхностью земли входы-выходы, надежную систему освещения.

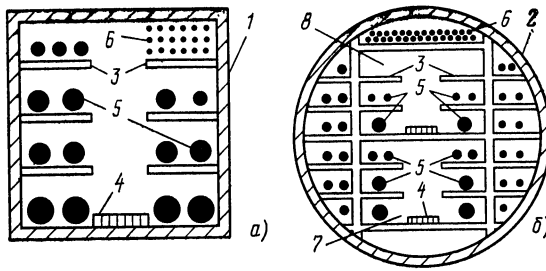


Рис. 5-11. Совмещенная прокладка инженерных сетей в подземных конструкциях.

а — в проходных одноярусных каналах; *б* — в проходных двухъярусных туннелях; *1* — одноярусный проходной канал; *2* — двухъярусный проходной туннель; *3* — внутреннее строение проходного канала и туннеля; *4* — проходные дорожки; *5* — трубопроводы; *6* — кабели; *7* — нижний ярус; *8* — верхний ярус.

6. Системы проходных каналов и туннелей весьма затруднительно сооружать в районах с высоким уровнем стояния грунтовых вод, а также в районах вечной мерзлоты.

7. Эксплуатация совмещенных инженерных сетей, проложенных в подземных проходных каналах и туннелях, сложнее и менее безопасна, чем сетей, проложенных по проходным надземным эстакадам.

8. Стоимость строительства проходных каналов и особенно туннелей значительно выше стоимости соответствующих эстакад.

Однако подземные проходные каналы и туннели в ряде случаев являются весьма полезными и необходимыми.

5-5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

К составлению гидравлического расчета тепловой сети приступают после разработки сводной таблицы максимально-часовых расходов тепла на расчетный период и изготовления тепловой карты города с нанесением на нее источника тепла, магистральных тепловых сетей со все-

ми ответвлениями и определения границ теплоснабжения каждого отдельного ответвления на плане города.

По перечисленным материалам для каждого теплоносителя в отдельности составляется схема гидравлического расчета тепловой сети (рис. 5-12). Так, например, для гидравлического расчета изображенной на рис. 5-1 тепловой карты системы теплоснабжения необходимо составить три отдельные схемы расчета сети — для горячей воды, пара и конденсата.

Водяные тепловые сети. Схема расчета водяных тепловых сетей (рис. 5-12,*а*) составляется следующим образом:

1) на схеме в произвольном масштабе изображают источник тепла, трассы магистральных тепловых сетей и все ответвления от магистрали распределительных и внутриквартальных сетей;

2) проверяют определение границ теплоснабжения каждого отдельного ответвления. Если эта работа не доведена до конца, ее завершают;

3) нумеруют расчетные участки каждой магистрали в отдельности в направлении от источника тепла к периферии (расчетным участком называется отрезок тепловых сетей между двумя последующими ответвлениями);

4) наносят на схемы в виде расчетных флажков значения Q, G, D, v, $\Delta p_{уд}$ на всех ответвлениях от магистрали и Q, G, D, L, v, $\Delta p_{уд}$ на всех расчетных участках магистрали водяных тепловых сетей.

Расход тепла, Q, ГДж/ч, для ответвлений от магистрали принимается по данным сводной таблицы максимально-часовых расходов тепла на расчетный период, соответственно по сумме расходов тепла на обслуживаемые ответвлением кварталы. В расчете начальных участков магистрали исходными данными является среднечасовой расход тепла за отопительный период бытового горячего водоснабжения и среднечасовой расход тепла за смену с наибольшей тепловой нагрузкой технологического горячего водоснабжения промышленных и коммунальных предприятий. Значения расходов тепла Q для расчета средних и конечных участков магистрали получают соответствующим интерполированием.

Количество циркулирующего в течение одного часа в тепловых сетях теплоносителя, т/ч, определяется по

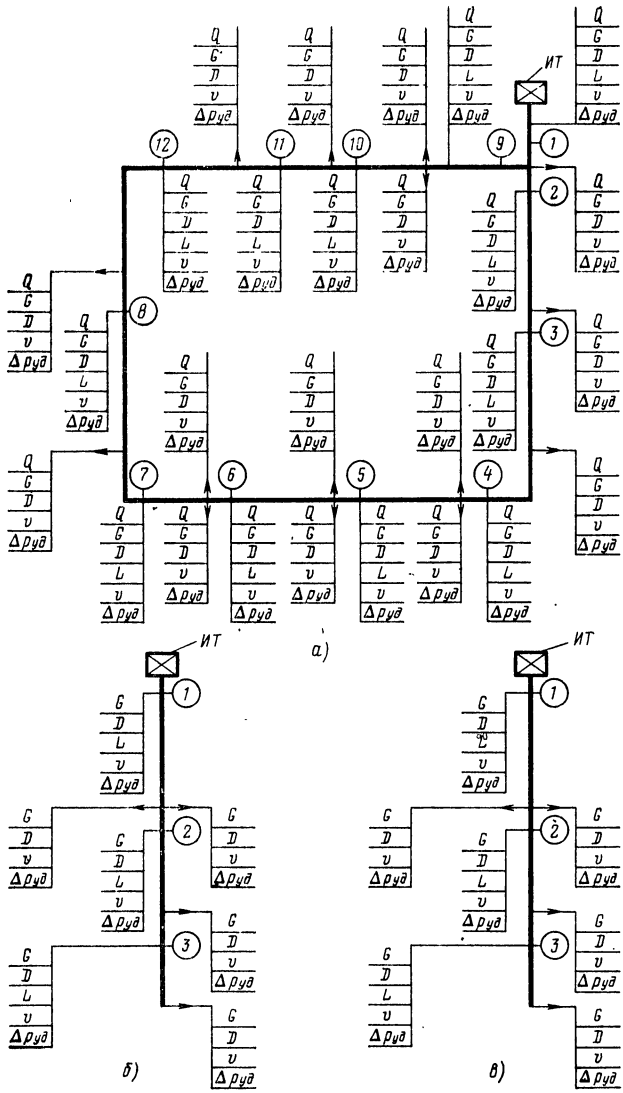


Рис. 5-12. Расчетные схемы тепловых сетей.

а — водяных тепловых сетей; *б* — паропроводов; *в* — конденсатных сетей; *ИТ* — источник тепла; *Q* — расход тепла, ГДж/ч; *G* — расход теплоносителя, т/ч; *D* — условный диаметр трубопровода, мм; *L* — длина расчетного участка сети, м; *v* — скорость движения теплоносителя в трубопроводе, м/с; $\Delta p_{уд}$ — удельные потери давления в трубопроводе на трение, Па/м; *1—12* номера расчетных участков.

формуле

$$G = \frac{1}{4{,}19}(Q/\Delta t),$$

где

$$G = G_{\text{о}} + G_{\text{в}} + G_{\text{к.в}} + G_{\text{г.в}} + G_{\text{т}} = \frac{1}{4{,}19} \times$$

$$\times \left(\frac{Q_{\text{о}}}{\Delta t_{\text{о}}} + \frac{Q_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{в}}} + \frac{Q_{\text{к.п}}}{\Delta t_{\text{к.в}}} + \frac{Q_{\text{г.в}}}{\Delta t_{\text{г.в}}} + \frac{Q_{\text{т}}}{\Delta t_{\text{т}}} \right).$$

Разница расчетных температур Δt определяется по графику температур (см. рис. 2-11) конкретной системы теплоснабжения. Расчет сети ведется в режиме максимального расхода теплоносителя.

Так, например, в системе теплоснабжения при теплоносителе воде с параметрами 150—70°С, при вентиляции и кондиционировании воздуха, работающих без рециркуляции внутреннего воздуха помещений, горячей воде для санитарно-бытовых и технологических нужд, приготовляемой по закрытой схеме в одноступенчатых параллельно присоединенных подогревателях расчетные температуры теплоносителя $\Delta t_{\text{о}} = 150 - 70 = 80$°С; $\Delta t_{\text{в}} = 80$°С; $\Delta t_{\text{к.в}} = 80$°С при одноступенчатом подогреве воздуха или $\Delta t_{\text{к.в}} \approx 70$°С при двухступенчатом подогреве воздуха; $\Delta t_{\text{г.в}} = 65 - 25 = 40$°С; $\Delta t_{\text{т}} = 65 - 25 = 40$°С. Общая разница расчетных температур теплоносителя системы теплоснабжения находится в пределах $\Delta t = 60 \div 70$°С в зависимости от отношения тепловой мощности присоединенных местных систем потребителей тепла. Для приблизительных расчетов применима средняя разница расчетных температур теплоносителя $\Delta t_{\text{ср}} = 64 \div 68$°С. При работе горячего водоснабжения по открытой или закрытой схеме двухступенчатого подогрева с параллельно присоединенным подогревателем второй ступени $\Delta t_{\text{г.в}} = 60$°С. При работе вентиляции и кондиционирования воздуха с рециркуляцией внутреннего воздуха помещений разница расчетных температур в соответствии с графиком температур будет меньше. Так, например, для Риги разница расчетных температур

$$\Delta t_{\text{в}} = 116{,}4 - 59{,}6 = 56{,}8\text{°С}.$$

Общая разница расчетных температур теплоносителя в этом случае за счет увеличения $\Delta t_{\text{г.в}}$ будет несколько больше и составит $66 \div 72$°С.

В ряде случаев присоединение потребителей горячего водоснабжения осуществляется с применением двухступенчатой последовательной схемы при повышенном графике температур в подающем трубопроводе [15,21]. Эта схема имеет определенные отрицательные стороны, о чем сказано в § 4-2, однако она дает возможность обеспечить нагрузки горячего водоснабжения без дополнительного расхода теплоносителя.

Общий расход теплоносителя в этом режиме определяют только отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха (при работе последних без рециркуляции воздуха $\Delta t \approx 80°C$).

Условные диаметры $D_у$ трубопроводов тепловой сети определяются гидравлическим расчетом. Критерием для определения оптимального диаметра тепловых сетей согласно § 7.10 СНиП II-36-73 являются удельные потери давления на трение в трубопроводе $\Delta p_{уд}$, максимальное значение которых допускается: для участков водяных тепловых сетей от источника тепла до наиболее удаленного потребителя до 78 Па/м [примерно 8 кгс/(м²·м)]; для остальных участков водяных тепловых сетей — по располагаемому давлению, но не более 294 Па/м [примерно 30 кгс/(м²·м)].

Скорость движения воды в трубопроводе при этом не должна превышать $v=3{,}5$ м/с [21].

Однако применение нормативных максимальных удельных потерь давления удается относительно редко осуществить на практике и чаще всего применяются следующие значения: для определения диаметров магистральных водяных тепловых сетей и ответвлений до наиболее удаленного потребителя расчетные удельные потери давления принимаются в размере $\Delta p_{уд}=20 \div 60$ Па/м, а для прочих разводящих и внутриквартальных сетей $\Delta p_{уд}=120 \div 180$ Па/м.

Длину расчетного участка L тепловой сети находят по плану сетей, измеряя в принятом масштабе соответствующую часть трассы.

Диаметры трубопроводов водяных тепловых сетей находят по таблицам для гидравлического расчета, приведенным в приложении 2. Таблица составлена для теплоносителя — горячей воды при температуре $t=100°C$, плотности воды $\rho=958{,}4$ кг/м³, кинематической вязкости воды $\nu=0{,}295 \cdot 10^{-6}$ м²/с. Эквивалентная шероховатость трубопроводов $k_э$ принята равной 0,5 мм. Для определе-

ния диаметра трубопроводов водяных тепловых сетей применяются и другие таблицы гидравлического расчета, но полученные результаты менее точны и нуждаются в корректировании.

При окончательном выборе диаметра трубопровода из таблиц, приведенных в приложении 2, выписывают соответствующие значения v и $\Delta p_{уд}$, которые заносят как в сводную таблицу гидравлического расчета, так и в расчетные флажки схемы расчета тепловых сетей. Значения $\Delta p_{уд}$ и v используются в дальнейшем расчете, а также для контроля правильности выбора диаметра трубопровода тепловых сетей.

Гидравлические расчеты водяных тепловых сетей сводятся в таблицы, удобные для пользования и проверки результатов. Пример расчета приведен в табл. 5-1.

Полное гидравлическое сопротивление системы тепловых сетей состоит из суммы линейных и местных потерь давления в сетях. Линейные потери давления в сетях указаны в таблицах приложения 2, но определение местных потерь давления при гидравлическом расчете сети обычно сопровождается известными трудностями. При выполнении гидравлических расчетов для конкретной сети только в редких случаях точно известны все повороты труб, вся установленная на ответвлениях запорная арматура, размещение грязевиков, и другие элементы, вызывающие местные потери давления. На потери давления в тепловых сетях заметно влияет также качество сварных

Таблица 5-1

Сводная таблица гидравлического расчета водяных тепловых сетей

Номер расчетного участка	Расход тепла Q, ГДж/ч	Расход теплоносителя G, т/ч	Размеры труб, мм		Длина участка, м	
			условный диаметр D	наружный диаметр и толщина стенки $D_н \times s$	по плану L	эквивалентная местным сопротивлениям $L_э$
1	314	1150	500	529×7	600	540
2	203	720	400	426×7	400	360
3	88	320	300	325×8	800	640
4	50	180	250	273×7	500	300
	Всего				2300	

Продолжение табл. 5-1

Номер расчетного участка	Длина участка, м	Скорость течения воды v, м/с	Потери давления		
	приведенная $L_{пр} = L + L_э$		удельные на трение $\Delta p_{уд}$, Па/м	расчетного участка $\Delta p = \Delta p_{уд} L_{пр} \times 10^{-6}$, МПа	суммарные $\Sigma \Delta p$, МПа
1	1140	1,60	46,40	0,0529	0,0529
2	760	1,57	58,66	0,0446	0,0975
3	1440	1,24	52,58	0,0757	0,1732
4	800	0,99	42,08	0,0337	0,2069
	4140			0,2069	

швов и шероховатость внутренних поверхностей труб, вызванная коррозией или отложениями солей. Из сравнения расчетных данных с результатами наблюдений появилась эмпирическая формула

$$L_э = \alpha L,$$

где $L_э$ — линейная длина участка тепловой сети, эквивалентная местным потерям давления, м; α — коэффициент, учитывающий долю потери давления в местных сопротивлениях по отношению к потерям давления на трение; L — длина участка трубопровода по плану, м.

Применяемые в технических расчетах значения коэффициента α приведены в табл. 5-2 [21].

По изложенному методу и таблицам для гидравлического расчета приложения 2 можно рассчитать не только водяные тепловые сети, но и любые другие трубопроводы, транспортирующие жидкие среды, такие как растворы кислот, щелочей и различных химических реагентов. При этом в расчеты трубопроводов необходимо вводить поправки, учитывающие кинематическую вязкость и плотность транспортируемых жидкостей. Поправки делаются в связи с тем, что кинематическая вязкость влияет на удельные потери давления в сети, а от плотности жидкости зависит скорость v ее течения по трубопроводу.

Паровые сети. Схема расчета паровых сетей (рис. 5-12,*б*) составляется совершенно в той же последовательности, что и схема расчета водяных тепловых сетей. Единственная разница состоит в том, что в гидравлическом расчете паропроводов не участвует величина Q, а

рассматриваются только величины G, D, L, v, $\Delta p^{д}_{уд}$ для расчетных участков и величины G, D, v, $\Delta p^{д}_{уд}$ для ответвлений.

Расход пара G принимается по сводной таблице максимально-часовых расходов тепла расчетного периода путем суммирования расходов пара в соответствующих кварталах города.

Таблица 5-2

Коэффициент α для определения эквивалентной длины местных сопротивлений в тепловых сетях

Тип компенсаторов, применяемых в тепловых сетях	Условный диаметр трубопроводов D, мм	Значение коэффициента α	
		для паропроводов	для водяных теплосетей и конденсатопроводов
В транзитных магистралях			
Сальниковые	≤1400	0,2	0,2
П-образные с гнутыми отводами	≤300	0,5	0,3
П-образные со сварными или крутоизогнутыми отводами	200—350	0,7	0,5
	400—500	0,9	0,7
	600—1400	1,2	1,0
В разветвленных тепловых сетях			
Сальниковые	≤400	0,4	0,3
	450—1400	0,5	0,4
П-образные с гнутыми отводами	≤150	0,5	0,3
	175—200	0,6	0,4
	250—300	0,8	0,6
П-образные со сварными или крутоизогнутыми отводами	175—250	0,8	0,6
	300—350	1,0	0,8
	400—500	1,0	0,9
	600—1400	1,2	1,0

Диаметры паропроводов определяются в ходе гидравлического расчета сети. Критерием для определения наиболее рационального диаметра паропровода согласно § 7.10 СНиП II-36-73 является разность давления пара между источником тепла и потребителями пара. Это значит, что при большей разнице давления и меньшем расстоянии между источником тепла и потребителями можно применять увеличенные скорости движения пара, что уменьшит диаметр паропровода, и наоборот. Однако не следует превышать скорости движения пара v по трубопроводам, приведенные в табл. 5-3.

Расчеты, основанные на приведенных выше максимальных скоростях пара в паропроводах, на практике редко дают оптимальные результаты. Поэтому в настоящее время основным критерием при выполнении гидравлических расчетов считаются удельные потери давления пара, которые в особенности сказываются при транспортировании пара на значительные расстояния. Для практики проектирования паропроводов можно рекомендовать

Таблица 5-3

Максимальные скорости движения пара по паропроводам

Условный диаметр трубопроводов, D, мм	Максимальные скорости движения пара v, м/с	
	перегретого	насыщенного
≤200	50	35
≥250	80	60

как оптимальное среднее значение удельных потерь давления $\Delta p^{д}_{уд}=70\div150$ Па/м [примерно 7—15 кгс/(м²·м)], что соответствует потере давления 0,07—0,15 МПа/км [0,7—1,5 кгс/(см²·км)]. Этим потерям давления соответствуют скорости пара в паропроводах, обычно значительно меньшие, чем максимально допустимые.

Для определения диаметра паровых сетей надлежит пользоваться таблицами гидравлического расчета для водяного пара приложения 3. Таблицы составлены для пара с условно принятой плотностью $\rho=1{,}0$ кг/м³, давлени-

Сводная таблица гидравлического расчета сетей сухого насыщен

№ расчетного участка	Расход пара G, т/ч	Размеры труб, мм		Длина участка, м			Начало участка		При $\rho=1$ кг/м³	
		условный диаметр D	наружный диаметр и толщина стенки $D_н \times s$	по плану L	эквивалентная местным сопротивлениям $L_э$	приведенная $L_{пр}=L+L_э$	давление $p_н$, МПа	плотность пара $\rho_н$, кг/м³	скорость движения пара v, м/с	удельные потери давления на трение $\Delta p_{уд}$, Па/м
1	53	400	426×7	345	345	690	1,275	6,5	110	246
2	48	300	325×8	430	430	860	1,248	6,3	178	905
3	40	300	325×8	590	590	1180	1,118	5,7	148	629
	Всего			1365		2730				

ем $p=1{,}28$ МПа (13 кгс/см^2), температурой $t=300$°С и динамической вязкостью $\mu=20{,}11$ Па·с. Эквивалентная шероховатость труб $k_э$ принята равной 0,2 мм.

Гидравлические расчеты паровых сетей также объединяют в сводные таблицы. Пример расчета паровой сети сухого насыщенного пара дан в табл. 5-4.

Длина участка паровой сети, эквивалентная местным потерям давления, также рассчитывается по формуле $L_э=\alpha L$, в которой значения α принимаются по данным табл 5-2. Расчет паровой сети ведут начиная с источника тепла. Значение $p_н$ дает начальное давление пара на выводах источника тепла или давление, образующееся в конце каждого соответственно предыдущего участка магистрали.

Плотность пара $\rho_н$ и $\rho_к$ находят в таблицах приложения 1. Плотность пара зависит от давления и степени перегрева или влажности пара. Значения v и $\Delta p_{уд}$ при плотности пара $\rho=1$ кг/м^3 находят в таблицах гидравлического расчета приложения 3 в зависимости от расхода пара по паропроводу. Ожидаемая средняя плотность пара $\rho_{ср}$, определяемая для середины расчетного участка, принимается по приблизительным оценкам и в ходе расчета уточняется.

Действительная средняя скорость пара, м/с, определяется по формуле

$$v_д=vp_1/p_{ср},$$

где v — скорость движения пара по паропроводу при

Таблица 5-4

ного пара

Предполагаемая средняя плотность пара $\rho_{ср}$, кг/м^3	При $\rho_{ср}$, кг/м^3			Конец участка		Средняя плотность пара $\rho_{ср}$, кг/м^3	Суммарные потери давления $\Sigma\Delta p$, МПа
	скорость движения пара $v_д=v/\rho_{ср}$, м/с	действительные потери давления		давление $p_к$, МПа	плотность пара $\rho_к$, кг/м^3		
		удельные на трение $\Delta p^д_{уд}$, Па/м	расчетного участка $\Delta p=\Delta p^д_{уд}\times L_{пр}\cdot 10^{-3}$, МПа				
6,4	17,2	38,6	0,027	1,248	6,3	6,4	0,027
6,0	29,6	150,8	0,130	1,118	5,7	6,0	0,157
5,4	27,4	116,5	0,137	0,981	5,1	5,4	0,294
			0,294				

плотности пара $\rho = 1$ кг/м^3; $\rho_{ср}$ — средняя плотность пара в середине расчетного участка, кг/м^3; ρ_1—$\rho = 1$ кг/м^3 — величина, необходимая в формуле для уравнения единиц измерения.

Действительные удельные потери давления на трение, Па/м, рассчитываются по формуле

$$\Delta p^{д}_{уд} = \frac{\Delta p_{уд}\rho_1}{\rho_{ср}},$$

где $\Delta p_{уд}$ представляет удельную потерю давления на трение пара плотностью $\rho = 1$ кг/м^3.

Если вычисленная средняя плотность пара $\rho_{ср}$ по середине участка точно совпадает с ранее принятой предполагаемой плотностью, расчет считается приемлемым и законченным. Если же эти значения не совпадают, расчет для данного участка повторяется с другими, более приближенными значениями предполагаемой средней плотности пара до полного совпадения вычисленным значением плотности.

Гидравлический расчет сети перегретого пара несколько отличается от расчета сети сухого насыщенного пара. Разница в расчетах возникает в связи с тем, что в паропроводе происходит относительно быстрое снижение температуры перегрева пара до температуры насыщения, а плотность перегретого пара отличается от плотности сухого насыщенного пара. Поскольку для большинства потребителей тепла перегретый пар непригоден, то сильно перегретый пар применяется весьма редко, в то время как небольшой перегрев пара находит частое применение. Значения плотности перегретого пара, необходимые для расчета его сетей, даны в приложении 4.

При выполнении гидравлических расчетов сети перегретого пара определяется снижение температуры перегрева вследствие потерь тепла паропроводами в окружающую среду и соответствующее изменение плотности пара. При необходимости определяется количество выпадающего в паропроводе конденсата после превращения перегретого пара в сухой насыщенный, а потом во влажный [17].

По таблицам гидравлического расчета приложения 3 можно рассчитать по изложенному методу трубопроводы для любого другого реального газа. При этом в расчеты трубопроводов вводятся поправки, учитывающие динамическую вязкость и плотность рассматриваемого реаль-

ного газа, влияющие на скорость движения и потери давления в трубопроводе.

Проведенные расчеты трубопроводов сжатого воздуха подтверждают, что получаемые результаты практически вполне удовлетворительны.

В расчете трубопроводов сжатого воздуха его плотность при нормальном атмосферном давлении и средней влажности принята равной $\rho_н = 1{,}2$ кг/м³. Плотность воздуха в любом сжатом состоянии, кг/м³, рассчитывается по формуле

$$\rho_{сж.в} = 10{,}2\rho_н p,$$

где p — давление воздуха, МПа; 10,2 — переводной коэффициент.

Динамическая вязкость сжатого воздуха и водяного пара почти одинаковы и разницей между ними в практических расчетах пренебрегают.

Подобным образом рассчитывают трубопроводы сжатого азота, кислорода и других реальных газов.

Конденсатные сети. Расчетная схема конденсатной сети (рис. 5-12,*в*) отличается от расчетной схемы паровой сети только значениями величин G, D, v и $\Delta p_{уд}$. Конденсат в конденсатопроводах может пребывать в двух состояниях:

1) в виде горячей воды;

2) в виде пароводяной смеси.

Расчеты трубопроводов для каждого из этих состояний конденсата имеют свои отличия. Для конденсата в состоянии горячей воды расчет конденсатопровода мало отличается от расчета трубопроводов водяной тепловой сети.

Для конденсатопроводов:

1. Эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стальных труб $k_э$ согласно §7.9 СНиП II-36-73 принимается равной 1 мм (для расчета водяных тепловых сетей $k_э = 0{,}5$ мм). Поэтому расчет конденсатных сетей следует производить по особым таблицам [17]

2. Удельные потери давления на трение в кондесатопроводах после насосов согласно § 5.5 СНиП II-36-73 принимаются не более $\Delta p_{уд} = 98$ Па/м [примерно 10 кгс/(м²·м)].

3. В гидравлических расчетах конденсатных сетей не участвует расход тепла Q.

На практике при отсутствии таблиц гидравлического расчета конденсатопроводов, составленных при $k_э$=1 мм, пользуются таблицами, составленными для водяных тепловых сетей при $k_э$=0,5 мм, дающими заниженные удельные потери давления $\Delta p_{уд}$ в пределах 25% (в среднем).

Конденсатопроводы обычно сооружаются из черных стальных труб, которые на участке после насосов при наличии кислорода воздуха быстро корродируют и часто выходят из строя. Качество конденсата существенно понижается растворением в нем окиси железа от поддающихся коррозии труб. Иногда конденсатопроводы на участке от насосов до источника тепла сооружаются из стальных нержавеющих труб, более дорогих и дефицитных, но более долговечных.

Для расчета конденсатопроводов, сооружаемых из нержавеющих труб, следует применять таблицы гидравлического расчета, составленные для труб с пониженной шероховатостью, т. е. при $k_э$=0,5 мм.

Диаметры конденсатопроводов при отсутствии в конденсате вторичного пара выбираются обычно при удельных потерях давления $\Delta p_{уд}$=20÷60 Па/м [2—6 кгс/(м²·м)], учитывая, что обычно в расчетах предполагают непрерывный поток конденсата, в то время как фактически конденсат из конденсатных баков перекачивается периодически, так как применяемые конденсатные насосы обладают примерно в 2 раза большей производительностью по сравнению с максимально-часовым притоком конденсата в бак.

В большинстве случаев конденсатопроводы не содержат вторичного пара, и по ним движется только конденсат. Это справедливо для всех напорных конденсатопроводов на участке от насосов перекачки конденсата потребителей тепла до источника тепла. Вторичный пар в пароводяной смеси обычно наблюдается только в самотечных конденсатопроводах на участке от конденсатоотводчиков потребителей пара до ближайших конденсатных баков, расположенных у потребителей или в источнике тепла. Гидравлический расчет таких конденсатопроводов выполняется на других теоретических основах, отвечающих одновременно особенностям расчетов трубопроводов горячей воды и пара. В практических условиях расчет конденсатопроводов, в которых движется пароводяная смесь, весьма сложен, в особенности при изме-

няющемся содержании вторичного пара в конденсатопроводе. Расчетные диаметры трубопроводов, транспортирующих пароводяную смесь, всегда получаются больше диаметров трубопроводов, по которым движется то же количество чистого конденсата.

На практике диаметры самотечных конденсатных сетей часто определяют при помощи таблиц гидравлического расчета обычных сетей горячей воды с некоторым эмпирическим увеличением диаметра конденсатопровода по сравнению с расчетным. Так, например, вместо расчетного диаметра D=40 принимают D=50 мм; вместо D=50 D=80 мм; вместо D=80 D=100 мм и т. д. Опыт показывает, что трубопроводы пароводяной смеси, определенные таким упрощенным методом, вполне удовлетворяют требованиям эксплуатации.

5-6. ГРАФИКИ ДАВЛЕНИЙ

Движение теплоносителя в трубопроводах осуществляется за счет разности давлений в разных точках системы.

Система теплоснабжения может находиться в динамическом или в статическом режимах. Динамический режим характеризуется движением теплоносителя за счет разности давлений его по пути. При статическом режиме система находится в состоянии готовности к работе и под давлением, но без движения теплоносителя в системе.

График давлений, называемый также пьезометрическим графиком, показывает располагаемое давление (разность давлений в подающем и обратном трубопроводах) теплоносителя в любой точке системы теплоснабжения, что необходимо для решения ряда важнейших вопросов при проектировании, строительстве, наладке и эксплуатации всех элементов системы. К таким вопросам относятся:

1) проверка правильности выбора диаметров тепловых сетей, определенных ранее сделанным гидравлическим расчетом трубопроводов;

2) выявление необходимости сооружения насосных станций для повышения давления в системах водяных тепловых сетей и конденсатопроводов;

3) определение давлений при разных режимах работы и этапах развития системы централизованного тепло-

снабжения при теплоносителе воде, что необходимо для выбора сетевых и подпиточных насосов;

4) определение давлений в системе конденсатопроводов, что необходимо для выбора насосов перекачки конденсата, размещаемых в тепловых пунктах потребителей тепла;

5) выявление располагаемого давления в водяных тепловых сетях на вводе у каждого потребителя тепла при различных режимах работы системы теплоснабжения;

6) выявление минимальных и максимальных давлений в подающем и обратном трубопроводах водяных тепловых сетей на вводе у каждого потребителя для выбора схемы теплоснабжения (зависимой или независимой), а также во избежание вскипания воды и образования пара в системе;

7) определение мест образования вакуума, в которых возможен подсос воздуха из атмосферы, препятствующий нормальной работе системы, при некоторых режимах работы системы водяных тепловых сетей и конденсатопроводов.

Каждому теплоносителю и каждой системе теплоснабжения соответствует свой особый график давлений, поэтому для водяных тепловых, паровых и конденсатных сетей строятся отдельные, свойственные им графики.

Для построения графика давлений должна быть предварительно разработана тепловая карта города, составлен план магистральных тепловых сетей и проведены соответствующие гидравлические расчеты сетей.

График давлений водяных тепловых сетей. Графики давлений водяных тепловых сетей обычно строятся для:

1) зимнего режима ближайшего отопительного периода;

2) летнего режима ближайшего летнего периода;

3) зимнего режима последнего года ближайшего пятилетия;

4) летнего режима последнего года ближайшего пятилетия;

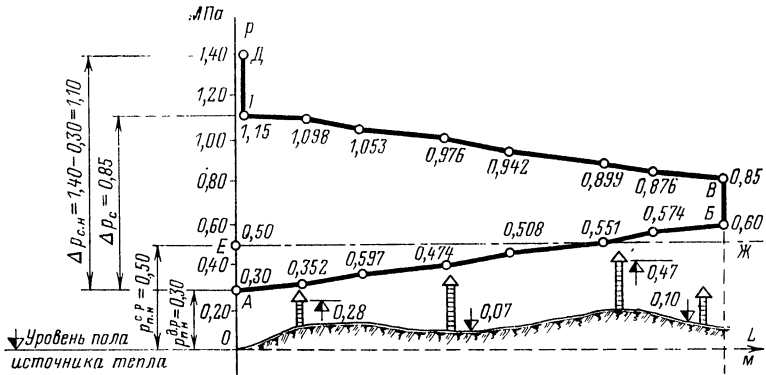
6) зимнего режима последнего года ближайших 15—20 лет.

Графики давлений в зимнем и летнем режимах ближайшего года по освоению проектной мощности системы необходимы для правильной наладки и эксплуатации всей системы теплоснабжения. Графики давлений зим-

него и летнего режимов последнего года пятилетия нужны для выбора зимних и летних сетевых и подпиточных насосов источника тепла.

График давлений зимнего режима последнего года ближайших 15—20 лет требуется для проверки диаметров тепловых сетей, определенных по ранее выполненным гидравлическим расчетам.

Построение графика давлений водяных тепловых сетей, показанного на рис. 5-13, выполняется обычно в следующем порядке:



Абсолютные отметки поверхности земли, м	55	65	62		75		65
Номер расчетного участка	1	2	3	4	5	6	7
Номер камеры	3	5	8	11	16	19	
Длина участка L, м	600	400	800	500	700	350	600
Условный диаметр труб $D_у$, мм	500	400	300	250			200–40
Название местности	ул. Гинтера		ул. Дмитриева		ул. Паскаля		

Рис. 5-13. График давлений в водяных тепловых сетях.

АБ — линия давления в обратном трубопроводе в условиях динамического режима со значениями давления по отношению к уровню пола источника тепла, МПа; *ВБ* — располагаемое давление на вводе теплового пункта наиболее отдаленного потребителя тепла, МПа; *ВГ* — линия давления в подающем трубопроводе в условиях динамического режима со значениями давления по отношению к уровню пола источника тепла, МПа; *ДГ* — потери давления в источнике тепла, МПа; *ЕЖ* — линия давления в условиях статического режима, т. е. при работе подпиточных насосов и отключении сетевых насосов, МПа; $\Delta p_{с.п}$ — (*ДА*) — разность давлений, создаваемая сетевыми насосами, МПа; $\Delta p_с$ — (*ГА*) — суммарные потери давления в наружных тепловых сетях, ТП и в местных системах потребителей тепла, МПа; $p^{с.р}_{п.н}$ — (ЕО) — давление в системе, создаваемое подпиточными насосами в условиях статического режима, МПа; $p^{д.р}_{п.н}$ — (АО) — то же в условиях динамического режима, МПа.

1. На координатную сетку в соответствующем масштабе наносят профиль поверхности земли по трассе тепловой сети на участке от источника тепла до наиболее отдаленного потребителя тепла. Для построения профиля земной поверхности пользуются абсолютными геодезическими отметками.

2. На графике отмечают начальные и конечные точки каждого участка тепловой сети согласно данным расчетной схемы сети и в соответствующие колонки графика вписывают номер и длину расчетного участка.

3. В соответствующие колонки по данным сводной таблицы гидравлического расчета сети записывают условные диаметры трубопроводов и заносят названия мест прокладки тепловой сети (камер, улиц и т. д.).

4. Вычерчивают линии давления теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах в динамическом и статическом режимах системы.

Обычно начинают с нанесения линии давления динамического режима системы теплоснабжения *АБВГД* и затем наносят линию давления статического режима системы *ЕЖ*. Линии давления строят следующим образом:

1. Наносят точку *А* линии давления динамического режима, соответствующую давлению теплоносителя в обратном трубопроводе у стены источника тепла. Точку *А* выбирают так, чтобы давление в обратном трубопроводе было минимально допустимым, т. е. 0,2—0,3 МПа (20—30 м вод. ст.) над полом источника тепла. Это является достаточным для преодоления падения давления на тракте обратного трубопровода к всасу сетевых насосов источника тепла, а также обеспечивает необходимое давление расположенным поблизости 5—9-этажным домам и препятствует образованию вакуума в элементах местных систем, расположенных в верхних этажах и на чердаках зданий.

2. По данным гидравлического расчета сети по участкам в масштабе графика наносят линию давления в обратном трубопроводе *АБ*. В конечных точках каждого участка сети записывают значение вычисленного давления по отношению к отметке пола источника тепла. После построения линии *АБ* проверяют ее соответствие требованиям всех потребителей тепла по трассе данной магистрали.

Так, линия *АБ* согласно § 7.16 СНиП II-36-73 должна проходить не менее, чем на 5 м над перекрытиями

верхнего этажа всех обеспечиваемых теплом зданий района. Здания, для которых не удается осуществить это условие, следует присоединять к системе по независимой схеме или применить регуляторы давления «до себя». Для удобства проверки выполнения этого требования на графике указывают наиболее характерные здания района и высоту их расположения.

Далее необходимо, чтобы линия *АБ* находилась не выше 60 м над поверхностью земли. Это требование вызвано тем обстоятельством, что обычные чугунные радиаторы и другие нагревательные приборы изготовляются на рабочее давление, не превышающее 0,6 МПа (60 м вод. ст.). Здания, для которых данное условие невыполнимо, следует также присоединять по независимой схеме.

Уместно к этому добавить, что в связи с централизацией теплоснабжения 9—12-этажных и более высоких домов назрела существенная потребность в создании нагревательных приборов, работающих на более высоком давлении, составляющем 0,8—1,0 МПа (80—100 м вод. ст.). Это способствовало бы удешевлению систем централизованного теплоснабжения и улучшению их обслуживания.

Если линия *АБ* не удовлетворяет обоим указанным требованиям, ее положение изменяют, поднимая или опуская ее в зависимости от конкретных условий городского рельефа, высоты застройки и т. п. В некоторых случаях требуется сделать линию *АБ* более пологой или более крутой. Для этого надо увеличить или соответственно уменьшить диаметры трубопроводов и заново произвести гидравлический расчет тепловых сетей.

3. После построения, проверки и исправления линии *АБ* наносят на график давлений отрезок *БВ*, изображающий потери давления в ТП и местных системах самой отдаленной группы тепловых потребителей. Предполагая, что эти системы присоединены по зависимой схеме и в ТП установлены элеваторы, регуляторы расхода типа РР и аппаратура учета расходуемого тепла, потери давления, изображенные отрезком графика *БВ*, составят 0,25 МПа (25 м вод. ст.). Отсюда следует, что потери давления, возникающие в системах наиболее отдаленных потребителей тепла, в значительной степени определяют общее давление во всей системе теплоснабжения, как это видно из рис. 5-13. Поэтому всегда

желательно всемерное снижение потерь давления в районах, наиболее отдаленных от источников тепла потребителей. При этом можно получить значительный экономический эффект путем присоединения отдельных групп потребителей тепла к районным тепловым сетям по независимой схеме, а также применением аппаратуры учета тепла, имеющей малые потери давления.

4. Затем на график по данным гидравлического расчета сети наносят линию давления в подающем трубопроводе *ВГ*. Линия давления *ВГ* имеет направление от наиболее отдаленного потребителя (точка *В*) к источнику тепла (точка *Г*). При построении графика давлений для закрытых схем теплоснабжения линия давления подающего трубопровода *ВГ* в динамическом режиме имеет вид зеркального изображения линии давлений в обратном трубопроводе *АБ*. На графике давлений для открытой схемы теплоснабжения линия давлений в обратном трубопроводе более полога, чем в подающем Это объясняется тем, что в обратном трубопроводе протекает меньше теплоносителя и, следовательно, потери давления при одинаковых диаметрах труб будут меньше. На линии *ВГ* записывают давления в конечных точках всех расчетных участков сети, которые определяются по отношению к геодезической отметке пола источника тепла.

Затем проверяют соответствие линии давлений *ВГ* следующему обязательному условию: во всех высоко расположенных точках района теплоснабжения, обеспечиваемых теплоносителем горячей водой с наивысшей температурой, давление должно быть выше давления парообразования при данной температуре. Если линия *ВГ* показывает давление ниже необходимого, то в целях предотвращения вскипания теплоносителя линию *ВГ* следует поднять выше. Если это не удается, то для потребителей тепла, не удовлетворенных давлением в подающем трубопроводе, следует понизить температуру теплоносителя в местных системах или присоединить их по независимой схеме.

Иногда в зависимости от рельефа поверхности земли города и других обстоятельств на основе технико-экономических соображений принимается решение о преломлении линий *АБ* и *ВГ* с сооружением в местах перелома насосной станции для повышения давления в сети (рис. 5-14, *а* и *б*).

5. Составление графика давлений заканчивается нанесением на него отрезка *ГД*, изображающего потери давления в источнике тепла. Потери давления, возникающие в тракте водогрейных котлов, в пароводяных подогревателях, приборах учета тепла и системе трубопроводов источника, составляют 0,2—0,45 МПа (20—45 м вод. ст.). Как правило, потери давления в источнике тепла значительны по сравнению с потерями в системе теплоснабжения в целом, поэтому необходимо стремиться к их снижению.

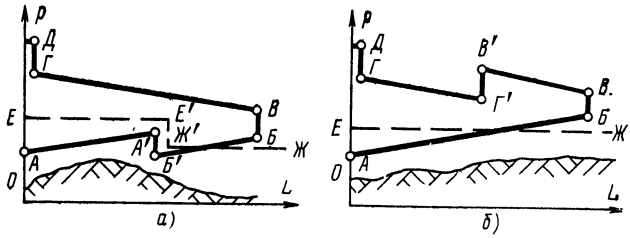


Рис. 5-14. Некоторые типы графиков давлений в водяных тепловых сетях.

а — с расположением подкачивающей насосной станции на обратном трубопроводе; *б* — с расположением подкачивающей насосной станции на подающем трубопроводе (остальные обозначения см. на рис. 5-13).

После построения графика давлений при динамическом режиме работы тепловой сети на график наносят горизонтальную линию статического давления *ЕЖ*. Статическое давление устанавливается в системе теплоснабжения, если по какой-либо причине перестают работать сетевые насосы. Заданное статистическое давление в сети могут поддерживать постоянно действующие подпиточные насосы. По отношению к линии статического давления существуют те же требования, что и к линии давления в обратном трубопроводе при динамическом режиме сети:

1. Линия должна проходить не менее чем на 5 м выше перекрытия верхнего этажа зданий, стоящих на самой высокой отметке района присоединенных по зависимой схеме, с тем чтобы их местные системы всегда были заполнены водой и в них не подсасывался воздух.

2. Линия должна находиться на высоте, не превышающей 60 м над полом первого этажа зданий, расположенных на самых низких отметках района.

При невозможности обеспечения всего района централизованного теплоснабжения одной единой линией статического давления выбирают две или несколько горизонталей статического давления на разных отметках, каждая в отдельности из которых обеспечивает работоспособность и надежность системы своей обособленной части района (рис. 5-14,*а*).

Из графика давлений можно определить:

1) необходимую разность давления, создаваемую при работе сетевых насосов, измеряемую ординатой *ДА*:

$$\Delta p_{\text{с. н}} = 1{,}4 - 0{,}3 = 1{,}1 \text{ МПа (110 м вод. ст.)};$$

2) располагаемое давление в любой точке системы теплоснабжения. Для примера располагаемое давление у стены источника тепла измеряется отрезком ординаты *ГА*:

$$\Delta p_{\text{р}} = 1{,}15 - 0{,}3 = 0{,}85 \text{ МПа (85 м вод. ст.)};$$

3) необходимое давление, создаваемое подпиточными насосами в условиях статического режима системы теплоснабжения, измеряемое ординатой *ЕО*:

$$p_{\text{п.н}}^{\text{с.р}} = 0{,}5 - 0 = 0{,}5 \text{ МПа (50 м вод. ст.)};$$

4) необходимое давление, создаваемое подпиточными насосами в условиях динамического режима работы системы теплоснабжения, измеряемое ординатой *АО*:

$$p_{\text{п.н}}^{\text{д.р}} = 0{,}3 - 0 = 0{,}3 \text{ МПа (30 м вод. ст.)}.$$

Подпиточные насосы следует выбирать для создания давления, превышающего по меньшей мере на 0,05 МПа (5 м вод. ст.) давление, определяемое по графику давлений (рис. 5-13). Таким образом обеспечивается некоторый запас давления и создается компенсация потерь давления в насосной установке.

График давлений паровых сетей. Графики давлений в паровых сетях несколько отличаются от графиков давлений в водяных тепловых сетях и построение их значительно проще (рис. 5-15).

1. На графике давлений паровых сетей имеется только одна линия, соответствующая как бы линии давления подающего трубопровода водяных тепловых сетей.

2. График давлений пара не зависит от рельефа земли ввиду незначительной плотности пара. Для пара с рабочим давлением 0,1 — 1,4 МПа плотность ρ находится

в пределах 0,5—0,7 кг/м³. По сравнению с плотностью горячей воды (ρ=958,4 кг/м³) плотность пара совершенно незначительна.

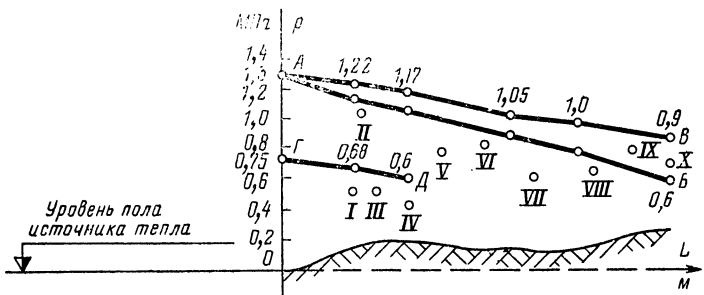
3. В паровых сетях, как правило, не применяют установок для повышения давления. Линия давления пара всегда полога, без резких переломов.

График давлений в паровых сетях строится следующим образом:

1. На координатной сетке в определенном масштабе рисуют профиль поверхности земли, наносят на график нумерацию, длины, диаметры и местонахождение расчетных участков сети подобно тому, как делают для графика давления в водяных тепловых сетях.

2. На графике в соответствующих координатах *p*, *L* указывают расположение всех потребителей (*I*—*X*) и нужное им давление пара.

3. По данным гидравлического расчета сети наносят линию давления пара *АБ* и анализируют полученные результаты. При этом обычно обнаруживается, что давление подведенного потребителям пара при централизованном пароснабжении в какой-то степени не соответ-



Абсолютные отметки поверхности земли, м	55	65	66	65	64	62	62	64	68	75
Номер расчетного участка	1		2		3		4		5	
Номер камеры	4		6		9		13			
Длина участка l_i, м	600		400		800		500		700	
Условный диаметр труб D_y, мм	400				300		250			
Название местности	ул. Гинтера				ул. Дмитриева					

Рис. 5-15. График давления в паровых сетях.

АБ — линия давления пара до корректирования диаметров паропровода; *АВ* — линия давления пара после корректирования; *ГД* — линия давления пара после его редуцирования в источнике тепла; *I*—*X* — потребители пара.

ствует нужному. Возможны три варианта несоответствия (рис. 5-15):

давление и температура пара, подведенного некоторым потребителям значительно превышают нужные параметры (*I, III, IV*);

давление и температура пара, получаемого другой группой потребителей, соответствуют нужным им параметрам в пределах некоторого резерва и допустимых отклонений (*II, V, VI, VII, VIII*);

давление пара, доставленного некоторым потребителям, недостаточно (*IX, X*).

Из графика давлений следует, что для обеспечения потребителей *IX* и *X* нужно поднять давление пара либо оборудовать для этих потребителей индивидуальные котельные. Поднятие давления пара в системе достигается увеличением диаметра паропроводов с пересоставлением гидравлического расчета сети; таким путем получается линия давления *AB*, полностью удовлетворяющая потребителей *IX, X*, а также *II, V, VI, VII, VIII*.

Потребители, для которых давление и температура пара чрезмерно высоки, должны снизить его параметры в местных редукционно-охладительных установках (РОУ), которые устанавливаются в ТП отдельных потребителей или же в ИТ. В этом случае из ИТ прокладывают второй паропровод, обеспечивающий потребителей паром нужных параметров. Давление пара во втором паропроводе представлено линией *ГД*.

Решение о целесообразности прокладки из источника тепла второго паропровода при необходимости проверяется технико-экономическим расчетом.

График давлений в конденсатных сетях. График давлений в конденсатных сетях аналогичен графику давлений в обратном трубопроводе водяных тепловых сетей (рис. 5-16). График должен удовлетворять следующим, сравнительно легко выполнимым требованиям:

1. Конденсат должен подводиться к источнику тепла с давлением, достаточным для свободного слива его в деаэратор или в конденсатный бак в зависимости от тепловой схемы источника тепла.

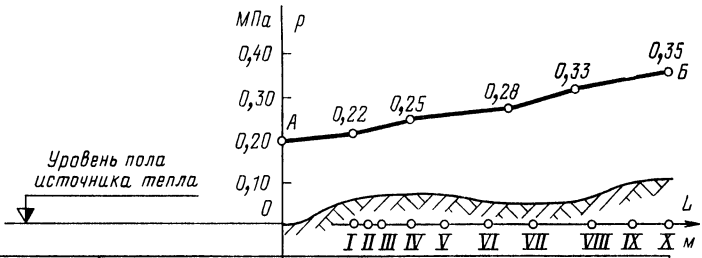
2. Для обеспечения нормальной перекачки конденсата линия давления в конденсатопроводе в любой точке трассы должна проходить на высоте не менее 5 м от поверхности земли при прокладке напорных конденсатопроводов подземно. Поскольку плотность чистого кон-

денсата сравнительно велика и при $t=100°C$ составляет $\rho=958{,}4$ кг/м³, рельеф земли оказывает ощутимое влияние на давления в конденсатопроводе.

График давлений в конденсатных сетях строится в следующем порядке:

1. На координатной сетке в масштабе рисуют профиль поверхности земли и заполняют все колонки таблицы как для предыдущих графиков.

2. Указывают в принятом масштабе расположение всех потребителей, возвращающих конденсат в источник тепла.



Абсолютные отметки поверхности земли, м	55	65	66	65	64	62	62	64	68	75
Номер расчетного участка	1		2		3		4		5	
Номер камеры	4		6		9		13			
Длина участка L, м	600		400		800		500		700	
Условный диаметр труб D, мм	250				200				150	
Название местности	ул. Гинтера				ул. Дмитриева					

Рис. 5-16. График давлений в конденсатных сетях.
АБ — линия давления конденсата; *I—X* — потребители, возвращающие конденсат в источник тепла.

3. В соответствии с данными гидравлического расчета конденсатной сети наносят на график линию давления конденсата *АБ* и проверяют, выполняются ли при этом обязательные требования к режиму давлений. Построение графика давлений следует начинать с точки *А*, гарантирующей необходимое давление конденсата у стены источники тепла. Если конденсат вводится в деаэратор с отметкой головки на высоте, например, 13 м над полом источника тепла, то необходимое давление конденсата у стены источника тепла определяется по формуле $p_н = p_г + p_д + p_и = 0{,}13 + 0{,}02 + 0{,}05 = 0{,}20$ МПа (20 м вод. ст.),

где $p_к$ — рассчитываемое давление конденсата, МПа; $p_г$ — давление, создаваемое расположением отметки головки деаэратора над полом источника тепла, МПа; $p_д$ — избыточное (манометрическое) давление в деаэраторе, обычно принимаемое 0,02 МПа (2 м вод. ст.); $p_н$ — избыточное давление, обеспечивающее свободное поступление конденсата в деаэратор, принимается равным 0,05 МПа (5 м вод. ст.).

По графику давлений сетей конденсата, учитывая разницу высот расположения источника тепла и потребителя, можно определить необходимое давление, создаваемое конденсатными насосами у любого потребителя. Так, например, у потребителей *IV* и *VII* необходимые давления согласно рис. 5-16 будут равны:

$$p_к^{IV} = 0{,}25 + 0{,}55 - 0{,}65 = 0{,}15 \text{ МПа (15 м вод. ст.);}$$

$$p_к^{VII} = 0{,}30 + 0{,}55 - 0{,}62 = 0{,}23 \text{ МПа (23 м вод. ст.)}$$

без учета потерь давления в насосной станции перекачки конденсата.

5-7. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ИСТОЧНИКА ТЕПЛА

Разработку проекта районного источника тепла следует выполнять только на основании специального, подробно разработанного технического задания на проектирование, в котором рассмотрены и обоснованы все основные, подлежащие проектному решению вопросы.

Для составления технического задания на проектирование районного источника тепла необходимо предварительно выполнить следующие работы:

1) составить сводную таблицу максимально-часовых расходов тепла района централизованного теплоснабжения на следующее пятилетие и на дальнейший 15 — 20 летний период;

2) разработать тепловую карту района;

3) определить место строительства источника тепла на плане города или поселка;

4) проложить на плане рассматриваемого района трассы магистральных тепловых сетей;

5) сделать выбор теплоносителей и их параметров;

6) определить схему теплоснабжения (открытая, закрытая, зависимая или независимая);

7) выполнить гидравлические расчеты тепловых сетей и построить графики давлений.

Составление правильного, отвечающего всем требованиям потребителей технического задания на проектирование источника тепла возможно только на основе перечисленных выше исходных данных. Для удобства составления задания на проектирование, проверки и пользования исходными данными рекомендуется систематизировать материал в форме сводной таблицы.

В техническом задании на проектирование должны рассматриваться все вопросы, предъявляемые районному источнику тепла развивающимся городом и потребителями тепла района на ближайшие 5 лет и на более отдаленный период.

В табл. 5-5 в качестве примера приведено техническое задание на проектирование, составленное для одной из вновь сооружаемых районных котельных Риги. Задание составлено в определенном методическом порядке и может служить аналогом для разработки задания на проектирование любого районного источника тепла.

Применительно к проектированию любого источника тепла вопросы, изложенные в табл. 5-5, могут решаться по-иному. Так, например, может потребоваться приготовление в источнике тепла пара разных параметров и питание им потребителей по отдельным паропроводам. Может случиться, что вырабатываемое тепло вольется в общую, более обширную систему теплоснабжения, питаемую двумя или более источниками тепла. В техническом задании на проектирование такие обстоятельства должны найти отражение. В каждом частном случае проектирования районного источника тепла следует уточнить круг вопросов, подлежащих отражению в техническом задании на проектирование в следующем порядке.

Выбор места расположения источника тепла. Согласно инструкции по разработке проектов и смет для промышленного строительства СН 202-76 площадка для сооружения источника тепла должна выбираться, как правило, при составлении ТЭО в районе, принятом в утвержденном генеральном плане города или поселка. В случае отсутствия утвержденного генерального плана опре-

Таблица 5-5

Техническое задание на проектирование районного источника тепла

Наименование	Количество	Источник исходных данных
Наименование источника тепла — районная котельная «А»	—	—
Местонахождение котельной — район «Б»	—	Тепловая карта района, строительный паспорт районной котельной
Показатели на последний год пятилетия		
Расход тепла района в виде горячей воды, ГДж/ч:		
общий среднечасовой расход наиболее холодных пятидневок	435	Тепловая карта района. Сводная таблица максимально-часовых расходов тепла
в том числе на горячее водоснабжение	118	
среднечасовой наиболее холодного месяца	306	По расчетам, исходя из максимально-часового расхода тепла и данных графика температур (см. рис. 2-11)
среднечасовой за отопительный период	273	
в точке перелома графика температур	214	
максимально-часовой летом	152	
Годовой расход тепла района в виде горячей воды, тыс. ГДж	860	
Схема теплоснабжения: открытая		Количественный и качественный анализ городской воды питьевого качества. Технико-экономические расчеты. Согласования с заинтересованными организациями
зависимая		Генеральный план застройки города с определением высоты сооружаемых зданий
Температура теплоносителя в водяных тепловых сетях, °С:		
в подающем трубопроводе	150—65	График температур
в обратном трубопроводе	70—40	» »
Регулирование системы теплоснабжения: качественное централизованное в котельной	—	—
Расчетный расход теплоносителя в водяных тепловых сетях, т/ч:		Расчетная схема тепловой сети.
среднечасовой наиболее хо-	1000	Гидравлический расчет тепловой сети

Продолжение табл. 5-5

Наименование	Количество	Источник исходных данных
лодных пятидневок		
среднечасовой наиболее холодного месяца	1100	
среднечасовой за отопительный период	1280	
в точке перелома графика температур	1470	
максимально-часовой летом	600	
Необходимое давление в водяной тепловой сети у стены котельной, считая от уровня пола, МПа:		
в подающем трубопроводе	0,9	График давлений
в обратном трубопроводе	0,2	То же
Количество подпиточной воды в водяные тепловые сети (максимальное), т/ч	640	Потери воды в источнике тепла, в тепловой сети и местных системах. Расход воды на горячее водоснабжение при открытой схеме
Давление, создаваемое подпиточными насосами водяной тепловой сети, МПа	0,4	График давлений, статический режим
Вместимость центральных баков-аккумуляторов горячей воды, $м^3$	2400	Суточный график расхода горячей воды района
Расход пара потребителями, т/ч	100	Тепловая карта. Сводная таблица максимально-часовых расходов тепла
Возврат конденсата в котельную, т/ч	65	То же
Необходимые параметры пара у стены котельной:		
давление, МПа	1,28	График давлений
состояние пара	Сухой насыщенный	Требования потребителей пара
Необходимое давление возвращаемого конденсата у стены котельной, МПа	0,2	Расположение деаэратора или конденсатного бака в котельной
Учет тепла, выдаваемого району:		
необходим учет в водяных тепловых сетях (на подающем и обратном трубопроводах), на паро- и конденсатопроводах	—	Существующая система хозяйственного расчета

Продолжение табл. 5-5

Наименование	Количество	Источник исходных данных
Телемеханизация работы системы теплоснабжения: необходима	—	Технический уровень эксплуатации
Диспетчеризация работы системы теплоснабжения: необходима	—	То же
Размещение эксплуатационного персонала тепловых сетей на территории котельной: необходимо	—	Практические соображения
Размещение ремонтной мастерской для обслуживания тепловых сетей и гаража для автомобилей аварийного ремонта системы теплоснабжения: необходимо	—	То же
Расходы тепла в районе на дальнюю перспективу:		
на уровне последнего года 15-летия:		Генеральный план застройки района
по горячей воде, ГДж/ч	1100	
по пару, т/ч	140	Сводная таблица максимально-часовых расходов тепла
в период после 15-летия:		
по горячей воде, ГДж/ч	1700	То же
по пару, т/ч	200	» »

деляются возможные варианты места расположения районного источника тепла по методу, изложенному в § 5-2, и производится оценка каждого варианта.

Далее заказчиком проекта созывается комиссия по выбору площадки с участием представителей всех заинтересованных организаций. Комиссия рассматривает варианты размещения районной котельной, подготовленные на тепловой карте города или района, знакомится с пояснительной запиской, освещающей преимущества и недостатки каждого варианта, выезжает на предполагаемые места строительства. После утверждения акта комиссии о выборе площадки служба главного архитектора города оформляет строительный паспорт площадки.

Определение мощности районного источника тепла. Принимаемая мощность строящегося или расширяемого источника тепла основывается на потребности района в тепле на ближайшие пять лет.

Расчет мощности источника тепла основывается на данных о теплопотреблении в районе при различных режимах.

Подготовку данных начинают с определения максимально-часового расхода тепла, что соответствует среднечасовому расходу тепла наиболее холодных пятидневок. Эта величина рассчитывается по сводной таблице максимально-часовых расходов тепла суммированием расходов на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха, горячее водоснабжение и технологические нужды. При этом расходы тепла на бытовое горячее водоснабжение потребителей, необходимые для расчета мощности источника тепла, определяются по среднечасовой нагрузке за отопительный период, а на технологическое горячее водоснабжение промышленных и коммунальных предприятий по среднечасовой нагрузке за смену с наибольшим расходом тепла.

Расходы тепла — среднечасовой наиболее холодного месяца в году, среднечасовой за отопительный период и в точке перелома графика температур — определяются по методу, изложенному в гл. 2. При расчете расходов тепла в разных режимах следует иметь в виду, что при повышении температуры наружного воздуха часовой расход тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха снижается, в то время как на горячее водоснабжение и технологические нужды расход практически остается без изменений.

Расходы тепла в часы наибольшей летней нагрузки создаются главным образом районной системой горячего водоснабжения и технологическими потребителями, в меньшей степени — кондиционированием воздуха и совсем мало — вентиляцией. Системы отопления и вентиляции летом отключаются, и почти ни одна установка первой ступени подогрева воздуха в системе кондиционирования воздуха тепла не потребляет. В связи с этим колебания расхода тепла и теплоносителя в источнике тепла оказываются относительно большими, чем зимние.

Годовой расход тепла рассчитывается по методу, изложенному в гл. 2. Сначала определяют годовые расходы тепла в отдельности на отопление, вентиляцию, конди-

ционирование воздуха, горячее водоснабжение и технологические нужды, которые затем суммируют.

Выбор схемы теплоснабжения. Одним из важнейших вопросов в составлении технического задания на проектирование источника тепла является выбор открытой или закрытой схемы теплоснабжения. Объем проекта и компоновка источника тепла, стоимость строительства, особенности и издержки эксплуатации во многом зависят от выбора схемы теплоснабжения. Открытая схема теплоснабжения требует сооружения химической водоподготовки, более крупной водонасосной установки для подпитки ситемы теплоснабжения, а также аккумулирования горячей воды. Поэтому стоимость строительства и эксплуатационные издержки источника тепла в открытой схеме значительно выше, чем в закрытой. Кроме того, осложняется обслуживание источника тепла и тепловых сетей, так как обеспечение требуемой бактериальной и химической чистоты всей системы теплоснабжения и теплоносителя в этом случае значительно труднее достижимо, чем при закрытой схеме. Как уже отмечалось выше, санитарные требования к системе такие же, как и в системе питьевого водопровода.

В каждом случае выбор схемы теплоснабжения должен быть обоснован по методике, приведенной в гл. 4, и подтвержден технико-экономическим расчетом.

Выбор схемы присоединения. Выбор между зависимой и независимой схемами присоединения местных систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха практически мало влияет на стоимость строительства источника тепла. Весьма часто встречаются случаи, когда к источнику тепла, все потребители которого присоединены по зависимой схеме, новые дома повышенной этажности присоединялись по независимой схеме, не вызывая никаких осложнений в его работе.

Опыт показывает, что переход на независимую схему в какой-то степени удешевляет и упрощает эксплуатацию источника тепла. Независимое присоединение потребителей тепла разрешает в некоторых случаях понизить давление сетевых насосов водяных тепловых сетей и снизить общее давление во всей системе теплоснабжения.

Температура горячей воды. Максимальные и минимальные температуры теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах водяных тепловых сетей опре-

деляются из графика температур, составленного для тепловых сетей данного района. При этом максимальные температуры теплоносителя мало зависят от принятой схемы теплоснабжения, в то время как минимальные температуры могут быть различными при открытой или закрытой схемах.

Регулирование. Отпуск тепла в системах теплоснабжения с теплоносителем горячей водой может регулироваться качественным или количественно-качественным методом. В ситемах централизованного теплоснабжения Советского Союза за редким исключением применяется качественный метод регулирования. Количественно-качественный метод применяется в нескольких системах теплоснабжения Ленинграда и некоторых других городов. Применение количественно-качественного регулирования создает возможность уменьшения расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя в связи со значительным уменьшением расхода теплоносителя G в осенне-весенний период года. Однако этот метод осложняет эксплуатацию ТП потребителей тепла в связи с необходимостью в течение года неоднократно заново их регулировать. Целесообразность применения этого метода еще не доказана. Поэтому эффективность его следует рассматривать в каждом конкретном случае.

Расход теплоносителя. Расход теплоносителя, циркулирующего в системе теплоснабжения G, определяется из расчетной схемы водяных тепловых сетей по результатам гидравлического расчета. Расход теплоносителя, циркулирующего в сети, не остается постоянным. Суточные колебания определяются действием или бездействием систем вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения, включением и выключением технологических систем. На колебания расхода теплоносителя в течение отопительного периода влияют тепловые нагрузки горячего водоснабжения и технологии в связи с изменениями температуры теплоносителя. Наибольший расход воды, циркулирующей в системе, получается при минимальном значении Δt, т. е. в точке перелома графика температур, меньше этого значения — при расчетной температуре отопления и меньше всего — в летнее время года.

Давление в водяных тепловых сетях. Необходимое давление в подающем и обратном трубопроводах водяных тепловых сетей определяется по графикам давлений

для летнего и зимнего режимов. По линиям давлений динамического режима работы сетей рассчитывается необходимое давление сетевых насосов. Линия давления статического режима работы сети определяет необходимое давление подпиточных насосов водяных тепловых сетей.

Аккумулирование горячей воды. Для выравнивания суточных колебаний расхода теплоносителя в системах горячего водоснабжения потребителей тепла при открытой схеме теплоснабжения требуется аккумулирование горячей воды в специальных баках-аккумуляторах. Объем баков пропорционален суточным колебаниям в потреблении горячей воды данным районом. Для определения необходимого объема баков-аккумуляторов в соответствии с данными о потреблении тепла в районе составляют графики суточного расхода горячей воды.

Параметры пара. Для определения необходимых параметров пара, вырабатываемого в источнике тепла, анализируют потребности потребителей и особенности их технологических производственных процессов. Из составляемых для данного района расчетных схем паровых сетей и графиков давлений можно определить оптимальные давление и температуру пара, отпускаемого источником тепла. При любых обстоятельствах потребители должны получить из районного источника тепла пар с близкими к нужным им параметрам, но не ниже требуемых производству.

Возврат конденсата. Потребители тепла района должны возвращать источнику тепла максимально возможное количество конденсата, причем его качество должно соответствовать § 5.10 СНиП II-36-73. Давление возвращаемого конденсата должно быть достаточным для ввода его в деаэратор источника тепла или в баки для сбора конденсата.

Учет тепла. Отпускаемое потребителям тепло должно учитываться в источнике тепла. Учету подвергается расход, давление и температура отпускаемого пара и возвращаемого в источник тепла конденсата. Учитывается также количество отпускаемого потребителями тепла по водяным тепловым сетям. Для этого измеряют расход сетевой воды и ее температуру в подающем и обратном трубопроводах. Разность произведений соответствующих расходов и температур равна количеству тепла, отданного источником тепла потребителям района.

Необходимо осветить два вопроса, связанных с учетом отпускаемого тепла.

1. В настоящее время расход теплоносителя G, циркулирующего в системе теплоснабжения, обычно измеряется самопишущими дифференциальными манометрами, а учет Δt ведется самопишущими термометрами. Установка в сети дифференциальных манометров вызывает потери давления теплоносителя около 0,03—0,05 МПа (примерно 3—5 м вод. ст.) на каждый прибор. Учет тепла производится во многих точках системы теплоснабжения. Так, при открытой схеме водяных тепловых сетей учет тепла производится на выходе из каждого водогрейного котла или пароводяной подогревательной установки, в подающем и обратном трубопроводах — на выходе из источника тепла и на вводе каждого ТП потребителя тепла. Таким образом происходит пятиступенчатый учет расхода теплоносителя, и связанные с этим общие потери давления в водяных сетях при открытой схеме достигают 0,15—0,25 МПа, или 15—20% всех потерь давления, возникающих в системе. Для снижения этих потерь возникает весьма важная, но пока не решенная задача усовершенствования и упрощения системы учета отпускаемого тепла.

2. Достаточная степень точности измерения отпущенного тепла самопишущими дифференциальными манометрами гарантируется только в тех случаях, когда отношение фактического расхода теплоносителя к номинальному расходу аппаратуры находится в границах 0,3 до 1. Для расходов теплоносителя вне этих пределов приборы не гарантируют достаточной точности измерений.

При эксплуатации систем теплоснабжения расход теплоносителя в водяных, паровых и конденсатных сетях не остается постоянным. Изменения расхода имеют место в пределах часа, суток, недели, отопительного периода, года и нескольких лет. Так, например, отношение расхода теплоносителя в водяных тепловых сетях в разных режимах к расчетному максимально-часовому расходу теплоносителя расчетного года будет следующим:

зимой в ночные часы, когда вентиляция и горячее водоснабжение не расходуют тепло, это отношение будет приблизительно 0,5:1;

летом в ночные часы — приблизительно 0,05:1;

отношение расхода теплоносителя в первом и расчетном пятом году эксплуатации потребителей или источника тепла составляет ориентировочно (0,2—0,4):1.

В паровых и конденсатных сетях существуют аналогичные проблемы точности учета отпускаемого тепла.

Телемеханизация. При проектировании нового районного источника тепла или очередном его расширении определяется необходимость в телемеханизации системы теплоснабжения. Существующие приборы для измерений и автоматического управления параметрами теплоносителя разрешают вести из помещения пульта управления источника тепла или из центрального диспетчерского пункта систематическое наблюдение за давлением и температурой теплоносителя в любой точке сети, в которой установлен соответствующий датчик импульса. В случае аварии на одном из участков системы можно из пульта управления, на любом расстоянии, открыть или закрыть отсекающую задвижку с электрическим приводом, установленную в соответствующих точках телемеханизации тепловой сети.

В настоящее время системы телемеханизации в теплоснабжении еще не получили достаточно широкого распространения. Стоимость таких систем значительна, и эксплуатация их требует специально подготовленного персонала. Несмотря на это применение телемеханизации, особенно в работе систем теплоснабжения, объединяющих несколько районных источников тепла, экономически выгодно и несомненно имеет большое будущее.

Диспетчеризация. Диспетчеризация работы системы теплоснабжения заключается в подаче сигнала на центральный пульт управления системы, расположенный в источнике тепла или в специально оборудованном диспетчерском пункте, о ненормальном или аварийном состоянии контролируемого потребителя тепла или участка тепловой сети. Она может быть внедрена при наличии телемеханизации системы централизованного теплоснабжения и осуществляется при полном использовании показателей и сигналов, представляемых системой связи телемеханизации в диспетчерский пункт. При получении соответствующих сигналов диспетчер может принять необходимые меры по исправлению положения в системе.

Отклонения от нормальной работы системы теплоснабжения определяются приборами автоматики по раз-

ным признакам: подъему давления выше допустимого в подающем трубопроводе, понижению в обратном, повышению температуры в обратном трубопроводе и т. п. Точки диспетчерских наблюдений обычно устанавливаются в ТП потребителей тепла и в основных камерах тепловых сетей.

Эксплуатация системы теплоснабжения. Для успешной эксплуатации тепловых сетей, ТП и местных систем требуется хорошо организованное хозяйство, располагающее рабочими и административными помещениями, автомашинами аварийной службы, передвижными компрессорами, ремонтными мастерскими, гаражами, складами и т. д. Наилучшим местом для размещения этого хозяйства обычно является территория районного источника тепла. Таким путем можно объединить родственные службы и эффективно кооперировать труд обслуживающего персонала.

Перспективные нагрузки районного источника тепла. Для обоснования мощности и правильного решения основных вопросов проектирования районного источника тепла необходимо знание перспективных тепловых нагрузок района на ближайшие 15—20 лет, считая с ввода в действие первой очереди строительства или предыдущей очереди расширения источника тепла. Из статистических данных известно, что районные источники тепла, обслуживающие быстрорастущие города или их районы, приходится расширять каждые 5—7 лет. В связи с этим в проект районного источника тепла необходимо закладывать возможность его многократного расширения.

Определение при проектировании районного источника тепла перспективных тепловых нагрузок района является весьма сложной, но необходимой задачей. При существующем порядке планирования развития народного хозяйства возможно получение точных данных о хозяйственном развитии любого района в пределах ближайшей пятилетки, но обычно отсутствуют достаточно подробные сведения о планах развития этих районов на дальнюю перспективу.

Сведения о тепловых нагрузках района в ближайшие 15—20 лет нужны для правильного выбора типа, мощности, числа котлов и территории районного источника тепла, с резервом для перспективного расширения.

В качестве примера рассматривается обычный случай наличия в системе теплоснабжения потребителей, использующих пар и горя-

чую воду. Поэтому в источнике тепла установлены паровые и водогрейные котлы. Для уменьшения числа и увеличения единичной мощности котлов первоначально принимают к установке только паровые котлы, способные обеспечить потребителей как паром, так и горячей водой, при условии установки в источнике тепла соответствующих пароводяных подогревателей. Снижение числа котлов и увеличение при этом их единичной мощности является одной из важнейших задач правильного выбора состава оборудования и компоновки котельной. Чем крупнее единичная мощность установленных котлов, тем выше может быть их к. п. д. Чем меньше число устанавливаемых котлов (в пределах действующих норм резервирования), тем компактнее будет источник тепла, меньше его сметная стоимость и ниже эксплуатационные издержки.

Установкой первоначально в районной котельной только паровых котлов с расширением источника тепла в последующие годы водогрейными котлами достигается возможность применения паровых и водогрейных котлов повышенной единичной мощности.

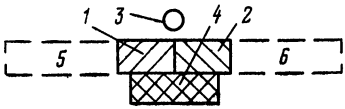


Рис. 5-17. Компоновка районной котельной.

1 — размещение проектируемых водогрейных котлов; *2* — то же паровых котлов; *3* — дымовая труба; *4* — корпус подсобно-вспомогательных служб; *5* — размещение последующих очередей водогрейных котлов; *6* — то же паровых котлов.

Устанавливаемый в первой очереди котельной пароводяной подогреватель используется впоследствии достаточно длительное время. В первые годы работы котельной пароводяной подогреватель применяется для приготовления горячей воды для всех видов теплового потребления как зимой, так и летом. В дальнейшем после установки в районной котельной первых водогрейных котлов пароводяной подогреватель может быть использован для подогрева воды, подаваемой в летний период системам горячего водоснабжения, когда тепловая нагрузка недостаточна для нормальной работы крупных водогрейных котлов.

Выбор числа и типа котлов и учет перспективного расширения котельной влияют на общую компоновку источника тепла. На его генеральном плане необходимо предусмотреть территориальную возможность расширения котельной и всех вспомогательных служб. При установке оборудования в котельной и компоновке генерального плана по крайней мере один из торцов здания котельной должен оставаться свободным для возможной пристройки помещения для новых мощностей. Пример компоновки здания котельной с двумя свободными торцами показан на рис. 5-17.

Дымовая труба и дымоходы котельной должны также рассчитываться и размещаться с учетом возможности расширения источника тепла.

5-8. ПРОМЫВКА СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Системы теплоснабжения для обеспечения нормальной работы необходимо тщательно промывать. В особенности это относится к системам с открытой схемой теплоснабжения, в которых должна поддерживаться высокая степень чистоты.

Во время строительства системы теплоснабжения в трубопроводы могут случайно попасть строительный мусор и посторонние предметы, например, песок, камни, окалина, концы электродов, тряпки и пр. При монтаже в трубопровод попадают бактерии: непатогенные, действующие на теплоноситель и металл труб, и патогенные, вредные для здоровья человека. Некоторые из посторонних тел, попавших в трубопроводы, растворяются в горячей воде, окрашивая ее, замутняя или внося в нее инфекцию. Другие, не растворяясь, плавают или тонут в воде в зависимости от их плотности. Попавшие в трубопроводы посторонние предметы серьезно нарушают нормальную работу системы теплоснабжения и, уменьшая площадь поперечного сечения труб, вызывают местное увеличение сопротивления движению теплоносителя. В трубопроводах возникают дополнительные завихрения потока теплоносителя, в результате резко возрастают потери давления в тепловых сетях.

Увлекаемые потоком теплоносителя посторонние предметы попадают в запорную аппаратуру, часто засоряют пазы задвижек или вентилей, препятствуя их плотному закрытию или свободному открытию. В итоге из-за неработоспособности запорной арматуры теряется возможность отключения или присоединения отдельных участков сети. Это ведет к общему снижению качества эксплуатации системы теплоснабжения, так как заменить или отремонтировать забитую или поврежденную запорную арматуру на ходу, не прекращая работу системы, сложно.

Если попавшие в теплоноситель посторонние предметы уносятся в ТП потребителей, может произойти закупорка дроссельных шайб, сопл элеваторов, диафрагм дифференциальных манометров, различных клапанов, регуляторов и самих местных систем, нарушая теплоснабжение потребителей. Перебои в работе ТП вызывают, как правило, серьезные осложнения, особенно зимой, когда нежелательно даже кратковременно прекращать теплоснабжение потребителей.

При открытых схемах теплоснабжения необходимо дополнительно гарантировать отсутствие бактериальной загрязненности теплоносителя хлорированием или применением других способов обезвреживания сетей. При открытой схеме теплоснабжения существуют также строгие требования относительно цвета, вкуса, запаха теплоносителя и чистоты всей системы, которая должна соответствовать санитарным нормам для воды питьевого качества. Требуемая степень чистоты зависит от принятой схемы.

Систему теплоснабжения подвергают промывке, если вся система или отдельные ее участки засорились или качество воды при открытых схемах ухудшилось.

Первая, главная промывка системы теплоснабжения производится по окончании строительства, перед сдачей системы в эксплуатацию. В этот период в системе возможны значительные загрязнения, может быть много посторонних предметов, которые необходимо удалить. Правильно эксплуатируемая система теплоснабжения засоряется медленно, так как по действующим нормам теплоноситель (пар или горячая вода) загрязнений практически содержать не должны. Поэтому совершенно недопустимо восполнение потерь сетевой воды, происходящих при авариях, подачей в сеть некачественной воды.

Загрязнение системы во время эксплуатации происходит в том случае, если теплоноситель не проходит полную химическую очистку и деаэрацию, или в системе после аварии, непредусмотренных ремонтов или присоединения новых участков сети не производят достаточную промывку. При правильной эксплуатации системы теплоснабжения сроки последующих промывок можно постоянно удлинять. Промывку сетей ведут обычно летом, чтобы меньше осложнять эксплуатацию.

Промывка при открытой схеме теплоснабжения обладает некоторыми особенностями. В летнее время, когда системы отопления, вентиляции и подогреватели первой ступени кондиционирования воздуха отключают, в них обычно оставляют чистый деаэрированный теплоноситель, чтобы эти системы не корродировали под воздействием кислорода воздуха, проникающего в опорожненные системы. Однако в течение лета эта вода застаивается, приобретает желтоватый или красный цвет, неприятный привкус и запах. Очень важно, чтобы

осенью при присоединении отключенных весной систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха к тепловым сетям стоялые воды были спущены, трубопроводы промыты и заново заполнены свежим чистым теплоносителем кондиционного качества. Спуск стоялой воды из местных систем потребителей тепла практически способствует очистке всей системы теплоснабжения.

Агенты и способы промывки. Промывку систем теплоснабжения ведут при помощи следующих агентов: воды, пара, водовоздушной смеси или сжатого воздуха.

Способ промывки сетей водой называется *гидравлической промывкой.* Это наиболее старый способ, вполне удовлетворительный при небольших диаметрах сетей и, следовательно, небольших расходах промывочной воды. По мере увеличения диаметра тепловых сетей увеличивается также расход воды на их промывку. Случается, что города и поселки, пользующиеся централизованным теплоснабжением, не всегда располагают нужными для гидравлической промывки сетей запасами воды. Выяснилось также, что гидравлическая промывка не обладает нужной эффективностью.

Эти обстоятельства привели к появлению *гидропневматического* способа промывки, применяющего в качестве агента смесь воды и сжатого воздуха. Водовоздушная смесь является эффективным и легко завихряющимся агентом промывки. Она одинаково хорошо отделяет от трубных стенок осевшие на них и приставшие посторонние предметы, отмывает пылевидные вещества и бактерии. Водовоздушная смесь, кроме того, очень хорошо отводит по трубам посторонние предметы к местам расположения спускников.

Гидропневматическая промывка трубопроводов выполняется двумя способами:

1. *Непрерывная гидропневматическая промывка.* С одного конца промываемого трубопровода одновременно вводятся вода и сжатый воздух; из противоположного конца трубы смесь через спускники выводится наружу. Таким образом ведется непрерывная промывка до полной очистки трубопровода. Преимущество этого способа заключается в быстроте промывки, недостаток — в необходимости бесперебойного подвода к промываемым трубам и отвода от них сравнительно большого количества воды в течение короткого времени.

2. *Цикличная гидропневматическая промывка.* Промываемый участок сети заполняется водой из гидранта городского водопровода или из автоцистерн. Заполнение промываемого участка трубопроводов при этом может занять сравнительно много времени. Затем к одному концу трубы подводят в нужном количестве сжатый воздух от передвижного компрессора (см. ниже). Открытием задвижки спускника на другом конце трубы полностью выводят промывочную воду. На этом заканчивается первый цикл промывки. Такие циклы повторяются до полной очистки трубопровода. Преимущество описанного способа промывки состоит в небольшом расходе воды за единицу времени. Промывка системы теплоснабжения при открытой схеме производится только водой питьевого качества и с дезинфекцией промываемых сетей. При закрытой схеме промывку можно вести любой чистой водой без какой-либо дезинфекции сети.

Очистка тепловых сетей сжатым воздухом без подачи воды менее эффективна и применяется сравнительно редко. Ею пользуются преимущественно при необходимости очистки сети в зимнее время, когда опасно применять холодную воду. Способ очистки сжатым воздухом имеет свои достоинства — отпадают заботы, связанные со сложностями подвода и отвода воды, не надо опасаться замерзания, очистка ведется быстро, удобно и дешево. Но по качеству очистки этот способ не может сравниться с гидропневматической промывкой, так как сжатый воздух не отмывает и не дезинфицирует, а также не всегда удаляет из трубопроводов загрязнения столь же успешно, как это делает водовоздушная смесь при гидропневматическом способе промывки. Поэтому очистку сжатым воздухом нельзя применять при открытой схеме.

Промывка трубопроводов водяным паром является одним из старейших способов промывки тепловых сетей, отличающимся простотой и удобством выполнения. Очистка протекает быстро и при небольших диаметрах труб дает удовлетворительные результаты. Одновременно с промывкой происходит дезинфекция продуваемых труб и проверка работы тепловой сети при нагреве. Для открытых схем водяных тепловых сетей дезинфекция является весьма важным фактором. Промывка тепловых сетей паром может выполняться и в холодное время года.

Однако очистка трубопроводов этим способом стоит дорого и применяется поэтому только для труб небольшого диаметра, не требующих для промывки значительного расхода пара.

В практике теплоснабжения в настоящее время чаще всего применяется гидропневматический способ промывки сетей, при правильном ведении которой достигается высокая степень чистоты трубопроводов.

Для проведения работы составляют схему промывки. Система трубопроводов, расположенная между двумя последующими секционирующими задвижками сети, называется *участком промывки.* В обычных городских тепловых сетях задвижки размещаются через каждые 800—1500 м, в магистральных транзитных сетях при диаметре труб $D=600$ мм и более это расстояние достигает 3000 м.

Если для промывки тепловых сетей применяется вода или водовоздушная смесь, то одну из секционирующих задвижек каждого участка промывки стараются разместить поблизости от реки, канавы, оврага, незастроенной низменности или магистрального канализационного коллектора. У этой задвижки размещают спускники для вывода из системы отработавшего агента промывки.

Направление движения промывочных вод на каждом участке промывки определяется расположением соответствующих секционирующих задвижек сети и спускников промывочной воды.

Вводы трубопроводов, подающих промывочную воду и сжатый воздух, располагают в начале каждого участка промывки, сразу за секционирующей задвижкой. Таким образом, промывкой будет охвачен весь трубопровод на участке между двумя последующими секционирующими задвижками.

В табл. 5-6 даны условные диаметры штуцеров трубопроводов и арматуры для спуска промывочной воды и подачи сжатого воздуха и воды при гидропневматической промывке тепловых сетей.

Размер условных диаметров штуцеров и арматуры для спускников и подачи сжатого воздуха в табл. 5-6 соответствуют рекомендациям § 9.15 СНиП II-36-73. Однако практически наблюдения и расчеты показывают, что диаметры штуцеров для подачи сжатого воздуха следует увеличивать.

При промывке системы теплоснабжения определенную роль играют грязевики и так называемые «карманы» — заменители грязевиков, которые раньше устанавливались у каждой секционирующей задвижки, в каждом ТП потребителей тепла и на источнике тепла.

Таблица 5-6

Условный диаметр штуцеров и арматуры для спуска промывочной воды и подачи сжатого воздуха и воды

Наименование	Условный диаметр промываемого трубопровода, мм						
	50—80	100—150	175—250	300—450	500—600	700—900	1000—1400
Условный диаметр штуцера и арматуры для спуска промывочной воды, мм	40	80	100	200	250	300	400
То же для подачи сжатого воздуха, мм . . .	25	40	40	50	80	80	100
То же для подачи промывочной воды, мм . .	32	40	50	70	80	100	125

В настоящее время § 9.16 СНиП II-36-73 требует установки грязевиков только в следующих местах водяной системы теплоснабжения:

1) на трубопроводах перед насосами;
2) на подающем трубопроводе при вводе в ТП;
3) на подающем и обратном трубопроводах при вводах в жилые и общественные здания при открытых схемах теплоснабжения, а при закрытых схемах теплоснабжения — только на обратном трубопроводе перед скоростными водомерами;
4) перед регуляторами давления в узлах рассечки.

Грязевики в узлах установки секционирующих задвижек предусматривать не нужно.

Для качественной промывки трубопроводов в системе теплоснабжения скорость потока агента промывки должна в 1,5—2 раза превышать скорость потока теплоносителя при рабочем состоянии сети. Определив скорость обоих потоков, можно вычислить расход агента промывки в единицу времени.

Примерная схема промывки водяных тепловых сетей изображена на рис. 5-18,*а*.

Дано: 1. Схема водяных тепловых сетей с указанием размещения задвижек и диаметров трубопроводов.

2. Длина отдельных промываемых участков сети $L_1=900$ и $L_2=1000$ м.

3. Удельные потери давления работающей сети $\Delta p_{уд}=60$ Па/м [6 кгс/(м²·м)].

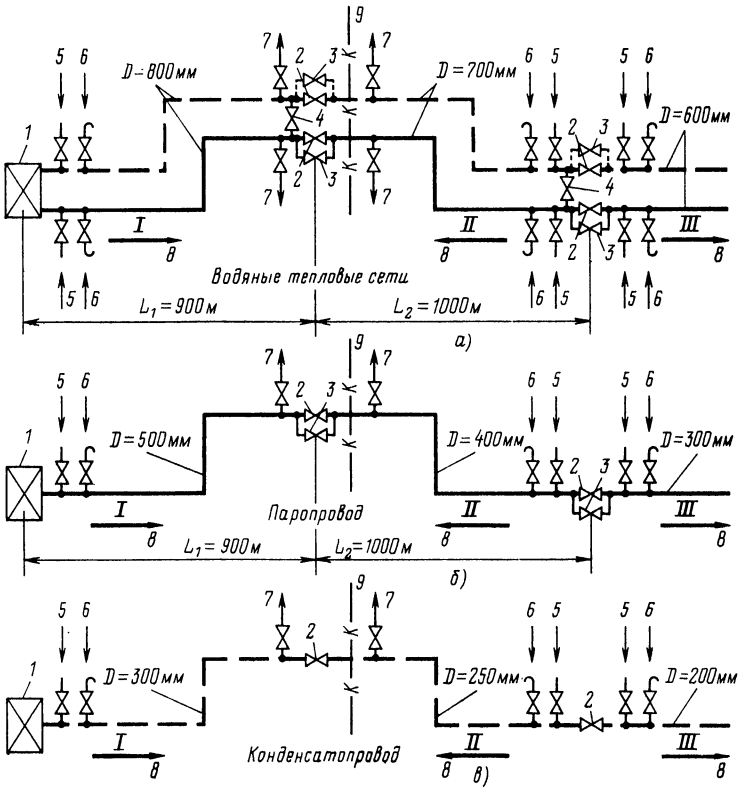


Рис. 5-18. Схемы промывки тепловых сетей.

а — водяных тепловых сетей; *б* — паропроводов; *в* — конденсатопроводов; *1* — источник тепла; *2* — секционирующая сетевая задвижка; *3* — обводные трубопроводы секционирующих задвижек; *4* — перемычка; *5* — штуцер для подачи промывочной воды; *6* — штуцер для подачи сжатого воздуха; *7* — штуцер для спуска промывочной среды; *8* — направление промывки; *9* — коллектор магистральной канализации; *I—III* — номера промываемых участков.

4. Трасса магистрали ливневой канализации.

Определить:

1. Направление промывки отдельных участков сети.
2. Размещение спускников и их диаметры.
3. Агент и способ промывки.

4. Размещение и диаметры трубопроводов промывочной воды и сжатого воздуха.

5. Тип и число компрессоров, применяемых при промывке.

6. Необходимый диаметр коллектора ливневой канализации.

В таблицах для гидравлического расчета приложения 2 можно найти скорость $v_р$ потока теплоносителя и расход теплоносителя $G_р$ по теплопроводу диаметром $D=800$ мм при рабочем состоянии сети, исходя из удельной потери давления в сети $\Delta p_{уд}=60$ Па/м; $v_р=2{,}40$ м/с; $G_р=4200$ м³/ч.

Для трубопровода диаметром $D=700$ мм эти величины будут соответственно составлять $v_р=2{,}2$ м/с; $G_р=2960$ м³/ч.

Скорость потока агента промывки и расход его по трубопроводу диаметром $D=800$ мм равны:

$$v_п=v_р 1{,}5=3{,}6 \text{ м/с}; \quad G_п=G_р 1{,}5=6300 \text{ м}^3/\text{ч}$$

и для трубопровода диаметром $D=700$ мм соответственно

$$v_п=v_р 1{,}5=3{,}3 \text{ м/с}; \quad G_п=G_р 1{,}5=4440 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

В приведенном примере принято, что гидропневматическая промывка ведется непрерывным способом.

В качестве агента промывки используется смесь воды и сжатого воздуха.

Процесс промывки ведется следующим образом. По трубопроводу промывочной воды заполняют промываемый трубопровод и подключают к нему через штуцер подачи сжатого воздуха нужное число компрессоров. К штуцеру промывочной воды подключают водопровод через насос, необходимый при непрерывном способе промывки для поддержания нужного давления в начале промываемого участка $p=0{,}5\div0{,}6$ МПа, если давление в городской водопроводной сети не достигает этого значения. Количество воды в водовоздушной смеси должно составить от 1 до 10% общего расхода агента промывки по объему. Примем это количество равным приблизительно 1,5%, тогда необходимое количество воды для промывки трубопровода диаметром $D=800$ мм будет $G_{п.в}=90$ м³/ч и для трубопровода диаметром $D=700$ мм $G_{п.п}=60$ м³/ч. Необходимый расход воздуха для промывки трубопровода $D=800$ мм: $G_{п.возд}=6300-90=6210$ м³/ч, а для трубопровода $D=700$ мм расход воздуха $G_{п.возд}=4400-60=4340$ м³/ч.

Сжатый воздух для промывки системы теплоснабжения вырабатывается передвижными компрессорами разного типа, из которых одним из наиболее распространенных в настоящее время является компрессор ДК-9, производящий 540 м³/ч сжатого воздуха при давлении 0,7 МПа.

Примем, что во время промывки давление в начале промываемого трубопровода равно 0,6 МПа и в конце трубопровода — 0,2 МПа; тогда среднее давление промывки составит $(0{,}6+0{,}2)/2=0{,}4$ МПа. При таком давлении один компрессор типа ДК-9 дает расход сжатого воздуха $G_к=540\cdot0{,}7/0{,}4=950$ м³/ч.

Необходимое число компрессоров при непрерывной гидропневматической промывке трубопровода $D=800$ мм составит $n=G_{п.возд}/G_к=6210/950=7$ компрессоров; для промывки трубопровода $D=700$ мм $n=G_{п.возд}/G_к=4340/950=5$ компрессоров.

Минимальный диаметр коллектора ливневой канализации, способной принять промывочные воды из трубопровода $D=800$ мм при гидравлической или гидропневматической промывке,

$$D_к=\sqrt{\frac{G_п 4}{\pi v\cdot 3600}}=\sqrt{\frac{6300\cdot 4}{3,14\cdot 1,5\cdot 3600}}=1,2 \text{ м}$$

при условии, что коллектор уложен с уклоном, обеспечивающим скорость стока воды 1,5 м/с.

Для отвода воды из промываемого трубопровода $D=700$ мм потребуется в этих условиях канализационный коллектор с минимальным диаметром

$$D_к=\sqrt{\frac{4440\cdot 4}{3,14\cdot 1,5\cdot 3600}}=1,0 \text{ м}.$$

Для расчета расходов промывочной воды, продолжительности заполнения водой промываемого участка сети, стокоспособности канавы определяют емкость промываемого участка трубопровода:

при $D=800$ мм, $L=900$ м $V=450$ м^3;

при $D=700$ мм, $L=1000$ м $V=385$ м^3.

Для прерывной гидропневматической промывки, проводимой в три цикла, потребуется расход воды, равный для трубопроводов $D=800$ мм $G_п=3\cdot 450=1350$ м^3, $D=700$ мм $G_п=3\cdot 385=1155$ м^3.

Теоретическая продолжительность одного прерывного цикла гидропневматической промывки, не считая времени на заполнение трубопровода, $T=L/v=900/3,6=250$ с$=4,2$ мин для трубопровода $D=800$ мм; $T=L/v=1000/3,3=300$ с$=5$ мин для трубопровода $D=700$ мм.

Схема промывки паровых и конденсатных сетей приведена на рис. 5-18,*б* и *в*.

Параметры агента при промывке паропровода диаметром $D=500$ мм рассчитываются следующим образом:

1. Необходимые скорость и расход промывочной водовоздушной смеси при заданных удельной потере давления $\Delta p_{уд}=60$ Па/м, $v_р=1,8$ м/с, $G_р=1300$ м^3/ч будут $v_п=2v_р=3,6$ м/с, $G_п=2G_р=2600$ м^3/ч.

2. Требуемое число компрессоров типа ДК-9 для промывки при использовании сжатого воздуха в объеме 97% в составе водовоздушной смеси $n=G_{н.возд}/G_к=2600\cdot 0,97/950=3$ компрессора.

3. Минимальный диаметр канализационного коллектора для отвода промывочной воды

$$D_к=\sqrt{\frac{G_п 4}{\pi v 3600}}=\sqrt{\frac{2600\cdot 4}{3,14\cdot 1,5\cdot 3600}}=0,8 \text{ м}.$$

Для промывки паропровода паром, производимым в источнике тепла, расчет промывки выполняется следующим образом:

1. Определяют скорость и расход пара в паропроводе при рабочем режиме. Если принять, что паропровод транспортирует сухой насыщенный пар со средним рабочим давлением $p=0,7$ МПа, то

плотность его согласно приложению 1 составит 3,67 кг/м³. При рабочей скорости движения пара в паропроводе $v=30$ м/с $v_{\rho=1}=30\cdot3{,}67=110$ м/с, а расход пара $G_р$ (см. приложение 3) при $D=500$ мм будет 82 т/ч.

2. В режиме промывки скорость и расход пара в паропроводах должны составить $v_п=2v_р=2\cdot30=60$ м/с.

Если среднее давление в паропроводе при промывке паром будет $p_п=0{,}4$ МПа, то плотность такого пара ρ составит 2,16 кг/м³ и $v_{\rho=1}=v\rho=60\cdot2{,}16=130$ м/с.

По таблицам приложения 3 определяем, что необходимый расход пара для производства качественной промывки паропровода $D=500$ мм составит $G=97$ т/ч.

Такой расход пара превышает зачастую паропроизводительность данного источника тепла. Поэтому на практике промывку паропроводов паром делают при явно заниженных скорости и расходе пара и без выполнения приведенных выше расчетов. В таких условиях, однако, получается неполноценная промывка, не дающая требуемого эффекта. Кроме того, промывка паром обходится дорого. Поэтому рекомендуется промывку паропроводов, а также конденсатопроводов выполнять гидропневматическим способом, основанным на соответствующих расчетах и обеспечивающим любой нужный режим промывки.

Промывку паропроводов $D=400$ мм и конденсатопроводов рассчитывают аналогично изложенной выше методике расчета.

Систематической промывке подлежат, кроме наружных тепловых сетей, также все остальные элементы систем централизованного теплоснабжения: сети источников тепла, ТП и местных систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения для санитарно-бытовых и технологических нужд.

Иногда эти сети вообще не промываются, а иногда промываются водой с добавлением различных химических реагентов, а трубки подогревателей очищают механическим способом при помощи металлических шомполов («ершей»). Такие промывки трудоемки, мало индустриальны, требуют довольно много времени, при этом качество промывки не редко бывает низкое.

Поэтому учитывая индустриальность, быстроту и эффективность гидропневматического способа промывки, она заслуживает внимания при осуществлении промывки сетей, расположенных в зданиях источников и потребителей тепла.

Промывка внутридомовых систем осуществляется аналогично изложенному выше.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Централизованное теплоснабжение даже при целом ряде еще не решенных вопросов представляет собой несомненно прогрессивную фазу развития теплоснабжения и имеет большое народнохозяйственное значение. Централизация теплоснабжения дает возможность:

1) увеличить коэффициент использования тепла топлива;

2) повысить эффективность затрат в строительстве и эксплуатации;

3) резко снизить число занятых в этой отрасли людей;

4) значительно улучшить состояние воздушного бассейна городов и поселков в особенности в их жилых зонах, и уменьшить загрязнение окружающей среды;

5) повысить уровень технической культуры обслуживания и удобства эксплуатации систем теплоснабжения и т. д.

Большое значение для настоящего времени и в перспективе имеют следующие фундаментальные вопросы:

1. Определение роли и значения централизованного теплоснабжения в области построения рациональной модели советской энергетики и электрификации.

2. Оптимальные мощности теплоэлектроцентралей и районных котельных на органическом и ядерном горючем, а также радиус действия их при централизованном теплоснабжении и совместной работе.

3. Роль атомных источников тепла в области централизации теплоснабжения.

4. Организация ведомств, призванных заниматься управлением всей системой централизованного теплоснабжения в целом (источниками тепла, тепловыми сетями, ТП и местными системами потребителей тепла), их комплексной эксплуатацией и дальнейшим развитием.

5. Более точное определение области применения открытых и закрытых, зависимых и независимых схем теплоснабжения.

6. Автоматизация, телемеханизация и диспетчеризация работы систем теплоснабжения и отдельных их участков.

7. Всестороннее улучшение качества обслуживания потребителей тепла при централизованном теплоснабжении.

8. Удлинение срока службы систем теплоснабжения и их элементов.

9. Рост уровня профессиональных знаний персонала, занятого планированием, проектированием, строительством, наладкой и эксплуатацией централизованных и автоматизированных систем теплоснабжения.

Несмотря на то что многие из этих проблем еще не получили окончательного решения и требуют дальнейших исследований, централизация теплоснабжения полностью себя оправдала и получает все более широкое распространение.

Термодинамические параметры сухого насыщенного пара и горячей воды на линии насыщения

Давление p, МПа	Температура насыщения $t_н$, °С	Сухой насыщенный пар		Горячая вода на линии насыщения		Теплота парообразования r, кДж/кг
		плотность ρ'', кг/м³	энтальпия i'', кДж/кг	плотность ρ', кг/м³	энтальпия i', кДж/кг	
0,10	99,62	0,5896	2674,9	958	417,47	2257,5
0,12	104,80	0,6992	2683,0	955	439,34	2243,6
0,14	109,31	0,8083	2690,1	952	458,42	2231,7
0,16	113,31	0,9160	2696,3	949	475,41	2220,8
0,18	116,93	1,022	2701,8	946	490,68	2211,1
0,20	120,23	1,129	2705,8	943	504,74	2202,0
0,22	123,27	1,234	2711,0	940	517,7	2193,3
0,24	126,09	1,338	2714,9	937	529,9	2185,0
0,26	128,73	1,443	2718,9	936	541,2	2177,7
0,28	131,20	1,547	2722,3	934	551,7	2170,7
0,30	133,54	1,652	2725,5	932	561,7	2163,9
0,35	138,87	1,908	2732,3	927	584,4	2147,9
0,40	143,62	2,163	2738,7	923	604,6	2134,1
0,45	147,92	2,416	2743,9	919	623,0	2120,9
0,50	151,84	2,667	2748,8	915	640,1	2108,7
0,60	158,84	3,169	2756,9	908	670,6	2086,3
0,70	164,96	3,666	2763,7	902	697,2	2066,5
0,80	170,41	4,161	2769,0	897	720,9	2048,1
0,90	175,36	4,653	2773,7	892	742,7	2031,0
1,00	179,88	5,143	2777,8	887	762,3	2015,3
1,50	198,28	7,592	2791,8	867	844,5	1947,3
2,00	212,37	10,04	2799,2	850	908,6	1890,7
2,50	223,10	12,53	2801,2	836	958,5	1842,7

Таблица для гидравлического расчета трубопроводов водяных тепловых сетей при эквивалентной шероховатости труб $k_э = 0{,}5$ мм, температуре воды $t = 100°C$, плотности воды $\rho = 958{,}4$ кг/м³ и кинематической вязкости воды $\nu = 0{,}295 \cdot 10^{-6}$ м²/с

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	32×2,5		38×2,5		44,5×2,5		45×2,5		57×3,5	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
0,20	0,10	9,32	—	—	—	—	—	—	—	—
0,22	0,11	11,18	—	—	—	—	—	—	—	—
0,24	0,12	13,24	—	—	—	—	—	—	—	—
0,26	0,13	15,60	—	—	—	—	—	—	—	—
0,28	0,14	17,85	—	—	—	—	—	—	—	—
0,30	0,15	20,40	0,10	7,06	—	—	—	—	—	—
0,32	0,16	23,25	0,11	7,95	—	—	—	—	—	—
0,34	0,17	26,59	0,12	9,03	—	—	—	—	—	—
0,36	0,18	29,14	0,12	10,10	—	—	—	—	—	—
0,38	0,19	32,37	0,13	11,28	—	—	—	—	—	—
0,40	0,20	35,81	0,14	12,36	—	—	—	—	—	—
0,42	0,21	39,24	0,14	13,44	—	—	—	—	—	—
0,44	0,22	42,97	0,15	14,91	0,10	5,79	0,10	5,40	—	—
0,46	0,23	46,60	0,16	16,28	0,11	6,29	0,11	5,89	—	—
0,48	0,24	50,52	0,16	17,85	0,11	6,77	0,11	6,38	—	—
0,50	0,25	54,45	0,17	19,13	0,12	7,46	0,12	6,87	—	—
0,55	0,26	65,33	0,19	23,05	0,13	8,93	0,13	8,34	—	—
0,60	0,30	77,01	0,20	27,47	0,14	10,50	0,14	9,91	—	—
0,65	0,33	80,34	0,22	31,98	0,15	12,46	0,15	11,58	—	—

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	32×2,5		38×2,5		44,5×2,5		45×2,5		57×3,5	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
0,70	0,35	104,97	0,24	36,98	0,17	14,32	0,16	13,44	0,10	4,32
0,75	0,38	120,66	0,25	42,28	0,18	16,38	0,17	15,40	0,11	4,91
0,80	0,41	137,34	0,27	47,68	0,19	18,64	0,18	17,36	0,12	5,59
0,85	0,43	155,00	0,29	53,46	0,20	20,90	0,20	19,62	0,13	6,38
0,90	0,46	173,64	0,31	59,64	0,21	23,35	0,21	21,78	0,13	7,06
0,95	0,48	193,26	0,32	66,02	0,22	25,90	0,22	24,33	0,14	7,85
1,00	0,51	214,84	0,34	73,08	0,24	28,55	0,23	26,68	0,15	8,63
1,05	0,53	235,42	0,36	80,54	0,25	31,39	0,24	29,33	0,16	9,52
1,10	0,56	259,97	0,37	88,39	0,26	34,43	0,25	32,27	0,16	10,30
1,15	0,58	283,51	0,39	96,63	0,27	37,47	0,27	35,12	0,17	11,18
1,20	0,61	313,92	0,41	104,97	0,28	40,71	0,28	37,96	0,18	12,16

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	32×2,5		38×2,5		45×2,5		57×3,5		76×3,5	
1,25	0,63	335,50	0,42	113,80	0,29	41,20	0,18	13,15		
1,30	0,66	362,97	0,44	123,61	0,30	44,24	0,19	14,13	0,10	2,65
1,35	0,68	391,42	0,46	133,42	0,31	47,68	0,20	15,21	0,10	2,84
1,40	0,71	420,85	0,47	143,23	0,32	51,11	0,21	16,38	0,11	3,04
1,45	0,73	451,25	0,49	154,02	0,33	54,84	0,21	17,46	0,11	3,24
1,50	0,76	482,65	0,51	164,81	0,35	55,66	0,22	18,74	0,12	3,53

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	32×2,5		38×2,5		45×2,5		57×3,5		76×3,5	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
1,55	0,79	516,00	0,53	175,60	0,36	62,59	0,23	19,82	0,12	3,73
1,60	0,81	549,36	0,54	187,37	0,37	66,71	0,24	20,99	0,12	3,92
1,65	0,84	594,68	0,56	199,14	0,38	70,93	0,24	22,17	0,13	4,22
1,70	0,86	619,99	0,58	210,92	0,39	75,34	0,25	23,54	0,13	4,51
1,75	0,89	657,27	0,59	223,67	0,40	79,85	0,26	24,82	0,14	4,71
1,80	0,91	695,53	0,61	236,42	0,42	84,46	0,27	26,09	0,14	5,00
1,85	0,94	734,77	0,63	250,16	0,43	89,17	0,27	27,57	0,14	5,20
1,90	0,96	774,99	0,64	263,89	0,44	94,08	0,28	29,04	0,15	5,49
1,95	0,99	816,19	0,66	277,62	0,45	99,08	0,29	30,41	0,15	5,79
2,0	1,01	858,38	0,68	292,34	0,46	103,99	0,30	31,88	0,16	6,08
2,1	1,06	946,67	0,71	321,77	0,48	114,78	0,31	34,83	0,16	6,67
2,2	1,11	1038,9	0,75	353,16	0,51	126,55	0,33	36,20	0,17	7,36
2,3	—	—	0,78	386,51	0,53	138,32	0,34	41,89	0,18	7,95
2,4	—	—	0,81	420,85	0,55	150,09	0,35	45,52	0,19	8,63
2,5	—	—	0,85	456,17	0,58	162,85	0,37	49,44	0,19	9,42
2,6	—	—	0,88	493,44	0,60	176,58	0,38	53,46	0,20	10,10
2,7	—	—	0,92	532,68	0,62	190,31	0,40	57,68	0,21	10,89
2,8	—	—	0,95	572,90	0,65	204,05	0,41	62,00	0,22	11,28
2,9	—	—	0,98	614,11	0,67	218,76	0,43	66,51	0,22	12,26
3,0	—	—	1,02	657,27	0,69	234,46	0,44	71,22	0,23	13,24
3,1	—	—	1,05	702,40	0,72	250,16	0,46	76,03	0,24	14,22
3,2	—	—	1,09	748,50	0,74	266,83	0,47	81,03	0,25	15,01
3,3	—	—	1,12	795,59	0,76	283,51	0,49	86,13	0,26	15,89
3,4	—	—	1,15	844,64	0,78	301,17	0,50	91,43	0,26	16,97

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	45×2,5		57×3,5		76×3,5		89×3,5		108×4	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
3,5	0,81	319,81	0,52	96,92	0,27	17,85	0,19	6,97	0,13	2,65
3,6	0,83	337,46	0,53	102,02	0,28	18,84	0,20	7,36	0,13	2,75
3,7	0,85	357,08	0,55	107,91	0,29	19,82	0,20	7,75	0,14	2,84
3,8	0,88	376,70	0,56	113,80	0,29	20,90	0,21	8,14	0,14	3,04
3,9	0,90	396,32	0,58	120,66	0,30	21,78	0,21	8,63	0,14	3,24
4,0	0,92	416,93	0,59	126,55	0,31	22,86	0,22	9,03	0,15	3,34
4,2	0,97	460,09	0,62	139,30	0,33	24,33	0,23	9,91	0,16	3,73
4,4	1,02	504,23	0,65	153,04	0,34	27,57	0,24	10,89	0,16	4,02
4,6	1,06	551,32	0,68	167,75	0,36	30,12	0,25	11,87	0,17	4,41
4,8	1,11	600,37	0,71	182,47	0,37	32,77	0,26	12,95	0,18	4,81
5,0	1,15	651,38	0,74	198,16	0,39	35,51	0,27	14,03	0,18	5,20
5,2	1,20	705,34	0,77	213,86	0,40	38,46	0,29	15,11	0,19	5,59
5,4	1,25	780,28	0,80	230,54	0,42	41,50	0,30	16,28	0,20	5,98
5,6	1,29	817,17	0,83	252,12	0,43	44,54	0,31	17,46	0,21	6,38
5,8	1,34	877,01	0,86	265,85	0,45	47,77	0,32	18,74	0,21	6,87
6,0	1,39	938,82	0,89	284,49	0,47	51,21	0,33	20,01	0,22	7,36
6,2	1,43	1001,6	0,92	304,11	0,48	54,64	0,34	21,78	0,23	7,85
6,4	—	—	0,95	323,73	0,50	58,27	0,35	23,25	0,24	8,34
6,6	—	—	0,98	344,33	0,51	61,90	0,36	24,72	0,24	8,83
6,8	—	—	1,00	365,91	0,53	65,73	0,37	26,29	0,25	9,32
7,0	—	—	1,03	387,50	0,54	69,65	0,38	27,86	0,26	9,91
7,5	—	—	1,11	445,37	0,58	79,95	0,41	31,98	0,28	11,28
8,0	—	—	1,18	506,20	0,62	90,94	0,44	36,30	0,30	12,75

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	45×2,5		57×3,5		76×3,5		89×3,5		108×4	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
8,5	—	—	1,26	571,92	0,66	103,01	0,47	41,01	0,31	14,32
9,0	—	—	1,33	640,59	0,70	114,78	0,49	46,01	0,33	16,09
9,5	—	—	1,4	714,17	0,74	128,51	0,52	51,21	0,35	17,85
10,0	—	—	1,48	790,69	0,78	142,25	0,55	56,80	0,37	19,82
10,5	—	—	1,55	872,11	0,81	156,96	0,58	62,59	0,39	21,78
11,0	—	—	1,63	957,46	0,85	171,68	0,60	68,67	0,41	23,94
11,5	—	—	1,70	1045,7	0,89	188,35	0,63	75,05	0,42	26,19

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	76×3,5		89×3,5		108×4		133×4		159×4,5	
12,0	0,93	205,03	0,66	81,72	0,44	28,55	0,28	8,83	0,20	3,53
12,5	0,97	221,71	0,69	88,68	0,46	30,90	0,30	9,61	0,21	3,83
13,0	1,01	240,35	0,71	95,94	0,48	33,45	0,31	10,40	0,21	4,12
13,5	1,05	258,98	0,74	103,01	0,50	35,10	0,32	11,09	0,22	4,41
14,0	1,09	278,60	0,77	110,85	0,52	38,85	0,33	11,87	0,23	4,71
14,5	1,12	299,21	0,80	119,68	0,54	41,59	0,34	12,75	0,24	5,00
15	1,16	319,81	0,82	127,53	0,55	44,54	0,35	13,64	0,25	5,40

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	76×3,5		89×3,5		108×4		133×4		159×4,5	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
16	1,24	363,95	0,88	145,19	0,59	50,72	0,38	15,50	0,26	6,08
17	1,32	411,04	0,93	163,83	0,63	57,19	0,40	17,56	0,28	6,77
18	1,40	460,09	0,99	184,43	0,66	64,16	0,43	19,72	0,30	7,55
19	1,47	513,06	1,04	205,03	0,70	71,51	0,45	21,88	0,31	8,34
20	1,55	568,98	1,10	227,59	0,74	79,26	0,47	24,33	0,33	9,32
21	1,63	626,86	1,15	250,16	0,78	87,31	0,50	26,78	0,34	10,20
22	1,71	687,68	1,21	274,68	0,81	95,84	0,52	29,43	0,36	11,18
23	1,78	752,43	1,26	300,19	0,85	104,97	0,54	32,08	0,38	12,26
24	1,86	819,14	1,32	326,67	0,89	113,80	0,57	35,02	0,39	13,34
25	1,94	888,79	1,37	355,12	0,92	123,61	0,59	37,96	0,41	14,42
26	2,02	961,38	1,43	383,57	0,96	133,42	0,62	41,10	0,43	15,70
27	2,09	1035,9	1,48	413,98	1,00	144,21	0,64	44,24	0,44	16,87
28	—	—	1,54	445,37	1,03	155,00	0,66	47,58	0,46	18,15
29	—	—	1,59	477,75	1,07	166,77	0,69	51,11	0,48	19,52
30	—	—	1,65	511,10	1,11	178,54	0,71	54,64	0,49	20,80
31	—	—	1,70	545,44	1,15	190,31	0,73	58,37	0,51	22,27
32	—	—	1,76	581,73	1,18	203,07	0,76	62,20	0,53	23,74
33	—	—	1,81	618,03	1,22	215,82	0,78	66,12	0,54	25,21
34	—	—	1,87	656,29	1,26	228,57	0,80	70,24	0,56	26,78
35	—	—	1,92	695,53	1,29	242,31	0,83	74,36	0,57	28,35
36	—	—	1,98	735,75	1,33	257,02	0,85	78,68	0,59	30,02
37	—	—	2,03	776,95	1,37	270,76	0,87	83,19	0,61	31,69
38	—	—	2,09	820,12	1,40	286,45	0,90	87,70	0,62	33,45

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	108×4		133×4		159×4,5		219×6		273×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
39	1,44	301,17	0,92	92,41	0,64	35,22	0,34	6,47	0,21	2,16
40	1,48	316,86	0,95	97,22	0,66	37,08	0,35	6,77	0,22	2,26
41	1,51	332,56	0,97	102,02	0,67	38,95	0,35	7,06	0,23	2,35
42	1,55	349,24	0,99	106,93	0,69	40,81	0,36	7,46	0,23	2,45
43	1,59	365,91	1,02	111,83	0,71	42,77	0,37	7,85	0,24	2,55
44	1,63	383,57	1,04	117,72	0,72	44,83	0,38	8,14	0,24	2,65
45	1,66	401,23	1,06	122,63	0,74	46,89	0,39	8,53	0,25	2,84
46	1,70	418,89	1,09	128,51	0,76	48,95	0,40	8,93	0,25	2,94
47	1,74	437,52	1,11	134,40	0,77	51,11	0,41	9,32	0,26	3,04
48	1,77	456,17	1,13	140,28	0,79	53,37	0,41	9,71	0,26	3,14
49	1,81	475,79	1,16	146,17	0,80	55,62	0,42	10,20	0,27	3,34
50	1,85	495,41	1,18	152,06	0,82	57,88	0,43	10,59	0,28	3,43
52	1,92	535,63	1,23	163,83	0,85	62,59	0,45	11,48	0,29	3,73
54	1,99	577,81	1,28	177,56	0,88	67,49	0,47	12,36	0,30	4,02
56	2,07	620,97	1,32	190,31	0,92	72,59	0,48	13,24	0,31	4,32
58	2,14	666,10	1,37	204,05	0,95	77,89	0,50	14,22	0,32	4,51
60	2,22	713,19	1,42	218,76	0,98	83,39	0,52	15,21	0,33	4,81
62	2,29	761,26	1,47	233,48	1,02	88,98	0,53	16,28	0,34	5,00
64	2,36	811,29	1,51	249,17	1,05	94,86	0,55	17,36	0,35	5,30
66	2,44	862,30	1,56	264,87	1,08	101,04	0,57	18,44	0,36	5,69
68	2,51	916,25	1,61	280,57	1,12	106,93	0,59	19,52	0,37	5,98
70	2,59	970,21	1,65	297,24	1,15	113,80	0,60	20,70	0,39	6,38
72	2,66	1027,1	1,70	314,90	1,18	119,68	0,62	21,88	0,40	6,77

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	108×4		133×4		159×4,5		219×6		273×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
74	—	—	1,75	332,56	1,21	126,55	0,64	23,15	0,41	7,06
76	—	—	1,80	351,20	1,25	133,42	0,66	24,43	0,42	7,46
78	—	—	1,84	369,84	1,28	141,26	0,67	25,70	0,43	7,95
80	—	—	1,89	388,48	1,31	148,13	0,69	27,08	0,44	8,34
85	—	—	2,01	438,51	1,40	167,75	0,73	30,51	0,47	9,42
90	—	—	2,13	491,48	1,48	187,37	0,78	34,24	0,50	10,50
95	—	—	2,25	548,38	1,56	208,95	0,82	38,16	0,52	11,67

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	159×4,5		219×6		273×7		325×8		377×9	
100	1,64	231,52	0,86	42,28	0,55	12,95	0,39	5,10	0,29	2,45
105	1,72	255,06	0,91	46,60	0,58	14,32	0,41	5,69	0,30	2,65
110	1,81	280,57	0,95	51,21	0,61	15,70	0,43	6,18	0,32	2,94
115	1,89	306,07	0,99	55,92	0,63	17,17	0,44	6,77	0,33	3,14
120	1,97	333,54	1,03	60,92	0,66	18,74	0,46	7,36	0,34	3,34
125	2,05	361,99	1,08	66,12	0,69	20,31	0,48	8,04	0,36	3,63
130	2,13	391,42	1,12	71,51	0,72	21,97	0,50	8,63	0,37	3,92

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	159×4,5		219×6		273×7		325×8		377×9	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
135	2,22	421,83	1,16	77,11	0,74	23,64	0,52	9,32	0,39	4,22
140	2,30	454,20	1,21	82,89	0,77	25,41	0,54	10,10	0,40	4,61
145	2,38	486,58	1,25	88,88	0,80	27,27	0,56	10,79	0,42	4,91
150	2,46	520,91	1,29	95,16	0,83	29,23	0,58	11,58	0,43	5,20
155	2,54	556,23	1,34	102,02	0,85	31,20	0,60	12,36	0,44	5,59
160	2,63	592,52	1,38	107,91	0,88	33,26	0,62	13,15	0,46	5,98
165	2,71	630,78	1,42	114,78	0,91	35,31	0,64	13,93	0,47	6,38
170	2,79	669,04	1,47	122,63	0,94	37,57	0,66	14,81	0,49	6,77
175	2,87	709,26	1,51	129,49	0,96	39,73	0,68	15,70	0,50	7,16
180	—	—	1,55	137,34	0,99	42,08	0,70	16,58	0,52	7,55
190	—	—	1,64	153,04	1,05	46,89	0,74	18,54	0,54	8,44
200	—	—	1,72	168,73	1,10	51,99	0,77	20,50	0,57	9,32
210	—	—	1,81	186,39	1,16	57,29	0,81	22,66	0,60	10,30
220	—	—	1,90	205,03	1,21	62,88	0,85	24,82	0,63	11,28
230	—	—	1,98	223,67	1,27	68,67	0,89	27,17	0,66	12,36
240	—	—	2,07	243,29	1,32	74,85	0,93	29,53	0,69	13,44
250	—	—	2,16	263,89	1,38	81,13	0,97	32,08	0,72	14,62
260	—	—	2,24	285,47	1,43	87,80	1,01	34,73	0,75	15,79
270	—	—	2,33	308,03	1,49	94,67	1,04	37,38	0,77	16,97
280	—	—	2,41	331,58	1,54	102,02	1,08	40,22	0,80	18,25
290	—	—	2,50	356,10	1,60	108,89	1,12	43,16	0,83	19,62
300	—	—	2,59	380,63	1,65	116,74	1,16	46,21	0,86	20,99
310	—	—	2,67	406,13	1,71	124,59	1,20	49,34	0,89	22,37

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	273×7		325×8		377×9		426×7		478×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
320	1,76	133,42	1,24	52,58	0,92	23,84	0,70	11,58	0,55	6,18
330	1,82	141,26	1,28	55,92	0,95	25,41	0,72	12,36	0,57	6,57
340	1,87	150,09	1,32	59,35	0,97	26,98	0,74	13,05	0,58	6,97
350	1,93	158,92	1,35	62,88	1,00	28,55	0,76	13,83	0,60	7,46
360	1,98	168,73	1,39	66,51	1,03	30,21	0,78	14,72	0,62	7,85
370	2,04	177,56	1,43	70,24	1,06	31,88	0,81	15,50	0,63	8,34
380	2,09	187,37	1,47	74,07	1,09	33,65	0,83	16,38	0,65	8,73
390	2,15	197,18	1,51	77,99	1,12	35,51	0,85	17,17	0,67	9,22
400	2,20	207,97	1,55	82,11	1,15	37,28	0,87	18,15	0,69	9,71
410	2,26	217,78	1,59	86,23	1,18	39,24	0,89	19,03	0,70	10,20
420	2,31	229,55	1,62	90,55	1,20	41,10	0,91	20,01	0,72	10,69
430	2,37	240,35	1,66	94,86	1,23	43,16	0,94	20,90	0,74	11,18
440	2,42	251,14	1,70	99,08	1,26	45,13	0,96	21,88	0,75	11,77
450	2,48	262,91	1,74	103,99	1,29	47,19	0,98	22,96	0,77	12,26
460	2,53	274,68	1,78	108,89	1,32	49,34	1,00	23,94	0,79	12,85
470	2,59	286,45	1,82	113,80	1,35	51,50	1,02	25,02	0,81	13,44
480	2,64	299,21	1,86	117,72	1,38	53,76	1,04	26,09	0,82	13,93
490	2,70	311,96	1,90	123,61	1,40	56,02	1,07	27,17	0,84	14,52
500	2,75	333,54	1,93	128,51	1,43	58,27	1,09	28,25	0,86	15,21
520	2,86	361,01	2,01	138,32	1,49	63,08	1,13	30,61	0,89	16,38
540	2,97	388,48	2,09	150,09	1,55	67,98	1,18	32,96	0,93	17,66
560	3,08	417,91	2,17	160,88	1,60	73,18	1,22	35,51	0,96	19,03
580	3,19	447,34	2,24	172,66	1,66	78,48	1,26	38,06	1,00	20,40

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	273×7		325×8		377×9		426×7		478×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
600	3,30	478,73	2,32	184,43	1,72	83,97	1,31	40,71	1,03	21,88
620	3,41	499,33	2,40	197,18	1,78	89,66	1,35	43,46	1,06	23,35
640	3,52	531,70	2,48	209,93	1,83	95,55	1,39	46,40	1,10	24,82
660	3,63	566,04	2,55	223,67	1,89	102,02	1,44	49,34	1,13	26,39
680	3,74	600,37	2,63	237,40	1,95	107,91	1,48	52,29	1,17	28,06
700	3,85	636,67	2,71	251,14	2,01	114,78	1,52	55,43	1,20	29,72
720	3,96	672,97	2,79	265,85	2,06	120,66	1,57	58,66	1,24	31,49

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	273×7		325×8		377×9		426×7		478×7	
740	4,07	711,23	2,86	280,57	2,12	127,53	1,61	62,00	1,27	33,26
760	4,18	750,47	2,94	296,26	2,18	134,40	1,65	65,33	1,30	35,02
780	4,29	789,71	3,02	311,96	2,24	142,25	1,70	68,87	1,34	36,89
800	4,41	830,91	3,09	328,64	2,29	149,11	1,74	72,40	1,37	38,85
820	—	—	3,17	345,31	2,35	156,96	1,78	76,13	1,41	40,81
840	—	—	3,25	361,99	2,41	164,81	1,83	79,85	1,44	42,77
860	—	—	3,33	379,65	2,46	172,66	1,87	83,68	1,48	44,83

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	273×7		325×8		377×9		426×7		478×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
880	—	—	3,40	397,31	2,52	180,50	1,91	87,60	1,51	46,99
900	—	—	3,48	415,94	2,58	189,33	1,96	91,63	1,54	49,15
920	—	—	3,56	434,58	2,64	197,18	2,00	95,75	1,58	51,31
940	—	—	3,64	453,22	2,69	206,01	2,05	100,06	1,61	53,56
960	—	—	3,71	472,84	2,75	214,84	2,09	103,99	1,65	55,92
980	—	—	3,79	492,46	2,81	223,67	2,13	108,89	1,68	58,27
1000	—	—	3,87	513,06	2,87	233,48	2,18	112,82	1,72	60,63
1020	—	—	3,95	533,66	2,92	242,31	2,22	117,72	1,75	63,08
1040	—	—	4,02	555,25	2,98	252,12	2,26	122,63	1,78	65,63
1060	—	—	4,10	576,83	3,04	261,93	2,31	127,53	1,82	68,18
1080	—	—	4,18	598,41	3,10	271,74	2,35	132,44	1,85	70,73
1100	—	—	4,26	620,97	3,15	282,53	2,39	137,34	1,89	73,38
1150	—	—	4,45	678,85	3,30	308,03	2,50	150,09	1,97	80,25
1200	—	—	4,64	738,69	3,44	335,50	2,61	162,85	2,06	87,31
1250	—	—	4,84	801,48	3,58	363,95	2,72	176,58	2,14	94,76
1300	—	—	5,03	867,20	3,73	394,36	2,83	191,30	2,23	102,02
1350	—	—	5,22	934,89	3,87	424,77	2,94	206,01	2,32	110,85
1400	—	—	5,42	1005,5	4,01	457,15	3,05	221,71	2,40	118,70
1450	—	—	—	—	4,16	490,50	3,16	238,38	2,49	127,53
1500	—	—	—	—	4,30	524,84	3,26	255,06	2,57	136,36
1550	—	—	—	—	4,44	560,15	3,37	271,74	2,66	146,17
1600	—	—	—	—	4,59	597,43	3,48	289,40	2,74	155,00
1650	—	—	—	—	4,73	634,71	3,59	308,03	2,83	164,81

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	529×7		630×7		720×8		820×9		820×8	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
740	1,03	19,23	0,72	7,55	0,55	3,73	0,42	1,86	0,42	1,86
760	1,06	20,31	0,74	7,95	0,57	3,92	0,44	1,96	0,43	1,96
780	1,09	21,39	0,76	8,34	0,58	4,12	0,45	2,06	0,45	2,06
800	1,11	22,46	0,78	8,83	0,60	4,41	0,46	2,26	0,46	2,16
820	1,14	23,64	0,80	9,22	0,61	4,61	0,47	2,35	0,47	2,26
840	1,17	24,82	0,82	9,71	0,63	4,81	0,48	2,45	0,48	2,45
860	1,20	26,00	0,84	10,20	0,64	5,00	0,49	2,55	0,49	2,55
880	1,23	27,17	0,86	10,40	0,66	5,30	0,51	2,65	0,50	2,65
900	1,25	28,45	0,88	11,09	0,67	5,49	0,52	2,84	0,51	2,75
920	1,28	29,72	0,90	11,67	0,69	5,79	0,53	2,94	0,53	2,84
940	1,31	31,00	0,92	12,16	0,70	5,98	0,54	3,04	0,54	3,04
960	1,34	32,37	0,93	12,65	0,72	6,29	0,55	3,14	0,55	3,14
980	1,36	33,75	0,95	13,15	0,73	6,57	0,56	3,34	0,56	3,24
1000	1,39	35,12	0,97	13,73	0,75	6,87	0,57	3,43	0,57	3,43
1020	1,42	36,49	0,99	14,32	0,76	7,06	0,59	3,63	0,58	3,53
1040	1,45	37,96	1,01	14,81	0,78	7,36	0,60	3,73	0,59	3,73
1060	1,48	39,44	1,03	15,40	0,79	7,65	0,61	3,92	0,61	3,83
1080	1,50	40,91	1,05	15,99	0,80	7,95	0,62	4,02	0,62	4,02
1100	1,53	42,48	1,07	16,58	0,82	8,24	0,63	4,22	0,63	4,12
1150	1,60	46,40	1,12	18,15	0,86	9,03	0,66	4,61	0,66	4,51
1200	1,67	50,52	1,17	19,82	0,89	9,81	0,69	5,00	0,69	4,91
1250	1,74	54,84	1,22	21,48	0,93	10,69	0,72	5,40	0,71	5,30
1300	1,81	59,35	1,27	23,25	0,97	11,58	0,75	5,79	0,74	5,79

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	529×7		630×7		720×8		820×9		820×8	
	v, /с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
1350	1,88	63,96	1,31	25,02	1,01	12,46	0,78	6,28	0,77	6,18
1400	1,95	68,77	1,36	26,88	1,04	13,34	0,80	6,77	0,80	6,67
1450	2,02	73,77	1,41	28,84	1,08	14,32	0,83	7,26	0,83	7,16
1500	2,09	78,97	1,46	30,90	1,12	15,40	0,86	7,75	0,86	7,65
1550	2,16	84,37	1,51	32,96	1,16	16,38	0,89	8,34	0,89	8,14
1600	2,23	89,86	1,56	35,12	1,19	16,97	0,92	8,83	0,91	8,73
1650	2,30	95,55	1,61	37,38	1,23	18,54	0,95	9,42	0,94	9,32

Продолжение приложения 2

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	720×8		820×8		920×9		1020×10		1220×12	
1700	1,27	19,72	0,97	9,81	0,77	5,40	0,63	3,14	0,44	1,28
1750	1,30	20,90	1,00	10,40	0,79	5,69	0,65	3,34	0,45	1,28
1800	1,34	22,07	1,03	11,08	0,82	6,08	0,66	3,53	0,46	1,37
1850	1,38	23,35	1,06	11,67	0,84	6,38	0,68	3,73	0,48	1,47
1900	1,42	24,62	1,09	12,26	0,86	6,77	0,70	3,92	0,49	1,57
1950	1,45	26,00	1,11	12,95	0,89	7,06	0,72	4,12	0,50	1,67
2000	1,49	27,27	1,14	13,64	0,91	7,46	0,74	4,32	0,51	1,67

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	720×8		820×8		920×9		1020×10		1220×12	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
2100	1,57	30,21	1,20	15,01	0,95	8,24	0,78	4,82	0,54	1,86
2200	1,64	33,06	1,26	16,48	1,00	9,03	0,81	5,30	0,57	2,06
2300	1,71	36,10	1,31	18,05	1,04	9,91	0,85	5,79	0,59	2,26
2400	1,79	39,34	1,37	19,62	1,09	10,79	0,89	6,28	0,62	2,45
2500	1,86	42,67	1,43	21,29	1,13	11,67	0,92	6,77	0,65	2,65
2600	1,94	46,11	1,49	23,05	1,18	12,65	0,96	7,36	0,67	2,84
2700	2,01	49,74	1,54	24,82	1,23	13,64	1,00	7,95	0,70	3,14
2800	2,09	53,56	1,60	26,68	1,27	14,62	1,03	8,53	0,72	3,34
2900	2,16	57,39	1,66	28,65	1,32	15,70	1,07	9,12	0,75	3,63
3000	2,24	61,41	1,71	30,71	1,36	16,78	1,11	9,81	0,77	3,83
3100	2,31	65,63	1,77	32,77	1,41	17,95	1,15	10,50	0,80	4,12
3200	2,38	69,95	1,83	34,92	1,45	19,13	1,18	11,18	0,83	4,41
3300	2,46	74,36	1,89	37,08	1,50	20,31	1,22	11,87	0,85	4,61
3400	2,53	78,97	1,94	39,44	1,54	21,58	1,26	12,56	0,88	4,91
3500	2,61	83,68	2,00	41,79	1,59	22,86	1,29	13,34	0,90	5,20
3600	2,68	88,49	2,06	44,15	1,63	24,23	1,33	14,13	0,93	5,59
3700	2,76	93,49	2,11	46,70	1,68	25,60	1,37	14,91	0,96	5,89
3800	2,83	98,10	2,17	49,25	1,73	26,98	1,40	15,70	0,98	6,18
3900	2,91	103,99	2,23	51,80	1,77	28,45	1,44	16,58	1,01	6,47
4000	2,98	108,89	2,29	54,54	1,82	29,92	1,48	17,46	1,03	6,87
4200	3,13	120,66	2,40	60,14	1,91	32,96	1,55	19,23	1,08	7,55
4400	3,28	132,44	2,51	66,02	2,00	36,20	1,63	21,09	1,14	8,24
4600	3,43	144,21	2,63	72,10	2,09	39,53	1,69	23,05	1,19	9,03

Таблица для гидравлического расчета паропроводов при эквивалентной шероховатости труб $k_э = 0{,}2$ мм, температуре пара $t = 300°C$, давлении пара $p = 1{,}28$ МПа, плотности пара $\rho = 1$ кг/м³ (условно) и динамической вязкости пара $\mu = 20{,}11$ Па·с

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	32×2,5		38×2,5		45×2,5		57×3,5		76×3,5	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
0,02	9,71	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,03	14,6	147,15	9,75	51,02	—	—	—	—	—	—
0,04	19,4	255,06	13,0	97,12	8,85	34,34	—	—	—	—
0,05	24,3	392,40	16,3	150,09	11,1	51,01	—	—	—	—
0,06	29,1	559,17	19,5	214,84	13,3	73,58	—	—	—	—
0,07	34,0	755,37	22,8	284,49	15,5	99,08	—	—	—	—
0,08	38,8	971,19	26,0	362,97	17,7	128,51	—	—	—	—
0,09	43,7	1245,9	29,3	451,26	19,9	161,87	12,7	51,01	—	—
0,10	48,6	1501,0	32,5	568,98	22,1	199,14	14,2	62,78	—	—
0,11	53,4	1814,9	35,8	657,27	24,3	240,35	15,6	75,54	—	—
0,12	58,3	2158,2	39,0	784,80	26,6	282,53	17,0	89,27	8,92	16,48
0,13	63,1	2531,0	42,3	922,14	28,8	333,54	18,4	101,04	9,67	21,58
0,14	68,0	2933,2	45,5	1059,5	31,0	382,59	19,8	118,70	10,4	22,27
0,15	72,8	3374,6	48,8	1177,2	33,2	441,45	21,2	137,34	11,2	23,35
0,16	77,7	3825,9	52,0	1324,4	35,4	490,50	22,7	155,98	11,9	25,51
0,17	82,6	4326,2	55,3	1491,1	37,6	559,17	24,1	176,58	12,6	32,37
0,18	87,4	4846,1	58,5	1667,7	39,8	627,84	25,5	196,20	13,4	35,81
0,19	92,3	5395,5	61,8	1854,1	42,0	686,7	26,9	215,82	14,1	39,24
0,20	97,1	5984,1	65,0	2060,1	44,3	765,18	28,3	235,44	14,9	44,15
0,22	107	7239,8	71,5	2491,7	48,7	922,14	31,2	284,49	16,4	51,99
0,24	117	8613,2	78,0	2962,6	53,1	1098,7	34,0	343,35	17,8	62,78
0,26	126	10 124	84,5	3482,6	57,5	1255,7	36,8	392,40	19,3	73,58

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	32×2,5		38×2,5		45×2,5		57×3,5		76×3,5	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
0,28	136	11 723	91,0	4031,9	62,0	1451,9	39,6	451,26	20,8	88,29
0,30	146	13 459	97,5	4630,3	66,4	1667,7	42,5	529,74	22,3	96,14
0,32	155	15 313	104	5268,0	70,8	1903,1	45,3	598,41	23,8	100,06
0,34	165	17 285	111	5944,9	75,2	2138,6	48,1	667,08	25,3	125,57
0,36	175	19 385	117	6670,8	79,7	2403,5	51,0	735,75	26,8	139,30
0,38	185	21 592	124	7426,2	84,1	2678,1	53,8	824,04	28,3	156,96
0,40	194	23 927	130	8230,6	88,5	2962,6	56,6	912,33	29,7	174,62
0,42	204	26 379	137	9074,3	93,0	3256,9	59,5	1000,6	31,2	191,30

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	57×3,5		76×3,5		89×3,5		108×4		133×4	
0,44	62,3	1098,7	32,7	210,92	23,2	86,33	—	—	—	—
0,46	65,1	1206,6	34,2	225,63	24,2	93,20	16,3	33,55	—	—
0,48	68,0	1314,5	35,7	245,25	25,3	99,08	17,0	37,28	—	—
0,50	70,8	1422,5	37,1	264,87	26,3	107,91	17,7	39,24	—	—
0,55	77,9	1716,8	40,9	323,73	29,0	129,00	19,5	47,09	—	—
0,60	85,0	2050,3	44,6	382,59	31,6	150,09	21,2	55,92	—	—
0,65	92,0	2403,5	48,3	441,45	34,3	179,52	23,0	65,73	—	—
0,70	99,1	2786,0	52,0	519,93	36,9	206,01	24,8	75,54	—	—
0,75	106	3198,1	55,8	603,32	39,5	235,44	26,6	88,29	—	—
0,80	113	3639,5	59,5	663,16	42,1	266,83	28,3	96,14	18,1	31,39
0,85	120	4110,4	63,2	748,50	44,8	301,17	30,1	109,87	19,3	35,41
0,90	127	4600,9	66,9	839,76	47,4	338,45	31,9	124,59	20,4	39,24
0,95	135	5130,6	70,6	934,89	50,0	375,72	33,6	137,34	21,5	43,26

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	57×3,5		76×3,5		89×3,5		108×4		133×4	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
1,00	142	5680,0	74,4	1030,1	52,6	416,93	35,4	148,13	22,7	48,07
1,05	149	6263,6	78,1	1138,0	55,3	451,26	37,2	166,77	23,8	52,19
1,10	156	6876,8	81,8	1255,7	57,9	504,23	38,9	181,49	24,9	57,88
1,15	163	7514,5	85,5	1373,4	60,5	551,32	40,7	197,18	26,1	62,78
1,20	170	8181,5	89,2	1491,1	63,2	600,37	42,5	215,82	27,2	68,67
1,25	177	8878,1	92,9	1618,7	65,8	651,38	44,3	235,44	28,3	73,58
1,30	184	9604,0	96,7	1746,2	68,4	704,36	46,0	255,06	29,5	81,42
1,35	191	10 359	100	1883,5	71,1	759,29	47,8	274,68	30,6	88,29
1,40	198	11 144	104	2030,7	73,7	816,19	49,6	289,40	31,7	93,20
1,45	—	—	108	2177,8	76,3	876,03	51,3	313,92	32,9	99,08
1,50	—	—	112	2334,8	79,0	937,84	53,1	333,54	34,0	103,99
1,55	—	—	115	2491,7	81,6	1000,6	54,9	353,16	35,1	110,85
1,60	—	—	119	2648,7	84,2	1069,3	56,6	374,74	36,2	118,70
1,65	—	—	123	2815,5	86,9	1138,0	58,4	398,29	37,3	126,55
1,70	—	—	126	2992,1	89,5	1206,6	60,2	422,81	38,5	134,40
1,75	—	—	130	3168,6	92,2	1275,3	62,0	447,34	39,6	143,23
1,80	—	—	134	3355,0	94,8	1353,8	63,7	474,80	40,8	149,11

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	89×3,5		108×4		133×4		159×4,5		219×6	
1,85	97	1422,5	65,5	500,31	41,9	156,96	29,1	61,80	—	—
1,90	100	1500,9	67,3	528,76	43,0	164,81	29,9	64,75	—	—
1,95	103	1579,4	69,1	557,21	44,2	174,62	30,7	68,08	—	—
2,00	105	1667,7	70,8	585,66	45,3	184,43	31,5	71,51	—	—

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	89×3,5		108×4		133×4		159×4,5		219×6	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
2,10	111	1834,5	74,3	645,50	47,6	202,09	33,0	78,87	—	—
2,2	116	2020,9	77,9	708,28	49,8	220,73	34,6	86,82	—	—
2,3	121	2207,3	81,4	774,99	52,1	240,35	36,2	94,67	—	—
2,4	126	2403,5	85,0	843,66	54,4	260,95	37,8	103,01	—	—
2,5	132	2599,7	88,5	915,27	56,6	282,53	39,3	110,85	20,7	21,78
2,6	137	2815,5	92,0	990,81	58,9	311,96	40,9	119,68	21,5	23,54
2,7	142	3041,1	95,6	1069,3	61,2	329,62	42,5	129,49	22,3	25,51
2,8	147	3266,7	99,1	1147,8	63,4	355,12	44,1	138,32	23,1	27,27
2,9	153	3502,2	103	1236,1	65,7	380,63	45,6	145,19	24,0	28,45
3,0	158	3747,4	106	1314,5	68,0	407,12	47,2	156,96	24,8	30,41
3,1	163	4002,5	110	1402,8	70,2	434,58	48,8	167,75	25,6	32,18
3,2	168	4267,4	113	1500,9	72,5	463,03	50,3	179,52	26,4	34,83
3,3	174	4532,2	117	1599,0	74,8	492,46	51,9	190,31	27,3	37,08
3,4	179	4816,7	120	1697,1	77,0	522,87	53,5	201,11	28,1	39,24
3,5	184	5101,2	124	1795,2	79,3	554,27	55,1	212,88	29,0	41,99
3,6	190	5395,5	127	1893,3	81,6	588,60	56,6	224,65	30,0	44,15
3,7	195	5699,6	131	2001,2	83,8	620,00	58,2	237,40	30,6	46,11
3,8	200	6013,5	135	2119,0	86,1	653,35	59,8	251,14	31,4	49,05
3,9	205	6337,3	138	2226,9	88,4	688,66	61,4	263,89	32,2	51,80
4,0	211	6670,8	142	2344,6	90,6	723,98	62,9	277,62	33,0	54,45
4,2	221	7347,7	149	2580,0	97,4	836,79	66,1	306,07	34,7	58,86
4,4	232	8063,8	156	2835,1	99,7	876,03	69,2	336,48	36,4	64,75
4,6	242	8819,2	163	3100,0	104	957,46	72,4	366,89	38,0	70,14
4,8	253	9594,2	170	3374,6	109	1039,9	75,5	400,25	39,7	76,52
5,0	263	10 418	177	3659,1	113	1128,2	78,7	433,60	41,3	84,37
5,2	274	11 262	184	3963,2	118	1226,3	81,8	469,90	43,0	90,25

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	133×4		159×4,5		219,6		273×7		325×8	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
5,4	122	1324,4	85,0	506,20	44,6	96,14	28,5	30,02	—	—
5,6	127	1422,5	88,1	544,46	46,3	102,02	29,6	32,18	—	—
5,8	131	1520,6	91,3	583,70	47,9	110,85	30,6	34,53	—	—
6,0	136	1628,5	94,4	624,90	49,6	117,23	31,7	36,98	—	—
6,2	140	1736,4	97,5	667,08	51,2	123,61	32,7	39,44	—	—
6,4	145	1854,1	101	711,23	52,9	133,42	33,8	42,08	—	—
6,6	150	1971,8	104	756,35	54,5	141,26	34,8	44,44	—	—
6,8	154	2089,5	107	802,46	56,2	148,13	35,9	47,09	—	—
7,0	159	2217,1	110	850,53	57,8	156,96	36,9	49,74	26,0	19,82
7,5	170	2540,8	118	976,10	62,0	180,50	39,6	57,09	27,9	22,66
8,0	181	2894,0	126	1108,5	66,1	205,03	42,2	64,45	29,7	25,70
8,5	193	3266,7	134	1255,7	70,2	231,52	44,9	72,20	31,5	29,04
9,0	204	3668,9	142	1402,8	74,4	259,97	47,5	81,13	33,4	32,57
9,5	215	4081,0	149	1569,6	78,5	289,40	50,1	89,76	35,2	36,00
10,0	227	4522,4	157	1736,4	82,6	320,79	52,8	99,08	37,1	40,02
10,5	238	4993,3	165	1913,0	86,7	353,16	55,4	109,87	38,9	44,15
11,0	249	5474,0	173	2099,3	90,9	387,50	58,0	119,68	40,8	48,27
11,5	261	5984,1	181	2295,5	95,0	423,79	60,7	130,47	42,6	52,69
12,0	272	6513,8	189	2501,6	99,1	461,07	63,3	142,25	44,5	57,18
12,5	283	7073,0	197	2717,4	103	500,31	66,0	155,00	46,3	61,80
13,0	295	7651,8	205	2933,2	107	541,51	68,6	167,75	48,2	66,90
13,5	306	8250,2	212	3168,6	112	583,70	71,2	180,50	50,1	72,10
14,0	317	8868,2	220	3404,1	116	627,84	73,9	194,24	51,9	77,30
14,5	329	9515,7	228	3649,3	120	673,95	76,5	207,97	53,8	82,70
15	340	10 183	236	3904,4	124	721,04	79,2	222,69	55,6	88,29
16	362	11 586	252	4443,9	132	820,12	84,4	253,10	59,3	101,04

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	133×4		159×4,5		219,6		273×7		325×8	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
17	385	13 076	267	5012,9	140	926,06	89,7	286,45	63,0	113,80
18	408	14 656	283	5621,1	149	1039,9	95	320,79	66,7	127,53
19	430	16 334	299	6268,6	157	1157,6	100	357,08	70,4	142,25
20	453	18 099	315	6945,5	165	1285,1	106	396,3	74,2	156,96

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	219×6		273×7		325×8		377×9		426×7	
21	173	1412,6	111	436,55	77,8	173,64	57,7	79,46	43,8	39,63
22	182	1550,0	116	479,71	81,6	190,31	60,4	87,31	45,9	43,46
23	190	1697,1	121	523,85	85,3	207,97	63,2	95,16	48,0	47,38
24	198	1844,3	127	569,96	89,0	226,61	65,9	103,01	50,1	51,50
25	207	2001,2	132	619,01	92,7	245,25	68,7	111,83	52,1	55,43
26	215	2168,0	137	669,04	96,4	265,85	71,4	121,64	54,2	59,55
27	223	2334,8	142	722,02	100	286,45	74,2	130,47	56,3	63,77
28	231	2511,4	148	775,97	104	308,03	76,9	140,28	58,4	68,67
29	240	2697,8	153	832,87	108	330,60	79,7	151,07	60,5	73,58
30	248	2884,1	158	890,75	111	354,14	82,4	161,87	62,6	78,48
31	256	3080,3	164	951,57	115	377,69	85,1	172,66	64,7	84,37
32	264	3276,5	169	1010,4	119	402,20	87,9	183,45	66,7	89,27
33	273	3492,4	174	1079,1	122	427,72	90,6	195,22	68,8	95,16
34	281	3698,4	179	1147,8	126	454,20	93,4	206,99	70,9	101,04
35	289	3924,0	185	1216,4	130	481,67	96,1	219,74	73,0	106,93

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	219×6		273×7		325×8		377×9		426×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
36	297	4149,6	190	1285,1	133	509,14	98,9	232,50	75,1	112,82
37	306	4385,1	195	1353,8	137	538,57	102	245,25	77,2	119,68
38	314	4630,3	201	1432,3	141	568,00	104	258,98	79,2	126,55
39	322	4875,6	206	1510,7	145	597,43	107	272,72	81,3	132,44
40	330	5120,8	211	1579,4	148	628,82	110	287,43	83,4	140,28
41	339	5385,7	216	1667,7	152	661,19	113	301,17	85,5	147,15
42	347	5650,6	222	1746,2	156	693,57	115	316,86	87,6	154,02
43	355	5925,2	227	1834,5	159	726,92	118	331,58	89,7	161,87
44	364	6199,9	232	1913,0	163	761,26	121	347,27	91,8	168,73
45	372	6484,4	237	2001,2	167	795,59	124	362,97	93,8	176,58
46	380	6778,7	243	2099,3	171	381,89	126	379,65	95,9	184,43
47	388	7073,0	248	2187,6	174	868,19	129	396,32	98,0	193,26
48	397	7377,1	253	2285,7	178	905,46	132	413,00	100	201,11
49	405	7691,0	259	2374,0	182	943,72	135	430,66	102	209,93
50	413	8005,0	264	2472,1	185	981,00	137	448,32	104	218,76

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	273×7		325×8		377×9		426×11		426×7	
52	274	2678,1	193	1059,5	143	485,60	113	261,93	108	236,42
54	285	2884,1	200	1147,8	148	522,87	117	282,53	113	255,06
56	296	3109,8	208	1236,1	154	563,09	121	303,13	117	273,70
58	306	3335,4	215	1324,4	159	603,32	126	325,69	121	294,30

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	273×7		325×8		377×9		426×11		426×7	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
60	317	3561,0	222	1412,6	165	654,50	130	348,26	125	314,90
62	327	3806,3	230	1510,7	170	689,64	134	371,80	129	335,50
64	338	4051,5	237	1608,8	176	734,77	139	396,32	133	358,07
66	348	4316,4	245	1716,8	181	781,86	143	421,83	138	380,63
68	359	4581,3	252	1814,9	187	829,93	147	447,34	142	404,17
70	369	4856,0	260	1922,8	192	878,98	152	474,80	146	427,72
72	380	5130,6	267	2040,5	198	929,99	156	502,27	150	453,22
74	391	5424,9	274	2148,4	203	981,00	160	529,74	154	478,73
76	401	5719,2	282	2266,1	209	1039,9	165	559,17	158	504,23
78	412	6023,3	289	2393,6	214	1088,9	169	588,60	163	531,70
80	422	6337,3	297	2511,4	220	1147,8	174	619,99	167	559,17
85	449	7151,5	315	2844,9	233	1294,9	184	699,45	177	631,76
90	475	8024,6	334	3188,3	247	1451,9	195	783,82	188	707,30
95	501	8936,9	352	3551,2	261	1618,7	206	874,07	198	788,72
100	528	9898,3	371	3933,8	275	1795,2	217	968,25	209	874,07
105	554	10 919	389	4336,0	288	1981,6	228	1069,3	219	963,34
110	580	11 978	408	4757,9	302	2168,0	239	1167,4	229	1059,5
115	—	—	426	5199,3	316	2374,0	249	1285,1	240	1157,6
120	—	—	445	5660,4	330	2580,0	260	1393,0	250	1255,7
125	—	—	463	6141,1	343	2805,7	271	1510,7	261	1363,6
130	—	—	481	6641,4	357	3031,3	282	1638,3	271	1481,3
135	—	—	501	7161,3	371	3266,7	293	1765,8	282	1589,2
140	—	—	519	7700,9	385	3512,0	304	1893,3	292	1716,8
145	—	—	538	8269,8	398	3776,9	314	2030,7	302	1834,5
150	—	—	556	8848,6	412	4041,7	325	2177,8	313	1962,0
155	—	—	575	9447,0	426	4306,6	336	2325,0	323	2099,3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	478×7		529×7		630×7		720×8		820×8	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
52	85,5	127,53	69,4	73,58	48,5	29,43	—	—	—	—
54	88,8	137,34	72,1	79,46	50,4	31,39	—	—	—	—
56	92,0	148,13	74,7	85,35	52,2	34,34	—	—	—	—
58	95,4	157,94	77,4	91,23	54,1	36,30	—	—	—	—
60	98,7	168,73	80,1	98,10	56,0	38,26	—	—	—	—
62	102	180,50	82,8	104,97	57,8	41,20	44,3	20,60	34,0	10,40
64	105	192,28	85,4	111,83	59,7	44,15	45,7	22,56	35,0	11,28
66	109	205,03	88,1	118,70	61,6	47,09	47,1	23,54	36,1	11,87
68	112	216,80	90,8	125,57	63,4	49,05	48,6	24,52	37,2	12,75
70	115	230,54	93,4	133,42	65,3	51,99	50,0	26,49	38,3	13,24
72	118	243,29	96,1	141,26	67,2	55,92	51,4	27,47	39,4	13,73
74	121	257,02	98,8	149,11	69,0	58,86	52,9	29,43	40,5	14,72
76	125	271,74	101	156,96	70,9	61,80	54,3	30,41	41,6	15,79
78	128	285,47	104	165,79	72,8	64,75	55,7	32,37	42,7	16,48
80	132	300,17	108	174,62	74,6	68,67	57,1	34,34	43,8	17,27
85	140	339,43	114	197,18	79,3	77,50	60,7	39,24	45,6	18,64
90	148	380,63	120	220,73	84,0	86,33	64,3	43,16	49,3	21,58
95	156	423,79	127	246,23	88,7	96,14	67,9	48,07	52,1	23,54
100	164	469,90	133	272,72	93,3	106,93	71,4	52,97	54,8	26,49
105	173	517,97	140	301,17	98,2	117,72	75,0	58,86	57,5	29,43
110	181	568,00	147	329,62	103	129,49	78,6	64,75	60,2	32,37
115	189	620,97	153	360,03	107	141,26	82,1	70,63	63,3	35,32
120	197	676,89	160	392,40	112	154,02	85,7	76,52	65,7	38,26
125	206	733,79	167	425,75	117	167,75	89,3	83,39	68,5	42,18
130	214	793,63	174	461,07	121	181,49	92,9	90,25	71,2	45,13
135	222	856,41	180	496,39	126	195,22	96,4	97,12	73,9	49,05

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	478×7		529×7		630×7		720×8		820×8	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
140	230	920,18	187	534,65	131	209,93	100	104,97	76,7	51,99
145	238	990,81	194	572,90	135	225,63	104	111,83	79,4	55,92
150	247	1059,5	200	613,13	140	241,23	107	119,68	82,1	59,84
155	255	1128,2	207	655,31	145	257,02	111	128,51	84,9	63,77

Продолжение приложения 3

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	630×7		720×8		820×8		920×9		1020×10	
160	149	273,70	114	136,36	87,6	68,67	69,6	37,28	56,5	21,58
165	154	291,36	118	145,19	90,4	72,59	71,8	40,22	58,3	23,54
170	159	310,00	121	154,02	93,1	77,50	74,0	42,18	60,1	24,53
175	163	327,65	125	163,83	95,8	81,42	76,1	45,13	62,0	26,49
180	168	347,27	129	172,66	98,6	86,33	78,3	48,07	63,7	27,47
190	173	366,89	136	192,28	104	96,14	82,7	52,97	67,3	31,39
200	187	428,70	139	203,07	110	106,93	87,0	58,86	70,8	34,34
210	196	471,86	150	235,44	115	117,72	91,4	64,75	74,3	38,26
220	205	517,97	157	258,00	120	129,49	95,7	70,63	77,9	41,20
230	215	567,02	164	282,53	126	141,26	100	77,50	81,4	45,13
240	224	617,05	171	308,03	131	154,02	104	84,37	85,0	49,05

G, т/ч	$D_н \times s$, мм									
	630×7		720×8		820×8		920×9		1020×10	
	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м	v, м/с	$\Delta p_{уд}$, Па/м
250	233	669,04	179	333,54	137	166,77	109	92,21	88,5	53,96
260	243	723,98	186	361,01	142	180,50	113	99,08	92,0	57,88
270	252	780,88	193	389,46	148	195,22	117	106,93	95,6	62,78
280	261	839,74	200	418,89	153	209,93	120	115,76	99,1	67,69
290	271	900,56	207	449,30	159	224,65	126	123,61	103	72,59
300	280	964,32	214	480,69	164	240,35	131	132,44	106	77,50
310	289	1030,1	221	513,06	170	257,02	135	141,26	110	82,40
320	299	1098,7	229	546,42	175	273,70	139	150,09	113	88,29
330	308	1167,4	236	581,73	181	291,36	144	159,90	117	93,20
340	317	1231,1	243	617,05	186	309,02	148	169,71	120	99,08
350	327	1314,5	250	654,33	192	327,65	152	179,52	124	104,97
360	336	1383,2	257	691,61	197	346,29	157	190,31	127	110,85
370	345	1461,7	264	730,85	203	365,91	161	201,11	131	117,72
380	355	1550,0	271	771,07	208	385,53	165	211,90	135	123,61
390	364	1628,5	279	812,27	214	406,13	170	223,67	138	130,47
400	373	1716,8	286	854,45	219	427,72	174	235,44	142	137,34
410	383	1805,0	293	897,62	225	449,30	179	247,21	146	144,21
420	392	1893,3	300	941,76	230	471,86	183	258,98	149	151,07
430	401	1981,6	307	990,81	236	494,42	187	271,74	153	157,94

Плотность перегретого пара ρ, кг/м³

Давление пара p, МПа	Температура пара t, °С																
	120	140	150	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440
0,10	0,587	0,529	0,504	0,481	0,460	0,441	0,424	0,408	0,393	0,380	0,365	0,354	0,343	0,332	0,322	0,313	0,304
0,11	0,614	0,583	0,555	0,530	0,507	0,485	0,467	0,449	0,432	0,417	0,403	0,390	0,377	0,365	0,355	0,344	0,335
0,12	0,671	0,635	0,603	0,578	0,553	0,530	0,509	0,490	0,472	0,455	0,440	0,425	0,412	0,399	0,387	0,376	0,365
0,13	0,727	0,690	0,657	0,627	0,600	0,575	0,552	0,531	0,511	0,493	0,476	0,460	0,446	0,432	0,419	0,408	0,396
0,14	0,784	0,744	0,708	0,676	0,646	0,619	0,595	0,572	0,551	0,531	0,513	0,496	0,480	0,466	0,452	0,439	0,426
0,15	0,843	0,798	0,759	0,708	0,693	0,664	0,637	0,613	0,590	0,569	0,550	0,532	0,515	0,499	0,484	0,470	0,457
0,16	0,898	0,853	0,811	0,773	0,740	0,709	0,680	0,654	0,630	0,608	0,587	0,567	0,549	0,532	0,516	0,501	0,487
0,17	0,953	0,907	0,862	0,822	0,787	0,753	0,723	0,695	0,669	0,646	0,623	0,603	0,583	0,566	0,549	0,533	0,518
0,18	1,014	0,961	0,913	0,871	0,833	0,798	0,766	0,736	0,710	0,684	0,661	0,634	0,618	0,599	0,581	0,564	0,548
0,19	1,070	1,015	0,965	0,920	0,880	0,842	0,809	0,778	0,749	0,723	0,697	0,674	0,652	0,632	0,613	0,596	0,579
0,20	—	1,069	1,016	0,969	0,925	0,887	0,851	0,818	0,788	0,760	0,734	0,709	0,686	0,665	0,646	0,627	0,609
0,22	—	1,178	1,121	1,067	1,020	0,977	0,937	0,901	0,867	0,834	0,808	0,781	0,755	0,733	0,711	0,690	0,671
0,24	—	1,288	1,223	1,165	1,113	1,066	1,023	0,984	0,948	0,913	0,881	0,852	0,824	0,799	0,775	0,753	0,732
0,26	—	1,398	1,327	1,264	1,207	1,156	1,109	1,066	1,025	0,984	0,955	0,923	0,894	0,866	0,840	0,816	0,793
0,28	—	1,509	1,431	1,363	1,302	1,246	1,195	1,149	1,103	1,066	1,029	0,995	0,963	0,933	0,905	0,878	0,853
0,30	—	1,621	1,536	1,462	1,397	1,337	1,282	1,232	1,185	1,143	1,103	1,066	1,032	1,000	0,969	0,941	0,914
0,32	—	1,733	1,641	1,562	1,491	1,427	1,368	1,315	1,265	1,220	1,177	1,138	1,101	1,067	1,034	1,004	0,976
0,34	—	1,841	1,745	1,662	1,585	1,518	1,455	1,398	1,345	1,297	1,252	1,210	1,171	1,134	1,099	1,067	1,037
0,36	—	1,959	1,853	1,762	1,681	1,608	1,542	1,481	1,425	1,373	1,326	1,281	1,240	1,201	1,165	1,130	1,098
0,38	—	—	1,959	1,863	1,777	1,700	1,629	1,564	1,505	1,451	1,400	1,353	1,309	1,268	1,230	1,194	1,160
0,40	—	—	2,063	1,963	1,872	1,791	1,716	1,648	1,585	1,528	1,475	1,425	1,379	1,336	1,295	1,257	1,221
0,42	—	—	2,173	2,064	1,968	1,882	1,803	1,731	1,665	1,605	1,549	1,497	1,448	1,403	1,360	1,320	1,282
0,44	—	—	2,281	2,165	2,064	1,973	1,891	1,815	1,745	1,682	1,623	1,568	1,517	1,470	1,425	1,383	1,343
0,46	—	—	2,388	2,267	2,161	2,065	1,978	1,899	1,825	1,760	1,698	1,640	1,587	1,537	1,490	1,446	1,405
0,48	—	—	2,494	2,367	2,255	2,155	2,064	1,981	1,905	1,833	1,771	1,711	1,655	1,603	1,554	1,508	1,465

Давление пара p, МПа	Температура пара t, °С																
	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440
0,50	—	—	2,605	2,471	2,354	2,248	2,153	2,067	1,988	1,914	1,847	1,784	1,726	1,671	1,620	1,572	1,527
0,60	—	—	3,158	2,987	2,841	2,712	2,594	2,488	2,392	2,303	2,221	2,146	2,075	2,008	1,947	1,889	1,835
0,70	—	—	—	3,513	3,336	3,180	3,040	2,914	2,800	2,695	2,597	2,508	2,425	2,347	2,275	2,207	2,143
0,80	—	—	—	4,044	3,833	3,651	3,488	3,341	3,207	3,086	2,974	2,872	2,776	2,687	2,603	2,525	2,452
0,90	—	—	—	4,587	4,340	4,129	3,942	3,772	3,621	3,482	3,356	3,238	3,129	3,028	2,933	2,844	2,762
1,0	—	—	—	5,131	4,854	4,610	4,398	4,207	4,035	3,879	3,736	3,605	3,483	3,369	3,263	3,165	3,072
1,1	—	—	—	—	5,376	5,102	4,859	4,645	4,452	4,277	4,117	3,973	3,837	3,712	3,595	3,484	3,383
1,2	—	—	—	—	5,907	5,593	5,322	5,084	4,867	4,675	4,503	4,344	4,195	4,055	3,926	3,807	3,694
1,3	—	—	—	—	6,448	6,094	5,794	5,531	5,294	5,081	4,890	4,717	4,552	4,400	4,261	4,129	4,006
1,4	—	—	—	—	6,998	6,601	6,266	5,977	5,721	5,486	5,280	5,089	4,912	4,746	4,596	4,452	4,320
1,5	—	—	—	—	7,553	7,114	6.752	6,431	6,146	5,896	5,672	5,465	5,272	5,094	4,929	4,776	4,634
1,6	—	—	—	—	—	7,639	7,236	6,887	6,583	6,309	6,064	5,841	5,634	5,441	5,266	5,102	4,948
1,7	—	—	—	—	—	8,170	7,728	7,348	7,018	6,720	6,456	6,219	5,995	5,790	5,602	5,426	5,263
1,8	—	—	—	—	—	8,703	8,224	7,813	7,457	7,138	6,849	6,596	6,357	6,139	5,942	5,754	5,580
1,9	—	—	—	—	—	9,251	8,726	8,278	7,893	7,553	7,252	6,974	6,725	6,494	6,281	6,079	5,896
2,0	—	—	—	—	—	9,794	9,225	8,749	8,333	7,968	7,645	7,364	7,092	6,845	6,618	6,410	6,215
2,5	—	—	—	—	—	—	11,83	11,16	10,60	10,11	9,68	9,30	8,95	8,63	8,33	8,06	7,81
3,0	—	—	—	—	—	—	14,65	13,71	12,95	12,32	11,77	11,27	10,83	10,44	10,07	9,737	9,425
3,5	—	—	—	—	—	—	—	16,42	15,43	14,60	13,91	13,31	12,77	12,28	11,84	11,43	11,08
4,0	—	—	—	—	—	—	—	19,33	18,02	16,98	16,12	15,39	14,74	14,16	13,63	13,15	12,71

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Развитие** энергетической науки в Советской Латвии. Рига: Зинатне, 1971.

2. **Автоматизированные** системы теплоснабжения. Рига: Зинатне, 1973.

3. **Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Берзиньш Э. Я.** Производственные и отопительные котельные. М.: Энергия, 1974.

3. **Вукалович М. П.** Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Машгиз, 1958.

5. **Голубков Б. Н.** Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий. М., Энергия, 1972.

6. **Громов Н. К.** Городские теплофикационные системы. М.: Энергия, 1974.

7. **Инструкция** по разработке проектов и смет для промышленного строительства СН 202-76. М.: Стройиздат, 1976.

8. **Зингер Н. М.** Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергия: 1976.

9. **Копьев С. Ф.** Теплоснабжение. М.: Госстройиздат, 1953.

10. **Лямин А. А., Скворцов А. А.** Проектирование и расчет конструкций тепловых сетей. М.: Стройиздат, 1965.

11. **Рекомендации** по наладке водяных систем теплоснабжения. М.: БТИ ОРГРЭС, 1968.

12. **Плауде К. К., Грислис В. Я.** Автоматическое регулирование систем центрального водяного отопления. Рига: Изд-во АН Латв. ССР, 1959.

13. **Санитарные** нормы проектирования промышленных предприятий СН 245-71. М.: Стройиздат, 1972.

14. **Сафонов А. П.** Автоматизация систем централизованного теплоснабжения. М.: Энергия, 1974.

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

16. **Справочник** по климату СССР. Часть II (в 34-х выпусках). Температура воздуха и почвы. Л.: Гидрометеоиздат, 1976.

17. **Справочник** проектировщика. Проектирование тепловых сетей/ Теплоэлектропроект. Под ред. А. А. Николаева. М.: Стройиздат, 1965.

18. **Строительные** нормы и правила СНиП II-А.6-72. Строительная климатология и геофизика. М.: Стройиздат, 1973.

19. **Строительные** нормы и правила СНиП II-34-76. Горячее водоснабжение. М.: Стройиздат, 1976.

20. **Строительные** нормы и правила СНиП II-33-75. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М.: Стройиздат, 1976.

21. **Строительные** нормы и правила СНиП-II-36-73. Тепловые сети. М.: Стройиздат, 1974.

22. **Чистович С. А.** Автоматизация установок и систем теплоснабжения и отопления. М.: Стройиздат, 1964.

23. **Ширакс З.** Теплоснабжение (на латышском языке). Рига: Лиесма, 1973.
24. **Царс А., Грислис В.** Высокотемпературные теплоносители в теплоэнергетике (на латышском языке). Рига: Лиесма, 1967.
25. **Циеминьш Р., Нагла Я., Савельевс П.** Теплотехника (на латышском языке). Рига: Звайгзне, 1967.
26. **Централизованное** теплоснабжение в некоторых странах Европы. Опыт зарубежного строительства. М.: ЦИНИС, 1968.
27. **Янкевичс Т.** Техническая термодинамика (на латышском языке). Рига: Латвгосиздат, 1964.
28. **Инструкция** по определению экономической эффективности капитальных вложений в развитие энергетического хозяйства. М.: Энергия, 1973.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Введение 4

В-1. Значение тепла и теплоснабжения 4
В-2. Развитие централизованного теплоснабжения . . . 7

Глава первая. **Местные системы потребителей тепла** . . 10

1-1. Виды теплопотребления и теплоносители 10
1-2. Отопление 12
1-3. Вентиляция 22
1-4. Кондиционирование воздуха 27
1-5. Горячее водоснабжение 32
1-6. Технологические процессы 36
1-7. Тепло вторичных энергоресурсов 37

Глава вторая. **Расчет расхода тепла** 39

2-1. Режимы расходования тепла 39
2-2. Графики температур 46
2-3. Расчеты расхода тепла 57
2-4. Сводная таблица максимально-часовых расходов тепла 81
2-5. Графики годового расхода тепла 83

Глава третья. **Источник тепла** 86

3-1. Выбор источника тепла 86
3-2. Технико-экономические расчеты 90
3-3. Выбор теплоносителя и его параметров 94

Глава четвертая. **Тепловые пункты и схемы теплоснабжения** 104

4-1. Назначение тепловых пунктов 104
4-2. Тепловые пункты с горячей водой в качестве теплоносителя 106
4-3. Тепловые пункты с паром в качестве теплоносителя 128
4-4. Закрытые и открытые схемы теплоснабжения . .
4-5. Зависимые и независимые схемы теплоснабжения . 143

Глава пятая. **Тепловые сети** 147

5-1. Тепловая карта 147
5-2. Размещение районного источника тепла 149
5-3. Прокладка тепловых сетей 153
5-4. Совмещенная прокладка инженерных сетей . . . 162
5-5. Гидравлический расчет тепловых сетей 174
5-6. Графики давлений 187
5-7. Техническое задание на проектирование источника тепла 198

5-8. Промывка систем теплоснабжения 211
Заключение 221
Приложение 1. Термодинамические параметры сухого насыщенного пара и горячей воды на линии насыщения . . 223
Приложение 2. Таблица для гидравлического расчета трубопроводов водяных тепловых сетей 224
Приложение 3. Таблица для гидравлического расчета паропроводов 239
Приложение 4. Плотность перегретого пара 250
Список литературы 252

Зигфрид Эдуардович Ширакс

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Редактор С. Я. Белинский
Редактор издательства Н. М. Пеунова
Переплет художника Е. Н. Волкова
Технический редактор Н. М. Пушкарева
Корректор З. Б. Драновская
ИБ № 1250

Сдано в набор 19.04.79 Подписано в печать 03.10.79 Т-17327
Формат 84×108¹/₃₂ Бумага типографская № 3 Гарн. шрифта литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 13,44 Уч. изд. л. 14,64
Тираж 25 000 экз. Заказ 128 Цена 90 к.

Издательство «Энергия», 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10