

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Институт повышения квалификации
и переподготовки

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

ПОСОБИЕ

**для слушателей специальности переподготовки
1-43 01 71 «Техническая эксплуатация
теплоэнергетических установок
и систем теплоснабжения»
заочной формы обучения**

Гомель 2023

УДК 697.1(075.8)
ББК 31.38я73
И91

*Рекомендовано кафедрой «Промышленная теплоэнергетика
и экология» ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 30.11.2022 г.)*

Составитель *Н. М. Кидун*

Рецензент: доц. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,
доц. *Т. В. Алфёрова*

Источники и системы теплоснабжения : пособие для слушателей специальности переподготовки 1-43 01 71 «Техническая эксплуатация теплоэнергетических установок и систем теплоснабжения» заоч. формы обучения / сост. Н. М. Кидун. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2023. – 60 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Пособие содержит изложение основных разделов курса «Источники и системы теплоснабжения», предусмотренных учебным планом специальности 1-43 01 71 «Техническая эксплуатация теплоэнергетических установок и систем теплоснабжения». Курс лекций является актуальным, обеспечивает получение систематизированных знаний по расчету, подбору оборудования источников и потребителей тепловой энергии, составлению схем и эффективному использованию тепловых ресурсов в АПК Республики Беларусь. Может быть использовано в качестве самостоятельной работы слушателей, для подготовки к экзамену, при проведении практических занятий.

Для слушателей специальности 1-43 01 71 «Техническая эксплуатация теплоэнергетических установок и систем теплоснабжения» ИПКиП.

УДК 697.1(075.8)
ББК 31.38я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Системы теплоснабжения промышленных предприятий	5
2. Тепловые нагрузки	14
3. Гидравлический расчет тепловых сетей	20
4. Регулирование тепловой нагрузки	35
5. Тепловой расчет трубопроводов	37
6. Теплопроводы	46
Список литературы	59

ВВЕДЕНИЕ

На производственных предприятиях агропромышленного комплекса и в жилых застройках тепловая энергия, вырабатываемая в источниках теплоты и транспортируемая по тепловым сетям, используется у потребителей для нужд отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических процессов.

Для принятия энергоэффективных решений по снижению расходов топлива при выработке и распределении теплоты, уменьшения капиталовложений в котельную и теплопроводы требуются знания всех элементов системы теплоснабжения и грамотный выбор оборудования с учетом современных технических требований.

Пособие содержит изложение основных разделов курса «Источники и системы теплоснабжения», предусмотренных учебным планом специальности 1 - 43 01 71 «Техническая эксплуатация теплоэнергетических установок и систем теплоснабжения». Курс лекций является актуальным, обеспечивает получение систематизированных знаний по расчету, подбору оборудования источников и потребителей тепловой энергии, составлению схем и эффективному использованию тепловых ресурсов в АПК Республики Беларусь. Может быть использовано в качестве самостоятельной работы слушателей, для подготовки к экзамену, при проведении практических занятий.

1 СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

1.1 Классификация систем теплоснабжения

Основное назначение любой системы теплоснабжения состоит в обеспечении потребителей необходимым количеством теплоты требуемого качества (т.е. теплоносителем требуемых параметров).

В зависимости от размещения источника теплоты по отношению к потребителям системы теплоснабжения разделяются на децентрализованные и централизованные.

В децентрализованных системах источник теплоты и теплоприемники потребителей либо совмещены в одном агрегате, либо размещены столь близко, что передача теплоты от источника до теплоприемников может осуществляться практически без промежуточного звена – тепловой сети.

Системы децентрализованного теплоснабжения разделяются на индивидуальные и местные.

В индивидуальных системах теплоснабжение каждого помещения (участка цеха, комнаты, квартиры) обеспечивается от отдельного источника. К таким системам, в частности, относятся печное и поквартирное отопление. В местных системах теплоснабжение каждого здания обеспечивается от отдельного источника теплоты, обычно от местной или индивидуальной котельной. К этой системе, в частности, относится так называемое центральное отопление зданий.

В системах централизованного теплоснабжения источник теплоты и теплоприемники потребителей размещены отдельно, часто на значительном расстоянии, поэтому теплота от источника до потребителей передается по тепловым сетям.

В зависимости от степени централизации системы централизованного теплоснабжения можно разделить на следующие четыре группы:

- групповое – теплоснабжение от одного источника группы зданий;
- районное – теплоснабжение от одного источника нескольких групп зданий (района);

- городское – теплоснабжение от одного источника нескольких районов;
- межгородское – теплоснабжение от одного источника нескольких городов.

Процесс централизованного теплоснабжения состоит из трех последовательных операций:

- 1) подготовки теплоносителя;
- 2) транспортировки теплоносителя;
- 3) использования теплоносителя.

Подготовка теплоносителя проводится в специальных так называемых теплоподготовительных установках на ТЭЦ, а также в городских, районных, групповых (квартирных) или промышленных котельных.

Транспортируется теплоноситель по тепловым сетям. Используется теплоноситель в теплоприемниках потребителей. Комплекс установок, предназначенных для подготовки, транспортировки и использования теплоносителя, составляет систему централизованного теплоснабжения. Для транспорта теплоты применяются, как правило, два теплоносителя: вода и водяной пар.

1.2 Паровые системы

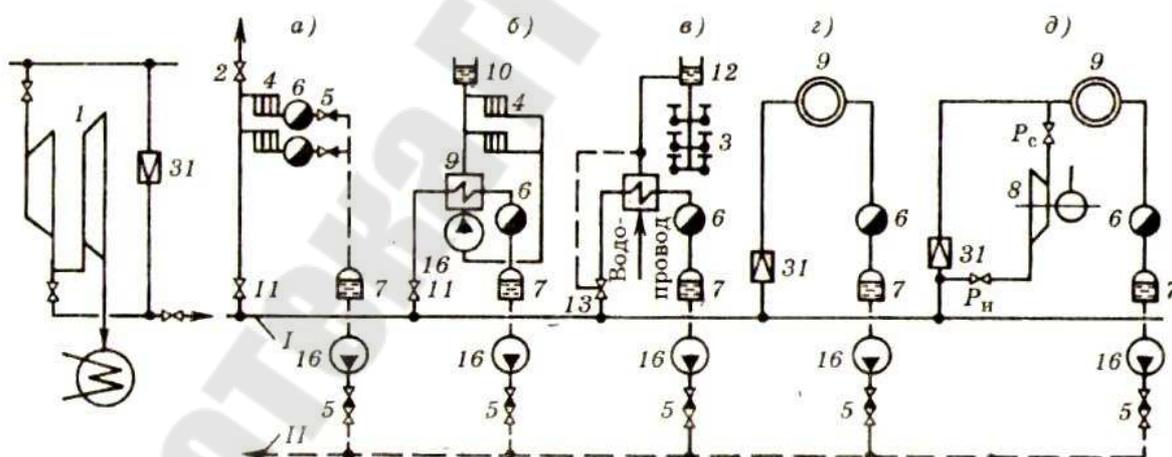


Рис. 1.1. Однотрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата.

Схемы присоединений: а – О(З); б – О(Н); в – Г(АВ); г - технологических аппаратов; д – технологических аппаратов с местной термокомпрессией; I – паропровод; II – конденсатопровод; 1 – паровая турбина; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – конденсатор-водчик; 7 – конденсатосборник; 8 – термокомпрессор; 9 – технологический аппарат; 10 – Расширительный сосуд; 11 – регулирующий клапан; 12 – аккумулятор горячей воды; 13 – регулятор температуры воды; 16 – насос; 31 – РОУ

Паровые системы сооружаются двух типов: с возвратом конденсата, без возврата конденсата.

В практике промышленной теплофикации широко применяется однотрубная паровая система с возвратом конденсата. Пар из отбора турбины поступает в однотрубную паровую сеть I и транспортируется по ней к тепловым потребителям. Конденсат возвращается от потребителей на станцию по конденсатопроводу II. На случай остановки турбины или недостаточной мощности отбора предусмотрена резервная подача пара в сеть через редуционно-охладительную установку 31.

Схемы присоединений абонентских установок к паровой сети зависят от конструкции этих установок. Если пар может быть пушен непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по зависимой схеме. Если пар не может быть подан непосредственно в установку абонента, то присоединение производится по независимой схеме через теплообменник.

Конденсат отводится конденсатоотводчиком 6 в сборный резервуар 7, откуда он забирается насосом 16 и перекачивается по конденсатопроводу тепловой сети обратно на станцию. Для защиты установок от поступления в них конденсата из конденсатопровода тепловой сети после насоса 16 установлен обратный клапан 5.

На схеме (в) показано присоединение горячего водоснабжения.

Технологические аппараты промышленных предприятий присоединяются обычно к паровой сети непосредственно или через РОУ 31.

Сбор конденсата от теплопотребляющих установок и возврат его к источнику теплоты имеют важное значение не только для надежности работы котельных установок современных теплоэлектроцентралей, но и для экономии теплоты и общей экономичности системы теплоснабжения в целом. Возврат конденсата особенно важен для ТЭЦ с высокими и сверхкритическими начальными параметрами (13 МПа и выше). Сооружение обессоливающих установок таких ТЭЦ очень дорого, и поэтому мощность этих установок, как правило, ограничена. Невозврат конденсата вызывает необходимость увеличения мощности водоподготовительных установок и дополнительного расхода химических реагентов, а также приводит к дополнительным тепловым потерям.

Применение открытых систем сбора и возврата конденсата допускается обычно только в условиях, исключающих внутреннюю коррозию конденсатопроводов, например в системах сбора замасленного конденсата. В большинстве случаев применяются напорные системы конденсатопроводов с размещением конденсатных насосов у потребителей. Особенно важное значение в системе сбора и возврата конденсата имеют конденсатоотводчики, которые устанавливаются, как правило, после всех поверхностных паровых нагревательных приборов, а также на паропроводах насыщенного пара в возможных узлах скопления конденсата.

На рис. 1.2 показана двухтрубная паровая система с возвратом конденсата. Отработавший пар низкого давления поступает из турбины в один паропровод. Редуцированный пар из котла или пар из отбора повышенного давления поступает в другой паропровод. В зависимости от требуемых параметров теплоты абонентские установки присоединяются к тому или другому паропроводу. Конденсат возвращается на станцию по общему конденсатопроводу.

В некоторых случаях при пароснабжении потребителей от ТЭЦ низкого давления (начальное давление 4,5 МПа и ниже), на которых применяются упрощенные водоподготовительные установки, экономически оправдывается отказ от возврата конденсата, если его можно использовать в абонентских установках. При отказе от возврата конденсата упрощаются и удешевляются тепловая сеть и абонентская установка (из-за замены поверхностного подогрева смешивающим), а также экономится электроэнергия на перекачку. Поскольку потеря конденсата компенсируется увеличением производительности станционной водоподготовки, возрастает начальная стоимость станции и увеличиваются потери котельной из-за увеличения продувки котлов.

Проведенные исследования показывают, что для ТЭЦ низкого и среднего давления при удовлетворительном качестве исходной сырой воды (солесодержание менее 250 мг/л) экономически целесообразно использовать конденсат у абонентов для технологического горячего водоснабжения.

На рис. 1.3 показана паровая система без возврата конденсата. Все потребители теплоты присоединяются, как правило, непосредственно, без промежуточных теплообменников. Конденсат греющего пара используется для горячего водоснабжения абонентов.

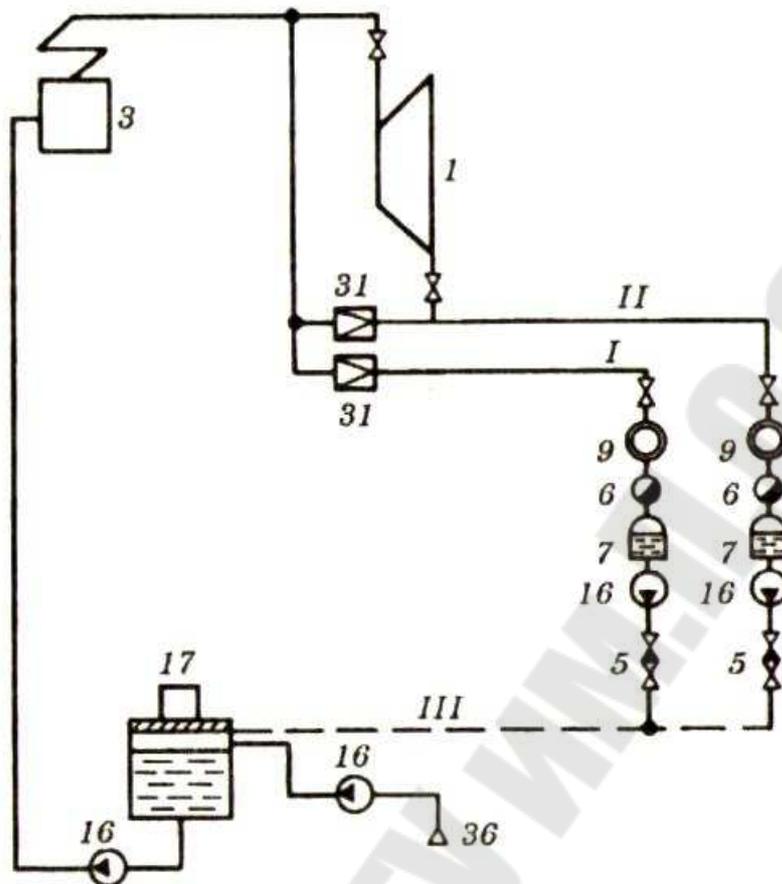


Рис. 1.2. Двухтрубная паровая система теплоснабжения с возвратом конденсата 3 – паровой котел; 17 – деаэратор; 36 – химводоочистка; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.1

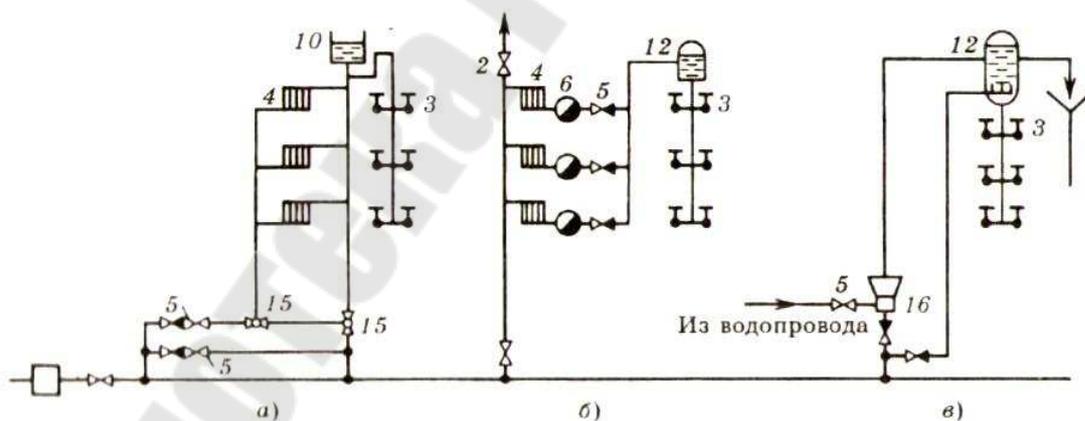


Рис. 1.3. Однотрубная паровая система без возврата конденсата. Схемы присоединений: а – водяной отопительной установки и установки горячего водоснабжения; б - паровой отопительной установки и установки горячего водоснабжения; 15 – паровой инжектор; 16 – струйный подогреватель, остальные обозначения те же что и на рис. 1.1

1.3 Водяные системы теплоснабжения. Преимущества воды как теплоносителя

Основные преимущества воды как теплоносителя по сравнению с паром:

- 1) большая удельная комбинированная выработка электрической энергии на базе теплового потребления;
- 2) сохранение конденсата на ТЭЦ, что имеет особенно важное значение для электростанций высокого давления;
- 3) возможность центрального регулирования однородной тепловой нагрузки или определенного сочетания разных видов нагрузки при одинаковом отношении расчетных нагрузок у абонентов, что упрощает местное регулирование;
- 4) более высокий КПД системы теплоснабжения вследствие отсутствия в абонентских установках потерь конденсата и пара, имеющих место в паровых системах;
- 5) повышенная аккумулирующая способность водяной системы.

Основные недостатки воды как теплоносителя:

- 1) большой расход электроэнергии на перекачку сетевой воды по сравнению с ее расходом на перекачку конденсата в паромышленных системах;
- 2) большим «чувствительность» к авариям, так как утечки теплоносителя из паровых сетей вследствие значительных удельных объемов пара во много (примерно 20—40) раз меньше, чем в водяных системах (при небольших повреждениях паровые сети могут продолжительно оставаться в работе, в то время как водяные системы требуют остановки);
- 3) большая плотность теплоносителя и жесткая гидравлическая связь между всеми точками системы.

Водяные системы теплоснабжения применяются двух типов: закрытые (замкнутые) и открытые (разомкнутые). В закрытых системах сетевая вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель, но из сети не отбирается.

В открытых системах сетевая вода частично (редко полностью) разбирается у абонентов для горячего водоснабжения.

В зависимости от числа трубопроводов, используемых для теплоснабжения данной группы потребителей, водяные системы делятся на одно-, двух-, трех- и многотрубные. Минимальное число

трубопроводов для открытой системы один, а для закрытой системы – два.

Закрытые системы. Число параллельных трубопроводов в закрытой системе должно быть не меньше двух, так как после отдачи теплоты в абонентских установках теплоноситель должен быть возвращен на станцию. На рис. 3.6 показана закрытая двухтрубная водяная система. По подающему трубопроводу I тепловой сети вода поступает в абонентские установки, а по обратному трубопроводу II охлажденная вода возвращается на ТЭЦ.

В зависимости от характера тепловых нагрузок абонента и режима работы тепловой сети выбираются схемы присоединения абонентских установок к тепловой сети. На рис. 1.4 показаны различные схемы присоединения абонентов к водяной тепловой сети. Схемы а–г показывают присоединение отопительных установок, схемы д, е – присоединение установок горячего водоснабжения, а схемы ж–м показывают совместное присоединение в одном узле отопительной установки и установки горячего водоснабжения, схема н – совместное присоединение отопительной установки и вентиляции. Для обозначения различных схем присоединения отопительных и вентиляционных установок и установок горячего водоснабжения к тепловой сети в книге принята следующая индексация: отопительные установки О: зависимая схема (З); зависимая со струйным смешением (ЗСС); зависимая с насосным смешением (ЗНС); независимая (Н). Например, О(ЗНС) обозначает отопительную установку, присоединенную по зависимой схеме с насосным смешением; установки горячего водоснабжения Г: параллельная (П); предвключенная (ПР); двухступенчатая смешанная (ДС); двухступенчатая последовательная (ДП); – непосредственный водоразбор (НВ). Например, Г(ДП) обозначает присоединение установок горячего водоснабжения по двухступенчатой последовательной схеме; установка аккумулятора горячей воды: верхняя (АВ), нижняя (АН); вентиляционные установки В. Например, В(ДС) обозначает присоединение вентиляционной установки по двухступенчатой смешанной схеме.

На практике находят применение две принципиально различные схемы присоединения теплопотребляющих установок абонентов к тепловой сети – зависимая и независимая. По первой схеме присоединения вода из тепловой сети поступает непосредственно в приборы абонентской установки, по второй – проходит через

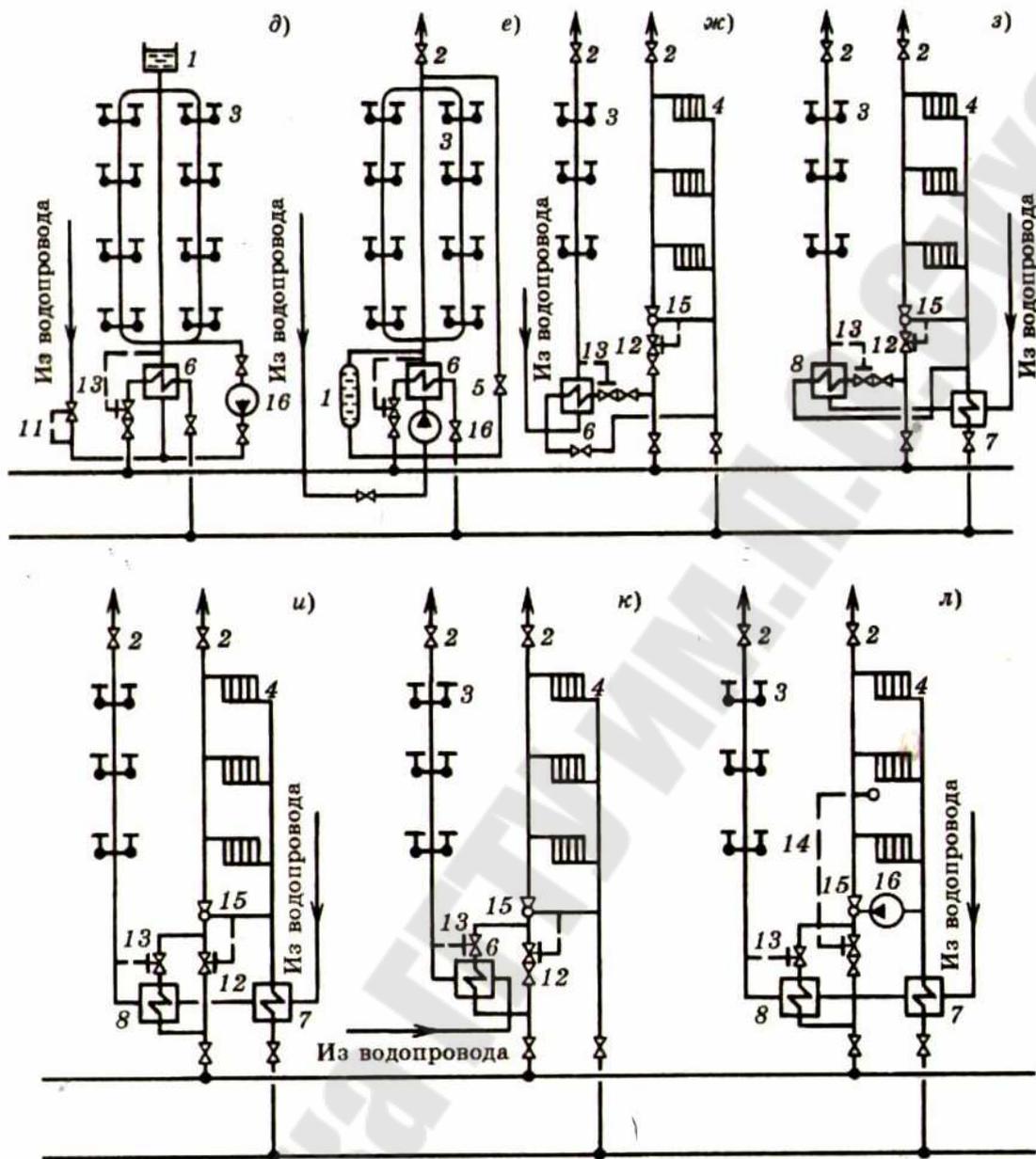


Рис 1.4. Закрытая двухтрубная водяная система теплоснабжения

Схемы присоединений: а – О(З); б – О(ЗСС); в – О(ЗНС); г – О(Н); д – Г(АВ); е – Г(АН); ж – О(ЗСС) Г(П); з – О(ЗСС) Г(ДС); и – О(ЗСС) Г(ДП); к – О(ЗСС) Г(ПР); л – О(ЗССНС) Г(ДП); м – О(Н) Г(ДП); н – О(ЗСС) В(ДС); 1 – аккумулятор горячей воды; 2 – воздушный кран; 3 – водоразборный кран; 4 – нагревательный прибор; 5 – обратный клапан; 6 – подогреватель горячего водоснабжения одноступенчатый; 7,8 – подогреватели ГВС нижней и верхней ступени; 9 – отопительный подогреватель; 10 – расширительный сосуд; 11 – регулятор давления; 12 – регулятор расхода; 13 – регулятор температуры воды; 14 – регулятор отопления; 15 – элеватор; 16 – насос; 17 – подпиточный насос; 18 – сетевой насос; 19 – регулятор подпитки; 20 – подогреватели сетевой воды; 21 – пиковый котел; 22 – регулятор температуры воздуха; 23,24 – воздушные калориферы нижней и верхней ступени

2 ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

2.1 Классификация тепловых нагрузок

В системах централизованного теплоснабжения (ЦТ) по тепловым сетям подается теплота различным тепловым потребителям. Несмотря на значительное разнообразие тепловой нагрузки, ее можно разбить на две группы по характеру протекания во времени:

- 1) сезонная;
- 2) круглогодичная.

К круглогодичной нагрузке относятся технологическая нагрузка и горячее водоснабжение. Исключением являются только некоторые отрасли промышленности, главным образом связанные с переработкой сельскохозяйственного сырья (например, сахарная), работа которых имеет обычно сезонный характер.

Одна из первоочередных задач при проектировании и разработке режима эксплуатации систем централизованного теплоснабжения заключается в определении значений и характера тепловых нагрузок.

К сезонной нагрузке относят отопление и вентиляцию.

2.2 Отопление. Расход тепла на отопление

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

Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q = Q_m + Q_u = Q_o + Q_{тв}, \quad (2.1)$$

где Q – суммарные тепловые потери здания;

Q_t – теплотери теплопередачей через наружные ограждения;

$Q_{и}$ – теплотери инфильтрацией из-за поступления в помещение через неплотности наружных ограждений холодного воздуха;

Q_o – подвод теплоты в здание через отопительную систему;

$Q_{тв}$ – внутренние тепловыделения.

Теплопотери теплопередачей через наружные ограждения, Дж/с или ккал/ч, могут быть определены расчетным путем по формуле:

$$Q_m = \sum k F \Delta t, \quad (2.2)$$

где F – площадь поверхности отдельных наружных ограждений, м²;
 k – коэффициент теплопередачи наружных ограждений, Вт/(м²·К) или ккал/(м²·ч·°С);
 Δt – разность температур воздуха с внутренней и наружной сторон ограждающих конструкций, °С.

Теплопотери путем теплопередачи через наружные ограждения здания

$$Q_m = q_{ov} V (t_e + t_o), \quad (2.3)$$

а полные теплопотери с учетом инфильтрации

$$Q_m = q_{ov} V (1 + \mu) (t_e - t_o). \quad (2.4)$$

Для жилых и общественных зданий при правильной эксплуатации максимальный коэффициент инфильтрации в большинстве случаев составляет 3–6 %, что лежит в пределах погрешности расчета теплопотерь. Поэтому для упрощения инфильтрацию не вводят в расчет, т.е. принимают $\mu = 0$. Для учета инфильтрации значение удельных теплопотерь принимают с небольшим запасом.

Теплопотери инфильтрацией промышленных зданий нередко достигают 25–30 % теплопотерь через наружные ограждения, и их необходимо учитывать при расчете.

Поэтому при определении расхода теплоты на отопление исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, так называемого расчетного, значения наружной температуры для отопления $t_{н.о}$, равной средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период.

Расчетными теплопотерями называются теплопотери при расчетной наружной температуре $t_{н.о}$.

В соответствии с (2.4) расчетные теплотери здания с учетом инфильтрации

$$Q' = (1 + \mu) \cdot q_{ov} \cdot V \cdot (t_{в.р} - t_{н.о}). \quad (2.5)$$

При постоянном значении коэффициента инфильтрации здания отношение теплотерь Q данного здания или группы зданий при любой наружной температуре $t_n > t_{н.о}$ к расчетным теплотерям.

При отсутствии сведений о типовой серии зданий q_{ov} для жилых зданий с учетом естественной вентиляции

$$q_{ov} = \frac{a \cdot \varphi}{(V_n)^{1/6}}, \quad (2.6)$$

a – коэф., зависящий от типа строительства,
 φ – коэф., учитывающий условия.

При отсутствии данных о типе здания расходы теплоты определяется по укрупненному показателю:

Для жилых зданий

$$Q_{ож}' = q_o \cdot A. \quad (2.7)$$

Для общественных

$$Q_{о.общ}' = q_o \cdot A \cdot k_1, \quad (2.8)$$

где A – общая площадь жилых зданий, m^2 .

q_o – укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление $1 m^3$ общей площади жилого здания.

k_1 – коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий.

Годовой расход определяется как сумма произведений часовых расходов тепла при разных температурах на длительность стояния наружных температур.

$$Q_{год} = Q^{cp} \cdot n_o, \quad (2.9)$$

где Q^{cp} – средний расход тепла за отопительный период, Гкал/ч (МВт);

n_o – продолжительность отопительного периода, ч (с).

$$Q_0^{\text{ср}} = Q_0' \left(\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{ср.с}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{но}}} \right), \quad (2.10)$$

где $t_{\text{ср.с}}$ – среднесуточная температура за отопительный период, °С.

2.3 Вентиляция. Расход теплоты на вентиляцию

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

Ориентировочный расчет расхода теплоты на вентиляцию, Дж/с или ккал/ч, можно проводить по формуле:

$$Q_{\text{в}} = m \cdot V_{\text{в}} \cdot c_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в.р}} - t_{\text{н}}), \quad (2.11)$$

где $Q_{\text{в}}$ – расход теплоты на вентиляцию;

m – кратность обмена воздуха, 1/с или 1/ч;

$V_{\text{в}}$ – вентилируемый объем здания, м³;

$c_{\text{в}}$ – объемная теплоемкость воздуха, равная 1,26 кДж/(м³·К) = 0,3 ккал/(м³·°С);

$t_{\text{в.р}}$ – температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, °С;

$t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С.

Для удобства расчета (2.11) приводят к виду:

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} \cdot V_{\text{в}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \quad (2.12)$$

где $q_{\text{в}}$ – удельный расход теплоты на вентиляцию, т.е. расход теплоты на 1 м³ вентилируемого здания по наружному обмеру и на 1°С разности между усредненной расчетной температурой воздуха внутри вентилируемого помещения и температурой наружного воздуха;

$V_{\text{в}}$ – наружный объем вентилируемого здания;

$t_{\text{в}}$ – усредненная внутренняя температура, °С.

Для снижения расчетного расхода теплоты на вентиляцию минимальная наружная температура, по которой рассчитываются

вентиляционные установки, $t_{н.в}$, принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления $t_{н.о}$.

Расчетный расход теплоты на вентиляцию:

$$Q'_в = q_в \cdot V \cdot (t_{в.р} - t_{нв}), \quad (2.13)$$

где $t_{в.р}$ – усредненная расчетная температура, °С.

При отсутствии исходных данных о типе постройки и кратности обмена воздуха применяется расчет по укрупненным показателям:

$$Q'_{в.об} = Q'_{ож} \cdot k_1 \cdot k_2 = Q'_{о.ож} k_2, \quad (2.14)$$

где k_2 – коэффициент учитывающий расход тепла на вентиляцию общих зданий.

Годовой расход определяется как сумма произведений часовых расходов теплоты при разных наружных температурах на длительность стояния наружных температур:

$$Q_{в}^{год} = Q_{в}^{cp} \cdot n_в, \quad (2.15)$$

где $Q_{в}^{cp}$ – средний расход тепла на вентиляцию за отопительный период, Гкал/ч (МВт);

$n_в$ – продолжительность работы вентиляции в отопительный период ($n_в = 0,75 n_о$)

$$Q_{в}^{cp} = Q'_в \left(\frac{t_в - t_{cp.c}}{t_в - t_{нв}} \right). \quad (2.16)$$

2.3 Горячее водоснабжение. Расход теплоты на горячее водоснабжение

В связи с интенсивным жилищным строительством значительно выросла нагрузка горячего водоснабжения городов. Эта нагрузка во многих районах становится соразмерной отопительной нагрузке. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение жилых районов часто достигает 35–40 % суммарного годового расхода теплоты района. Горячее водоснабжение имеет весьма неравномерный характер как в течение суток, так и в течение недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых районах имеет место, как правило, в предвыходные дни (при пятидневной рабочей недели в первый выходной день – субботу).

Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая нагрузка), Дж/с, бытового горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий определяется по СНиП 2.04.07.86 «Тепловые сети» по следующей формуле:

$$Q_{o\text{ ср.н}} = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a+b) \cdot (55-t_x) \cdot c_p^{\text{ср}}}{n_c}, \quad (2.17)$$

где a – норма расхода горячей воды с температурой $t_r = 55^\circ\text{C}$, кг (л) на 1 чел. в сутки;

b – расход горячей воды с температурой $t_r = 55^\circ\text{C}$, кг (л) для общественных зданий, отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать $b = 25$ кг (л) на 1 чел. в сутки;

m – количество людей;

$c_p^{\text{ср}} = 4190$ Дж/(кг·К) – теплоемкость воды;

t_x – температура холодной воды, $^\circ\text{C}$; при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают в отопительный период 5°C и в летний период 15°C ;

n_c – расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут; , при круглосуточной подаче $n_c = 24 \cdot 3600 = 8400$ с;

коэффициент 1,2 учитывает выстывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения.

Температура горячей воды в местах водоразбора должна поддерживаться в следующих пределах: в открытых системах теплоснабжения и в системах местного горячего водоснабжения не ниже 55 и не выше 80°C ; в закрытых системах теплоснабжения не ниже 50 и не выше 75°C .

Средний расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение за сутки наибольшего водопотребления.

$$Q_{\text{ср.е}} = \chi_n \cdot Q_{\text{ср.н}}, \quad (2.18)$$

где χ_n — коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты.

При отсутствии опытных данных рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий $\chi_n = 1,2$, для промышленных зданий и предприятий $\chi_n = 1$.

Расчетный (максимально-часовой) расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение, Дж/с или ккал/ч, равен среднечасовому расходу теплоты за сутки наибольшего водопотребления, умноженному на коэффициент суточной неравномерности:

$$Q_r^p = \chi_n \cdot \chi_c \cdot Q_r^{cp.n}, \quad (2.19)$$

где χ_c – коэффициент неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления.

При ориентировочных расчетах можно принимать для городов и населенных пунктов $\chi_c = 1,7-2$, для промышленных предприятий $\chi_c = 1$.

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_{o, год} = Q_{o, в}^{cp.n} \cdot \left[o + \frac{\gamma - \chi_{л}}{\gamma - \chi_{з}} \cdot (\gamma - o) \right]$$

В задачу гидравлического расчета входят:

- определение диаметра трубопроводов;
- определение падения давления (напора);
- определение давлений (напоров) в различных точках сети;
- увязка всех точек сети при статическом и динамическом режимах с целью обеспечения допустимых давлений и требуемых напоров в сети и абонентских системах.

По результатам гидравлического расчета можно решить следующие задачи.

1. Определение капитальных затрат, расхода металла (труб) и основного объема работ по прокладке тепловой сети.
2. Определение характеристик циркуляционных и подпиточных насосов.
3. Определение условий работы тепловой сети и выбора схем присоединения абонентов.
4. Выбор автоматики для тепловой сети и абонентов.
5. Разработка режимов эксплуатации.

3.2 Схемы и конфигурации тепловых сетей

Схема тепловой сети определяется размещением источников тепла по отношению к району потребления, характером тепловой нагрузки и видом теплоносителя.

Удельная протяженность паровых сетей на единицу расчетной тепловой нагрузки невелика, поскольку потребители пара – как правило, промышленные потребители – находятся на небольшом расстоянии от источника тепла.

Более сложной задачей является выбор схемы водяных тепловых сетей вследствие большой протяженности, большого количества абонентов. Водяные ТС менее долговечны, чем паровые вследствие большей коррозии, больше чувствительны к авариям из-за большой плотности воды.

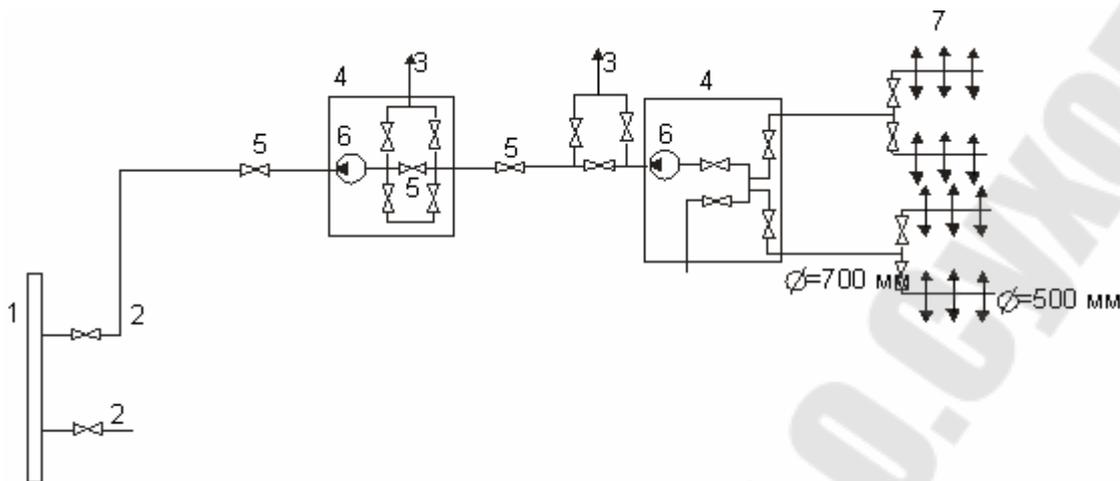


Рис. 3.1. Однолинейная коммуникационная сеть двухтрубной тепловой сети
 1 – коллектор; 2 – магистральная сеть; 3 – распределительная сеть; 4 –
 секционирующая камера; 5 – секционирующая задвижка; 6 – насос; 7 –
 потребитель

Водяные сети разделяют на магистральные и распределительные. По магистральным сетям теплоноситель подается от источников тепла в районы потребления. По распределительным сетям вода подается на ГТП и МТП и к абонентам. Непосредственно к магистральным сетям абоненты присоединяются очень редко. В узлах присоединения распределительных сетей к магистральным устанавливаются секционирующие камеры с задвижками. Секционирующие задвижки на магистральных сетях обычно устанавливаются через 2-3 км. Благодаря установке секционирующих задвижек уменьшаются потери воды при авариях ТС. Распределительные и магистральные ТС с диаметром меньше 700 мм делаются обычно тупиковыми. В случае аварий для большей части территории страны допустим перерыв в теплоснабжении зданий до 24 часов. Если же перерыв в теплоснабжении недопустим, необходимо предусматривать дублирование или закольцовку ТС.

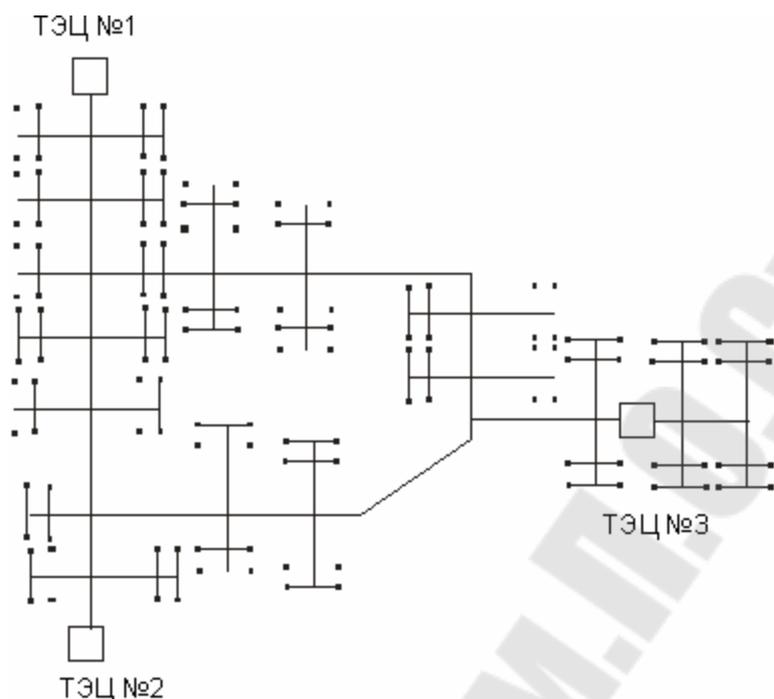


Рис. 3.2 Кольцевая тепловая сеть от трех ТЭЦ

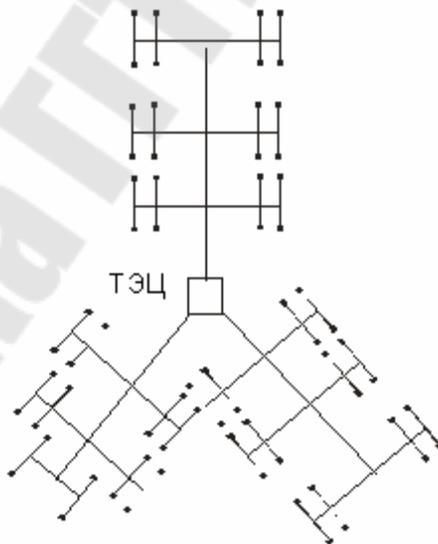


Рис. 3.3 Радиальная тепловая сеть

При теплоснабжении крупных городов от нескольких ТЭЦ целесообразно предусмотреть взаимную блокировку ТЭЦ путем соединения их магистралей блокировочными связями. В этом случае получается кольцевая тепловая сеть с несколькими источниками

питания. Подобная схема имеет более высокую надежность, обеспечивает передачу резервирующих потоков воды при аварии на каком-либо участке сети. При диаметрах магистралей, отходящих от источника тепла 700 мм и менее, обычно применяют радиальную схему тепловой сети с постепенным уменьшением диаметра трубы по мере удаления от источника и снижения присоединенной нагрузки. Такая сеть наиболее дешевая, но при аварии теплоснабжение абонентов прекращается.

3.3 Основные расчетные зависимости. Порядок гидравлического расчета

Одномерное установившееся движение жидкости в трубе описывается уравнением Бернулли.

$$Z_1 g + \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = Z_2 g + \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\Delta p}{\rho}, \quad (3.1)$$

где Z_1, Z_2 – геометрическая высота оси трубы в сечениях 1 и 2;
 w_1 и w_2 – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2;
 p_1 и p_2 – давление жидкости на оси трубы в сечениях 1 и 2;
 Δp – падение давления на отрезке 1-2;
 g – ускорение свободного падения.

Уравнение Бернулли можно записать относительно напоров, разделив обе части на g .

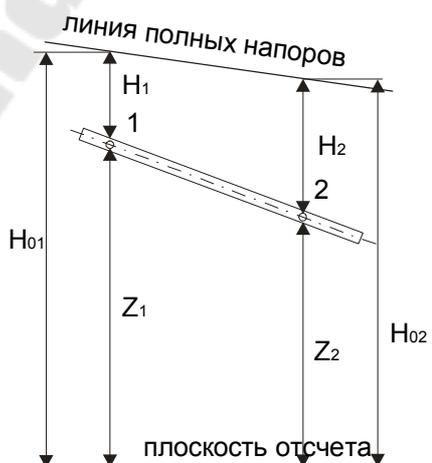


Рис. 3.4. Схема движения жидкости в трубе

Скорость жидкости в трубопроводах невелика, поэтому кинетической энергией потока можно пренебречь. Выражение $H=p/\rho g$ называется пьезометрическим напором, а сумма высоты Z и пьезометрического напора называют полным напором.

$$H_o = Z + \frac{p}{\rho \cdot g} = Z + H. \quad (3.2)$$

Падение давления в трубе представляет собой сумму линейных потерь давления и потерь давления на местных гидравлических сопротивлениях.

$$\Delta p = \Delta p_l + \Delta p_m. \quad (3.3)$$

В трубопроводах

$$\Delta p = R_l \cdot L, \quad (3.4)$$

где R_l – удельное падение давления, т.е. падение давление единицы длины трубы, определяемое по формуле Д'арси.

$$R_l = \lambda \frac{\rho \cdot w^2}{2 \cdot d} = 0,812 \lambda \frac{G^2}{d^5 \cdot \rho}. \quad (3.5)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ зависит от режима течения жидкости и абсолютной эквивалентной шероховатости стенок трубы k_s . Можно в расчетах принимать следующие значения k_s – в паропроводах $k_s=0,2$ мм; в водяных сетях $k_s=0,5$ мм; в конденсатопроводах и системах ГВС $k_s=1$ мм.

При ламинарном течении жидкости в трубе ($Re < 2300$)

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (3.6)$$

В переходной области $2300 < Re < 4000$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (3.7)$$

При $Re > \frac{568d}{k_3} = Re_p$

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d} \right)^{0,25}, \quad (3.8)$$

Обычно в тепловых сетях $Re > Re_{np}$, поэтому (4.8) можно привести к виду

$$R_l = A_R \frac{G^2}{(\rho \cdot d^{5,25})}, \quad (3.9)$$

где

$$A_R = 0,812 \cdot 0,11 \cdot k_3^{0,25}, \quad (3.10)$$

Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta p_m = \xi \frac{\rho \cdot w^2}{2} = 0,812 \xi \frac{G^2}{\rho \cdot d^4}. \quad (3.11)$$

Значения коэффициента местного гидравлического сопротивления ξ приводятся в справочниках. При гидравлических расчетах можно учитывать потери давления на местных сопротивлениях через эквивалентную длину.

$$l_{\text{экв}} = \frac{1}{\lambda} \xi \cdot d. \quad (3.12)$$

Тогда

$$\Delta p = R_l (l + l_{\text{экв}}) = R_l \cdot l (1 + \alpha), \quad (3.13)$$

где $\alpha = \frac{l_{\text{экв}}}{l}$ – доля местных потерь давления.

Порядок гидравлического расчета

Обычно при гидравлическом расчете задаются расход теплоносителя и суммарное падение давления на участке. Требуется найти диаметр трубопровода. Расчет состоит из двух этапов – предварительного и поверочного.

Предварительный расчет.

1. Задаются доли местных падений давления $\alpha=0.3...0.6$.
2. Оценивают удельные потери давления

$$R_{л} = \frac{\Delta p}{2l(1+\alpha)}, \quad (3.14)$$

Если падение давления на участке неизвестно, то задаются величиной $R_{л}<20...30$ Па/м.

3. Рассчитывают диаметр трубопровода из условия работы в турбулентном режиме. Для водяных тепловых сетей плотность принимают равной 975 кг/м³.
Из (3.9) найдем

$$d = \left(\frac{A_R G^2}{\rho R_{л}} \right)^{0.19}, \quad (3.15)$$

где ρ – средняя плотность воды на данном участке.

По найденному значению диаметру выбирают по ГОСТ трубу с ближайшим внутренним диаметром. При выборе трубы указывают либо d_y и d , либо d_n и d .

Поверочный расчет

Для концевых участков следует проверить режим движения. Если окажется, что режим движения переходный, то, если есть возможность, нужно уменьшить диаметр трубы. Если это невозможно, то нужно вести расчет по формулам переходного режима.

1. Уточняются значения $R_{л}$;
2. Уточняются типы местных сопротивлений и их эквивалентные длины.

Задвижки устанавливаются на выходе и входе коллектора, в местах присоединения распределительных сетей к магистральным, ответвлений к потребителю и у потребителей. Если длина ответвления менее 25 м, то допускается устанавливать задвижку только у потребителя. Секционирующие задвижки устанавливаются через $1 - 3$ км. Кроме задвижек возможны и другие местные

сопротивления – повороты, изменения сечения, тройники, слияние и разветвление потока и т. д.

Для определения количества температурных компенсаторов длины участков делятся на допустимое расстояние между неподвижными опорами. Результат округляется до ближайшего целого числа. Если на участке есть повороты, то они могут быть использованы для самокомпенсации температурных удлинений. При этом количество компенсаторов уменьшается на число поворотов.

3. Определяются потери давления на участке. Для закрытых систем:

$$\Delta p_{yч} = 2R_l(l + l_о), \quad (3.16)$$

Для открытых систем предварительный расчет ведется по эквивалентному расходу:

$$G_{эКВ} = \sqrt{G_{ОВ}^2 + (G_{ГВС}^{np})^2} - 0,5G_{ОВ}G_{ГВС}^{np}. \quad (3.17)$$

При поверочном расчете удельные линейные потери давления рассчитываются отдельно для подающего и обратного трубопроводов для действительных расходов.

$$\Delta p_y^{np} = R_l^{np}(l + l_m), \quad (3.18)$$

$$\Delta p_y^{об} = R_l^{об}(l + l_m). \quad (3.19)$$

По окончании гидравлического расчета строится пьезометрический график.

3.4 Пьезометрический график тепловой сети

На пьезометрическом графике в масштабе нанесены рельеф местности, высота присоединенных зданий, напор в сети. По этому графику легко определить напор и располагаемый напор в любой точке сети и абонентских системах.

За горизонтальную плоскость отсчета напоров принят уровень 1 – 1. Линия П1 – П4 – график напоров подающей линии. Линия О1 – О4 – график напоров обратной линии. $H_{о1}$ – полный напор на обратном коллекторе источника; $H_{сн}$ – напор сетевого насоса; $H_{ст}$ – полный напор подпиточного насоса, или полный статический напор в

тепловой сети; H_k – полный напор в т.К на нагнетательном патрубке сетевого насоса; ΔH_t – потеря напора в теплоприготовительной установке; $H_{п1}$ – полный напор на подающем коллекторе,

п1 к т

1 4 04 01

Библиотека ГГТУ им. П.О.Сухого

3.5 Выбор схем присоединения абонентских установок

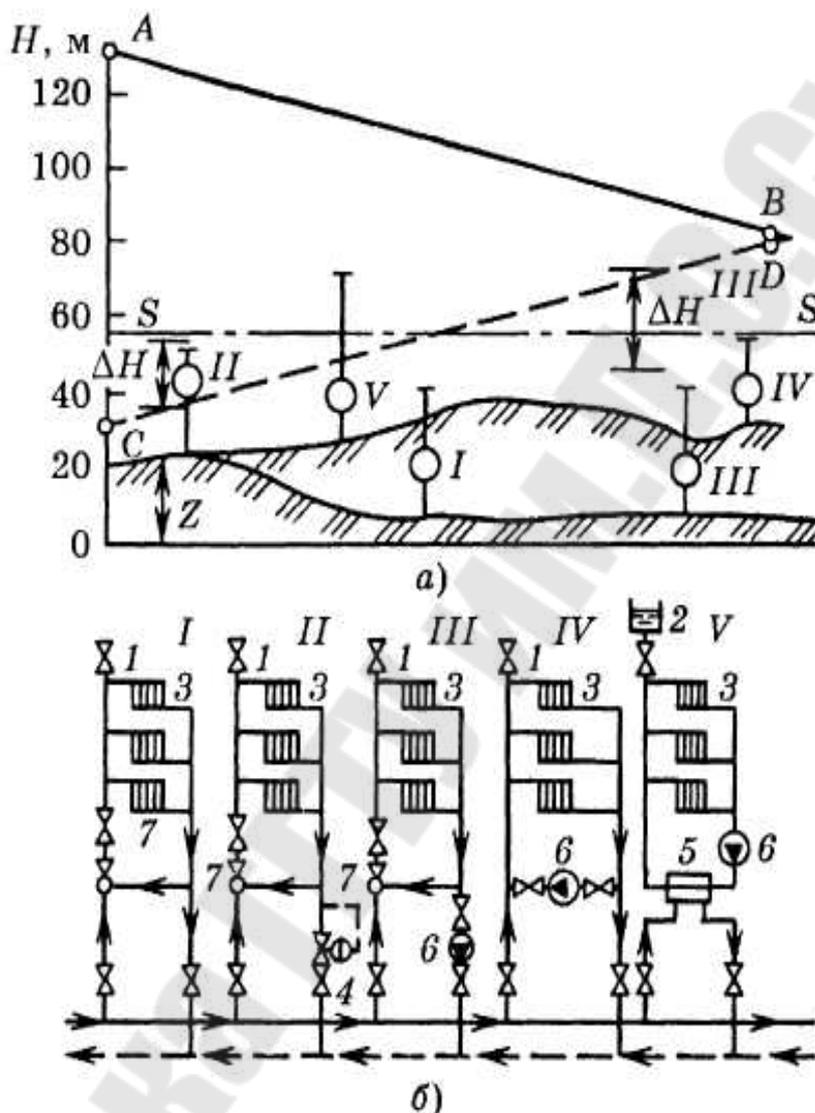


Рис. 3.6. Выбор схемы присоединения АУ: а – пьезометрический график; б – схема присоединения. Отопительные установки: I – зависимая с элеватором; II – зависимая с элеватором и регулятором давления на обратной линии; III – зависимая с элеватором и насосом на обратной линии; IV – зависимая со смесительным насосом; V – независимая. 1 – воздушный кран; 2 – расширитель; 3 – нагревательный прибор; 4 – регул давл «до себя»; 5 – водоводяной подогреватель; 6 – насос; 7 – элеватор. АВ – график гидродинамических напоров подающей линии; СД – график гидродинамических напоров обратной линии; СС – линия статического напора (на оси симметрии)

Отопительная установка I может быть присоединена к теплосети по зависимой схеме с элеватором, т.к. пьезометрический напор в

обратной линии теплосети как в статическом, так и в гидродинамическом режиме не превышает допустимого предела, а располагаемый напор больше 15 м. По тем же мотивам отопительная установка II может быть присоединена по зависимой схеме с элеватором. Однако из-за того, что пьезометрический напор в обратной линии теплосети меньше высоты здания, необходимо присоединить на обратной линии в узле присоединения здания регулятор давления «до себя». В точке присоединения отопительной установки III пьезометрический напор в обратной линии теплосети равен 75 м вод.ст., т.е. превышает допустимый. Кроме того располагаемый напор недостаточен для нормальной работы элеватора. Присоединение отопительной установки может производиться по зависимой схеме с насосом на обратной линии с элеватором, но более надежно присоединение по независимой схеме через теплообменник. Располагаемый напор в отопительной установке IV менее 10 м, что не обеспечивает нормальную работу элеватора. В качестве смесительного устройства должен применяться насос на перемычке, напор насоса должен быть равен потерям напора в местных отопительных установках. Отопительная установка V должна быть присоединена по независимой схеме, т.к. статический напор, создаваемый этим зданием превышает статический напор SS, установленный для системы теплоснабжения района.

3.6 Гидравлическая устойчивость теплосетей. Коэффициент гидравлической устойчивости

Гидравлическая устойчивость – способность системы поддерживать заданный гидравлический режим. Количественно коэффициент гидравлической устойчивости можно оценить как отношение расчетного расхода сетевой воды к максимально возможному расходу в условиях работы данной системы централизованного теплоснабжения.

Увеличение расходов сетевой воды у абонентов сверхрасчетного т.е. снижение коэффициента гидравлической устойчивости происходит за счет:

- 1) в абонентских системах, оснащенных авторегуляторами:
 - а) при снижении температуры сетевой воды в подающей линии ниже графика (увеличение количества воды системы местного

количественного регулирования на ЦТП, увеличивается расход воды на вентиляцию и ГВС);

б) при наличии отложений на внутренних поверхностях теплообменных аппаратов в системах вентиляции и ГВС, независимых схемах

2) в системах теплоснабжения без регуляторов или отказе их в работе;

3) если отсутствует расчетный расход сетевой воды.

Разрегулирование системы теплоснабжения происходит, когда у наиболее отдаленных потребителей располагаемый перепад давлений становится ниже расчетного, не обеспечивает работу элеваторов в системах отопления.

В системах теплоснабжения повышение располагаемого напора на теплоисточнике (для устранения разрегулировки) осуществляется: характеристикой и количеством сетевых насосов, пропускной способностью теплопроводов, допустимой величиной максимального давления на теплоисточниках. Поэтому при гидравлической разрегулировке такой системы проводят наладку гидравлического режима с проверкой установки расчетных сопел и диафрагм у всех потребителей. Учитывая квадратичную зависимость между расходом воды и потерей напора, можно написать следующее выражение для коэффициента гидравлической устойчивости абонентской установки при отсутствии авторегулирования на абонентском вводе:

$$Y = \frac{V_p}{V_{\max}} = \sqrt{\frac{\Delta H_{аб}}{\Delta H_{ст}}} = \sqrt{\frac{\Delta H_{аб}}{\Delta H_{аб} + \Delta H_{сет}}} = \sqrt{\frac{1}{(1 + \frac{\Delta H_{сет}}{\Delta H_{аб}})}}, \quad (3.20)$$

где $\Delta H_{аб}$ – располагаемый напор на абонентском вводе при расчетном расходе воды;

$\Delta H_{сет}$ – потеря напора в теплосети при расчетном расходе воды;

$\Delta H_{ст}$ – располагаемый напор на станции:

$$\Delta H_{ст} = \Delta H_{сет} + \Delta H_{аб}. \quad (3.21)$$

Уравнение показывает, что гидравлическая устойчивость абонентских систем тем больше, чем меньше потеря напора в тепловой сети и чем выше потеря напора на абонентском вводе.

Основной путь повышения гидравлической устойчивости заключается в снижении потери напора в магистральной тепловой сети. Для этого увеличивают диаметры магистральных тепловых сетей.

3.9 Гидравлический удар в тепловых сетях. Пример гидравлического удара при закрытии регулирующего клапана на магистрали

Гидравлический удар – волновой процесс, возникающий в капельной жидкости при быстром изменении ее скорости. В трубопроводах этот процесс сопровождается мгновенным местным повышением и понижением давления (при внезапной остановке насосов на станции или подстанции, при быстром закрытии регулирующих клапанов на насосных и дроссельных подстанциях, вызвавшими резкое изменение скорости воды). Опасность гидравлического удара возникает при включении в систему водогрейных котлов. В этом случае внезапное изменение расхода воды через котел может привести к резкому повышению температуры воды в котле, а затем к вскипанию этой воды в сети и последующей конденсации образовавшихся паровых пузырей в потоке воды более низкой температуры. Гидравлический удар может также возникнуть при быстром закрытии регулирующих клапанов на насосных и дроссельных подстанциях, вызвавших резкое изменение скорости воды в сети.

Волны гидравлического удара распространяются по системе со скоростью звука в воде порядка 1000 м/с и могут многократно повторяться, пока энергия удара не израсходуется на работу сил трения и деформацию в специальных устройствах.

По принципу работы специальные устройства можно разделить на следующие группы:

- 1) устройства, изменяющие знак волны давлений – обратные клапаны на перемычках. Т.е. при внезапной остановке насосов, когда давление в обратном коллекторе превышает давление в подающем, открывается обратный клапан на противоударной перемычке и давление в коллекторах выравнивается;
- 2) устройства, тормозящие распространение волнового процесса (газовые или воздушные колпаки);

- 3) устройства для сброса давления (разрывные диафрагмы);
- 4) устройства, изменяющие характеристику источника возмущения (установка маховых колес на валу насосов, увеличивающих момент инерции агрегатов, т.е частота вращения изменяется от нормальной до нуля, благодаря чему снижается ударный напор).

Наибольшую амплитуду изменения давления имеет обычно первая волна удара, которая и является наиболее опасной.

4 РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

4.1 Общие сведения о регулировании тепловой нагрузки

Различают центральное, групповое, местное и индивидуальное регулирование. Центральное регулирование осуществляется на ТЭЦ и котельных. Групповое – на групповых тепловых подстанциях. Местное – на местных тепловых подстанциях. Индивидуальное – непосредственно у абонентов.

Если тепловая нагрузка у всех потребителей примерно одинакова, то можно ограничиться центральным регулированием. В большинстве же случаев тепловая нагрузка неоднородна. В этом случае центральное регулирование ведется по характерной тепловой нагрузке для большинства потребителей. В первую очередь это отопительная нагрузка и совместная нагрузка отопления и ГВС. Во втором случае расход воды в ТС увеличивается незначительно по сравнению с регулированием по отопительной нагрузке или не меняется.

Основное количества тепла в абонентских системах расходуется на нагрев. Поэтому тепловая нагрузка в первую очередь зависит от режима теплопередачи.

Теплопередача описывается уравнением теплопередачи

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \cdot n, \quad (4.1)$$

где n – длительность работы системы;

F – площадь поверхности теплообмена;

k – коэффициент теплопередачи;

Δt – средняя разность температур теплообменивающихся сред.

В первом приближении

$$\Delta t = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}, \quad (4.2)$$

где τ - температура сетевой воды;
 t – температура нагреваемой воды;
индексы 1 и 2 относятся ко входу и выходу теплообменника.
Из уравнения теплового баланса

$$Q = G \cdot c_p \cdot (\tau_1 - \tau_2), \quad (4.3)$$

найдем τ_2 и подставим в (4.2).

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q}{c_p G}. \quad (4.4)$$

Решая совместно (4.1) и уравнение баланса, получим

$$Q = \frac{\tau_1 - 0,5(t_1 + t_2)}{\frac{1}{k \cdot F \cdot n} + \frac{0,5}{G \cdot c}}. \quad (4.5)$$

Таким образом, тепловую нагрузку в принципе можно регулировать изменением пяти параметров – k , F , n , τ_1 , G_1 . Изменение τ_1 и G_1 имеют ограничения. Температура сетевой воды не может быть ниже 60°C , необходимой для обеспечения температуры воды ГВС и не может быть выше температуры насыщения для данного давления.

Расход воды определяется располагаемым перепадом давления на ГТП и МТП. Если один из теплоносителей – пар, то его температуру можно изменять меняя давление (дресселированием).

В водяных системах реально можно менять тепловую нагрузку тремя способами:

1. изменением температуры сетевой воды – качественное регулирование;
2. изменением расхода сетевой воды – количественное регулирование;
3. изменением расхода и температуры воды – качественно-количественное регулирование.

Регулирование путем изменения длительности работы n называется регулированием пропусками. Применяется как местное в дополнение к центральному.

Выбор метода регулирования зависит от гидравлической устойчивости системы. Гидравлическая устойчивость – это способность системы поддерживать заданный гидравлический режим и характеризуется коэффициентом гидравлической устойчивости

$$y = f(\Delta P_{аб} / \Delta P_c), \quad (4.6)$$

где $\Delta P_{аб}$ – располагаемый перепад давления у наиболее удаленного потребителя;

ΔP_c – перепад давления, срабатываемый в сети.

Если $y \leq 0,4$, то применяется качественное регулирование. Если $y > 0,4$, то применяется качественно-количественное регулирование. Центральное регулирование ориентируется на основной вид нагрузки района. Таковой может быть нагрузка отопления (регулирование по отопительной нагрузке), либо совмещенная нагрузка отопления и ГВС (регулирование по совмещенной нагрузке).

5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

5.1 Задачи теплового расчета. Методика теплового расчета однетрубных и многотрубных теплопроводов

В задачу теплового расчета входит решение следующих вопросов:

1. Определение тепловых потерь теплопровода;
2. Расчет температурного поля вокруг теплопровода, т.е. определение температур изоляции, воздуха в канале, стен канала, грунта.
3. Расчет падения температуры теплоносителя вдоль теплопровода;
4. Выбор толщины тепловой изоляции теплопровода.

По характеру теплового расчета следует различать одно- и многотрубные подземные теплопроводы. В однетрубных теплопроводах все термические сопротивления включены последовательно. В многотрубных теплопроводах все термические

сопротивления включены параллельно друг другу и последовательно к цепи канал – грунт.

Однотрубный теплопровод. При бесканальной прокладке термическое сопротивление теплопровода представляет собой сумму двух слагаемых – сопротивления слоя изоляции и сопротивления грунта:

$$R = R_{И} + R_{ГР}. \quad (5.1)$$

При наличии воздушной прослойки между изолированным трубопроводом и стенкой канала термическое сопротивление теплопровода определяется как сумма последовательно соединенных сопротивлений (рис. 5.1):

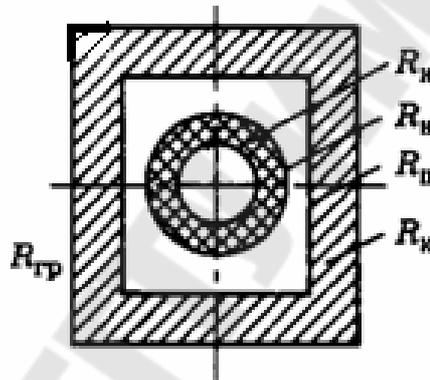


Рис. 5.1. Схема однотрубного теплопровода в канале

$$R = R_{И} + R_{Н} + R_{П.К} + R_{К} + R_{ГР}, \quad (5.2)$$

где $R_{И}, R_{Н}, R_{П.К}, R_{К}, R_{ГР}$ – сопротивление соответственно слоя изоляции, наружной поверхности изоляции, внутренней поверхности канала, стенок канала, грунта.

Определим температуру воздуха в канале однотрубного теплопровода. Составим уравнение теплового баланса. Количество теплоты, подведенной от теплоносителя к каналу, равно количеству теплоты, отведенной из канала в грунт:

$$\frac{\tau - t_k}{R_{II} + R_H} = \frac{t_k - t_0}{R_{II.K.} + R_K + R_{GP}}, \quad (5.3)$$

откуда

$$t_k = \frac{\frac{\tau}{R_{II} + R_H} + \frac{t_0}{R_{II.K.} + R_K + R_{GP}}}{\frac{1}{R_{II} + R_H} + \frac{1}{R_{II.K.} + R_K + R_{GP}}}, \quad (5.4)$$

где t_k – температура воздуха в канале.

При изменении температуры теплоносителя на $d\tau$ температура в канале изменяется на dt_k .

Отсюда следует, что

$$\frac{dt_k}{d\tau} = \frac{1}{1 + \frac{R_{II} + R_H}{R_{II.K.} + R_K + R_{GP}}}. \quad (5.5)$$

Многотрубный теплопровод. Если несколько трубопроводов проложены в общем канале, то тепловой поток (тепловые потери) от каждого из них поступают в канал, а затем общий тепловой поток отводится через стенки канала и грунт в наружную среду. Выведем основные расчетные уравнения для многотрубного теплопровода в канале. В подземном канале проложено n трубопроводов, термические сопротивления изоляционной конструкции (слоя и наружной поверхности изоляции) каждого из теплопроводов соответственно равны $R_1, R_2 \dots R_n$, а температуры теплоносителя в каждом из трубопроводов $\tau_1, \tau_2 \dots \tau_n$.

Суммарное термическое сопротивление внутренней поверхности канала, стенок канала и грунта

$$R_{K-O} = R_{II.K.} + R_K + R_{GP}, \quad (5.6)$$

Температура грунта на глубине заложения оси теплопровода равна t_0 . Обозначив искомую температуру воздуха в канале через t_k , напишем уравнение теплового баланса

$$\frac{\tau_1 - t_{\kappa}}{R_1} + \frac{\tau_2 - t_{\kappa}}{R_2} + \dots + \frac{\tau_n - t_{\kappa}}{R_n} = \frac{t_n - t_{\kappa}}{R_{\kappa-0}}, \quad (5.7)$$

откуда температура воздуха в канале многотрубного теплопровода:

$$t_{\kappa} = \frac{\tau_1 / R_1 + \tau_2 / R_2 + \dots + \tau_n / R_n + \tau_0 / R_{\kappa-0}}{1 / R_1 + 1 / R_2 + \dots + 1 / R_n + 1 / R_{\kappa-0}}. \quad (5.8)$$

Зная температуру воздуха в канале, легко найти теплотери каждого трубопровода.

Изменение температуры любого теплоносителя на $d\tau_1$ вызывает изменение температуры в канале на

$$\frac{dt_{\kappa}}{d\tau_1} = \frac{1}{1 + R_1 \left(\frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} + \frac{1}{R_{\kappa-0}} \right)}. \quad (5.9)$$

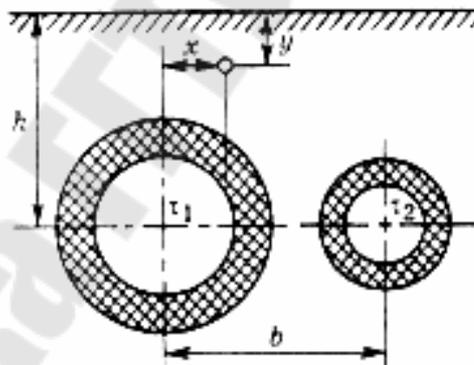


Рис. 5.2 Схема двухтрубного бесканального теплопровода

Расчет теплотерь многотрубного бесканального теплопровода может быть проведен по методу, разработанному Е.П. Шубиным. Взаимное влияние соседних труб учитывается условным дополнительным сопротивлением R_0 . При двухтрубном теплопроводе условное дополнительное сопротивление (рис. 5.2)

$$R_0 = \frac{1}{2\pi\lambda_{cp} \ln \sqrt{1 + (2h/b)^2}}, \quad (5.10)$$

где h – глубина заложения оси теплопровода от поверхности земли;
 b – расстояние по горизонтали между осями труб.

Теплопотери двухтрубного бесканального теплопровода рассчитываются по следующим формулам:

теплопотери первой трубы

$$q_1 = \frac{(\tau_1 - t_0)R_2 - (\tau_2 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (5.11)$$

теплопотери второй трубы

$$q_2 = \frac{(\tau_2 - t_0)R_1 - (\tau_1 - t_0)R_0}{R_1R_2 - R_0^2}, \quad (5.12)$$

где τ_1 и τ_2 – температуры теплоносителя в первой и второй трубах;

t_0 – естественная температура грунта на глубине оси теплопровода;

R_1 – суммарное термическое сопротивление изоляции первой трубы и грунта;

$$R_1 = R_{u1} + R_{zp}, \quad (5.13)$$

R_2 – суммарное термическое сопротивление изоляции второй трубы и грунта:

$$R_2 = R_{u2} + R_{zp}, \quad (5.14)$$

5.2 Тепловые потери и коэффициент эффективности тепловой изоляции

Тепловые потери сети слагаются из двух частей:

1) теплопотерь участков трубопровода, не имеющих арматуры и фасонных частей, – линейные теплопотери;

2) теплопотерь фасонных частей, арматуры, опорных конструкций, фланцев и т.д. – местные теплопотери.

Линейные тепловые потери теплопровода

$$Q_L = q \cdot l, \quad (5.15)$$

где q – удельные тепловые потери, Вт/м или ккал/(ч·м);
 l – длина теплопровода, м.

Тепловые потери отводов, гнутых компенсаторов и других деталей, периметр поперечного сечения которых близок к периметру трубопровода, подсчитываются по формулам для прямых труб круглого сечения. Тепловые потери фланцев, фасонных частей и арматуры определяются обычно в эквивалентных длинах трубы того же диаметра:

$$Q_m = q \cdot l_э, \quad (5.16)$$

где Q_m – местные теплотери, Дж/с или ккал/ч ;
 $l_э$ – эквивалентная длина трубы, м.

Суммарные тепловые потери теплопровода определяются по формуле

$$Q = q \cdot (l + l_э) = q \cdot l \cdot (1 + \mu), \quad (5.17)$$

где Q – суммарные тепловые потери;
 $\mu = l_э / l$ – коэффициент местных потерь.

Для предварительных расчетов теплотерь теплопроводов можно принимать $\mu = 0,2 - 0,3$.

Для оценки эффективности изоляционной конструкции часто пользуются показателем, называемым *коэффициентом эффективности изоляции*

$$\eta_{И} = (Q_{Г} - Q_{И}) / Q_{Г} = 1 - Q_{И} / Q_{Г}, \quad (5.18)$$

где $Q_{Г}$ и $Q_{И}$ – тепловые потери неизолированной и изолированной труб.

Обычно коэффициент эффективности изоляционных конструкций теплопровода $\eta_{И} = 0,85 - 0,95$.

5.3 Падение температуры теплоносителя и выпадение конденсата

В процессе движения по теплопроводу энтальпия теплоносителя уменьшается. Вследствие этого происходит снижение температуры

теплоносителя вдоль теплопровода, а при транспортировке насыщенного пара выпадает конденсат. При коротких теплопроводах, когда ожидаемое падение температуры не превышает 3–4 % значения температуры в начале участка, расчет может проводиться в предположении постоянства удельных тепловых потерь.

Уравнение теплового баланса в этом случае имеет вид

$$G \cdot c_p \cdot (\tau_1 - \tau_2) = q \cdot l \cdot (1 + \mu), \quad (5.19)$$

где G – расход теплоносителя на участке; c_p – теплоемкость теплоносителя;

τ_1 и τ_2 – температура теплоносителя в начале и конце участка, °С.

Из (5.18) следует

$$\tau_2 = \tau_1 - q \cdot l \cdot (1 + \mu) / G. \quad (5.20)$$

При транспорте перегретого пара, когда наряду с тепловыми потерями имеют место значительные потери давления, можно пользоваться более точным методом.

По известному давлению p_2 в конце участка и найденной из теплового баланса энтальпии

$$h_2 = h_1 - q \cdot l \cdot (1 + \mu) / G, \quad (5.21)$$

с помощью таблиц или диаграмм водяного пара легко определить температуру τ_2 .

При длинных и слабоизолированных участках паропровода или малых расходах теплоносителя, когда ожидаемое падение температуры значительно, необходимо учитывать изменение удельных тепловых потерь по длине участка.

Рассмотрим паропровод перегретого пара длиной l . Окружающая среда имеет температуру t_0 . Термическое сопротивление изоляционной конструкции паропровода равно R :

$$\tau_2 = t_0 + \frac{\tau_1 - t_0}{\frac{l \cdot (1 + \mu)}{R \cdot G \cdot c_p}}. \quad (5.22)$$

Полученная формула (5.22), строго говоря, справедлива при изобарном процессе течения, так как при ее выводе не учитывалось падение температуры пара в паропроводе из-за падения давления.

Снижение температуры пара, вызываемое падением давления, можно определить по формуле

$$\Delta\tau_{\text{д}} = \frac{dt}{dp} \Delta p, \quad (5.23)$$

где $\frac{dt}{dp}$ – дифференциальный дроссель-эффект, К/Па;

Δp – падение давления пара, Па.

Действительная температура пара в конце паропровода

$$\tau_{\text{д2}} = \tau_2 - \Delta\tau_{\text{д}}, \quad (5.24)$$

где τ_2 – температура пара в конце паропровода при изобарном течении, определяемая по формуле (5.21).

Количество конденсата, выпадающего на участке паропровода при транспортировке насыщенного пара

$$G_{\text{к}} = \frac{q \cdot l \cdot (1 + \mu)}{r}, \quad (5.25)$$

где r – скрытая теплота парообразования.

При прекращении циркуляции теплоносителя в подземных водяных теплопроводах возникает неустановившийся тепловой процесс, при котором температура теплоносителя (воды), а также температура воздуха в канале постепенно снижаются по экспоненте, стремясь в пределе к температуре окружающей среды, которой в данном случае служит естественная температура грунта.

Температура теплоносителя в любом из трубопроводов, например в трубопроводе 1, через время Z , с, (ч) после прекращения циркуляции определяется по формуле

$$\tau_{\text{к1}} = t_{\text{к.сп.}} + \frac{\tau_{\text{н1}} - t_{\text{к.сп.}}}{e^{Z/(R_1 \cdot G_1 \cdot c_p)}}, \quad (5.26)$$

где $t_{к.ср.}$ – средняя температура воздуха в канале за период времени Z , ее можно упрощенно находить по формуле:

$$t_{к.ср.} = 0,5(t_{к.н} \pm t_{к}), \quad (5.26)$$

$t_{к.н}$ – температура воздуха в канале в момент прекращения циркуляции;

$t_{к}$ – то же через время Z после прекращения циркуляции.

При надземной прокладке теплопроводов

$$\tau_{к} = t_{в} + \frac{\tau_{н} - t_{в}}{e^{Z/(R \cdot G \cdot c_p)}}, \quad (5.28)$$

где $t_{в}$ – температура окружающего воздуха; $\tau_{н}$ – температура теплоносителя в момент прекращения циркуляции.

5.4 Выбор толщины теплоизоляционного слоя

Выбор толщины изоляции определяется техническими и технико-экономическими соображениями.

Основные технические соображения, которыми руководствуются при выборе толщины изоляции, заключаются в следующем:

1. Обеспечение заданной температуры теплоносителя в отдельных точках тепловой сети. Это условие особенно важно для паропроводов в тех случаях, когда должна быть гарантирована подача перегретого пара отдельным абонентам;

2. Выдерживание нормированных экономически обоснованных теплотерь;

3. Непревышение заданной температуры поверхности изоляции; при прокладке теплопровода в рабочих помещениях или в проходных каналах по условиям безопасности предельная температура поверхности должна составлять 40 °С. В некоторых случаях предельная температура поверхности выбирается из условия защиты от разрушения наружной оболочки изоляции.

На основании технических требований определяется предельная минимальная толщина тепловой изоляции. Вопрос о

целесообразности увеличения толщины и повышения эффективности тепловой изоляции решается технико-экономическим расчетом.

Термическое сопротивление изоляционной конструкции трубопровода

$$R = R_{cl} + R_n = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \ln \frac{D_n}{D_m} + \frac{1}{\pi \cdot \alpha \cdot D_n}. \quad (5.29)$$

При некотором значении наружного диаметра изоляции, называемом критическим $D_{н*}$, термическое сопротивление изоляционной оболочки минимально.

Это значение критического диаметра $D_{н*}$, определяемое из условия $dR/dD_n = 0$, находится по формуле

$$D_n = 2\lambda / \alpha. \quad (5.30)$$

6 ТЕПЛОПРОВОДЫ

6.1 Конструкция теплопроводов

В общем случае теплопровод состоит из трех основных элементов:

1. Рабочего трубопровода, по которому транспортируется теплоноситель и который в современных условиях обычно выполняется из стальных труб, соединенных между собой с помощью сварки;

2. Изоляционной конструкции, предназначенной для защиты наружной поверхности стального трубопровода от коррозии и теплопровода в целом от тепловых потерь;

3. Несущей конструкции, воспринимающей весовую нагрузку теплопровода и другие усилия, возникающие при его работе, а также разгружающей стальной трубопровод и его изоляционную конструкцию от нагрузки окружающей среды (веса грунта, движущегося наземного транспорта, ветра и т.д.).

Современные теплопроводы должны удовлетворять следующим основным требованиям:

1) надежная прочность и герметичность трубопроводов и установленной на них арматуры при ожидаемых в эксплуатационных условиях давлениях и температурах теплоносителя;

2) высокое и устойчивое в эксплуатационных условиях тепло- и электросопротивление, а также низкие воздухопроницаемость и водопоглощение изоляционной конструкции;

3) индустриальность и сборность; возможность изготовления в заводских условиях всех основных элементов теплопровода, укрупненных до пределов, определяемых типом и мощностью подъемно-транспортных средств; сборка теплопроводов на трассе из готовых элементов;

4) возможность механизации всех трудоемких процессов строительства и монтажа;

5) ремонтпригодность, т.е. возможность быстрого обнаружения причин возникновения отказов или повреждений и устранение их и их последствий путем проведения ремонта в заданное время;

6) экономичность при строительстве и эксплуатации.

Подземные теплопроводы. Все конструкции подземных теплопроводов можно разделить на две группы: канальные и бесканальные.

В канальных теплопроводах изоляционная конструкция разгружена от внешних нагрузок грунта стенками канала.

В бесканальных теплопроводах изоляционная конструкция испытывает нагрузку грунта.

Каналы сооружаются проходными и непроходными.

Из всех подземных теплопроводов наиболее надежными, зато и наиболее дорогими по начальным затратам являются теплопроводы в проходных каналах.

Габаритные размеры проходных каналов выбирают из условия обеспечения достаточного прохода для обслуживающего персонала и свободного доступа ко всем элементам оборудования, требующим постоянного обслуживания (задвижки, сальниковые компенсаторы, дренажные устройства и т.п.).

Проходные каналы должны быть оборудованы естественной вентиляцией для поддержания температуры воздуха не выше 30 °С. электрическим освещением низкого напряжения (до 30 В), устройством для быстрого отвода воды из канала.

Большинство теплопроводов прокладывается в непроходных каналах или бесканально.

Теплопроводы в непроходных каналах. Каналы собираются из унифицированных железобетонных элементов разных размеров (рис. 6.1). Для надежной и долговечной работы теплопровода необходима защита канала от поступления в него грунтовых или поверхностных вод. Как правило, нижнее основание канала должно быть выше максимального уровня грунтовых вод.

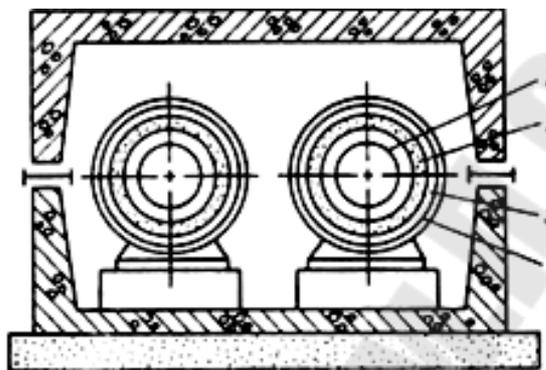


Рис. 6.1. Теплопровод в непроходном канале с воздушным зазором
1 – трубопровод; 2 – антикоррозионное покрытие; 3 – теплоизоляционный слой;
4 – защитное механическое покрытие

Бесканальные теплопроводы. Бесканальные теплопроводы находят оправданное применение в том случае, когда они по надежности и долговечности не уступают теплопроводам в непроходных каналах и даже превосходят их, являясь более экономичными по сравнению с последними по начальной стоимости и трудозатратам на сооружение и эксплуатацию.

Все конструкции бесканальных теплопроводов можно разделить на три группы: *в монолитных оболочках, засыпные, литые.*

Наземные теплопроводы. Надземные теплопроводы обычно укладываются на отдельно стоящих опорах (низких или высоких), на вантовых конструкциях, подвешенных к пилонам мачт, на эстакадах. В СССР были разработаны типовые конструкции надземных теплопроводов на отдельно стоящих высоких и низких железобетонных опорах (серии ИС-01-06 и ИС-01-07). При прокладке теплопроводов на низких опорах расстояние между нижней образующей изоляционной оболочки трубопровода и поверхностью земли принимается не менее 0,35 м при ширине группы труб до 1,5 м и не менее 0,5 м при ширине группы труб более 1,5 м. Высокие отдельно стоящие опоры могут выполняться жесткими, гибкими и качающимися (рис. 6.2).

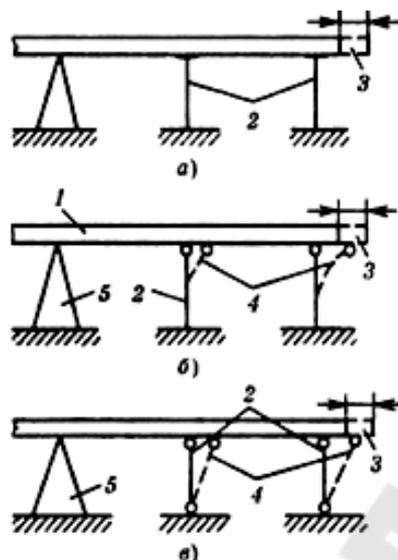


Рис. 6.2. Виды отдельно стоящих промежуточных опор а – жесткая опора; б – гибкая опора; в – двухшарнирная (качающаяся) опора; 1 – трубопровод; 2 – промежуточные опоры; 3 – температурная деформация; 4 – положение промежуточных опор при температурной деформации; 5 – анкерная опора

6.2 Теплоизоляционные материалы и конструкции

Важное значение в устройстве теплопровода имеет тепловая изоляция. От качества изоляционной конструкции теплопровода зависят не только тепловые потери, но, что не менее важно, его долговечность.

Основные требования к теплоизоляционным конструкциям заключаются в следующем:

- 1) низкая теплопроводность как в сухом состоянии, так и в состоянии естественной влажности;
- 2) малое водопоглощение и небольшая высота капиллярного подъема жидкой влаги;
- 3) малая коррозионная активность;
- 4) высокое электрическое сопротивление;
- 5) щелочная реакция среды ($pH > 8,5$);
- 6) достаточная механическая прочность.

6.3 Трубы и их соединения

Техника транспорта теплоты предъявляет следующие основные требования к трубам, применяемым для теплопроводов:

- 1) достаточная механическая прочность и герметичность при имеющихся место давлениях и температурах теплоносителя;
- 2) эластичность и стойкость против термических напряжений при переменном тепловом режиме;
- 3) постоянство механических свойств;
- 4) стойкость против внешней и внутренней коррозии;
- 5) малая шероховатость внутренних поверхностей;
- 6) отсутствие эрозии внутренних поверхностей;
- 7) малый коэффициент температурных деформаций;
- 8) высокие теплоизолирующие свойства стенок трубы;
- 9) простота, надежность и герметичность соединения отдельных элементов;
- 10) простота хранения, транспортировки и монтажа.

Все известные до настоящего времени типы труб одновременно не удовлетворяют всем перечисленным требованиям. В частности, этим требованиям не вполне удовлетворяют стальные трубы, применяемые для транспорта пара и горячей воды. Однако высокие механические свойства и эластичность стальных труб, а также простота, надежность и герметичность соединений (сварка) обеспечили практически 100%-ное применение этих труб в системах централизованного теплоснабжения.

6.4 Расчет усилий и напряжений, действующих в трубопроводах теплосетей

Наиболее слабым местом стальных трубопроводов, по которому следует вести проверку напряжений, является сварные швы. Под действием внутреннего давления в элементе стенки трубопровода возникают следующие напряжения:

- 1) напряжение растяжения σ_1 в торцевой плоскости, нормальной к оси трубы; его вектор направлен по образующей цилиндра);
- 2) напряжение растяжения σ_2 в осевой (меридиональной) плоскости; его вектор направлен по касательной к окружности трубы;
- 3) напряжение сжатия σ_3 , нормальное к внутренней поверхности трубы. Кроме того в стенках трубопроводов возникают напряжения изгиба: σ_4 – под действием собственного веса трубопровода, веса тепловой изоляции и теплоносителя(в надземных возможен также изгиб под действием скоростного напора ветра), σ_5 – под действием термической деформации в гнутых компенсаторах и на

участках естественной компенсации. При термической деформации пространственных трубопроводов возникает в ряде случаев напряжение кручения τ . σ_4 и σ_5 возникают в плоскости нормальной оси трубы и векторы направлены по образующим цилиндра.

При одновременном действии всех видов деформации приведенное макс напряжение:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_u^2 + 3\tau^2}, \quad (6.1)$$

где σ_p – суммарное напряжение от растяжения под действием внутреннего давления;

σ_u – суммарное напряжение от изгиба;

$\sigma_{\text{пр}}$ – не должно превосходить допускаемого для наиболее опасного сечения трубопровода, которым является сварной стык:

$$\sigma_{\text{пр}} \leq [\sigma], \quad (6.2)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Осевая сила внутреннего давления, действующая в торцевой плоскости нормальной оси трубы:

$$p_1 = p \cdot \pi \cdot d_e^2 / 4, \quad (6.3)$$

где P – внутреннее давление в трубопроводе, Па.

$$\sigma_1 = \frac{p_1}{\pi(d_e + \delta)\delta} = \frac{\pi d_e}{4(1 + \frac{\delta}{d_e})\delta}. \quad (6.4)$$

На участках прямолинейных трубопроводов при установке на них сальниковых компенсаторов $p_1 = 0$, следовательно $\sigma_1 = 0$.

Напряжение растяжения в осевой плоскости с вектором, направленным по дуге окружности для участка трубы длиной l :

$$\sigma_2 = \frac{p_2}{f_0} = \frac{p \cdot d_e \cdot l}{2\delta \cdot l} = \frac{p \cdot d_e}{2 \pm \delta}, \quad (6.5)$$

где $p_2 = p \cdot d_e \cdot l$ – сила внутреннего давления, действующая в осевой плоскости

$f_0 = 2 \cdot \delta \cdot l$ – площадь сечения стенок трубы в осевой плоскости

Напряжение сжатия $\sigma_3 = p$ значительно меньше σ_1 и σ_2 ($\sigma_3 = 0$), тогда

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \frac{p \cdot d_g}{2,3 \cdot \delta}, \quad (6.6)$$

Для участков, на которых $p_1 = 0$ ($\sigma_1 = 0$):

$$\sigma_p = \sigma_2 = \frac{p d_g}{2 \delta}, \quad (6.7)$$

$$\sigma_u = \sqrt{\sigma_4^2 + \sigma_5^2}. \quad (6.8)$$

В плоскостных трубопроводах $T = 0$, следовательно:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_p^2 + \sigma_u^2}. \quad (6.9).$$

6.5 Опоры теплопроводов Расчет изгибающих моментов и горизонтальных реакций. Расчет сальниковых компенсаторов.

Опоры являются ответственными деталями теплопровода. Они воспринимают усилия от трубопроводов и передают их на несущие конструкции или грунт. При сооружении теплопроводов применяют опоры двух типов: *свободные и неподвижные*.

Свободные опоры воспринимают вес трубопровода и обеспечивают его свободное перемещение при температурных деформациях.

Неподвижные опоры фиксируют положение трубопровода в определенных точках и воспринимают усилия, возникающие в местах фиксации под действием температурных деформаций и внутреннего давления.

По принципу работы свободные опоры делятся на скользящие, роликовые, катковые и подвесные. Горизонтальная реакция, возникающая на свободной опоре при термической деформации трубопровода, зависит от типа опоры.

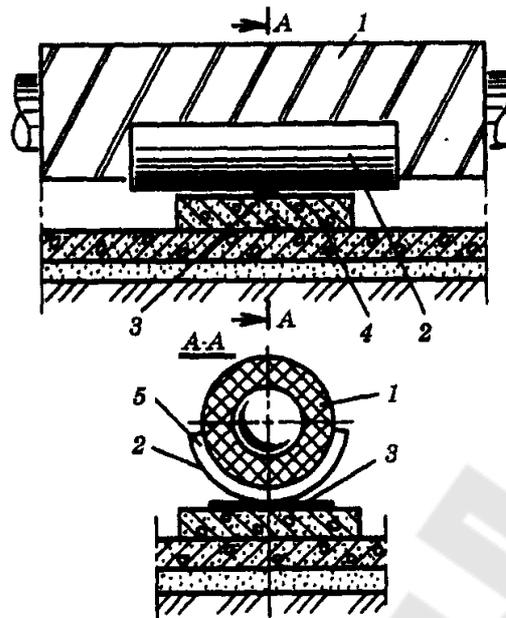


Рис. 6.3. Скользящая опора
 1 – тепловая изоляция; 2 – опорный полуцилиндр;
 3 – стальная скоба; 4 – бетонный камень; 5 – цементно-песчаный раствор

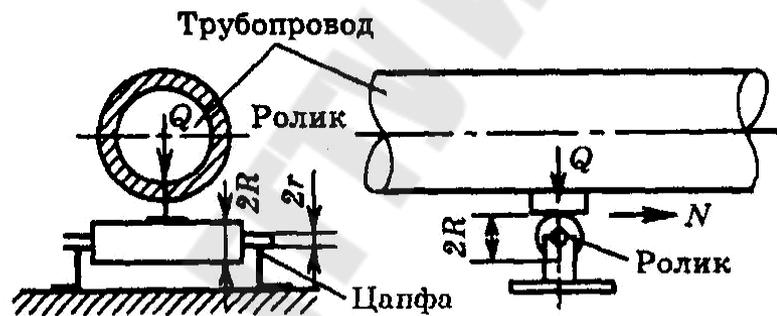


Рис. 6.4. Роликовая опора

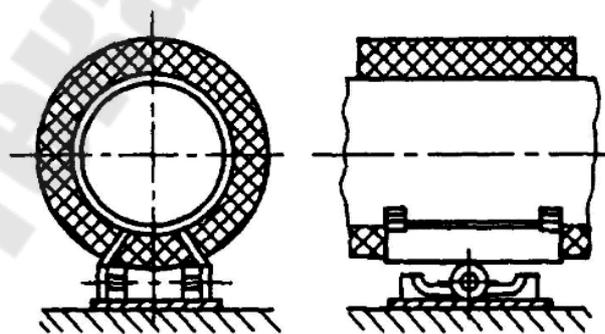


Рис. 6.5. Катковая опора

В некоторых случаях, когда по условиям размещения трубопроводов относительно несущих конструкций скользящие и катящие опоры не могут быть установлены, применяют *подвесные опоры* (рис. 6.6).

Для уменьшения перекосов трубопровода желательно длину подвески выбирать возможно большей. При недопустимости перекосов трубы и невозможности применения скользящих опор следует применять пружинные подвесные опоры или опоры с противовесом (рис. 6.6 б, в).

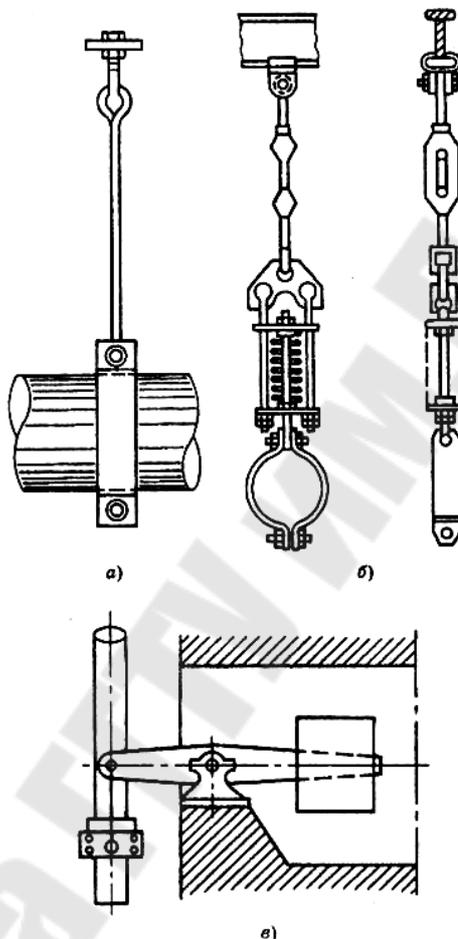


Рис. 6.6. Подвесные опоры
а – простая опора; б – пружинная; в – с контргрузом

При расчете изгибающих напряжений и деформаций трубопровод, лежащий на свободных опорах, рассматривается как многопролетная балка. При одинаковой длине пролета между свободными опорами максимальный изгибающий момент в многопролетном трубопроводе возникает на опоре:

$$M_0 = \frac{q \cdot l^2}{12}, \quad (6.10)$$

где $q = \sqrt{q_6^2 + q_2^2}$ – удельная нагрузка на единицу длины трубопровода, Н/м;

l – длина пролета между опорами, м;

q_6, q_2 – удельная нагрузка на единицу длины, вертикальная (учитывается вес трубопровода) и горизонтальная (учитывается ветровое усилие), Н/м:

$$q_2 = \frac{k \cdot (w_6^2 / 2)}{\rho \cdot d_n}, \quad (6.11)$$

где w_6 – скорость ветра, м/с;

ρ – плотность воздуха кг/м³;

d_n – наружный диаметр изоляции трубопровода, м;

k – аэродинамический коэффициент (1,4–1,6).

Ветровое усилие учитывается только в надземных трубопроводах открытой прокладки. Изгибающий момент в середине пролета:

$$M_n = \frac{q \cdot l^2}{24}. \quad (6.12)$$

Изгибающий момент равен нулю на расстоянии $0,2l$ от опоры. Максимальный прогиб – в середине пролета. Пролет определяется из уравнения:

$$M_0 = \frac{q \cdot l^2}{12} = \sigma_4 W, \quad (6.13)$$

$$l = \frac{12 \cdot \sigma_4 \cdot W}{q}, \quad (6.14)$$

где σ_4 – напряжение от изгиба:

$$\sigma_4 = \beta [\sigma], \quad (6.15)$$

β – коэффициент изгиба;

W – экваториальный момент сопротивления трубы, м³.

$$W = \frac{0,1(d_n^4 - d_6^4)}{d_n}. \quad (6.16)$$

По принципу работы свободны опоры делятся на скользящие, роликовые, катковые и подвесные. Горизонтальная реакция на свободной опоре при термической деформации трубопровода зависит от типа опоры. Горизонтальная реакция на скользящей опоре:

$$N = Q_g \mu, \quad (6.17)$$

где μ – коэффициент трения скольжения,

Q_g – вертикальное усилие, Н.

Роликовые опоры: чтобы ролик вращался, нужно чтобы момент сил, создаваемый трубопроводом на поверхности ролика относительно оси вращения превышал сумму моментов сил трения на поверхности ролика и на поверхности цапф относительно той же оси:

$$N \cdot R \geq Q_g \cdot S + Q_g, \quad (6.18)$$

$$N \geq \frac{Q_g(S + \mu \cdot r)}{R}, \quad (6.19)$$

где r – радиус цапфы, м;

R – радиус ролика, м.

Наименьшее значение горизонтальной реакции имеют катковые опоры. В них трение скольжения отсутствует. Горизонтальная реакция определяется из уравнения моментов действующих сил:

$$2N \cdot R = Q_g(S_1 + S_2). \quad (6.20)$$

Следовательно горизонтальная реакция:

$$N = \frac{Q_g(S_1 + S_2)}{2R}, \quad (6.21)$$

где S_1 и S_2 – плечо трения качения 1 – при перемещении катка на опорной поверхности, 2 – при перемещении стальной поверхности трубопровода.

В некоторых случаях, когда по условиям размещения трубопровода относительно несущих конструкций скользящие и катящиеся опоры не могут быть установлены, применяются подвесные опоры. Их недостаток – деформация, перекосы и изгибы труб вследствие различной амплитуды подвесок, находящихся на

различном расстоянии от неподвижной опоры из-за разных углов их поворота. По мере удаления от неподвижной опоры увеличивается температура деформация трубопровода и возрастает угол поворота подвесок. Для уменьшения перекосов желательно длину подвесок выбирать возможно большей. При недопустимости перекосов и невозможности применения скользящих опор следует применять пружинные подвесные опоры с противовесом. Усилия, воспринимаем неподвижными опорами складываются из неуравновешенных сил внутреннего давления, реакций свободных опор и реакций компенсаторов температурных деформаций. Эти усилия действуют с обеих сторон неподвижной опоры. Результирующие усилия, действующие на неподвижную опору:

$$N = a \cdot p \cdot F_{\text{в}} + \mu \cdot q_{\text{в}} \cdot \Delta l + \Delta S, \quad (6.22)$$

где $a \cdot p \cdot F_{\text{в}}$ – результирующее осевое усилие внутреннего давления;

$\mu \cdot q_{\text{в}} \cdot \Delta l$ – результирующая реакция свободных опор;

ΔS – результирующая осевая реакция компенсаторов;

a – коэффициент, зависящий от направления действия осевых усилий внутреннего давления обеих сторон опоры, что определяется конфигурацией трубопровода и способом компенсаций температурных деформаций,

p – внутреннее рабочее давление в трубопроводе, Па;

$F_{\text{в}}$ – площадь внутреннего сечения трубопровода;

μ – коэффициент трения на свободных опорах;

Δl – разность длин участков трубопровода с обеих сторон неподвижной опоры.

Сила трения в осевых компенсаторах сальникового типа:

$$S = \pi \cdot d_{\text{н}}^2 \cdot b \cdot p \cdot \alpha \cdot \mu, \quad (6.23)$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр стакана компрессора, практически равный наружному диаметру трубы, м;

b – отношение высоты сальниковой набивки к $d_{\text{н}}$;

p – рабочее давление в трубопроводе;

α – отношение удельного давления сальниковой набивки на поверхность стакана к рабочему давлению;

μ – коэффициент трения набивки по стакану.

Отношение силы трения сальникового компенсатора к осевому усилию внутреннего давления:

Неподвижные опоры делятся на: незгруженные (воспринимают осевую реакцию внутреннего давления $p \cdot F_g$) и разгруженные (на которые осевая реакция внутреннего давления не передается). При $\Delta l \approx 0$ при сальниковых компенсаторах: при незгруженных опорах:

$$N = (1 + \beta) \cdot p \cdot F_g, \quad (6.24)$$

где $\beta = S / p_1$ – отношение силы трения сальникового компенсатора к осевому усилию внутреннего давления.

При разгруженных опорах:

$$N = \beta \cdot p \cdot F_g. \quad (6.25)$$

При расположении неподвижной опоры между камерами в непроходных каналах или при бесканальной прокладке удобнее железобетонные щитовые опоры.

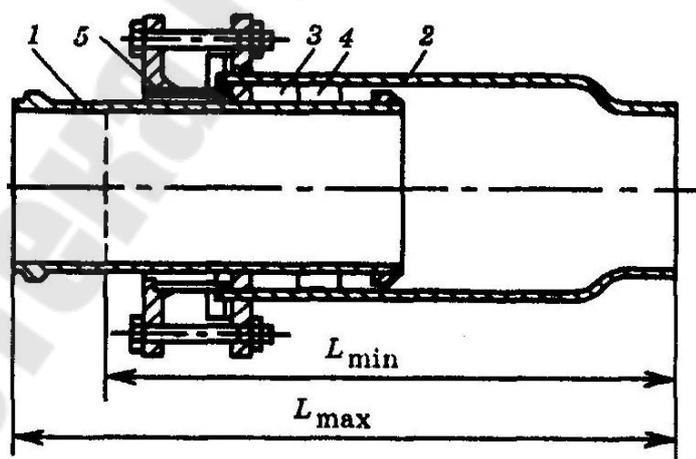


Рис. 6.7. Односторонний сальниковый компенсатор
1 – стакан; 2 – корпус; 3 – набивка; 4 – упорное кольцо; 5 – грундбукса

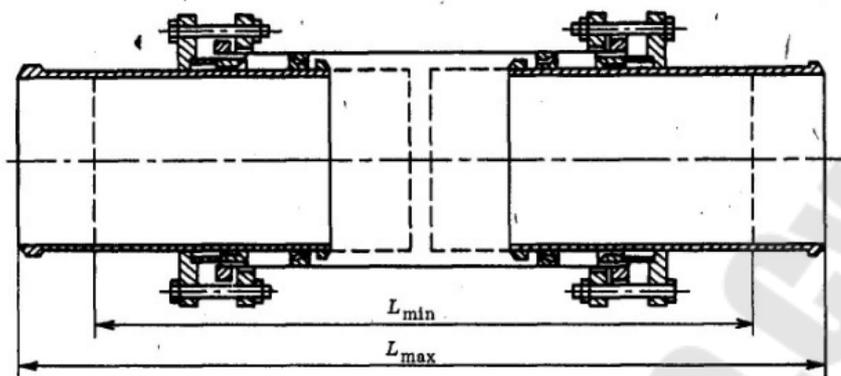


Рис. 6.8. Двухсторонний сальниковый компенсатор

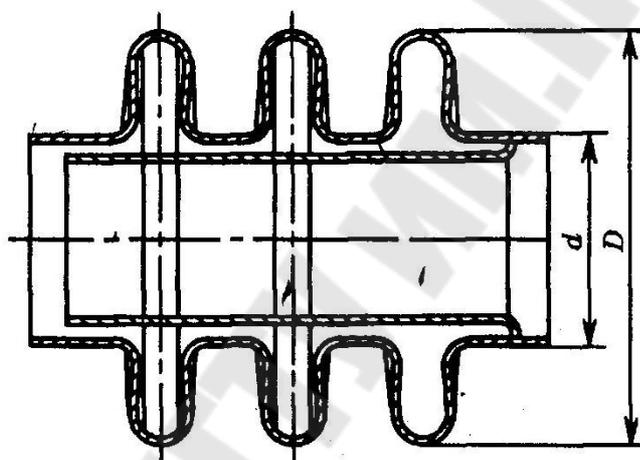


Рис. 6.9. Трёхволновой сальниковый компенсатор

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. - М.: Издательство МЭИ, 2001 г.
2. Голубков Б.Н., Початков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. - М. : Энергоиздат, 1982.
3. Промышленные тепловые электростанции. Под общ. ред. Соколова Е.Я. - М.: Энергия, 1979.
4. Арсеньев, Г.В., Белоусов В.П. и др. Тепловое оборудование и тепловые сети. - М.: Энергоатомиздат, 1988 .
5. Теплотехника. Под общ. ред. А. П. Баскакова – М. : Энергоатомиздат, 1991 г.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника. Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина Книга 4 - М.: Энергоатомиздат, 1991г.
7. Кузнецов Н.М., Канов А.А., Конн И.З. Энергетическое оборудование блоков АЭС. - М.: Машиностроение, 1979 г.
8. Щукин А.А., и др. Теплотехника. - М. : Металлургия, 1973.

ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Пособие

**для слушателей специальности переподготовки
1-43 01 71 «Техническая эксплуатация
теплоэнергетических установок
и систем теплоснабжения»
заочной формы обучения**

Составитель Кидун Наталья Михайловна

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 12.01.23.

Рег. № 86Е.

<http://www.gstu.by>