

621.1
Я47

2516

**Б.В. Яковлев,
Ю.Б. Яковлев**



**ТЕПЛОФИКАЦИЯ И
ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ**

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
Энергетический факультет

Б.В. ЯКОВЛЕВ
Ю.Б. ЯКОВЛЕВ

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

**Учебное пособие по практическим занятиям и курсовому
проектированию для студентов специальности**
43.01.04 – Тепловые электрические станции
43.01.05 – Промышленная теплоэнергетика

Рекомендовано Редакционно-издательским советом
Белорусского национального технического университета

Минск 2003

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----|
| ПРЕДИСЛОВИЕ..... | 5 |
| 1. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЕ..... | 6 |
| 1.1. Виды тепловых нагрузок..... | 6 |
| 1.2. Годовой график тепловой нагрузки..... | 9 |
| 1.3. Расчет тепловых нагрузок потребителей и расхода теплоносителя..... | 11 |
| 1.3.1. Расчет потребности теплоты и расхода сетевой воды на отопление и вентиляцию зданий..... | 11 |
| 1.3.2. Расчет потребности теплоты и расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Общий расход теплоты и сетевой воды..... | 15 |
| 2. ВЫБОР МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ..... | 23 |
| 3. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ..... | 25 |
| 4. ВЫБОР СПОСОБА ПОКРЫТИЯ ТЕПЛОЙ НАГРУЗКИ..... | 29 |
| 4.1. Покрытие тепловой нагрузки за счет ТЭЦ..... | 29 |
| 4.2. Покрытие тепловой нагрузки за счет совместной работы источников теплоснабжения..... | 33 |
| 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОМ ПОТРЕБЛЕНИИ..... | 37 |
| 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ОТ ТЕПЛОФИКАЦИИ..... | 41 |
| 7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ..... | 49 |
| 7.1. Основные задачи и расчетные зависимости..... | 49 |
| 7.2. Методика расчета трубопроводов..... | 51 |
| 7.3. Расчет водяных тепловых сетей..... | 55 |
| 7.4. Пьезометрический график водяной тепловой сети и его построение..... | 61 |
| 7.5. Подбор насосов..... | 67 |
| 7.6. Определение характеристик совместно работающих насосов..... | 69 |
| 8. ВЫБОР ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ И ТЕПЛОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ..... | 73 |
| 8.1. Назначение тепловой изоляции, требования к теплоизоляционным материалам и их свойства..... | 73 |
| 8.2. Тепловой расчет изоляции..... | 75 |
| 8.2.1. Термическое сопротивление теплопроводов..... | 77 |
| 8.2.2. Тепловой расчет теплопроводов..... | 79 |
| 8.3. Определение потерь теплоты в тепловых сетях..... | 80 |
| 8.4. Выбор оптимальной толщины тепловой изоляции..... | 83 |
| ПРИЛОЖЕНИЯ..... | 92 |
| ЛИТЕРАТУРА..... | 124 |

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс «Теплофикация и тепловые сети» имеет важное значение в инженерной подготовке специалистов по теплоэнергетике и теплоснабжению.

Изложение материала в пособии основано на знаниях студентами гидравлики, технической термодинамики и теплопередачи, теоретических основ котельных установок и тепловых энергетических установок.

Практические занятия и курсовая работа по дисциплине «Теплофикация и тепловые сети» направлены на закрепление теоретических знаний, полученных студентами в ходе прослушивания одноименного курса лекций. Они должны выявить умение студентов применять их теоретическую подготовку в решении конкретных инженерных задач в области теплофикации и теплоснабжения, и в значительной мере будет способствовать этому настоящее пособие.

В соответствии с направленностью и объемом курсового проекта, впервые издаваемое в БНТУ данное учебное пособие содержит теоретический и новый справочный материал, необходимый для разработки основных разделов проекта. Однако это не исключает необходимость использования при этом специальных источников, перечень которых приведен в разделе «Литература».

В выдаваемом студенту задании по курсовому проекту указываются тема проекта, основные исходные данные, содержание расчетно-пояснительной записки, перечень графического материала, а при необходимости – и специально разрабатываемый вопрос. Указываются сроки выполнения проекта.

Пособие может быть использовано студентами других специальностей, изучающих основы теплоснабжения, а также инженерно-техническими работниками, связанными с проектированием и эксплуатацией систем теплоснабжения.

Энергетический факультет БНТУ выражает благодарность Комитету по энергоэффективности при Совете Министров Республики Беларусь за издание пособия.

1. ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ И ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЕ

1.1. Виды тепловых нагрузок

В системах централизованного теплоснабжения теплота расходуется на отопление зданий, нагревание приточного воздуха в установках вентиляции и кондиционирования, горячее водоснабжение, а также на технологические процессы промышленных предприятий.

В системах отопления и вентиляции теплота расходуется не непрерывно в течение года, а только при сравнительно низких температурах наружного воздуха. Поэтому таких потребителей тепловой энергии принято называть сезонными, а их тепловые нагрузки – сезонными тепловыми нагрузками.

Тепловая энергия в системах горячего водоснабжения и в технологических процессах промышленных предприятий расходуется непрерывно в течение года и мало зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому тепловые нагрузки на горячее водоснабжение и технологические нужды считаются круглогодичными тепловыми нагрузками. Только некоторые технологические процессы (сушка зерна, фруктов, консервирование сельскохозяйственных продуктов и т.д.) связаны с сезонным потреблением тепловой энергии.

Для сезонного теплового потребления характерны следующие особенности: 1) в течение года тепловые нагрузки изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха; 2) годовые расходы теплоты, определяемые метеорологическими особенностями текущего года в районе теплоснабжения (холодная или теплая зима), имеют значительные колебания; 3) изменения тепловой нагрузки на отопление в течение суток в основном за счет теплоустойчивости наружных ограждений зданий незначительны; 4) расходы теплоты для вентиляции по часам суток могут отличаться большим разнообразием в зависимости от сменности и режимов работы предприятий.

Как показано дальше, изменение тепловой нагрузки отопления и вентиляции от температуры наружного воздуха имеет линейную зависимость (рис. 1.1).

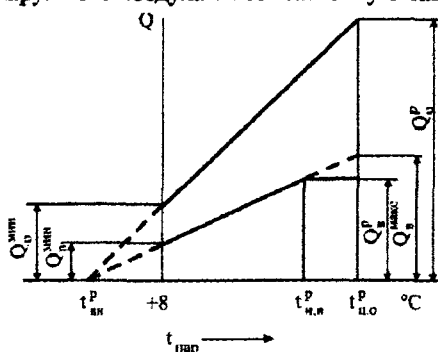


Рис. 1.1. График расхода теплоты на отопление Q_o и вентиляцию Q_v в зависимости от температуры наружного воздуха $t_{нар}$:

$t_{нар}^п$, $t_{нар}^п$ — расчетная температура наружного воздуха соответственно для отопления и вентиляции; $t_{нар}^п$ — расчетная температура воздуха внутри помещения

Тепловое потребление для целей горячего водоснабжения в течение года изменяется сравнительно мало, но отличается большой неравномерностью по часам суток. Летом расход теплоты в системах горячего водоснабжения жилых зданий по сравнению с зимой уменьшается на 30–35%. Это объясняется тем, что в летнее время температура воды в холодном водопроводе на 10–12°C выше, чем в зимний период. Кроме того, значительная часть городского населения летом в субботные и воскресные дни выезжает в загородные зоны, т.е. в те дни, когда в жилом секторе зимой наблюдаются максимальные разборы горячей воды.

На рис. 1.2 приведен ориентировочный график расхода теплоты на горячее водоснабжение жилого района, из которого следует, что тепловые нагрузки на горячее водоснабжение имеют не только резкие колебания внутри суток, но и в течение недели. В жилых домах, оборудованных ваннами, максимальные расходы теплоты зимой наблюдаются в предвыходные и предпраздничные дни.

В промышленности технологические аппараты нередко потребляют теплоту в больших количествах и весьма разнообразно по времени. Это, например, различные сушильные и пропарочные камеры, варочные котлы, гальванические ванны и др.

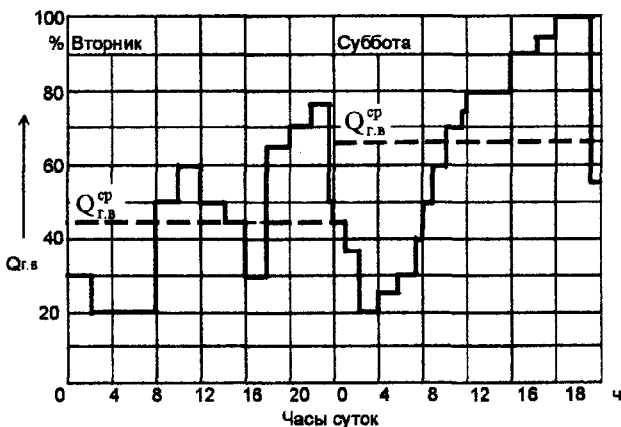


Рис. 1.2. Примерный суточный график расхода теплоты на горячее водоснабжение для жилого района

Удельные нормы технологического потребления теплоты относятся к единице продукции, они непрерывно изменяются в связи с постоянным совершенствованием технологических процессов. Поэтому расходы теплоты на производственные нужды следует определять по материалам технологических проектов или по ведомственным нормам проектирования.

Большое разнообразие тепловых нагрузок различных промышленных предприятий, жилых и общественных зданий, несовпадение по времени их максимумов приводит к необходимости построения графиков теплового потребления как для отдельных зданий, так и для района теплоснабжения в целом. Графики теплового потребления характеризуют изменение тепловых нагрузок по времени. На рис. 1.3 представлен график изменения тепловой нагрузки Q от времени n за некоторый период n_0 . Площадь 01230, ограниченная линией изменения тепловой нагрузки и осями координат, представляет собой расход теплоты Q_n за весь период времени n_0 , определяемый интегралом

$$Q_n = \int_0^{n_0} Q dn. \quad (1.1)$$

Приведенный график расхода теплоты за период n_0 принято называть графиком расхода теплоты по продолжительности.

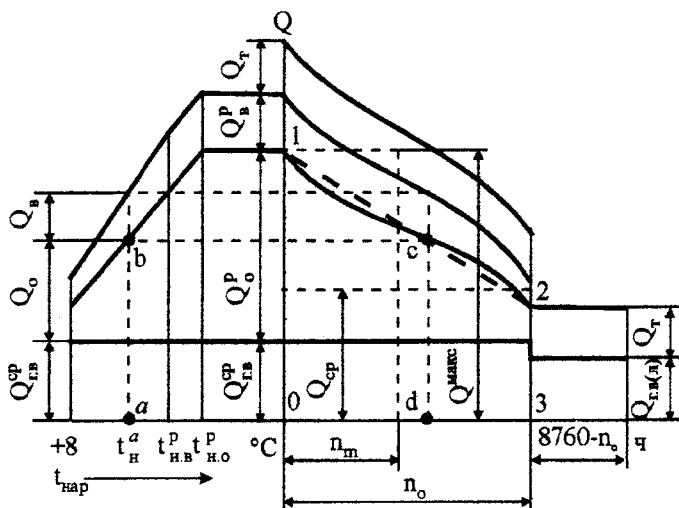


Рис. 1.3. Суммарный график расхода теплоты по продолжительности: Q_0 , $Q_в$, $Q_Т$, $Q_г$ — соответственно нагрузка отопления, вентиляции, горячей водоснабжения, технологическая; n_0 — продолжительность отопительного периода в часа

Если площадь 01230 заменить равновеликой площадью прямоугольника с основанием n_0 , то высота прямоугольника будет соответствовать средней тепловой нагрузке $Q_{ср}$ в течение n_0 :

$$Q_{\text{ср}} = \frac{Q_n}{n_0} \quad (1.2)$$

Замена площади 01230 равновеликим прямоугольником с высотой, равной максимальной тепловой нагрузке $Q^{\text{макс}}$, позволит определить число часов n_m использования максимума тепловой нагрузки:

$$n_m = \frac{Q_n}{Q^{\text{макс}}} \quad (1.3)$$

Как видно, число часов использования максимума нагрузки – это время, в течение которого суммарное количество тепловой энергии Q_n будет израсходовано при максимальной нагрузке.

Отношение $Q^{\text{макс}}/Q_{\text{ср}} = k_q$ – характеризует часовую неравномерность расхода теплоты за период времени n_0 . При этом коэффициент $k_q = n_0/n_m$.

Параметры n_m и k_q характеризуют неравномерность потребления теплоты за некоторый период времени n_0 . Они определяются для отдельных зданий и населенных пунктов на основании практического опыта и позволяют производить расчеты, не прибегая к построению графиков. Например, максимальную тепловую нагрузку на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяют по формуле

$$Q_{\text{г.г}}^{\text{макс}} = k_q \cdot Q_{\text{г.г}}^{\text{ср}}, \quad (1.4)$$

где k_q – коэффициент часовой неравномерности расхода теплоты в течение суток, $k_q = 2, 3, 4$.

Методы определения $Q_{\text{г.г}}^{\text{макс}}$ и $Q_{\text{г.г}}^{\text{ср}}$ рассматриваются ниже.

Отметим, что при проектировании систем теплоснабжения и источников энергии расчетные расходы теплоты потребителями следует принимать по проектным, нормативным или реальным эксплуатационным данным. При отсутствии таковых расходы теплоты допускается определять по укрупненным показателям.

1.2. Годовой график тепловой нагрузки

Знание характера изменения тепловых нагрузок в течение года крайне важно для определения расходов топлива, рационального использования станционного оборудования, а также для технико-экономических расчетов при проектировании и эксплуатации системы теплоснабжения.

При построении графика расхода теплоты по продолжительности сезонных тепловых нагрузок на оси абсцисс откладывают время n , в течение которого температура наружного воздуха не бывает выше данной $t_{\text{нар}}$. Ординаты тепловых нагрузок, соответствующие $t_{\text{нар}}$, определяют по формулам (1.7), (1.8). На рис. 1.3 иллюстрируется графический метод построения графика продолжительности тепловой нагрузки. В левой части строится вспомогательный график,

отражающий линейную зависимость расхода теплоты от температуры наружного воздуха.

Первой точкой для построения графика расхода теплоты по продолжительности является точка 1, соответствующая расчетному часовому расходу теплоты на отопление при расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.о}^p$, поскольку число часов стояния наружных температур ниже $t_{н.о}^p$ ничтожно мало. Остальные точки, например, точку с, определяют следующим образом.

По принятой наружной температуре t_a^* (точка а) находят величину тепловой нагрузки (отрезок ab), которую переносят на правую часть графика (линия переноса bc). На оси абсцисс п находят точку d, соответствующую данной температуре наружного воздуха. Из точки d к оси абсцисс проводят перпендикуляр до пересечения с линией bc. Точка с и является точкой на кривой графика продолжительности тепловой нагрузки, так как $ab=dc$. Расположение точек d на оси п или $t_{нар}$ в левой части графика зависит от климатических условий местности. Обычно принимается с интервалом $\pm 5^\circ\text{C}$ (приложение 2б).

При отсутствии данных по продолжительности стояния температур наружного воздуха график продолжительности отопительной нагрузки можно с достаточной для практики точностью построить аналитически. В этом случае исходными данными являются расчетная температура наружного воздуха для проектирования систем отопления; средняя температура за отопительный период; продолжительность отопительного периода (приложение 2а).

Кривая расхода теплоты по продолжительности, выраженная в относительных величинах, характеризуется зависимостью проф. Б.Л. Шифринсона

$$R = 1 - BN^{\Theta}, \quad (1.5)$$

где R – отношение тепловой нагрузки при данной температуре наружного воздуха $t_{нар}$ к расчетной тепловой нагрузке на отопление; N – относительное число часов (суток), при котором относительный расход теплоты бывает меньше R; B, Θ – постоянные коэффициенты, зависящие от климатических условий.

Здесь

$$R = \frac{Q_0}{Q_0^p} = \frac{t_{вн}^p - t_{нар}}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p}; \quad B = \frac{8 - t_{н.о}^p}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p}; \quad \Theta = \frac{8 - t_{н.о}^{ср}}{t_{н.о}^{ср} - t_{н.о}^p}. \quad (1.6)$$

В графике расхода теплоты по продолжительности важны не столько абсолютные значения тепловых нагрузок, сколько конфигурация кривой Q как функция от п. Поэтому данный график целесообразно строить в относительных величинах, долях от единицы или процентах.

На рис. 1.3. пунктирной линией приведена кривая изменения расхода теплоты на отопление по продолжительности, построенная по уравнению (1.5).

1.3. Расчет тепловых нагрузок потребителей и расхода теплоносителя

При расчете систем теплоснабжения различают два вида тепловых нагрузок: расчетные тепловые нагрузки и отличные от расчетных. В их сопоставлении возникает необходимость, в частности, при наладке и регулировании систем отопления зданий и тепловых сетей. Расчетные тепловые нагрузки на отопление и вентиляцию зданий зависят от температуры наружного воздуха для данного района, наружного объема зданий и их удельных тепловых характеристик. Под расчетной тепловой нагрузкой на горячее водоснабжение понимают максимальный часовой расход теплоты за сутки наибольшего водопотребления.

Расчетные тепловые нагрузки позволяют определить расход теплоносителя, мощность источника теплоснабжения, расход топлива на выработку тепловой энергии источником теплоснабжения, диаметры теплопроводов тепловых сетей. При наличии проектной документации расчетные тепловые нагрузки и расходы теплоносителя следует принимать по проектным данным. Но нередко проектная документация отсутствует, поэтому ниже даются формулы и необходимые данные для расчета расхода теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

1.3.1. Расчет потребности теплоты и расхода сетевой воды на отопление и вентиляцию зданий

Расчетную потребность теплоты на отопление и вентиляцию зданий определяют по формулам, кДж/ч (ккал/ч):

$$Q_o^p = x_o V (t_{вн}^p - t_{но}^p); \quad (1.7)$$

$$Q_v^p = x_v V (t_{вн}^p - t_{на}^p), \quad (1.8)$$

где x_o , x_v – соответственно удельная тепловая характеристика здания для отопления и вентиляции, кДж/(м³·ч·°С) [(ккал/(м³·ч·°С)] (приложение 3); V – наружный объем зданий; м³; $t_{вн}^p$ – расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений здания, °С (приложение 3); $t_{но}^p$, $t_{на}^p$ – расчетная температура наружного воздуха для отопления и вентиляции для данного района, °С (приложение 2а).

Если в приложении 2а не указан искомый населенный пункт, то необходимые данные можно получить в местной метеостанции.

Зная тепловую нагрузку для отопления и вентиляции, можно определить общую нагрузку для теплоснабжения здания или группы зданий, кДж/ч (ккал/ч):

$$Q_{o.s}^p = Q_o^p + Q_n^p. \quad (1.9)$$

Текущие сезонные тепловые нагрузки при любых температурах наружного воздуха $t_{нар}$, отличающихся от расчетных, например, для отопления, определяются по формуле

$$Q = Q_o^p \frac{t_{нн}^p - t_{нар}}{t_{нн}^p - t_{н.о}^p}. \quad (1.10)$$

Зависимость (1.10) является линейной, и на ее основе легко могут быть построены графики часового расхода теплоты на отопление и вентиляцию, приведенные на рис. 1.1. Для этого достаточно определить минимальный расход теплоты при температуре наружного воздуха $t_{нар} = +8^\circ\text{C}$ (начало отопительного периода) и максимальный, соответственно, при наружных температурах $t_{н.о}^p$ и $t_{н.в}^p$. Горизонтальный участок графика нагрузки вентиляции в интервале наружных температур $t_{н.в}^p \dots t_{н.о}^p$ соответствует случаю, когда максимальный расход теплоты на вентиляцию определяется по расчетной температуре наружного воздуха для проектирования вентиляции. Недостающая теплота может компенсироваться возвратом части отводимого из помещений наружу теплого воздуха на всас вентиляторов приточных установок, если это допускается по санитарным нормам.

Обычно за расчетную температуру наружного воздуха для проектирования общеобменной вентиляции принимают среднюю температуру наиболее холодного периода, составляющего 15% от продолжительности отопительного сезона.

В системах кондиционирования воздуха, а также в системах вентиляции, предназначенных для борьбы с вредными веществами, или при компенсации приточным воздухом вытяжки от местных отсосов расчетную температуру наружного воздуха для проектирования вентиляции принимают равной расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления.

Для перспективной жилой и общественной застройки районов городов и населенных пунктов расчетный расход теплоты на отопление и вентиляцию укрупненно можно определить следующим образом, кДж/ч (ккал/ч):

- на отопление жилых зданий при $t_{н.о}^p$

$$Q_{o(жил)}^p = q \cdot F; \quad (1.11)$$

- на отопление общественных зданий

$$Q_{o(общ)}^p = 0,25 \cdot Q_{o(жил)}^p; \quad (1.12)$$

- на вентиляцию общественных зданий

$$Q_{\text{в(общ)}}^{\text{п}} = 0,4 \cdot Q_{\text{о(жил)}}^{\text{п}}, \quad (1.13)$$

где F – общая жилая площадь застройки, м^2 . Определяется из удельной нормы площади на одного человека; q – удельный расход теплоты на отопление жилого здания, $\text{Вт}/\text{м}^2$ [$\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] жилой площади. Зависит от расчетной температуры наружного воздуха $t_{\text{н.о}}^{\text{п}}$:

| $t_{\text{н.о}}^{\text{п}}, \text{ }^{\circ}\text{C}$ | 0 | -10 | -20 | -30 | -40 |
|--|---------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| $q, \text{ Вт}/\text{м}^2$ [$\text{ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$] | 93 (80) | 128 (110) | 151 (130) | 174 (150) | 186 (160) |

Для пересчета расхода теплоты в $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ указанные цифры умножаются соответственно на коэффициент 3,6 (4,19). Промежуточные значения q определяются интерполяцией.

Расходы теплоты на отопление и вентиляцию промышленных зданий определяют по тепловым балансам, учитывающим дополнительные потери теплоты на нагревание холодных материалов и транспортных средств, поступающих в производственные помещения, а также тепловыделения от технологического оборудования. Поэтому при проектировании систем теплоснабжения промышленных предприятий расчетные расходы теплоты следует принимать из проектных документов отопления и вентиляции.

Сельскохозяйственные населенные районы отличаются малой плотностью застройки и небольшими объемами зданий. Поэтому тепловое потребление сельских объектов характеризуется небольшими масштабами, рассредоточенностью и малыми единичными мощностями. При проектировании крупных сельскохозяйственных комплексов тепловое потребление следует определять по типовым проектам и ведомственным нормам.

Расчетное потребление теплоты на отопление и вентиляцию за месяц $Q_{\text{о}}^{\text{мес}}, Q_{\text{в}}^{\text{мес}}$ или отопительный период $Q_{\text{о}}^{\text{от.пер}}, Q_{\text{в}}^{\text{от.пер}}$ определяются по формулам, МДж (Гкал):

- на отопление

$$Q_{\text{о}}^{\text{мес}} = Q_{\text{о}}^{\text{п}} \frac{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{н.о}}^{\text{мес}}}{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}} n_{\text{мес}} \cdot 24; \quad (1.14)$$

$$Q_{\text{о}}^{\text{от.пер}} = Q_{\text{о}}^{\text{п}} \frac{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{н.о}}^{\text{ф}}}{t_{\text{вн}}^{\text{п}} - t_{\text{н.о}}^{\text{п}}} \tau_{\text{от}} \cdot 24; \quad (1.15)$$

- на вентиляцию

$$Q_{в}^{мес} = Q_{в}^p \frac{t_{вн}^p - t_{н.о}^{мес}}{t_{вн}^p - t_{н.в}^p} \cdot n_{мес} \cdot 16; \quad (1.16)$$

$$Q_{в}^{от.пер} = Q_{в}^p \frac{t_{вн}^p - t_{н.о}^{от}}{t_{вн}^p - t_{н.в}^p} \tau_{от} \cdot 16, \quad (1.17)$$

где $Q_{в}^o$, $Q_{в}^p$ – общий расчетный расход теплоты на отопление и вентиляцию, МДж/ч (Гкал/ч); $t_{н.о}^{мес}$ – среднемесячная температура наружного воздуха для данного района, °С. (Принимается по климатологическим данным или данным местной метеостанции), $t_{н.о}^{от}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период (приложение 2а), °С; $n_{мес}$ – число дней в данном месяце; $\tau_{от}$ – продолжительность отопительного периода, сут. (приложение 2а).

Расчетный расход сетевой воды в системе теплоснабжения зданий определяется по формуле, т/ч:

$$G_{о.в}^p = \frac{Q_{о.в}^p}{c_{в}(t_{но}^p - t_{оо}^p)} \cdot 10^{-3}, \quad (1.18)$$

где $c_{в}$ – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С) [ккал/(кг·°С)]; $t_{но}^p$ – расчетная температура сетевой воды на входе в отопительную систему (после узла смешения), °С (принимается $t_{но}^p = 95^{\circ}\text{C}$); $t_{оо}^p$ – расчетная температура сетевой воды после системы отопления здания, °С (принимается $t_{оо}^p = 70^{\circ}\text{C}$).

Необходимый для обеспечения нагрузки $Q_{о.в}^p$ расчетный расход сетевой воды в наружной теплосети (до узла смешения системы отопления здания) при температурном графике выше 95-70°С определяется по формуле, т/ч:

$$G_{сн(о.в)}^p = \frac{Q_{о.в}^p}{c_{в}(t_{пс}^p - t_{ос}^p)} \cdot 10^{-3}, \quad (1.19)$$

где $t_{пс}^p$, $t_{ос}^p$ – соответственно расчетная температура прямой и обратной сетевой воды по температурному отопительному графику наружной теплосети (рис. 3.1, табл. 3.1). Например, при графике 150-70°С $t_{пс}^p = 150^{\circ}\text{C}$, $t_{ос}^p = 70^{\circ}\text{C}$; при графике 130-70°С $t_{пс}^p = 130^{\circ}\text{C}$, $t_{ос}^p = 70^{\circ}\text{C}$, а при графике 95-70°С $t_{пс}^p = t_{но}^p = 95^{\circ}\text{C}$, $t_{ос}^p = 70^{\circ}\text{C}$. Во всех случаях $t_{ос}^p = t_{оо}^p = 70^{\circ}\text{C}$ или $t_{ос} = t_{оо}$.

При качественном регулировании по отопительной нагрузке общего отпуска теплоты от источника (при постоянном расходе сетевой воды изменяется ее

нагрев) температурный график наружной теплосети и системы отопления здания в зависимости от температуры наружного воздуха может быть рассчитан по формулам, приведенным в разделе 3 [2].

По расходам сетевой воды $G_{\text{сн(о.в.)}}^p, G_{\text{о.в.}}^p$ определяют диаметры трубопроводов и подбираются насосы и элеваторы (если нужны) для узла смешения.

1.3.2. Расчет потребности теплоты и расхода сетевой воды на горячее водоснабжение. Общий расход теплоты и сетевой воды

Вода в системе горячего водоснабжения должна отвечать санитарным требованиям «Вода питьевая». Расчет суммарной нагрузки горячего водоснабжения можно произвести, исходя из нормы расхода горячей воды [12] (приведены в приложении 4). Расход горячей воды и соответственно расход теплоты на приготовление этой воды в системе горячего водоснабжения резко колеблется в течение часов суток и дней недели, зимнего и летнего периодов. Для определения расхода горячей воды на бытовые и коммунальные нужды можно применить следующую методику. Предварительно находится показатель вероятности использования водоразборных приборов $P_{\text{ч}}$ по формуле

$$P_{\text{ч}} = \frac{g_{\text{н.ч}} \cdot m}{3600 K_{\text{н}} g N}, \quad (1.20)$$

где $g_{\text{н.ч}}$ – наибольшее потребление горячей воды, л/ч (приложение 4); N – общее число водоразборных приборов, установленных в здании; $K_{\text{н}}$ – безразмерный коэффициент использования водоразборных приборов за 1 ч наибольшего водопотребления (принимается по таблице 1.1); g – расход горячей воды из водоразборного прибора, л/с (принимается по таблице 1.1); m – число потребителей горячей воды в здании, чел.

По величине $P_{\text{ч}}$ и N из таблиц 1.2-1.3 находится показатель $\alpha_{\text{ч}}$, после чего определяется максимальный часовой расход горячей воды для данной группы потребителей, кг/ч:

$$G_{\text{г.в.}}^{\text{макс}} = 18 g K_{\text{н}} \alpha_{\text{ч}} \cdot 1000. \quad (1.21)$$

Среднечасовой расход горячей воды равен, кг/ч:

$$G_{\text{г.в.}}^{\text{ср}} = \frac{G_{\text{г.в.}}^{\text{макс}}}{2,2}. \quad (1.22)$$

Таблица 1.1

Нормы расхода горячей воды водоразборными приборами и значения коэффициента использования водоразборных приборов K_n

| Прибор | Расход Воды, г, л/с | Характерный расход воды, г _{экв} л/ч | K_n |
|--|---------------------------|---|-------|
| Смесители: | | | |
| - умывальника | 0,07 | 80 | 0,32 |
| - мойки | 0,14 | 100 | 0,2 |
| - душа | 0,1 | 150 | 0,42 |
| - ванны | 0,2 | 200 | 0,28 |
| - ножной ванны | 0,08 | 175 | 0,6 |
| - проходного ножного душа в бассейнах | 0,14 | 430 | 0,85 |
| - ручной ванны | 0,1 | 250 | 0,7 |
| - полудуша | 0,1 | 215 | 0,6 |
| - контрастного микробассейна, оздоровительного душа | 0,5 | 1620 | 0,4 |
| - плескательного детского бассейна с душем | 0,2 | 125 | 0,17 |
| Кран: | | | |
| - раковины | 0,2 | 145 | 0,2 |
| - мойки | 0,2 | 280 | 0,39 |
| - водоразборной колонки в мыльной | 0,4 | 1000 | 0,7 |
| - моечной ванны | 0,3 | 1080 | 1,0 |
| - оздоровительной ванны | 0,4 | 490 | 0,34 |
| Душ в групповых установках | 0,2 | 360 | 0,5 |
| Биде | 0,07 | - | - |
| Посудомоечная машина | 0,3 | 1080 | 1,0 |

Таблица 1.2

Значения безразмерных величин α_{η}
 ($P_{\eta} \leq 0,1$ при любом N и $P_{\eta} > 0,1$ при $N > 200$)

| NP_{η} | α_{η} | NP_{η} | α_{η} | NP_{η} | α_{η} | NP_{η} | α_{η} | NP_{η} | α_{η} |
|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|
| 0,02 | 0,215 | 2 | 1,437 | 25 | 8,192 | 130 | 32,7 | 420 | 96,2 |
| 0,03 | 0,237 | 3 | 1,84 | 30 | 9,457 | 140 | 34,96 | 440 | 100,49 |
| 0,04 | 0,256 | 3,5 | 2,029 | 35 | 10,7 | 150 | 37,21 | 460 | 104,77 |
| 0,05 | 0,273 | 4 | 2,21 | 40 | 11,92 | 160 | 39,46 | 480 | 109,05 |
| 0,06 | 0,289 | 4,5 | 2,386 | 45 | 13,13 | 170 | 41,7 | 500 | 113,32 |
| 0,07 | 0,304 | 5 | 2,558 | 50 | 14,32 | 180 | 43,95 | 520 | 117,58 |
| 0,08 | 0,318 | 5,5 | 2,726 | 55 | 15,51 | 190 | 46,19 | 540 | 121,84 |
| 0,09 | 0,331 | 6 | 2,891 | 60 | 16,69 | 200 | 48,43 | 560 | 126,1 |
| 0,1 | 0,343 | 6,5 | 3,053 | 65 | 17,85 | 220 | 52,8 | 580 | 130,35 |
| 0,2 | 0,449 | 7 | 3,212 | 70 | 19,02 | 240 | 57,19 | 600 | 134,6 |
| 0,3 | 0,543 | 7,5 | 3,369 | 75 | 20,18 | 240 | 57,19 | 620 | 138,84 |
| 0,4 | 0,61 | 8 | 3,524 | 80 | 21,33 | 260 | 61,57 | 640 | 143,08 |
| 0,5 | 0,678 | 8,5 | 3,677 | 85 | 22,48 | 280 | 65,94 | 660 | 147,39 |
| 0,6 | 0,742 | 9 | 3,828 | 90 | 23,62 | 300 | 70,29 | 680 | 151,55 |
| 0,7 | 0,803 | 9,5 | 3,978 | 95 | 24,77 | 320 | 74,63 | 700 | 155,77 |
| 0,8 | 0,860 | 10 | 4,126 | 95 | 24,77 | 340 | 78,96 | 720 | 160,0 |
| 0,9 | 0,916 | 15 | 5,547 | 100 | 24,91 | 360 | 87,28 | 740 | 164,22 |
| 1,0 | 0,968 | 15 | 5,547 | 110 | 28,18 | 380 | 87,6 | 760 | 168,44 |
| 1,5 | 1,215 | 20 | 6,893 | 120 | 30,44 | 400 | 91,9 | 780 | 1,0 |

Примечание. Промежуточные значения определяются интерполяцией.

Значения безразмерных величин α_n ($P_n > 0,1$ при $N \leq 200$)

| N | Значения α_n при P_n , равном | | | | | | | | | |
|-----|--|-------|------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| | 0,1 | 0,125 | 0,16 | 0,2 | 0,25 | 0,316 | 0,4 | 0,5 | 0,63 | 0,8 |
| 2 | 0,39 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,4 | 0,4 |
| 6 | 0,72 | 0,78 | 0,83 | 0,9 | 0,97 | 1,04 | 1,1 | 1,16 | 1,2 | 1,2 |
| 10 | 0,95 | 1,04 | 1,14 | 1,24 | 1,38 | 1,52 | 1,66 | 1,81 | 1,94 | 1,97 |
| 14 | 1,14 | 1,27 | 1,41 | 1,57 | 1,75 | 1,95 | 2,17 | 2,4 | 2,63 | 2,75 |
| 18 | 1,32 | 1,47 | 1,65 | 1,85 | 2,09 | 2,35 | 2,55 | 2,97 | 3,24 | 3,53 |
| 20 | 1,41 | 1,57 | 1,77 | 1,99 | 2,25 | 2,55 | 2,88 | 3,24 | 3,6 | 3,92 |
| 30 | 1,8 | 2,04 | 2,32 | 2,65 | 3,03 | 3,48 | 3,99 | 4,56 | 5,27 | 5,89 |
| 40 | 2,16 | 2,47 | 2,83 | 3,26 | 3,77 | 3,38 | 5,05 | 5,83 | 6,91 | 7,84 |
| 60 | 2,83 | 3,27 | 3,79 | 4,34 | 5,16 | 5,98 | 7,05 | 8,31 | 10,2 | 11,8 |
| 80 | 3,45 | 4,02 | 4,7 | 5,42 | 6,49 | 7,58 | 9,06 | 10,79 | 13,4 | 15,7 |
| 100 | 4,05 | 4,74 | 5,58 | 6,5 | 7,81 | 9,18 | 11,1 | 13,3 | 16,5 | 19,6 |
| 120 | 4,65 | 5,46 | 6,46 | 7,58 | 9,13 | 10,81 | 13,14 | 15,87 | 19,5 | 23,6 |
| 140 | 5,25 | 6,18 | 7,34 | 8,66 | 10,45 | 12,45 | 15,18 | 18,34 | 22,7 | 27,5 |
| 160 | 5,81 | 6,9 | 8,22 | 9,74 | 11,73 | 14,09 | 17,22 | 20,86 | 25,6 | 32,3 |
| 180 | 6,37 | 7,55 | 9,1 | 10,82 | 13,01 | 15,73 | 19,26 | 23,38 | 28,5 | 35,4 |
| 200 | 6,89 | 8,96 | 9,96 | 11,9 | 13,4 | 17,4 | 21,3 | 25,9 | 31,8 | 39,5 |

Примечание. Промежуточные значения определяются интерполяцией.

Максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение подсчитывается по формуле, кДж/ч (ккал/ч):

$$Q_{г.г}^{\text{макс}} = G_{г.г}^{\text{макс}} c_w (t_{г.г} - t_{х.г}) q, \quad (1.23)$$

где c_w – теплоемкость воды, кДж/(кг·°С) [ккал/(кг·°С)]; $t_{г.г}$ – температура горячей воды (принимается 55-60°С); $t_{х.г}$ – температура холодной воды в сети водопровода, °С (принимается зимой +5°С, летом +15°С); q – коэффициент, учитывающий потери теплоты в системе горячего водоснабжения здания (принимается в пределах 1,06 – 1,1).

Среднечасовой расход теплоты на горячее водоснабжение будет, кДж/ч (ккал/ч):

$$Q_{г.в}^{\text{сп}} = \frac{Q_{г.в}^{\text{макс}}}{2,2}. \quad (1.24)$$

Для перспективной застройки среднечасовой расход теплоты на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий можно определить, исходя из укрупненной нормы расхода теплоты на одного потребителя $q_{г.в}$ и числа потребителей:

$$Q_{г.в}^{\text{сп}} = q_{г.в} \cdot m, \quad (1.25)$$

где $q_{г.в}$ – укрупненный показатель среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение на одного человека с учетом общественных зданий района, Вт/чел. [ккал/(ч·чел.)]. Зависит от средней нормы расхода горячей воды на одного человека в сутки $g_{ж}$ (приложение 4):

| $g_{ж}$ | л/(сут.·чел.) | 85 | 90 | 105 | 115 |
|-----------|----------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| $q_{г.в}$ | Вт/чел. [ккал/(ч·чел.)] | 320 (275) | 330 (284) | 378 (325) | 407 (350) |

Покрывание максимальной нагрузки горячего водоснабжения в отопительный период обычно обеспечивается кратковременным уменьшением в утренние и вечерние часы суток (1,5-2 часа) подачи теплоты в системы отопления зданий, используя их аккумулирующую способность. Перераспределение нагрузки производится автоматикой.

Возможно покрытие нагрузки $Q_{г.в}^{\text{макс}}$ без уменьшения подачи теплоты на отопление, если в системе горячего водоснабжения применить баки-аккумуляторы горячей воды (с температурой 70-75°C), размещаемые у потребителей и рассчитанные на 4-6-часовой запас воды по средней нагрузке горячего водоснабжения $Q_{г.в}^{\text{сп}}$. При открытой системе теплоснабжения баки-аккумуляторы устанавливаются на источнике из расчета 6-8-часового запаса воды.

В летний период среднечасовой расход теплоты на горячее водоснабжение будет меньше зимнего вследствие повышения температуры холодной воды и уменьшения численности населения в городах, городских поселках (выезд на отдых, каникулы в учебных заведениях и др.) и может приниматься с коэффициентом 0,65.

Исходя из этого, годовой расход теплоты на горячее водоснабжение определится как

$$Q_{г.в}^{\text{гол}} = 24Q_{г.в}^{\text{сп}}(\tau_{от} + 0,65\tau_{лет}), \quad (1.26)$$

где $\tau_{\text{лет}}$ – число летних суток работы горячего водоснабжения (обычно 20-30 летних суток составляет перерыв в работе горячего водоснабжения из-за плановых и профилактических ремонтов на источнике и в тепловых сетях).

Тепловая нагрузка в горячей воде и ее обеспечение для технологических нужд предприятий принимается по техническим характеристикам и режимам работы теплоиспользующего оборудования на протяжении суток, недели, месяца, года.

Также подходят к определению и покрытию паровых нагрузок производственных потребителей.

Суммарная расчетная внешняя тепловая нагрузка, приходящаяся на источник теплоснабжения (котельная, ТЭЦ), определяется с учетом транспортных потерь теплоты через изоляцию в тепловых сетях, которые при хорошем физическом состоянии сетей в среднем могут быть приняты в размере 8% от расхода теплоты потребителями. В таком случае

$$Q_{\text{сум}}^p = 1,08(Q_{\text{в}}^p + Q_{\text{г.в}}^p + Q_{\text{тп}}^p), \quad (1.27)$$

где $Q_{\text{тп}}^p$ – расход теплоты на производственные (технологические) нужды.

Теплопроизводительность источника складывается из его внешней тепловой нагрузки $Q_{\text{сум}}^p$ и расхода теплоты на собственные нужды, который зависит от вида используемого топлива, отпускаемого теплоносителя и его потерь в системе теплоснабжения, а также технологической схемы теплоисточника и может быть в пределах 1,5-6% от $Q_{\text{сум}}^p$ [18].

Расход сетевой воды на нагрев водопроводной воды в установке горячего водоснабжения зависит от схемы ее включения в абонентском узле: по одноступенчатой схеме (один подогреватель) параллельно системе отопления здания, либо двухступенчатой (два подогревателя) последовательно-параллельной, где вначале водопроводная вода нагревается в подогревателе первой ступени за счет теплоты обратной сетевой воды после системы отопления, а затем в подогревателе второй ступени, включенном параллельно либо последовательно системе отопления, за счет теплоты прямой сетевой воды.

В зависимости от соотношения расчетной среднечасовой нагрузки горячего водоснабжения $Q_{\text{г.в}}^p$ и расчетной нагрузки отопления $Q_{\text{от}}^p$ (обычно $Q_{\text{г.в}}^p / Q_{\text{от}}^p = 0,15-0,25$) и температуры сетевой воды после системы отопления по балансу первая ступень может передать нагреваемой водопроводной воде от 100 до 40% теплоты от потребного количества. Исходя из оптимума капиталатрат, подогреватель первой ступени рассчитывается на отвод от обратной сетевой воды 40-50% теплоты от ее полного расхода на горячее водоснабжение здания.

В обоих случаях максимальный расход прямой сетевой воды на установку горячего водоснабжения будет в зоне срезки температурного графика теплосети, когда температура прямой сетевой воды по отопительному графику равна 60°C в открытой системе теплоснабжения и 65-70°C (что необходимо для нагрева водопроводной воды до 55-60°C) в закрытой, а температура обратной сетевой воды, соответственно, 40-41,5°C (рис. 3.1).

В соответствии со сказанным, расчетные расходы сетевой воды в теплосети для покрытия нагрузки горячего водоснабжения определяются по формулам, кг/ч:

- в открытой системе теплоснабжения

$$G_{\text{сн(г.в)}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}}{c_{\text{в}}(60 - t_{\text{х.в}})}; \quad (1.28)$$

- в закрытой системе теплоснабжения при одноступенчатой параллельной схеме присоединения подогревательной установки горячего водоснабжения

$$G_{\text{сн(г.в)}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{пс}}^{\text{рвз}} - t_{\text{ос(п)}}^{\text{рвз}})}; \quad (1.29)$$

- в закрытой системе теплоснабжения при двухступенчатой последовательно-параллельной схеме присоединения подогревательной установки горячего водоснабжения

$$G_{\text{сн(г.в)}}^{\text{р}} = \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{р}}}{c_{\text{в}}(t_{\text{пс}}^{\text{рвз}} - t_{\text{ос(п)}}^{\text{рвз}})} \cdot \frac{t_{\text{г.в}} - t_{\text{г.в}}^{\text{I}}}{t_{\text{г.в}} - t_{\text{х.в}}}; \quad (1.30)$$

где $t_{\text{пс}}^{\text{рвз}}$ – температура прямой сетевой воды в точке срезки температурного графика теплосети, °С; $t_{\text{ос(п)}}^{\text{рвз}}$ – температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения в точке срезки температурного графика теплосети (при одноступенчатой схеме принимается равной 30°С); $t_{\text{г.в}}^{\text{I}}$ – температура горячей водопроводной воды после подогревателя первой ступени, °С; $t_{\text{г.в}}^{\text{I}} = t_{\text{ос(п)}}^{\text{рвз}} - (5 \dots 10)$, (приложение 5з)

Если подогреватель первой ступени не используется, то второй множитель в выражении (1.30) отсутствует.

В отопительный период расход сетевой воды $G_{\text{сн(г.в)}}^{\text{р}}$ на установку горячего водоснабжения изменяется от максимального значения при наружной температуре срезки температурного графика $t_{\text{всп}}^{\text{рвз}}$ (рис. 3.1) до минимального при расчетной наружной температуре отопления, когда температура прямой сетевой воды $t_{\text{пс}}^{\text{р}} = 150^{\circ}\text{C}$, а обратной – $t_{\text{ос}}^{\text{р}} = 70^{\circ}\text{C}$. Примерно в интервале температур наружного воздуха $t_{\text{всп}}^{\text{рвз}} - t_{\text{н.о}}^{\text{р}}$ уменьшение расхода сетевой воды $G_{\text{сн(г.в)}}^{\text{р}}$ происходит пропорционально отношению $(t_{\text{пс}}^{\text{рвз}} - 30)/(t_{\text{пс}}^{\text{р}} - 30)$.

В открытой системе теплоснабжения, когда $t_{\text{ос}} = t_{\text{о.о}} = 60-70^{\circ}\text{C}$, вся вода на горячее водоснабжение отбирается из обратного трубопровода теплосети, и в прямом трубопроводе расход сетевой воды теоретически равен ее расходу на

отопление и вентиляцию здания $G_{\text{в(в.з)}}^{\text{р}}$. Практически расход воды поддерживается несколько больше.

Следует иметь в виду, что приведенные на рис. 3.1 и в таблице 3.1 значения температур прямой и обратной сетевой воды в наружной теплосети соответствуют общепринятому температурному графику работы системы отопления здания 95-70°C. При наличии в отапливаемом здании нагрузки горячего водоснабжения температура обратной сетевой воды после абонентского ввода будет характеризовать температуру смеси сетевой воды после системы отопления и установки горячего водоснабжения, и, например, при параллельной схеме включения может быть найдена по формуле, °C:

$$t_{\text{oc}}^{\text{см}} = \frac{G_{\text{в(о.з)}}^{\text{р}} t_{\text{oo}} + G_{\text{в(г.з)}}^{\text{р}} t_{\text{oc(г)}}}{G_{\text{в(о.з)}}^{\text{р}} + G_{\text{в(г.з)}}^{\text{р}}}, \quad (1.31)$$

где t_{oo} – температура сетевой воды после системы отопления здания, °C;
 $t_{\text{oc(г)}}$ – температура сетевой воды после подогревателя горячего водоснабжения, °C. Остальные обозначения те же, что в формулах (1.19), (1.30).

Температура $t_{\text{oc}}^{\text{см}}$ будет понижаться при увеличении доли нагрузки горячего водоснабжения по отношению к нагрузке отопления и при наличии у абонента двухступенчатой последовательно-параллельной схемы включения установки горячего водоснабжения. При теплоснабжении от ТЭЦ понижение $t_{\text{oc}}^{\text{см}}$, которое может составлять 5-15°C, способствует увеличению теплофикационной выработки электроэнергии турбинами.

Таким образом, суммарный расчетный расход сетевой воды в теплосети в отопительный период, необходимый для покрытия нагрузки отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и определения диаметров теплопроводов и режима работы системы теплоснабжения будет, т/ч:

$$G_{\text{в(сум)}}^{\text{р}} = G_{\text{в(о.з)}}^{\text{р}} + G_{\text{в(г.з)}}^{\text{р}}. \quad (1.32)$$

В открытой системе теплоснабжения расход сетевой воды в обратном магистральном теплопроводе будет меньше, чем в прямом, и, как уже отмечалось, может быть равен либо меньше расхода $G_{\text{в(о.з)}}^{\text{р}}$.

В летний период в связи с повышением температуры холодной воды и соответственно уменьшением перепада температур ($t_{\text{пс}}^{\text{вс}} - t_{\text{oc(г)}}^{\text{вс}}$) для расчета гидравлического режима работы системы теплоснабжения расход сетевой воды при закрытой схеме горячего водоснабжения принимается равным

$$G_{\text{в(нет)}}^{\text{р}} = 1,4 G_{\text{в(г.з)}}^{\text{р}}. \quad (1.33)$$

Общий расход сетевой воды, определяемый нагрузкой отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, фактически на источнике должен быть больше на величину потерь теплоносителя в системе теплоснабжения с утечками, расчетная величина которых принимается 0,75% от объема системы. При отсутствии реальных данных объем системы может быть найден из расчета ее удельной емкости 65 м³/МВт тепловой нагрузки, если нет транзитных магистралей, а при их наличии и известной емкости остальной объем системы определяется из удельной емкости 50 м³/МВт тепловой нагрузки.

2. ВЫБОР МЕТОДА РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ИСТОЧНИКА ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Основной задачей регулирования отпуска теплоты в системах теплоснабжения является поддержание комфортной температуры и влажности воздуха в отапливаемых помещениях при изменяющихся на протяжении отопительного периода внешних климатических условиях и постоянной температуре воды, поступающей в систему горячего водоснабжения при переменном в течение суток ее расходе.

Преобладающим видом тепловой нагрузки в системе теплоснабжения городов является отопление жилых и административных зданий.

Нагрузка горячего водоснабжения, если считать по среднесуточной величине, составляет 15-20% от расчетного максимального расхода теплоты на отопление и лишь в отдельных случаях может достигать 25%.

Присоединение к тепловым сетям промышленных предприятий снижает общую долю нагрузки горячего водоснабжения, так как на большинстве из них нагрузка горячего водоснабжения невелика по отношению к нагрузке приточной вентиляции. Это обстоятельство сделало целесообразным строить тепловой режим работы системы теплоснабжения, ориентируясь в основном на работу отопительных систем зданий.

Возможны три метода регулирования отпуска теплоты от источника:

- количественный, когда при неизменной температуре теплоносителя на выходе из источника изменяется его расход в системе теплоснабжения;
- количественно-качественный, когда одновременно изменяется расход и температура теплоносителя;
- качественный, когда при неизменном расходе теплоносителя в системе теплоснабжения изменяется его температура на выходе из источника.

Из указанных методов распространение в отечественной практике получил качественный метод регулирования отпуска теплоты от источника, так как при этом методе регулирования обеспечивается стабильный гидравлический режим работы системы теплоснабжения на протяжении отопительного периода. Постоянство расхода теплоносителя обеспечивает постоянный перепад давлений в прямом и обратном теплопроводе у потребителей, подключенных к теплосети, что является определяющим для нормальной работы их систем отопления. Но отсюда следует и основной недостаток качественного метода регулирования – это значительный расход электроэнергии сетевыми насосами

на перекачку теплоносителя в системе теплоснабжения. Для сравнения: при количественно-качественном методе регулирования он уменьшается почти вдвое. Однако каждый из методов влияет на техническое воплощение, а, соответственно, на и стоимость системы теплоснабжения, ее наладку и режим работы.

Качественное регулирование в основном ориентировано на системы теплоснабжения с гидравлически зависимым (непосредственным) присоединением системы отопления зданий к наружным тепловым сетям, как более простым и дешевым, а количественно-качественное регулирование преимущественно применяется при гидравлически независимом (через поверхностный теплообменник) присоединении потребителей к теплосетям. В системах теплоснабжения западных стран, как правило, применяется количественно-качественное регулирование отпуска теплоты от источника.

Качественному регулированию присущ и еще один существенный недостаток, заключающийся в следующем. При наличии нагрузки горячего водоснабжения минимальная температура прямой сетевой воды в тепловой сети (на источнике) ограничивается величиной, необходимой для нагрева в системе горячего водоснабжения зданий водопроводной воды до 55-60°C, требуемой по СНиП. То есть с учетом температурных напоров в подогревателях температура прямой сетевой воды должна быть 65-70°C. В открытых системах теплоснабжения, где вода на горячее водоснабжение отбирается непосредственно из теплосети, она не должна быть ниже 55°C.

В то же время по отопительному температурному графику в этот период стояния температур наружного воздуха требуется сетевая вода значительно более низкой температуры (рис. 3.1). Вызванный указанным обстоятельством излом (срезка) отопительного температурного графика и отсутствие местного количественного регулирования расхода воды в системах отопления зданий приводят к существенному (до 15-20%) перерасходу теплоты на отопление в зоне положительных температур наружного воздуха, т.е. перетопу помещений.

Для частичного устранения этого недостатка можно прибегать к работе системы теплоснабжения с пропуском теплоносителя (прекращением его циркуляции в течение определенного периода времени, например, ночью) или с уменьшенным его расходом, не приводящим к опасному нарушению гидравлического режима системы. Более действенным во втором случае является оснащение тепловых пунктов потребителей средствами количественного регулирования подачи воды в системы отопления зданий.

В соответствии со сказанным следует отметить, что при проектировании водяных систем централизованного теплоснабжения (источник, тепловые сети, тепловые пункты потребителей) в нашей практике с 50-х годов традиционно принимается типовой температурный график 150-70°C или 130-70°C качественного регулирования отпуска теплоты от источника, в свое время обоснованный применительно к температурному графику 95-70°C систем отопления жилых и общественных зданий также с качественным регулированием потребления теплоты.

Ниже рассматривается метод расчета температурного графика.

3. РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Температурный график качественного регулирования общего отпуска теплоты (на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение) от источника строится на основании решения уравнений теплового баланса водяного теплоносителя и теплопотерь помещений при постоянной температуре воздуха внутри помещений и постоянном расходе теплоносителя. При этом искомые температуры теплоносителя могут быть найдены из следующих зависимостей [2]:

- температура прямой сетевой воды в наружной теплосети (перед смесительным узлом потребителя), °C:

$$t_{nc} = (1 + u)t_{no} - ut_{oo} \quad (3.1)$$

или

$$t_{nc} = t_{вн}^p + (t_{nc}^p - t_{вн}^p) \frac{t_{вн}^p - t_{нвп}^p}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p}, \quad (3.2)$$

- температура сетевой воды на входе в отопительную систему здания (после узла смешения), °C:

$$t_{no} = t_{вн}^p + 0,5(t_{no}^p - t_{oo}^p) \frac{t_{вн}^p - t_{нвп}^p}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p} + 0,5(t_{no}^p - t_{oo}^p - 2t_{вн}^p) \left(\frac{t_{вн}^p - t_{нвп}^p}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p} \right)^{0,8}; \quad (3.3)$$

- температура обратной сетевой воды в наружной теплосети или на выходе из системы отопления здания, °C:

$$t_{oc} = t_{oo} = t_{no} - (t_{no}^p - t_{oo}^p) \frac{t_{вн}^p - t_{нвп}^p}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p} \quad (3.4)$$

или

$$t_{oc} = t_{oo} = t_{вн}^p + (t_{oc}^p - t_{вн}^p) \frac{t_{вн}^p - t_{нвп}^p}{t_{вн}^p - t_{н.о}^p}. \quad (3.5)$$

В данных зависимостях u - коэффициент смешения:

$$u = \frac{t_{nc}^p - t_{no}^p}{t_{no}^p - t_{oo}^p}; \quad (3.6)$$

$t_{вн}^p$ - расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений (приложение 3), °C; $t_{н.о}^p$ - расчетная температура наружного воздуха, соответствующая максимальной нагрузке отопления, °C (приложение 2а); $t_{нвп}^p$ - текущее значение температуры наружного воздуха, °C; t_{no}^p, t_{oo}^p - расчетная температура сетевой воды соответственно на входе в отопительную систему здания и на выходе из нее при $t_{н.о}^p$, °C; t_{nc}^p, t_{oc}^p - расчетная температура соответственно прямой и обратной сетевой воды по отопительному графику в

наружной теплотсети при t_{nc}^p , °C. Например, при графике 150-70°C $t_{nc}^p = 150^\circ\text{C}$, а $t_{oc}^p = t_{oc}^p = 70^\circ\text{C}$. При этом во всех случаях для системы отопления $t_{oc} = t_{oc}$.

Как видно, по приведенным зависимостям может быть рассчитан температурный график качественного регулирования как для источника теплоснабжения, так и системы отопления зданий.

В таблице 3.1 приведены значения температуры сетевой воды в наружной теплотсети, найденные для различных расчетных температур наружного воздуха и их текущих значений.

Как уже было сказано, по условиям обеспечения нагрузки горячего водоснабжения температурный отопительный график наружной теплотсети имеет срезку при температуре прямой сетевой воды, равной 65-70°C, которая в интервале температур наружного воздуха $t_{нар}^{срез} \dots +8^\circ\text{C}$ сохраняется постоянной (рис. 3.1).

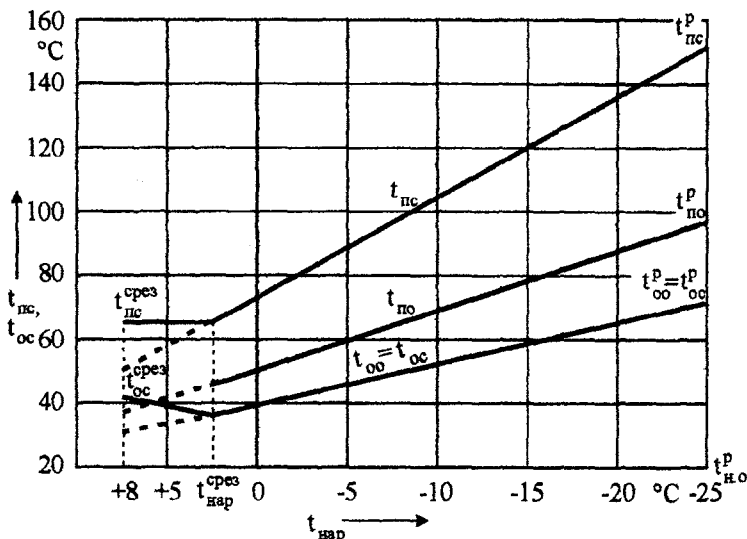


Рис. 3.1. Температурный график теплотсети при качественном регулировании отпуска теплоты:

t_{nc}^p , t_{oc}^p , t_{nc} , t_{oc} — соответственно температура прямой и обратной сетевой воды расчетная и текущая; $t_{по}^p$, $t_{но}$ — соответственно температура воды после узла смешения (перед системой отопления) расчетная и текущая; $t_{оо}^p$, $t_{оо}$ — соответственно температура воды после системы отопления расчетная и текущая; $t_{nc}^{срез}$, $t_{oc}^{срез}$ — соответственно температура прямой и обратной сетевой воды при срезке температурного графика; $t_{нар}$ — температура наружного воздуха; $t_{нар}^{срез}$ — температура наружного воздуха в точке срезки температурного графика; $t_{н.о.}^p$ — расчетная температура наружного воздуха для отопления

При этом температура обратной сетевой воды после системы отопления при неизменном расходе теплоносителя может быть найдена из уравнения, °С:

$$t_{oc} = t_{oo} = t_{in}^p + \frac{1}{\left[\frac{1}{(t_{ic} - t_{in}^p)^n} + B \right]^{\frac{1}{n}}}, \quad (3.7)$$

где В, n – постоянные величины для данного расхода сетевой воды, определяющие тепловую характеристику системы отопления здания.

Построенный по приведенным зависимостям температурный график качественного регулирования для источника и системы отопления здания приведен на рис. 3.1.

Таблица 3.1

Температура сетевой воды в подающем и обратном трубопроводе теплосети для температурного графика 150-70°С ($t_{вн}^p = 18^\circ\text{С}$)

| Расчетная температура наружного воздуха, $t_{н.о.}^p$, °С | Температура наружного воздуха, $t_{н.р.}$, °С | | | | | | | | | |
|--|--|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|-----|
| | +10 | +5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | -35 |
| -19 | <u>51,6</u> 34,2 | <u>69,8</u> 41,5 | <u>87,2</u> 48,1 | <u>104,2</u> 54,3 | <u>120,7</u> 60,1 | <u>136,8</u> 65,5 | | | | |
| -20 | <u>50,9</u> 34,0 | <u>68,5</u> 41,0 | <u>85,3</u> 47,6 | <u>101,9</u> 53,6 | <u>118,3</u> 59,3 | <u>134,2</u> 64,8 | <u>150,0</u> 70,0 | | | |
| -21 | <u>49,2</u> 33,6 | <u>67,3</u> 40,7 | <u>83,8</u> 47,0 | <u>99,9</u> 52,9 | <u>115,8</u> 58,3 | <u>131,6</u> 63,8 | <u>147,1</u> 69,0 | | | |
| -22 | <u>49,3</u> 33,3 | <u>66,1</u> 40,2 | <u>82,6</u> 46,4 | <u>98,3</u> 52,2 | <u>113,7</u> 57,7 | <u>128,9</u> 63,0 | <u>144,7</u> 68,0 | | | |
| -23 | <u>48,7</u> 33,0 | <u>65,1</u> 39,8 | <u>81,1</u> 45,9 | <u>96,4</u> 51,6 | <u>111,7</u> 57,0 | <u>126,5</u> 62,2 | <u>141,2</u> 67,0 | | | |
| -24 | <u>48,1</u> 32,7 | <u>64,0</u> 39,4 | <u>79,6</u> 45,4 | <u>94,8</u> 51,0 | <u>109,7</u> 56,3 | <u>124,1</u> 61,4 | <u>138,6</u> 66,3 | | | |
| -25 | <u>47,2</u> 32,5 | <u>63,2</u> 38,9 | <u>78,4</u> 44,9 | <u>93,3</u> 50,4 | <u>107,8</u> 55,6 | <u>122,0</u> 60,6 | <u>136,1</u> 65,4 | <u>150,0</u> 70,0 | | |
| -26 | <u>46,7</u> 32,3 | <u>62,3</u> 38,6 | <u>77,1</u> 44,5 | <u>91,7</u> 49,8 | <u>105,9</u> 55,0 | <u>120,0</u> 59,8 | <u>133,7</u> 64,6 | <u>147,2</u> 69,1 | | |
| -27 | <u>46,1</u> 32,0 | <u>61,3</u> 38,3 | <u>76,0</u> 44,0 | <u>90,3</u> 49,3 | <u>104,1</u> 54,2 | <u>117,8</u> 59,2 | <u>131,3</u> 63,8 | <u>144,8</u> 68,3 | | |
| -28 | <u>45,6</u> 31,8 | <u>60,6</u> 37,9 | <u>74,9</u> 43,5 | <u>88,8</u> 48,8 | <u>102,4</u> 53,8 | <u>115,8</u> 58,5 | <u>129,2</u> 63,0 | <u>142,3</u> 67,4 | | |
| -29 | <u>45,3</u> 31,5 | <u>59,7</u> 37,6 | <u>73,8</u> 43,1 | <u>87,3</u> 48,3 | <u>100,9</u> 63,2 | <u>114,1</u> 57,8 | <u>127,0</u> 62,4 | <u>139,9</u> 66,6 | | |
| -30 | <u>44,7</u> 31,3 | <u>59,1</u> 37,3 | <u>72,0</u> 42,7 | <u>86,2</u> 47,8 | <u>99,3</u> 52,6 | <u>112,2</u> 57,2 | <u>125,0</u> 61,6 | <u>137,6</u> 65,9 | <u>150,0</u> 70,0 | |
| -31 | <u>44,2</u> 31,1 | <u>58,1</u> 37,0 | <u>71,7</u> 42,3 | <u>84,8</u> 47,4 | <u>97,9</u> 52,1 | <u>110,4</u> 56,6 | <u>123,0</u> 60,9 | <u>135,3</u> 65,2 | <u>147,6</u> 69,2 | |
| -32 | <u>43,8</u> 31,0 | <u>57,5</u> 36,7 | <u>70,7</u> 41,9 | <u>83,7</u> 46,9 | <u>96,4</u> 51,6 | <u>108,8</u> 56,0 | <u>121,1</u> 60,3 | <u>133,2</u> 64,4 | <u>145,2</u> 68,4 | |

| Расчетная температура наружного воздуха, $t_{\text{но}}^p, ^\circ\text{C}$ | Температура наружного воздуха, $t_{\text{нар}}, ^\circ\text{C}$ | | | | | | | | | |
|--|---|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| | +10 | +5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | -35 |
| -33 | <u>43,2</u> 30,7 | <u>56,9</u> 36,4 | <u>69,8</u> 41,6 | <u>82,7</u> 46,5 | <u>94,9</u> 51,1 | <u>107,2</u> 55,4 | <u>119,2</u> 59,7 | <u>131,2</u> 63,7 | <u>142,9</u> 67,7 | |
| -34 | <u>42,8</u> 30,6 | <u>56,3</u> 36,1 | <u>69,0</u> 41,2 | <u>81,5</u> 46,0 | <u>93,7</u> 50,6 | <u>105,8</u> 54,9 | <u>117,6</u> 59,0 | <u>129,3</u> 63,1 | <u>140,8</u> 66,9 | |
| -35 | <u>42,5</u> 30,3 | <u>55,4</u> 35,9 | <u>68,1</u> 40,9 | <u>80,5</u> 45,6 | <u>92,3</u> 50,1 | <u>104,2</u> 54,3 | <u>115,8</u> 58,5 | <u>127,4</u> 62,4 | <u>138,6</u> 66,3 | <u>150,0</u> 70,0 |

Примечания:

- 1. Числитель – температура сетевой воды в падающем трубопроводе, знаменатель – в обратном трубопроводе.*
- 2. Промежуточные значения температур сетевой воды определяются интерполяцией.*

Наряду с типовым температурным графиком 150-70 $^\circ\text{C}$, при создании крупных систем централизованного теплоснабжения с удаленными на 30-50 км и более от зон теплопотребления источниками теплоты (ТЭЦ, АТЭЦ, КЭС и АЭС, используемые как ТЭЦ) применяют и более высокие температурные графики (с температурой прямой сетевой воды 160-180 $^\circ\text{C}$), что значительно уменьшает затраты в транзитные тепловые сети. При этом оптимальная величина нагрева воды на источнике и расхода сетевой воды в транзитных теплосетях имеет свою специфику и зависит от ряда технических и экономических факторов.

Найденные по уравнению (3.4) или (3.5) и приведенные в таблице 3.1 и на рис. 3.1 изменения температуры обратной сетевой воды t_{oc} или, что то же, после системы отопления здания t_{oo} , в зависимости от температуры наружного воздуха обусловлены переменным тепловым режимом работы системы отопления на протяжении отопительного периода. При наличии у потребителей установок горячего водоснабжения обратная сетевая вода является смесью охлажденного теплоносителя системы отопления и горячего водоснабжения и ее температура по условиям работы подогревателей горячего водоснабжения оказывается ниже температуры t_{oo} , т.е. $t_{\text{oc}}^{\text{см}} < t_{\text{oo}}$. Причем температура $t_{\text{oc}}^{\text{см}}$ зависит от доли нагрузки горячего водоснабжения по отношению к нагрузке отопления (чем эта доля больше, тем ниже $t_{\text{oc}}^{\text{см}}$) и схемы включения установки горячего водоснабжения по отношению к системе отопления здания (одноступенчатая параллельная, двухступенчатая смешанная или последовательная). И, как уже отмечалось, температура смеси обратной сетевой воды $t_{\text{oc}}^{\text{см}}$ может быть на 5-15 $^\circ\text{C}$ ниже температуры воды после системы отопления t_{oo} . Снижение $t_{\text{oc}}^{\text{см}}$ уменьшает суммарный расход теплоносителя в наружной теплосети, а, соответственно, расход электроэнергии на его перекачку и увеличивает теплофикационную выработку электроэнергии турбинами ТЭЦ.

4. ВЫБОР СПОСОБА ПОКРЫТИЯ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

4.1. Покрытие тепловой нагрузки за счет ТЭЦ

Как показано выше, тепловая нагрузка отопления и вентиляции (подача теплоты в помещение с нагретым до необходимой температуры воздухом) изменяется на протяжении отопительного периода, поскольку зависит от температуры наружного воздуха.

Часовая нагрузка горячего водоснабжения изменяется в течение суток и дней недели и уменьшается летом по сравнению с осенне-зимним периодом. Хотя максимальная нагрузка горячего водоснабжения $Q_{г.в}^{max}$ в утренние и вечерние часы рабочих дней и в выходные дни может увеличиваться в два с лишним раза по сравнению со среднечасовой за сутки $Q_{г.в}^p$, последняя принимается в качестве расчетной для определения теплопроизводительности источника теплоснабжения и теплопередающей возможности тепловых сетей. При этом покрытие максимальной нагрузки $Q_{г.в}^{max}$ обеспечивается за счет уменьшения в это время подачи теплоты в отопительные системы зданий, используя их теплоаккумулирующие свойства.

Таким образом, общая тепловая нагрузка потребителей, которая должна покрываться источником теплоснабжения, будет, кДж/ч (ккал/ч):

$$Q_{пот} = Q_{о.в} + Q_{г.в}^p \quad (4.1)$$

Покрывается эта нагрузка должна соответствующим расходом нагретой на источнике сетевой воды, кг/ч:

$$G_{с.в} = \frac{Q_{пот}}{c_p(t_{пс} - t_{ос})} \quad (4.2)$$

где c_p – теплоемкость воды, кДж/(кг·°C); $t_{пс}$, $t_{ос}$ – температура прямой и обратной сетевой воды, °C.

Суммарная расчетная нагрузка ТЭЦ $Q_{тэц}^p$ включает расчетные нагрузку потребителей $Q_{пот}^p$, потери теплоты в тепловых сетях (через изоляцию) при транспорте теплоносителя $Q_{т.с}^p$ и собственные нужды станции $Q_{с.н}^p$:

$$Q_{тэц}^p = Q_{пот}^p + Q_{т.с}^p + Q_{с.н}^p \quad (4.3)$$

По экономическим и режимным соображениям покрываться эта нагрузка должна частично за счет турбин $Q_{т.р}^p$, исходя из принятого часового коэффициента теплофикации $\alpha_{тэц}^{чс}$, а в остальном – за счет пиковых источников $Q_{пик}^p$ [16]:

$$\alpha_{\text{тэц}}^{\text{час}} = \frac{Q_{\text{тур}}^{\text{р}}}{Q_{\text{тэц}}^{\text{р}}} = \frac{Q_{\text{тур}}^{\text{р}}}{Q_{\text{тур}}^{\text{р}} + Q_{\text{пик}}^{\text{р}}} \quad (4.4)$$

Вызвано это тем, что основной нагрузкой в водяной системе теплоснабжения является сезонная нагрузка отопления и вентиляции (80-85% от суммарной), расчетное потребление которой длится непродолжительное время.

Для большинства климатических поясов длительность этой нагрузки составляет около 0,01 от продолжительности отопительного периода. В остальное время тепловая нагрузка бывает в несколько раз меньше расчетной. Если теплофикационное оборудование тепловой станции будет подобрано по кратковременной максимальной нагрузке потребителя, то оно длительное время будет использоваться с большой недогрузкой. Преднамеренное завышение установленной мощности ТЭЦ с целью покрытия кратковременных максимумов тепловой нагрузки ведет к неоправданным перерасходам капиталовложений. Поэтому установленная мощность ТЭЦ подбирается из условия покрытия только базовой части сезонного потребления теплоты с таким расчетом, чтобы длительность использования максимальной производительности оборудования составляла не менее 5000 ч в году. Остальная часть тепловой нагрузки (сверхбазовая) должна отпущаться непосредственно из пиковых котлов.

Все это зависит от принятого значения коэффициента теплофикации, выбор которого является ответственной технико-экономической задачей.

Для современных турбин с отопительными отборами $\alpha_{\text{тэц}}^{\text{час}}$ может быть в пределах 0,4-0,65.

Для иллюстрации сказанного, на рис. 4.1а показаны совмещенные графики изменения часовой тепловой нагрузки в зависимости от температуры наружного воздуха (левая часть) и изменения тепловой нагрузки по продолжительности (правая часть).

При наружных температурах выше $+8^{\circ}\text{C}$ (начало и окончание отопительного периода) и в диапазоне температур $+8 \dots t_{\text{н.а}}^{\text{р}}$ тепловая нагрузка обеспечивается целиком за счет теплофикационных отборов турбин. При температуре наружного воздуха $t_{\text{н.а}}^{\text{р}}$ расчетная тепловая мощность отборов турбин полностью исчерпывается, поэтому в диапазоне более низких температур воздуха $t_{\text{н.в}} < t_{\text{н.а}}^{\text{р}}$ должны быть в работе пиковые котлы.

Момент начала (наружная температура) использования пиковых котлов находится по графику тепловой нагрузки либо из выражения [19], $^{\circ}\text{C}$:

$$t_{\text{н.а}}^{\text{р}} = 18 - [(1 + \gamma_{\text{г.в}}) \alpha_{\text{тэц}}^{\text{час}} - \gamma_{\text{г.в}}] (18 - t_{\text{н.о}}^{\text{р}}), \quad (4.5)$$

где $\gamma_{\text{г.в}} = \frac{Q_{\text{г.в}}^{\text{сп}}}{Q_{\text{г}}^{\text{р}}}$ — доля средней нагрузки горячего водоснабжения по отношению к расчетной нагрузке отопления.

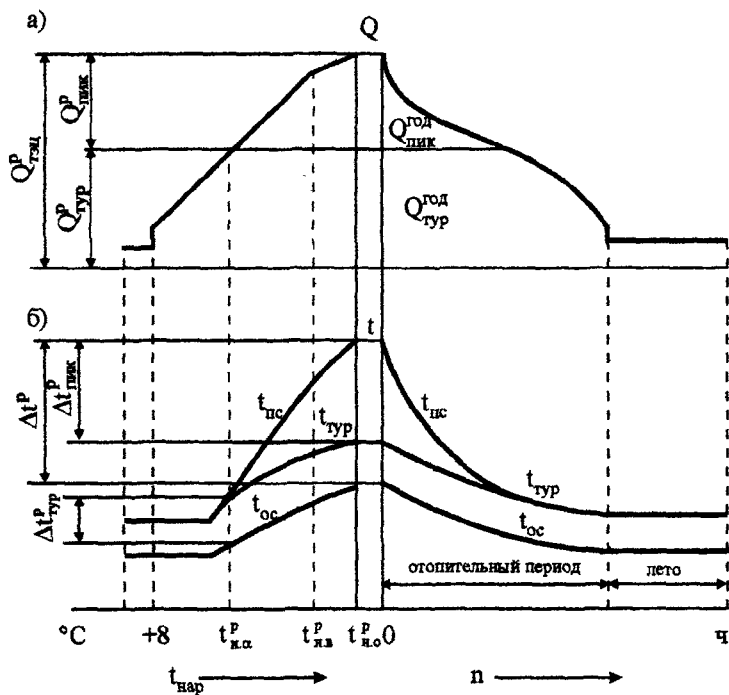


Рис. 4.1. Годовые графики продолжительности тепловой нагрузки (а) и температуры сетевой воды (б):

$t_{\text{ос}}$, $t_{\text{тур}}^p$, $t_{\text{пс}}$ – температура сетевой воды соответственно обратной, после подогревателей турбины и пикового источника; $\Delta t_{\text{тур}}^p$, $\Delta t_{\text{пик}}^p$, Δt^p – расчетный нагрев сетевой воды соответственно в подогревателях турбины, в пиковом источнике и общий; $t_{\text{н.а}}^p$, $t_{\text{н.в}}^p$, $t_{\text{н.о}}^p$ – расчетная температура наружного воздуха, соответствующая включению в работу пикового источника, а также максимальной нагрузке вентиляции и отопления; n – длительность стояния тепловой нагрузки

При достижении расчетной температуры наружного воздуха $t_{\text{н.о}}^p$ тепловая нагрузка ТЭЦ достигает своего максимума $Q_{\text{тэц}}^p$.

Площадь в правой части графика, ограниченная осью ординат (часовая тепловая нагрузка), осью абсцисс (продолжительность отопительного периода в часах) и интегральной кривой продолжительности стояния тепловой нагрузки (или температур наружного воздуха) показывает суммарный отпуск (выработку) теплоты за отопительный период или год.

Напомним (§ 1.2): для построения графика по продолжительности графическим методом необходимо знать текущую нагрузку при различных

температурах наружного воздуха, например, с интервалом $\pm 5^\circ\text{C}$, и продолжительность стояния в часах наружной температуры в этих интервалах. Принимается по климатологическим данным [10] (приложение 26).

Общая площадь графика есть годовое производство теплоты ТЭЦ:

$$Q_{\text{тэц}}^{\text{год}} = Q_{\text{тур}}^{\text{год}} + Q_{\text{пик}}^{\text{год}}, \quad (4.6)$$

где $Q_{\text{тур}}^{\text{год}}$ и $Q_{\text{пик}}^{\text{год}}$ – соответственно годовое производство теплоты турбиной и пиковыми источниками.

Отношение $\frac{Q_{\text{тур}}^{\text{год}}}{Q_{\text{тэц}}^{\text{год}}} = \alpha_{\text{тэц}}^{\text{год}}$ характеризует годовой коэффициент теплофикации ТЭЦ [16].

С подключением пиковых котлов изменяется не только количество отпускаемой теплоты, но и температурный график теплоносителя. Слева на рис. 4.16 приведен температурный график качественного регулирования отпуска теплоты, справа – график изменения температур сетевой воды по продолжительности. При температурах наружного воздуха $+8 \dots t_{\text{н.о}}^{\text{п}}$ сетевая вода нагревается только в подогревателях турбины. При достижении наружной температуры $t_{\text{н.о}}^{\text{п}}$ перепад температуры нагрева сетевой воды в подогревателях достигает своего предела $\Delta t_{\text{тур}}^{\text{п}}$ вследствие полного использования расчетной тепловой мощности теплофикационного отбора пара турбин.

В диапазоне температур $t_{\text{н.о}}^{\text{п}} \dots t_{\text{н.о}}^{\text{о}}$ температура обратной сетевой воды непрерывно повышается, и если пар из теплофикационных отборов турбин поступает в подогреватели с давлением, соответствующим режиму $t_{\text{н.о}}^{\text{п}}$, то производительность подогревателей (перепад температуры нагрева воды в них) при неизменном расходе сетевой воды будет уменьшаться.

Чтобы сохранить неизменной теплопроизводительность подогревателей турбин, необходимо обеспечить постоянство перепада температур $\Delta t_{\text{тур}}^{\text{п}}$ путем соответствующего повышения давления пара в отборе. Последующий нагрев сетевой воды до расчетных температур производится в пиковых котлах. Расчетный перепад температур сетевой воды в пиковых котлах $\Delta t_{\text{пик}}^{\text{п}}$ достигается при расчетной температуре наружного воздуха $t_{\text{н.о}}^{\text{п}}$.

По графику температур сетевой воды после теплофикационных подогревателей $t_{\text{тур}}^{\text{п}}$ можно определить необходимую температуру и давление пара в отборах турбин при различных тепловых нагрузках (температурах наружного воздуха). Ориентировочно температура пара в отборе может быть на $5-10^\circ\text{C}$ выше температуры воды на выходе из подогревателей, что обусловлено наличием температурного напора в подогревателе и дросселированием пара при его движении от камеры отбора турбины к подогревателю. Этой температуре пара соответствует давление насыщения.

4.2. Покрытие тепловой нагрузки за счет совместной работы источников теплоснабжения

Пиковые водогрейные котлы размещают на ТЭЦ и в районах потребления теплоты. Пиковые водогрейные котлы ТЭЦ (ПКТ) и пиковые котельные района (ПКР) могут быть использованы и в качестве основных источников теплоты задолго до сооружения ТЭЦ.

Принципиальная схема включения ТЭЦ и пиковых котельных показана на рис. 4.2. На ТЭЦ сетевая вода последовательно подогревается в теплофикационных подогревателях (ТП) за счет отборов пара из турбин, затем в пиковых водогрейных котлах станции ПКТ – за счет сжигания топлива. Пиковая водогрейная котельная района ПКР подключается к магистральным тепловым сетям непосредственно в зоне расположения потребителей теплоты. В результате подключения ПКР потребители теплоты разделяются на две группы: неавтономные Н, расположенные между ТЭЦ и ПКР, и автономные А, расположенные за местом подключения ПКР.

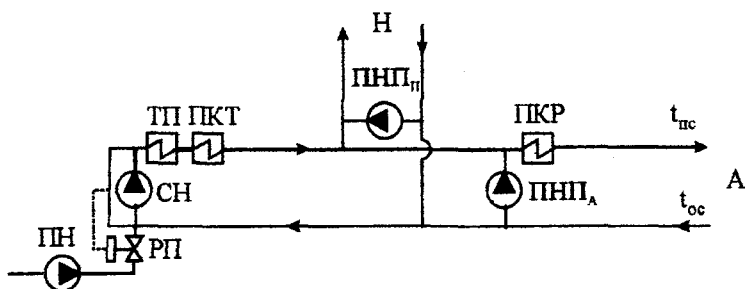


Рис. 4.2. Схема включения ТЭЦ и пиковых котельных:

ТП – теплофикационный подогреватель; ПКТ – пиковая котельная ТЭЦ; ПКР – пиковая котельная района; СН – сетевой насос; ПН – подпиточный насос; РП – регулятор подпитки; ПНП_н, ПНП_а – подмешивающая насосная подстанция соответственно неавтономной и автономной зон

В неавтономной зоне потребители получают теплоту из магистральных тепловых сетей при тепловых и гидравлических режимах, на которые рассчитаны теплофикационные установки ТЭЦ и ПКТ. Если температурный график сетевой воды в магистральных трубопроводах не соответствует режиму потребления теплоты группы неавтономных районов или отдельным районам, то на ответвлениях к распределительным сетям этих районов устанавливаются подмешивающие насосные подстанции ПНП_х.

Потребители автономной зоны могут получать теплоту из магистральных тепловых сетей или от собственной пиковой водогрейной котельной района

ПКР. При теплоснабжении от собственной ПКР гидравлический режим в распределительных сетях создается работой насосной подстанции ПНП_А. При теплоснабжении автономной зоны из магистральных тепловых сетей от ТЭЦ ПНП_А могут включаться в работу в случае, если режим потребления теплоты не соответствует графику температуры воды, поступающей от ТЭЦ.

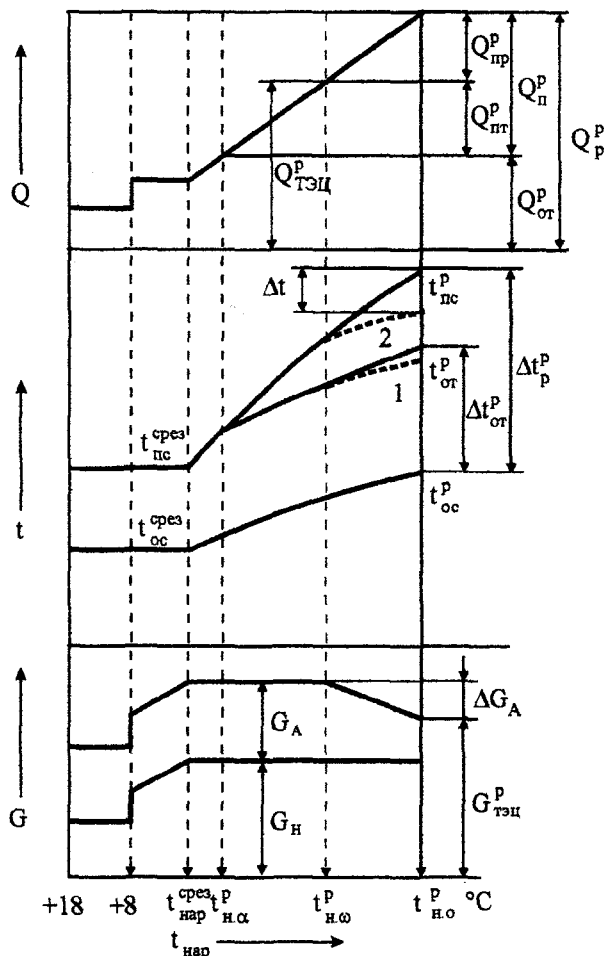


Рис. 4.3. Графики температур распределения расходов теплоты и сетевой воды между источниками теплоты при совместной работе ТЭЦ и пиковых котельных: - - - - изменения температур сетевой воды после теплофикационных подогревателей 1 и пиковых котлов ТЭЦ 2, которые были бы при постоянном расходе теплоносителя

Тепловая нагрузка районов распределяется между двумя источниками теплоты следующим образом (рис. 4.3). Летняя тепловая нагрузка горячего водоснабжения и подключаемая с началом отопительного сезона ($t_{нар} = +8^{\circ}\text{C}$) отопительно-вентиляционная нагрузка до момента включения пиковых котельных при температуре наружного воздуха $t_{на}^p$ покрывается целиком за счет теплофикационных отборов пара турбин. При температуре наружного воздуха ниже $t_{на}^p$, когда расчетная тепловая мощность отборов турбин полностью используется, подключаются в работу ПКТ. При температуре наружного воздуха $t_{на}$ расчетная тепловая мощность ТЭЦ исчерпывается и будет:

$$Q_{тэц}^p = Q_{от}^p + Q_{пт}^p, \quad (4.7)$$

где $Q_{от}^p$ – расчетная тепловая мощность регулируемых отопительных отборов турбин; $Q_{пт}^p$ – расчетная тепловая мощность ПКТ.

В дальнейшем недостающая теплота начинает восполняться включением ПКР, а при расчетной температуре воздуха для проектирования отопления $t_{на}^p$ используется вся тепловая мощность ТЭЦ и ПКР:

$$Q_p^p = Q_{тэц}^p + Q_{пр}^p = Q_{от}^p + Q_{пт}^p + Q_{пр}^p = Q_{от}^p + Q_n^p, \quad (4.8)$$

где Q_p^p – расчетная тепловая нагрузка района; $Q_{пр}^p$ – расчетная тепловая мощность ПКР; Q_n^p – суммарная пиковая мощность ПКТ и ПКР.

Отношение расчетной тепловой нагрузки отборов турбин к расчетной тепловой нагрузке района называется коэффициентом теплофикации района:

$$\alpha_p = Q_{от}^p / Q_p^p. \quad (4.9)$$

Отношение расчетной тепловой мощности ПКТ к суммарной пиковой мощности называется пиковым коэффициентом ТЭЦ:

$$\omega_{тэц} = Q_{пт}^p / Q_n^p. \quad (4.10)$$

Отношение расчетной тепловой мощности ПКР к суммарной пиковой мощности называется пиковым коэффициентом района:

$$\omega_p = Q_{пр}^p / Q_n^p. \quad (4.11)$$

Сумма пиковых коэффициентов $\omega_{тэц} + \omega_p = 1$. Доли тепловой нагрузки, удовлетворяемые от ТЭЦ и ПКР, составляют:

$$\varphi_{\text{тэц}} = \frac{Q_{\text{тэц}}^p}{Q_p^p} = \frac{Q_{\text{от}}^p}{\alpha_{\text{тэц}}} \cdot \frac{\alpha_p}{Q_{\text{от}}^p} = \frac{\alpha_p}{\alpha_{\text{тэц}}}, \quad (4.12)$$

$$\varphi_p = Q_{\text{пр}}^p / Q_p^p = 1 - \varphi_{\text{тэц}}, \quad (4.13)$$

где $\alpha_{\text{тэц}}$ – коэффициент теплофикации ТЭЦ, определяемый по формуле (4.4). До момента включения ПКР производят центральное качественное регулирование, обеспечивающее во всех зонах постоянные расходы сетевой воды. С подключением ПКР центральное качественное регулирование сменяется на количественное. Это объясняется тем, что при наружных температурах до $t_{\text{н}}$ нагрев сетевой воды в подогревателях и ПКТ распределяется, как показано на рис. 4.3. При температурах ниже $t_{\text{н}}$ дальнейшее повышение температуры сетевой воды в подающем трубопроводе возможно лишь при постепенном уменьшении расхода воды с ТЭЦ на величину ΔG_A . В противном случае график центрального качественного регулирования по отопительной нагрузке или суммарной нагрузке на отопление и горячее водоснабжение будет нарушен из-за недогрева сетевой воды на величину Δt (рис. 4.3). Для восстановления заданного режима нагрева воды потребовалось бы увеличение мощности теплофикационных отборов пара и теплопроизводительности ПКТ. Уменьшающийся расход сетевой воды позволяет увеличить нагрев ее до установленных графиком регулирования значений при тех же расчетных теплопроизводительностях ТП и ПКТ.

Снижение расхода воды с ТЭЦ отразится лишь на гидравлическом режиме распределительных сетей автономной зоны. Поэтому для восстановления там расчетного гидравлического режима должна включаться ПНПА на подмешивание необходимого количества воды из обратного трубопровода распределительных сетей. Расход воды насосов подстанции принимается равным величине уменьшения подачи воды с ТЭЦ.

При отсутствии неавтономной зоны потребителей расход сетевой воды с ТЭЦ может оставаться постоянным, но тогда недогрев сетевой воды на величину Δt должен восполняться догревом в ПКР.

Централизованное теплоснабжение на базе крупных районных водогрейных котельных представляет собой наиболее удачное разрешение современной проблемы отставания строительства источников теплоты от роста тепловых нагрузок. Объясняется это тем, что стоимость районных водогрейных котельных и сроки их возведения в несколько раз меньше стоимости и сроков строительства ТЭЦ. Одновременно снижаются затраты и сроки прокладки более коротких тепловых сетей от районных котельных. Поэтому опережающее строительство дешевых районных водогрейных котельных большой производительности дает значительный выигрыш в очередности капиталовложений и сокращает сроки развития централизованного теплоснабжения в тех районах, где ввод в действие ТЭЦ отстает от времени ввода тепловых потребителей.

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УДЕЛЬНОЙ ВЫРАБОТКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ НА ТЕПЛОВОМ ПОТРЕБЛЕНИИ

Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении является одним из основных энергетических показателей, характеризующих эффективность комбинированного производства энергии на ТЭЦ.

В абсолютном значении она показывает, какое количество киловатт-часов электроэнергии вырабатывается на 1 МВт (Гкал) теплоты, отпущенной из отборов или противодавления турбины.

Увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и тем самым и экономии топлива от теплофикации достигается в паротурбинной установке повышением начальных параметров пара, введением промпрегрева пара, увеличением мощности турбины, совершенствованием проточной части турбины, расширением системы регенеративного подогрева конденсата и питательной воды, увеличением числа ступеней подогрева сетевой воды, снижением давления пара в отборах, а также температуры поступающей на ТЭЦ сетевой воды.

Полная удельная выработка электрической энергии определяется по формуле, кВт·ч/МВт:

$$W_T = \frac{1000 \cdot H_T^0 \cdot \eta_{oi}^T \cdot \eta_M \cdot \eta_G \cdot a_p}{i_T - i_T'}, \quad (5.1)$$

где H_T^0 – адиабатический теплоперепад в IS - диаграмме от начальных параметров (давление, температура) до давления пара в теплофикационном отборе, кДж/кг; i_T, i_T' – энтальпия пара в теплофикационном отборе турбины и его конденсата при давлении в отборе P_r , кДж/кг; η_{oi}^T – относительный внутренний КПД проточной части турбины от паровпуска до отбора; η_M, η_G – механический КПД турбины и КПД электрического генератора; a_p – коэффициент, учитывающий увеличение выработки электроэнергии за счет регенеративного подогрева конденсата пара теплофикационного отбора и добавочной воды, восполняющей потери конденсата:

$$a_p = 1 + \frac{W_p}{W_T} = 1 + e_{pT}, \quad (5.2)$$

где W_T и W_p – удельная выработка электроэнергии на потоке пара внешнего теплового потребления и регенеративном подогреве конденсата пара

теплофикационного отбора и добавочной кВт·ч/МВт; $\epsilon_{рТ}$ – доля регенеративной выработки электроэнергии от выработки на внешнем теплопотреблении.

Величина W'_T находится по формуле (5.1) без учета коэффициента a_p . При этом энтальпия пара в теплофикационном отборе находится как, кДж/кг:

$$i_T = i_0 - H_T^0 \cdot \eta_{oi}^T, \quad (5.3)$$

где i_0 – энтальпия пара перед турбиной при его начальных параметрах, кДж/кг. Энтальпия конденсата пара отбора на линии насыщения i'_T определяется по термодинамическим таблицам в зависимости от давления отбираемого пара.

Для определения величины W_p требуется расчет схемы регенеративного подогрева конденсата и питательной воды турбины.

Однако в рассматриваемом методе определения величины W_T это можно не делать, поскольку W_p заменяет коэффициент a_p , который с достаточной для практических расчетов точностью может быть найден из выражения

$$a_p = 1 + \epsilon_{рТ} = 1 + \frac{H_p^0 \cdot (i_{п.в} - i'_T)}{H_T^0 \cdot (i_p - i_{п.в})}, \quad (5.4)$$

получаемого в результате замещения реальной схемы регенеративного подогрева питательной воды условной, состоящей из одного смешивающего подогревателя.

Здесь H_p^0 – адиабатический теплоперепад в IS - диаграмме от начальных параметров пара перед турбиной до давления пара в условном регенеративном подогревателе, кДж/кг; $i_{п.в}$ – энтальпия питательной воды за последним подогревателем высокого давления, кДж/кг; i'_T – энтальпия конденсата пара теплофикационного отбора или смеси конденсата и добавочной воды, поступающих в систему регенеративного подогрева, кДж/кг; i_p – энтальпия пара в условном регенеративном отборе, кДж/кг:

$$i_p = i_0 - H_p^0 \cdot \eta_{oi}, \quad (5.5)$$

Давление пара в условном регенеративном отборе определяется по средней температуре насыщения нагреваемой среды:

$$t_p = \frac{t_{п.в} + t_T}{2}, \quad (5.6)$$

где t_c – температура конденсата пара теплофикационного отбора или смеси конденсата и добавочной воды, °С.

У турбин с двухступенчатым подогревом сетевой воды величина t_c принимается среднеарифметической для двух отборов.

Величина коэффициента a_p зависит от начальных параметров пара, величины тепловой нагрузки, давления пара в теплофикационном отборе, исходной температуры нагреваемого конденсата и может быть в пределах 1,08+1,35.

Для турбоустановок Т-50/60-130, Т-110/120-130 и Т-175/210-130 величина коэффициента a_p может быть найдена из выражений:

$$\begin{aligned} a_p &= (1,087 + 475 \cdot 10^{-6} Q_T) \cdot p_x^{-0,0335}; \\ a_p &= (1,087 + 285 \cdot 10^{-6} D_T) \cdot p_x^{-0,0335}, \end{aligned} \quad (5.7)$$

где Q_T и D_T – тепловая нагрузка отборов турбины и суммарный расход пара на сетевые подогреватели, МВт, т/ч; p_x – давление пара в камере верхнего отопительного отбора, бар.

Погрешность при определении коэффициента a_p по формуле (5.7) не превышает 0,6% по сравнению с результатами детального расчета тепловой схемы.

В таблице 5.1 приведены примерные значения полной удельной выработки электроэнергии паротурбинной установкой на тепловом потреблении.

Таблица 5.1

Полная удельная выработка электроэнергии турбоустановкой на тепловом потреблении W_e , кВт·ч/МВт

| Начальные параметры пара, P_0/t_0 , МПа/°С | Мощность агрегата, МВт | Давление пара в отборе, бар | | | |
|--|------------------------|-----------------------------|------|-----|-----|
| | | 0,5 | 1,2 | 6 | 12 |
| 1,2/187 | 3,5 | 145 | 120 | – | – |
| 3,4/435 | 6 | 330 | 265 | 145 | 85 |
| | 12 | 360 | 300 | 170 | 110 |
| 8,8/535 | 25 | 430 | 370 | 225 | 170 |
| | 50 | 480 | 415 | 270 | 205 |
| 12,8/565 | 50 | 535* | 450* | 315 | 260 |
| | 100 | 575* | 505* | 360 | 300 |
| 23,5/560/565** | 250 | 705* | 585* | 415 | 345 |

* При двухступенчатом подогреве сетевой воды по давлению пара в верхнем отборе.

** Турбоустановка с прамперегревом пара.

У газотурбинных и парогазовых установок удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении будет гораздо больше.

Пример. Рассчитать полную удельную теплофикационную выработку электроэнергии W_T паровой турбины для следующих условий: $P_o=12,8$ МПа; $t_o=560^\circ\text{C}$; $P_T=0,12$ МПа; $t_{на}=235^\circ\text{C}$; $\eta_{oi}^T=0,86$; $\eta_m=0,98$; $\eta_r=0,985$.

Решение. Предварительно определим составляющие формулы (5.1). С помощью IS-диаграммы находим $i_o=3497$ кДж/кг и $i_T^s=2438$ кДж/кг. Тогда $H_T^o=i_o-i_T^s=3497-2438=1059$ кДж/кг и по (5.3) $i_T=i_o-H_T^o\cdot\eta_{oi}^T=3497-1059\cdot 0,86=2586$ кДж/кг.

По термодинамическим таблицам водяного пара при $P_T=0,12$ МПа $t_T=105^\circ\text{C}$ и $i_T=439,4$ кДж/кг.

Температура питательной воды в условном регенеративном подогревателе по формуле (5.6) равна:

$$t_p = \frac{t_{на} + t_T}{2} = \frac{235 + 105}{2} = 170^\circ\text{C}.$$

Этой температуре насыщения соответствует давление пара отбора $P_p=0,79$ МПа, а ему из IS-диаграммы – адиабатический теплоперепад $H_p^o=739$ кДж/кг.

По формуле (5.5) найдем энтальпию пара в регенеративном отборе $i_p=i_o-H_p^o\cdot\eta_{oi}^T=3497-739\cdot 0,86=2861$ кДж/кг.

По термодинамическим таблицам водяного пара при $t_{на}=235^\circ\text{C}$ $i_{на}=1013,9$ кДж/кг.

После этого по формуле (5.4) находим коэффициент

$$a_p = 1 + \frac{H_p^o \cdot (i_{на} - i_T)}{H_T^o \cdot (i_p - i_{на})} = 1 + \frac{739(1013,9 - 439,4)}{1059(2861 - 1013,9)} = 1,217.$$

В результате, подставив найденные величины в формулу (5.1), получим

$$\begin{aligned} W_T &= \frac{1000 \cdot H_T^o \cdot \eta_{oi}^T \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot a_p}{i_T - i_T^s} = \\ &= \frac{1000 \cdot 1059 \cdot 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,985 \cdot 1,217}{2586 - 439,4} = 497,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{МВт} \end{aligned}$$

или 579 кВт·ч/Гкал.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА ОТ ТЕПЛОФИКАЦИИ

Энергетическая эффективность теплофикации характеризуется экономией топлива, получаемой при комбинированной выработке электроэнергии и теплоты на ТЭЦ по сравнению с расходом топлива на выработку такого же количества электрической и тепловой энергии в раздельной схеме энергоснабжения (КЭС и котельная) (рис. 6.1).

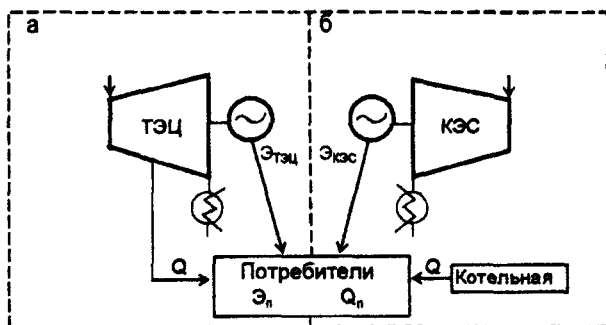


Рис. 6.1. Схема энергоснабжения потребителей: а – комбинированная; б – раздельная

Отметим, что при технико-экономическом сопоставлении комбинированной и раздельной схем энергоснабжения, помимо топливного эффекта, должны обеспечиваться:

- одинаковый производственный эффект у потребителей (получение ими электрической $Э_n$ и тепловой Q_n энергии нужного количества и качества);
- требуемая надежность энергоснабжения;
- минимальная экологическая нагрузка на природную среду;
- применение наиболее совершенной техники и технологии производства и транспорта энергоносителей;
- наиболее эффективное использование и быстрая окупаемость инвестиций, вкладываемых в строительство источников энергии, электрических и тепловых сетей, топливоснабжение, обеспечение надежности энергоснабжения и экологической безопасности с учетом всех эксплуатационных затрат за расчетный период возврата капитала от функционирования системы энергоснабжения.

При этом определяющим фактором все же является суммарный расход топлива на производство энергоносителей, и меньше он оказывается в комбинированной схеме, что и обуславливает ее энергетическую и экономическую целесообразность.

Если исходить из общего случая, что на ТЭЦ применяются турбины с теплофикационным отбором (отборами) и конденсационной частью, то суммарная выработка электроэнергии здесь будет состоять из теплофикационной выработки $\mathcal{E}_T^{тщ}$ и конденсационной $\mathcal{E}_K^{тщ}$:

$$\mathcal{E}_{тщ} = \mathcal{E}_T^{тщ} + \mathcal{E}_K^{тщ}. \quad (6.1)$$

Учитывая, что ТЭЦ располагается вблизи потребителей энергии, а КЭС – на значительном удалении, последняя должна производить электроэнергию больше с учетом ее потерь в ЛЭП, т.е.

$$\mathcal{E}_{кэс} = \frac{\mathcal{E}_{тщ}}{\eta_{лэп}}, \quad (6.2)$$

где $\eta_{лэп}$ – КПД ЛЭП, $\eta_{лэп} = 0,89-0,91$.

Для упрощения балансовых выражений по выработке электроэнергии в обеих схемах энергоснабжения можно принять, что $\mathcal{E}_{тщ} = \mathcal{E}_{кэс} = \mathcal{E}_n$, а разницу в выработке электроэнергии на КЭС и ТЭЦ можно учесть через увеличение расхода топлива на КЭС, вызванное потерями в ЛЭП, т.е. в виде расхода топлива на потребленную электроэнергию ($b_{кэс}/\eta_{лэп}$ – см. дальше).

Потери теплоты в тепловых сетях принимаются одинаковыми в обеих схемах энергоснабжения, поскольку ТЭЦ и котельная обычно располагаются в зоне теплоснабжения.

Исходя из сказанного, суммарный расход топлива на выработку электрической энергии V_e и тепловой V_Q определится как, кг у.т.:

- в раздельной схеме энергоснабжения

$$V^p = V_e^p + V_Q^p = \mathcal{E}_{кэс} \frac{b_{кэс}}{\eta_{лэп}} + Q_n \cdot b_Q^p = (\mathcal{E}_T^{тщ} + \mathcal{E}_K^{тщ}) \frac{b_{кэс}}{\eta_{лэп}} + Q_n \cdot b_Q^p; \quad (6.3)$$

- в комбинированной схеме энергоснабжения

$$V^k = V_e^k + V_Q^k = \mathcal{E}_T^{тщ} \cdot b_{э,т}^{тщ} + \mathcal{E}_K^{тщ} \cdot b_{э,к}^{тщ} + Q_n \cdot b_Q^{тщ}. \quad (6.4)$$

Принимая во внимание, что $b_{э,к}^{тщ} > b_{кэс}$ (менее экономичная проточная часть теплофикационной турбины из-за дросселирования пара в регулирующих органах отборов, большее давление пара в ее конденсаторе по условиям менее эффективного технического водоснабжения ТЭЦ) и обычно $b_Q^p > b_Q^{тщ}$, экономия топлива в комбинированной схеме энергоснабжения, по сравнению с раздельной схемой, может быть найдена из выражения:

$$\Delta B = B^p - B^x = \mathcal{E}_T^{\text{ТЭЦ}} \left(\frac{b_{\text{КС}}}{\eta_{\text{ЛЭП}}} - b_{\text{Э.Т}}^{\text{ТЭЦ}} \right) - \mathcal{E}_K^{\text{ТЭЦ}} \left(b_{\text{Э.К}}^{\text{ТЭЦ}} - \frac{b_{\text{КС}}}{\eta_{\text{ЛЭП}}} \right) + Q_n (b_Q^p - b_Q^{\text{ТЭЦ}}). \quad (6.5)$$

Или удельная экономия топлива на 1 МВт отпущенной потребителям от турбины теплоты, кг у.т./МВт:

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q_n} = W_T \left(\frac{b_{\text{КС}}}{\eta_{\text{ЛЭП}}} - b_{\text{Э.Т}}^{\text{ТЭЦ}} \right) - W_K \left(b_{\text{Э.К}}^{\text{ТЭЦ}} - \frac{b_{\text{КС}}}{\eta_{\text{ЛЭП}}} \right) + (b_Q^p - b_Q^{\text{ТЭЦ}}). \quad (6.6)$$

Здесь $\mathcal{E}_T^{\text{ТЭЦ}}$, $\mathcal{E}_K^{\text{ТЭЦ}}$, W_T , W_K – соответственно полная и удельная выработка электроэнергии на теплофикационном и конденсационном потоках пара турбины ТЭЦ, кВт·ч и кВт·ч/МВт; Q_n – теплота, отпущенная внешним потребителям из отборов турбины, МВт; $b_{\text{КС}}$, $b_{\text{Э.Т}}^{\text{ТЭЦ}}$, $b_{\text{Э.К}}^{\text{ТЭЦ}}$ – удельные расходы условного топлива на выработку электроэнергии на КЭС, а также на теплофикационном и конденсационном потоках пара турбины ТЭЦ, кг у.т./ (кВт·ч); b_Q^p , $b_Q^{\text{ТЭЦ}}$ – удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии в отдельной котельной и на ТЭЦ, кг у.т./МВт.

Обычно в сопоставительных расчетах величина $b_{\text{КС}}$ принимается по расходу топлива на замещающей (лучшей) КЭС энергосистемы. В белорусской энергосистеме это пока Лукомльская ГРЭС, где $b_{\text{КС}} = 0,320$ кг у.т./ (кВт·ч).

Значение $b_{\text{Э.К}}^{\text{ТЭЦ}}$ (как и $b_{\text{КС}}$) и $b_{\text{Э.Т}}^{\text{ТЭЦ}}$ определяется по формулам, кг у.т./ (кВт·ч):

$$b_{\text{Э.К}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{0,123}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{\text{Т.П}} \cdot \eta_{\text{К.Э}}^{\text{ЭП}}}; \quad (6.7)$$

$$b_{\text{Э.Т}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{0,123}{\eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{\text{Т.П}} \cdot \eta_{\text{К.Э}}^{\text{ЭП}}}, \quad (6.8)$$

где η_i – абсолютный внутренний КПД турбоустановки; $\eta_{\text{Т.П}}$ – коэффициент теплового потока; $\eta_{\text{К.Э}}^{\text{ЭП}}$ – КПД «брутто» котлоагрегата; η_m и η_r – механический КПД турбины и КПД электрического генератора.

Величина $b_{\text{Э.Т}}^{\text{ТЭЦ}}$ изменяется незначительно для различных турбоустановок и находится в пределах 0,155 – 0,16 кг у.т./ (кВт·ч).

Определение η_i представляет определенную сложность, так как требует предварительного расчета тепловой схемы турбоустановки для нахождения

расходов пара в регенеративные отборы и конденсатор, что может быть произведено с использованием [4].

Для простейшего паротурбинного конденсационного цикла Ренкина без учета работы насосов (конденсатного, питательного)

$$\eta_{li} = \eta_t \cdot \eta_{oi} = \frac{H_x^o \cdot \eta_{oi}}{i_o - i'_k} = \frac{i_o - i_{ка}}{i_o - i'_k} \cdot \frac{i_o - i_k}{i_o - i_{ка}} = \frac{i_o - i_k}{i_o - i'_k}, \quad (6.9)$$

где η_t и η_{oi} – термический КПД цикла и относительный внутренний КПД турбины; H_x^o – адиабатический теплоперепад пара от начальных параметров до давления в конденсаторе, кДж/кг; $i_o, i_{ка}, i_k, i'_k$ – соответственно энтальпия пара в начале и конце адиабатического и действительного процесса расширения пара в турбине, а также конденсата в конденсаторе, кДж/кг.

Для турбоустановки с регенеративными отборами пара без промежуточного перегрева

$$\eta_{li} = \frac{D_x(i_o - i_k) + \sum_1^n D_n(i_o - i_n)}{D_o(i_o - i_{п.в})}. \quad (6.10)$$

Для турбоустановки с промежуточным перегревом пара, например, после второго регенеративного отбора

$$\eta_{li} = \frac{D_x(i_o - i_k + \Delta i_{пв}) + D_1(i_o - i_1) + D_2(i_o - i_2) + \dots + D_n(i_o - i_n + \Delta i_{пв})}{D_o(i_o - i_{п.в}) + (D_o - D_1 - D_2) \Delta i_{пв}}. \quad (6.11)$$

В приведенных формулах $D_o, D_x, D_1, D_2, \dots, D_n$ – соответственно расход пара на турбину, в конденсатор и на регенеративные подогреватели; i_1, i_2, \dots, i_n – энтальпия пара в отборах, кДж/кг; $i_{п.в}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг; $\Delta i_{пв}$ – количество теплоты, подведенное к 1 кг пара в промежуточном пароперегревателе (разность энтальпий пара после и до перегрева), кДж/кг.

Приближенно величины $b_{эс}$ и $b_{э,к}^{тщ}$, обозначенные как $b_{э,к}$, могут быть найдены из выражения, кг у.т./кВт·ч):

$$b_{э,к} = \frac{0,123}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{т.п} \cdot \eta_{к.в}^{оп}} \cdot \frac{1 + e_{рк} \cdot \eta_{li}}{1 + e_{рк}}, \quad (6.12)$$

где η_i находится по формуле (6.9); $e_{рк}$ – доля выработки электроэнергии на базе регенеративного подогрева конденсата из конденсатора, определяется как

$$e_{\text{пр}} = \frac{H_p^0 \cdot i_{\text{п.в}} - i'_x}{H_x^0 \cdot i_p - i_{\text{п.в}}}, \quad (6.13)$$

где H_p^0, i_p, H_x^0 – то же, что в формулах (5.4), (5.5), (6.9).

В зависимости от мощности и технического совершенства теплофикационной турбины, а также режима ее использования (теплофикационный, конденсационный, смешанный) величина $b_{\text{т.к}}^{\text{тн}}$ может быть на 10-50 г у.т./кВт·ч больше величины $b_{\text{в.к}}$ замещающей КЭС.

По формуле (6.7) можно определить и средний удельный расход топлива $b_{\text{с.ср}}^{\text{тн}}$ на совместную выработку теплофикационной и конденсационной электроэнергии. При этом в числителе выражений (6.10) и (6.11) для нахождения абсолютного внутреннего КПД турбоустановки η_i необходимо учесть слагаемые расходов пара из теплофикационных отборов на внешнее тепловое потребление в виде членов $D_{\text{отб}}(i_0 - i_{\text{отб}})$.

Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии определяется по формулам, кг у.т./МВт:

$$b_Q^p = \frac{123}{\eta_Q^p}; \quad (6.14)$$

$$b_Q^{\text{тн}} = \frac{123}{\eta_Q^{\text{тн}}}, \quad (6.15)$$

где $\eta_Q^p, \eta_Q^{\text{тн}}$ – КПД «брутто» по выработке тепловой энергии ($\eta_Q^{\text{ср}}$) в отдельной котельной и на ТЭЦ. Определяется как

$$\eta_Q^{\text{ср}} = \eta_{\text{к.к}}^{\text{ср}} \cdot \eta_{\text{т.п.}} \quad (6.16)$$

Для турбин типа Р второе слагаемое в выражениях (6.5) и (6.6) равно нулю. При оценке экономии топлива за счет теплофикационной выработки электроэнергии без большой погрешности можно пренебречь и третьим слагаемым в этих выражениях.

Таким образом, при работе турбин ТЭЦ в чисто теплофикационном режиме основное влияние на экономию топлива в энергосистеме оказывает величина удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении W_e (таблица 5.1). Величина W_x , вызывающая перерасход топлива, составляет 3-8% от W_e .

Поэтому в зависимости от термодинамических параметров теплофикационного цикла величина удельной экономии топлива Δb может изменяться в пределах 30-120 кг у.т. на 1 МВт отпущенной от турбины теплоты внешним потребителям.

Пример. Определить удельную и полную экономию топлива от комбинированной выработки электрической и тепловой энергии паровой турбиной типа Т, а также мощность турбины для следующих условий:

$P_0=12,8$ МПа, $t_0=560^\circ\text{C}$; $P_T=0,12$ МПа, тепловая мощность турбины $Q_T=190$ МВт, $P_K=0,04$ бар; $t_{н.к}=235^\circ\text{C}$; $\eta_{oi}^r=0,86$; $\eta_{oi}^k=0,75$; $\eta_m=0,98$; $\eta_r=0,985$; $\eta_{ка}^{(р.т.к)}=0,93$; $\eta_{ка}^{(р.р)}=0,9$; $\eta_{т.т.к}^r=0,985$; $\eta_{т.т.к}^p=0,975$; $b_{к.с.к}=0,32$ кг у.т./кВт·ч; $\eta_{э.п.к}=0,9$.

Расход пара в конденсатор равен 10% от расхода пара в теплофикационный отбор – $D_K=0,1D_T$. Полная удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении принимается из примера раздела 5 $W_T=497,6$ кВт·ч/МВт (579 кВт·ч/Гкал).

Решение. Удельная экономия топлива находится из выражения (6.6). Определим входящие в него составляющие. С помощью IS-диаграммы и термодинамических таблиц водяного пара находим $i_0=3497$ кДж/кг; $H_K^0=1487$ кДж/кг, $t_K=29^\circ\text{C}$; $i_K'=121,4$ кДж/кг; $i_{н.к}=1013,9$ кДж/кг; $i_K=i_0-H_K^0\cdot\eta_{oi}^k=3497-1487\cdot0,75=2382$ кДж/кг.

По формуле (6.9) находим абсолютный внутренний КПД турбоустановки для цикла без отборов:

$$\eta_i = \frac{H_K^0 \cdot \eta_{oi}^k}{i_0 - i_K'} = \frac{1487 \cdot 0,75}{3497 - 121,4} = 0,33.$$

Повышению η_i способствует регенеративный подогрев конденсата конденсатора, что учитывается коэффициентом $\epsilon_{р.к.}$, определяемым по формуле (6.13). Для этого необходимо определить параметры условного регенеративного отбора. Температуру питательной воды в условном регенеративном подогревателе конденсационного потока найдем по формуле (5.6):

$$t_p^k = \frac{t_{н.к} + t_K}{2} = \frac{235 + 29}{2} = 132^\circ\text{C}.$$

Этой температуре насыщения соответствует давление пара отбора $P_p^k=0,29$ МПа, а ему из IS-диаграммы – адиабатический теплоперепад $H_p^{(о.к)}=908$ кДж/кг. По формуле (5.5) найдем энтальпию пара в регенеративном отборе:

$$i_p^x = i_0 - H_p^{(k)} \cdot \eta_{oi}^r = 3497 - 908 \cdot 0,86 = 2716 \text{ кДж/кг.}$$

η_{oi}^r принят как для теплофикационного потока, поскольку условный регенеративный отбор находится выше теплофикационного отбора $P_p^x > P_r$.

После этого по формуле (6.13) находим долю выработки электроэнергии на базе регенеративного подогрева конденсата конденсатора:

$$e_{pk} = \frac{H_p^{(k)}}{H_k^0} \cdot \frac{i_{п.а} - i_k'}{i_p^x - i_{п.а}} = \frac{908}{1487} \cdot \frac{1013,9 - 121,4}{2716 - 1013,9} = 0,32.$$

Удельная выработка электроэнергии на конденсационном потоке с учетом работы пара в ЧНД и разности в регенеративной выработке находится из выражения

$$\begin{aligned} W_k &= 0,1 W_T \frac{H_k^0 \cdot \eta_{oi}^k (1 + e_{pk})}{H_r^0 \cdot \eta_{oi}^r (1 + e_{pr})} = \\ &= 0,1 \cdot 497,6 \frac{1487 \cdot 0,75}{1059 \cdot 0,86} \cdot \frac{1,32}{1,217} = 66,1 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{МВт}, \end{aligned}$$

где H_r^0 и e_{pr} приняты из примера раздела 5.

Далее находим удельные расходы топлива на выработку электрической и тепловой энергии в комбинированной и раздельной схеме энергоснабжения.

Удельный расход топлива на теплофикационную выработку электроэнергии на ТЭЦ находим по формуле (6.8):

$$b_{3,7}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{0,123}{\eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{т.л}^{\text{ТЭЦ}} \cdot \eta_{к.а}^{\text{ОР(ТЭЦ)}}} = \frac{0,123}{0,98 \cdot 0,985 \cdot 0,985 \cdot 0,93} = 0,139 \text{ кг у.т./кВт} \cdot \text{ч}.$$

Удельный расход топлива на конденсационную выработку электроэнергии на ТЭЦ находим по формуле (6.12):

$$\begin{aligned} b_{3,8}^{\text{ТЭЦ}} &= \frac{0,123}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_r \cdot \eta_{т.л}^{\text{ТЭЦ}} \cdot \eta_{к.а}^{\text{ОР(ТЭЦ)}}} \cdot \frac{1 + e_{pk} \cdot \eta_i}{1 + e_{pk}} = \\ &= \frac{0,123}{0,33 \cdot 0,98 \cdot 0,985 \cdot 0,985 \cdot 0,93} \cdot \frac{1 + 0,32 \cdot 0,33}{1 + 0,32} = 0,353 \text{ кг у.т./кВт} \cdot \text{ч}. \end{aligned}$$

Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии на ТЭЦ находим по формуле (6.15):

$$b_Q^{тщ} = \frac{123}{\eta_Q^{тщ}} = \frac{123}{\eta_{к.к}^{оп(тщ)} \cdot \eta_{т.п}^{тщ}} = \frac{123}{0,93 \cdot 0,985} = 134,3 \text{ кг у.т./МВт.}$$

То же в раздельной схеме энергоснабжения, по формуле (6.14):

$$b_Q^p = \frac{123}{\eta_Q^p} = \frac{123}{\eta_{к.к}^{оп(p)} \cdot \eta_{т.п}^p} = \frac{123}{0,9 \cdot 0,975} = 140,2 \text{ кг у.т./МВт.}$$

В результате, подставив найденные величины в формулу (6.6), получим удельную экономию топлива от комбинированной выработки электрической и тепловой энергии на ТЭЦ:

$$\begin{aligned} \Delta b &= W_T \left(\frac{b_{к.к}}{\eta_{л.п}} - b_{э.т}^{тщ} \right) - W_K \left(b_{э.к}^{тщ} - \frac{b_{к.к}}{\eta_{л.п}} \right) + (b_Q^p - b_Q^{тщ}) = \\ &= 497,6 \left(\frac{0,32}{0,9} - 0,139 \right) - 66,1 \left(0,353 - \frac{0,32}{0,9} \right) + (140,2 - 134,3) = \\ &= 113,8 \text{ кг у.т./МВт или } 132,3 \text{ кг у.т./Гкал.} \end{aligned}$$

Полная экономия топлива при отпуске от турбины 190 МВт теплоты составит

$$\Delta B = \Delta b \cdot Q_T = 113,8 \cdot 190 = 21622 \text{ кг у.т.}$$

Мощность турбины на тепловом потреблении

$$N_T = W_T \cdot Q_T = 497,6 \cdot 190 = 94544 \text{ кВт.}$$

Полная мощность турбины с учетом конденсационного потока

$$N = N_T + N_K = (W_T + W_K) Q_T = (497,6 + 66,1) 190 = 107100 \text{ кВт.}$$

7. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

7.1. Основные задачи и расчетные зависимости

При проектировании тепловых сетей основная задача гидравлического расчета состоит в определении диаметров труб по заданным расходам теплоносителя и располагаемым перепадам давлений по всей сети или в отдельных ее участках.

В процессе эксплуатации тепловых сетей возникает необходимость решения обратных задач по определению расходов теплоносителя на участках сети или давлений в отдельных точках при изменении гидравлических режимов. Результаты гидравлического расчета используются для построения пьезометрических графиков, выбора схем абонентских вводов, подбора насосного оборудования, определения стоимости тепловой сети и других целей.

При движении теплоносителя по трубам потери давления складываются из гидравлических сопротивлений трения по длине трубопровода и местных сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_m \quad (7.1)$$

Гидравлические сопротивления по длине трубопровода определяются по формуле Вейсбаха-Дарси, Па:

$$\Delta P_a = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2}, \quad (7.2)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; l – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубопровода, м; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; w – скорость движения теплоносителя, м/с.

Коэффициент гидравлического трения в общем случае зависит от числа Рейнольдса (Re) и относительной эквивалентной шероховатости трубы (k_s/d). Шероховатостью трубы называют выступы и неровности, влияющие при турбулентном движении жидкости на линейные потери давления. В реальных трубах эти выступы и неровности различны по форме, величине и неравномерно распределены по ее длине.

За эквивалентную шероховатость k_s условно принимают равномерную зернистую шероховатость, выступы которой имеют одинаковую форму и размеры, а потери давления по длине такие же, как и в реальных трубах. Величину эквивалентной шероховатости стенок труб с учетом коррозии рекомендуется принимать: для паропроводов – 0,2 мм, для водяных тепловых сетей – 0,5 мм, для конденсатопроводов – 1 мм.

Для теплопроводов наружных сетей характерным является турбулентный режим движения теплоносителей.

При $Re_k/d \leq 23$ трубы считаются гидравлически гладкими. В этом случае ламинарный пограничный слой покрывает шероховатость стенок, т.е. толщина пограничного слоя больше k_s , и гидравлические сопротивления обуславливаются только силами трения в жидкости и зависят от числа Рейнольдса.

Для гидравлически гладких труб при турбулентном движении коэффициент гидравлического трения можно определять по формуле Г.А. Мурина

$$\lambda_r = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}}. \quad (7.3)$$

Для гидравлически шероховатых труб при $Re_k/d \geq 560$, когда решающее влияние на гидравлические сопротивления по всей длине трубопровода оказывают силы трения жидкости о стенку трубы, коэффициент гидравлического трения зависит только от относительной эквивалентной шероховатости и определяется по формуле проф. Б.Л. Шифринсона

$$\lambda_m = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0,25}. \quad (7.4)$$

В переходной области гидравлических сопротивлений, характеризующейся изменением комплекса $Re_k/d = 23 + 560$, рекомендуется формула проф. А.Д. Альтшуля

$$\lambda_n = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}. \quad (7.5)$$

По форме (7.5) величина λ_n определяется достаточно точно для всех трех зон гидравлических сопротивлений (гладкой, переходной и шероховатой). При $Re_k/d \leq 10$ результаты расчета совпадают с данными формулы (7.3). Поэтому при построении расчетных номограмм используется формула А.Д. Альтшуля.

Местные гидравлические сопротивления определяются по формуле Вейсбаха

$$\Delta P_m = \xi \frac{\rho w^2}{2}, \quad (7.6)$$

где ξ – суммарный коэффициент местных сопротивлений на участке трубопровода (приложение 9).

Местные потери давления можно заменить эквивалентными гидравлическими сопротивлениями по длине, если в уравнение (7.2) вместо l

подставить l_3 – эквивалентную длину местных сопротивлений, т.е. такую длину прямолинейного трубопровода, линейные потери давления в котором численно равны потерям давления в местных сопротивлениях.

Решая совместно уравнения (7.2) и (7.6), получим

$$l_3 = \xi d / \lambda. \quad (7.7)$$

Для характерных в тепловых сетях местных сопротивлений значения эквивалентных длин приведены в приложении 10.

Гидравлический расчет разветвленных трубопроводов удобно производить по методу средних удельных потерь давления, поэтому часто используются следующие формы записи полных гидравлических сопротивлений:

$$\Delta P = \Delta P_a + \Delta P_m = \Delta P_a \left(1 + \frac{\Delta P_m}{\Delta P_a} \right) = R_a l (1 + \alpha) = R_a (l + l_3), \quad (7.8)$$

где α – коэффициент, учитывающий долю потерь давления в местных сопротивлениях от сопротивлений по длине; R_a – удельное падение давления по длине, Па/м.

Из формулы (7.2) следует, что

$$R_a = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho w^2}{2} = 6,27 \cdot 10^{-2} \frac{\lambda}{d^5} \cdot \frac{G^2}{\rho}, \quad (7.9)$$

где G – расход теплоносителя, т/ч.

Для облегчения расчетов по формуле (7.9) составляются таблицы или номограммы, которыми пользуются при проектировании тепловых сетей (приведены ниже).

7.2. Методика расчета трубопроводов

Расчетным участком разветвленной сети принято называть трубопровод, в котором расход теплоносителя не изменяется. Расчетный участок располагается, как правило, между соседними ответвлениями.

Иногда расчетный участок приходится делить на два или несколько, если в его пределах требуется изменить диаметры труб.

В первую очередь гидравлический расчет ведут по участкам в направлении главной магистрали, соединяющей источник теплоты с наиболее удаленным

абонентом. В паровых тепловых сетях, когда требуемое давление пара у абонентов различно, неизбежно приходится сначала рассчитывать те трубопроводы, которые соединяют источник теплоты с абонентом, требующим максимальное давление пара.

Пусть число участков вдоль главной магистрали равно n , расчетные расходы теплоносителя $G_1, G_2, G_3, \dots, G_n$, а располагаемый перепад давлений во всей сети — ΔP_c (рис. 7.1).

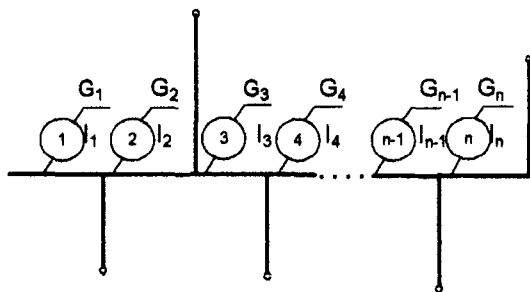


Рис. 7.1. Расчетная схема тепловой сети

Тогда для каждого участка сети можно записать:

$$\Delta P_1 = R_1 l_1 (1 + \alpha_1) = f(d_1, G_1, l_1, \xi_1);$$

$$\Delta P_2 = R_2 l_2 (1 + \alpha_2) = f(d_2, G_2, l_2, \xi_2);$$

.....

$$\Delta P_n = R_n l_n (1 + \alpha_n) = f(d_n, G_n, l_n, \xi_n);$$

$$\Delta P_c = \sum_1^n [R_n (1 + \alpha)]$$

Таким образом, для определения диаметров труб можно записать $(n+1)$ уравнений при числе неизвестных $2n$ (неизвестны $\Delta P_1, \Delta P_2, \dots, \Delta P_n; d_1, d_2, \dots, d_n$). Для однозначного решения данной системы уравнений следует задаться оптимальным законом распределения давлений по главной магистрали.

Методика определения экономического распределения давления в тепловых сетях приводится в [9, 14, 15]. Обычно принимают, что давление вдоль главной магистрали падает равномерно, т.е.

$$R_1 = R_2 = \dots = R_n = R_{н.сп}; \quad \alpha_1 = \alpha_2 = \dots = \alpha_n = \alpha_{сп}.$$

Тогда

$$\Delta P_c = R_{л.сп} (1 + \alpha_{сп}) \sum_1^n l,$$

откуда

$$R_{л.сп} = \frac{\Delta P_c}{(1 + \alpha_{сп}) \sum_1^n l}. \quad (7.10)$$

По величине средней удельной линейной потере давления $R_{л.сп}$ и известным расходам теплоносителя можно определить такие диаметры труб, при которых располагаемое циркуляционное давление ΔP_c будет достаточно полно использовано.

В предварительных расчетах, когда неизвестны диаметры труб, доля потерь давления в местных сопротивлениях может быть ориентировочно определена по формуле Б.Л. Шифринсона

$$\alpha_{сп} = z\sqrt{G}, \quad (7.11)$$

где z – коэффициент; для водяных сетей $z = 0,01$, для паровых сетей $z = 0,05 + 0,1$; G – расход теплоносителя в начальном участке разветвленного теплопровода, т/ч.

Перед гидравлическим расчетом необходимо начертить в масштабе расчетную схему трубопроводов, разделить ее на участки, определить длины участков и расчетные расходы теплоносителя.

Расчет выполняют в два этапа: предварительный и окончательный.

В предварительном расчете определяют:

- 1) по формуле (7.11) – ориентировочное значение $\alpha_{сп}$;
- 2) по формуле (7.10) – значение средней удельной потери давления $R_{л.сп}$;
- 3) по известным расходам теплоносителя на участках G_1, G_2, \dots, G_n и $R_{л.сп}$ с помощью таблиц или номограмм – диаметры труб с округлением до стандартных размеров.

В окончательном расчете уточняются гидравлические сопротивления на всех участках сети при выбранных диаметрах труб следующим образом:

- 1) при округлении диаметров труб до стандартных размеров по тем же таблицам или номограммам определяют фактические значения удельных потерь давления по длине R_1, R_2, \dots, R_n и, если необходимо, скорости теплоносителя w_1, w_2, \dots, w_n ;

- 2) определяют эквивалентные длины местных сопротивлений на расчетных участках $l_{с1}, l_{с2}, \dots, l_{сn}$ (приложение 10);

3) вычисляют полные потери давления на участках сети

$$R_1(l_1+l_{s1}), R_2(l_2+l_{s2}), \dots, R_n(l_n+l_{sn});$$

4) определяют суммарные гидравлические сопротивления для всех участков расчетной магистрали, которые сравнивают с располагаемым в ней перепадом давления:

$$\sum_1^n [R_n(l+l_s)] \leq \Delta P_{..}$$

Расчет считается удовлетворительным, если гидравлические сопротивления не превышают располагаемый перепад давлений и отличаются от него не более чем на 10%. В этом случае расчетный расход теплоносителя будет обеспечен с ошибкой не более +3,5%. Диаметры труб ответвлений рассчитывают в такой же последовательности.

Конечные результаты гидравлического расчета следует перевести в м вод. ст., если по его данным предполагается построение пьезометрического графика.

7.3. Расчет водяных тепловых сетей

В таблицах для гидравлического расчета наружных тепловых сетей плотность воды ρ принимается равной 958,4 кг/м³, что соответствует температуре 100°C. При этих условиях коэффициент кинематической вязкости воды ν равен $0,296 \cdot 10^{-6}$ м²/с. После подстановки в уравнение (7.9) значения λ по формуле (7.5) и имея в виду указанные выше величины ρ , ν , $k_s=0,5$, получим

$$R_n = \frac{5,27}{d^{1,25}} w^2 \left(5 + \frac{0,2}{w} \right)^{0,25} \quad (7.12)$$

Зависимость между расходом воды и скоростью при данных условиях примет вид:

$$G=2710wd^2. \quad (7.13)$$

По уравнениям (7.12) и (7.13) построена номограмма (рис. 7.2) и составлена таблица 7.1 для гидравлического расчета турбопроводов водяных тепловых сетей.

С помощью таблицы 7.1 по известной тепловой нагрузке теплопровода определяется его диаметр либо при принятом диаметре теплопровода определяется его тепловая пропускная возможность. При этом в обоих случаях

заданными являются температурный график теплосети и удельные линейные потери давления в теплопроводе $R_{\text{л}}$. Для перехода в таблице 7.1 к расходу сетевой воды необходимо тепловую нагрузку теплопровода разделить на расчетный перепад температурного графика Δt^p и теплоемкость воды в соответствующих единицах измерения. Например, при графике 150-70°C расчетный перепад равен 80°C.

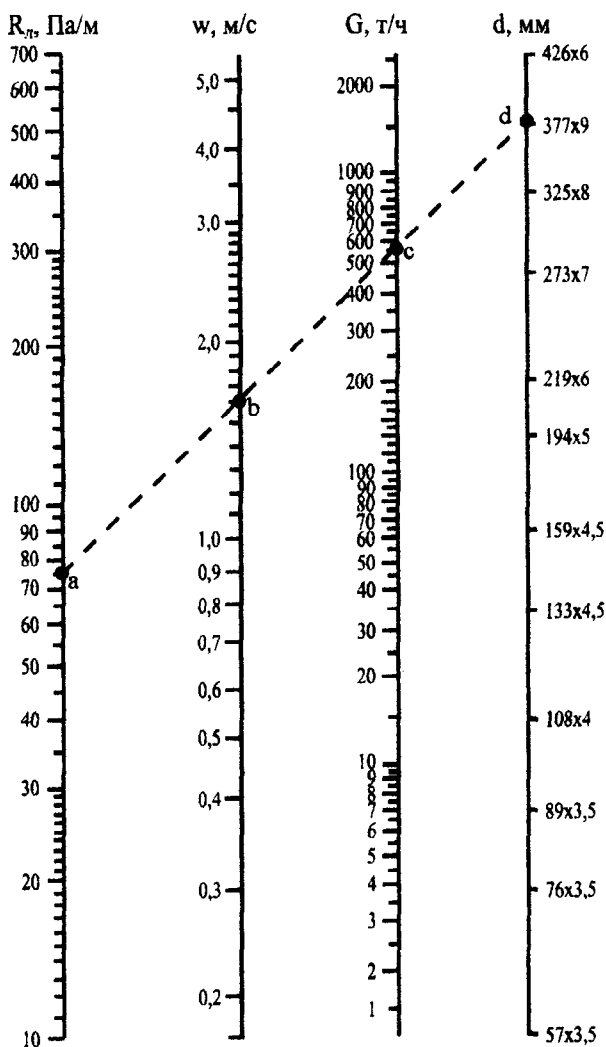


Рис. 7.2. Номограмма для расчета трубопроводов водяных тепловых сетей ($k_s=0,5$ мм, $\rho=958,4$ кг/м³)

Расчетные расходы сетевой воды зависят от схем абонентских вводов, графиков регулирования отпуска теплоты, назначения трубопроводов и в общем виде определяются по формуле

$$G^P = G_o^P + G_B^P + G_{Г.В.}^P + G_T^P, \quad (7.14)$$

где $G_o^P, G_B^P, G_{Г.В.}^P, G_T^P$ – расчетные расходы воды соответственно на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды, т/ч.

Таблица 7.1
Тепловая пропускная способность теплопровода тепловых сетей при $k_f=0,5$ мм, $\rho=958,4$ кг/м³

| d, мм | Пропускная способность ГДж/ч (Гкал/ч) при температурных графиках | | | | | |
|-------|---|----------------|----------------|-----------------------------------|-----------------|----------------|
| | $\Delta t^P=150-70^\circ\text{C}$ | | | $\Delta t^P=130-70^\circ\text{C}$ | | |
| | Удельная потеря давления на трение R_L , Па/м (кг/м ² ·м) на 1 м протяженности теплопровода | | | | | |
| | 50 (5) | 100 (10) | 150 (15) | 200 (20) | 50 (5) | 100 (10) |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 25 | 0,17 (0,04) | 0,2 (0,05) | 0,29 (0,07) | 0,33 (0,08) | 0,125 (0,03) | 0,17 (0,04) |
| 32 | 0,29 (0,07) | 0,37 (0,09) | 0,46 (0,11) | 0,50 (0,12) | 0,21 (0,05) | 0,29 (0,07) |
| 40 | 0,46 (0,11) | 0,63 (0,15) | 0,80 (0,19) | 0,93 (0,22) | 0,34 (0,08) | 0,50 (0,12) |
| 50 | 0,84 (0,2) | 1,17 (0,28) | 1,42 (0,34) | 1,67 (0,4) | 0,63 (0,15) | 0,88 (0,21) |
| 80 | 3,14 (0,75) | 4,4 (1,05) | 5,45 (1,3) | 6,28 (1,5) | 2,35 (0,56) | 3,31 (0,79) |
| 100 | 5,24 (1,225) | 7,33 (1,75) | 9,28 (2,2) | 10,47 (2,2) | 3,90 (0,93) | 5,53 (1,32) |
| 125 | 9,2 (2,2) | 13,4 (3,2) | 16,34 (3,9) | 18,85 (4,5) | 7,42 (1,7) | 10,05 (2,4) |
| 150 | 15,5 (3,7) | 21,4 (5,1) | 26,4 (6,3) | 30,75 (7,5) | 11,73 (2,8) | 15,9 (3,8) |
| 200 | 36 (8,6) | 50,3 (12) | 62,9 (15) | 71,23 (17) | 26,87 (6,4) | 38,10 (9,1) |
| 250 | 58,6 (14) | 90,2 (22) | 108,9 (26) | 125,7 (30) | 46,09 (11) | 67,04 (16) |
| 300 | 105 (25) | 142,5 (34) | 176,0 (42) | 201,1 (48) | 79,6 (19) | 108,9 (26) |
| 350 | 151 (36) | 213,7 (51) | 264,0 (63) | 305,8 (73) | 113,1 (27) | 285 (68) |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|------|----------------|-----------------|----------------|-----------------|----------------|----------------|
| 400 | 222 (53) | 314,3 (75) | 385,5 (92) | 444 (106) | 167,6 (40) | 235 (56) |
| 450 | 301 (72) | 431,6 (103) | 523,7 (125) | 615,9 (147) | 226,3 (54) | 323 (77) |
| 500 | 402 (96) | 565,7 (135) | 687,2 (164) | 804,5 (192) | 301,7 (72) | 427 (102) |
| 600 | 628 (150) | 888,2 (212) | 1089 (260) | 1274 (304) | 473,5 (113) | 666 (159) |
| 700 | 905 (216) | 1273,7 (304) | 1542 (368) | 1810 (432) | 678,8 (162) | 955 (228) |
| 800 | 1273 (304) | 1856,1 (443) | 2179 (520) | 2577 (615) | 955,3 (228) | 1358 (324) |
| 900 | 1738 (415) | 2451,2 (585) | 2954 (705) | 2457 (825) | 1299 (310) | 1831 (437) |
| 1000 | 2262 (540) | 3184,4 (760) | 3897 (930) | 4525 (1080) | 1697 (405) | 2388 (570) |
| 1200 | 3582 (855) | 5028 (1200) | 6243 (1490) | 7333 (1750) | 2682 (640) | 3771 (900) |
| 1400 | 5363 (1280) | 7710 (1840) | 9386 (2240) | 10726 (2560) | 4022 (960) | 5782 (1380) |

Продолжение табл. 7.1

| d, мм | Пропускная способность ГДж/ч (Гкал/ч) при температурных графиках | | | | | |
|-------|---|----------------|------------------|------------------------------------|-----------------|-----------------|
| | $\Delta t^P = 130-70^\circ\text{C}$ | | | $\Delta t^P = 95-70^\circ\text{C}$ | | |
| | Удельная потеря давления на трение R_l , Па/м ($\text{кг/м}^2 \cdot \text{м}$) на 1 м протяженности теплопровода | | | | | |
| | 150 (15) | 200 (20) | 50 (5) | 100 (10) | 150 (15) | 200 (20) |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 25 | 0,21 (0,05) | 0,25 (0,06) | 0,04 (0,01) | 0,07 (0,017) | 0,08 (0,02) | 0,10 (0,024) |
| 32 | 0,34 (0,08) | 0,37 (0,09) | 0,08 (0,02) | 0,12 (0,029) | 0,10 (0,025) | 0,12 (0,028) |
| 40 | 0,59 (0,14) | 0,67 (0,16) | 0,143 (0,035) | 0,2 (0,05) | 0,25 (0,06) | 0,29 (0,07) |
| 50 | 1,09 (0,26) | 1,26 (0,3) | 0,25 (0,06) | 0,38 (0,09) | 0,46 (0,11) | 0,5 (0,12) |
| 80 | 4,06 (0,97) | 4,60 (1,1) | 0,96 (0,23) | 1,38 (0,33) | 1,68 (0,4) | 1,47 (0,47) |
| 100 | 6,91 (1,65) | 7,96 (1,9) | 1,63 (0,39) | 2,3 (0,55) | 2,85 (0,68) | 3,31 (0,79) |
| 125 | 12,1 (2,9) | 14,24 (3,4) | 2,93 (0,7) | 4,19 (1,0) | 5,15 (1,23) | 5,87 (1,4) |
| 150 | 19,7 (4,7) | 23,46 (5,6) | 4,81 (1,15) | 6,7 (1,6) | 7,95 (1,9) | 9,63 (2,3) |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|------|----------------|----------------|---------------|---------------|---------------|----------------|
| 200 | 46,1 (11) | 54,47 (13) | 11,3 (2,7) | 15,9 (3,8) | 19,7 (4,7) | 22,62 (5,4) |
| 250 | 83,8 (20) | 96,4 (23) | - | - | - | - |
| 300 | 134 (32) | 150,8 (36) | - | - | - | - |
| 350 | 197 (47) | 230 (55) | - | - | - | - |
| 400 | 289 (69) | 331 (79) | - | - | - | - |
| 450 | 389 (93) | 461 (110) | - | - | - | - |
| 500 | 415 (123) | 603 (144) | - | - | - | - |
| 600 | 817 (195) | 955 (228) | - | - | - | - |
| 700 | 1156 (276) | 1357 (324) | - | - | - | - |
| 800 | 1634 (390) | 1927 (460) | - | - | - | - |
| 900 | 2208 (527) | 2585 (617) | - | - | - | - |
| 1000 | 2338 (558) | 3393 (810) | - | - | - | - |
| 1200 | 4609 (1100) | 5405 (1290) | - | - | - | - |
| 1400 | 6888 (1680) | 8045 (1920) | - | - | - | - |

Методика определения расчетных расходов воды по видам тепловых нагрузок с учетом перечисленных выше факторов рассмотрена в разделе 1. Здесь нужно иметь в виду, что для магистральных и распределительных трубопроводов расчетный расход сетевой воды на горячее водоснабжение в двухтрубных закрытых системах теплоснабжения принимается равным среднечасовому расходу воды за сутки, а в открытых системах – тоже среднечасовому расходу, но с коэффициентом 0,6.

В ответвлениях к отдельным зданиям, а также в распределительных сетях для группы жилых зданий с общим количеством жителей до 6000 чел. за расчетный расход на горячее водоснабжение принимают максимальный часовой расход воды.

Располагаемый перепад давлений в тепловой сети необходимо обосновывать технико-экономическими расчетами. При отсутствии данных для экономического обоснования удельные потери давления вдоль главной магистрали рекомендуется принимать до 80 Па/м. Для отдельных участков – по располагаемому давлению, но не более 300 Па/м.

Диаметры распределительных трубопроводов принимают не менее 50 мм, а ответвлений – не менее 25 мм.

Неиспользованное в ответвлениях давление рекомендуется погасить в соплах элеваторов или, в крайнем случае, дросселировать шайбами. При этом шайбы следует устанавливать не на общем вводе, а на трубопроводах каждого потребителя теплоты данного здания (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение).

Пример. Определить диаметры теплопроводов водяной сети, длины участков которой и расчетные расходы воды приведены на рис. 7.3, если на участках через 80–100 м установлены сальниковые компенсаторы, а располагаемый перепад давлений до всех абонентов одинаков и равен 0,14 МПа [17].

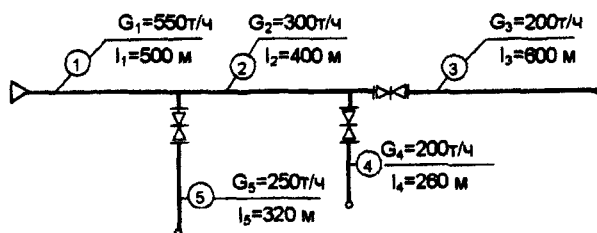


Рис. 7.3. Расчетная схема водяной тепловой сети

Решение. Общая длина расчетной магистрали (участки 1, 2, 3)

$$\Sigma l = 500 + 400 + 600 = 1500 \text{ м.}$$

Предварительный расчет.

1. По формуле (7.11) определяем ориентировочное значение доли потерь давления в местных сопротивлениях

$$\alpha_{\text{сп}} = 0,01 \sqrt{550} = 0,235.$$

2. По формуле (7.10) находим среднее удельное линейное падение давления

$$R_{\text{л.сп}} = \frac{0,14 \cdot 10^6}{(1 + 0,235) 1500} = 75 \text{ Па/м.}$$

3. По величине $R_{\text{л.сп}}$ и расходам G_1 , G_2 , G_3 по номограмме (рис. 7.2) находим диаметры труб.

Окончательный расчет.

Участок I.

1. По $R_{л.сп} = 75 \text{ Па/м}$ и $G_1 = 550 \text{ т/ч}$ по номограмме определяем, что ближайший стандартный диаметр трубы равен $377 \times 9 \text{ мм}$, для которой при $G_1 = 550 \text{ т/ч}$; $R_{л.сп} = 74 \text{ Па/м}$; $w_1 = 1,6 \text{ м/с}$ (линия *abcd*).

2. Эквивалентная длина местных сопротивлений на участке, где установлено 5 сальниковых компенсаторов. Для одного сальникового компенсатора при $d = 377 \times 9 \text{ мм}$ и $k_s = 0,5 \text{ мм}$ эквивалентная длина равна 5 м (приложение 10). Общая эквивалентная длина на участке

$$l_{э1} = 5 \times 5 = 25 \text{ м.}$$

3. Потери давления на участке

$$\Delta P_1 = 74(500 + 25) = 38800 \text{ Па}$$

или в линейных единицах измерения при $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$

$$\Delta H_1 = \frac{\Delta P_1}{g\rho} = \frac{38800}{9,81 \cdot 1000} = 3,96 \text{ м.}$$

Аналогично рассчитывают трубопроводы остальных участков сети. Результаты расчета приведены в таблице 7.2

Таблица 7.2.

Пример гидравлического расчета водяной тепловой сети

| № участка | Предварительный расчет | | | | | Окончательный расчет | | | |
|--|------------------------|------|----------------------|-----------------------|--------|----------------------|----------------------|------------------------|-------|
| | G, т/ч | l, м | d _{хс} , мм | R _л , Па/м | w, м/с | l _э , м | l _э +l, м | ΔP, Па 10 ³ | ΔH, м |
| 1 | 550 | 500 | 377×9 | 74 | 1,6 | 25 | 525 | 38,8 | 3,96 |
| 2 | 300 | 400 | 273×7 | 114 | 1,65 | 24 | 424 | 48,4 | 4,93 |
| 3 | 100 | 600 | 194×5 | 78 | 1,1 | 26 | 626 | 48,8 | 4,98 |
| | | | | | | | | ΣΔP=136 | |
| Ответвление (участок 4), располагаемый напор 4,98 м вод.ст | | | | | | | | | |
| 4 | 200 | 260 | 219×6 | 165 | 1,7 | 23 | 283 | 46,7 | 4,77 |
| Избыток напора на ответвлении 4,98-4,77=0,21 м вод.ст. | | | | | | | | | |
| Ответвление (участок 5), располагаемый напор ΔH ₅ =ΔH ₂ +ΔH ₃ =4,98+4,93=9,91 м вод.ст. | | | | | | | | | |
| 5 | 250 | 320 | 219×6 | 265 | 2,15 | 26 | 346 | 91,7 | 9,35 |
| Избыток напора в ответвлении 9,91-9,35=0,56 м вод.ст. | | | | | | | | | |

Гидравлический расчет паропроводов и конденсатопроводов имеет свои особенности. Методика их расчета рассмотрена в [9, 14, 17].

7.4. Пьезометрический график водяной тепловой сети и его построение

Распределение давлений в тепловых сетях удобно изображать в виде пьезометрического графика, который дает наглядное представление о давлении или напоре в любой точке тепловой сети и поэтому обеспечивает большие возможности учета многочисленных факторов (рельеф местности, высота зданий, особенности абонентских систем и т.д.) при выборе оптимального гидравлического режима.

Пьезометрические графики строятся на основании данных гидравлического расчета тепловых сетей и разрабатываются для зимних и летних расчетных условий. Проектирование открытых систем теплоснабжения связано с необходимостью построения пьезометрических графиков для отопительного сезона с учетом максимальных водоразборов из подающих и отдельно из обратных трубопроводов.

Давление, выраженное в линейных единицах измерения, называется *напором давления* или *пьезометрическим напором*. В системах теплоснабжения пьезометрические графики характеризуют *напоры*, соответствующие избыточному давлению, и они могут быть измерены обычными манометрами с последующим переводом результатов измерения в метры.

Рассмотрим пьезометрический график упрощенной системы теплоснабжения (рис. 7.4) [17]. Циркуляция воды в замкнутой сети осуществляется насосом 1. Расширительный бак 4, уровень воды в котором поддерживается постоянным, присоединен к обводной линии циркуляционного насоса 2. В реальных условиях вместо расширительного бака обычно устанавливают подпиточный насос. Если сетевой насос не работает, то напоры во всех точках системы теплоснабжения определяются уровнем воды в расширительном баке. При таком статическом состоянии системы теплоснабжения пьезометрический график представляет собой горизонтальную линию $s - s$, проведенную на уровне поверхности воды в расширительном баке. Напор в любой точке сети определяется величиной вертикального отрезка между данной точкой и линией $s - s$.

При динамическом режиме, когда сетевой насос включается в работу, пьезометрический график изобразится линией $K_1 A_1 B_1 C_1 C_2 B_2 K_2$ для тепловой сети и линией $K_1 N K_2$ – для перемычки. Если за плоскость отчета напором принять уровень $0 - 0$, то отрезок H_0 будет характеризовать статический напор в тепловой сети.

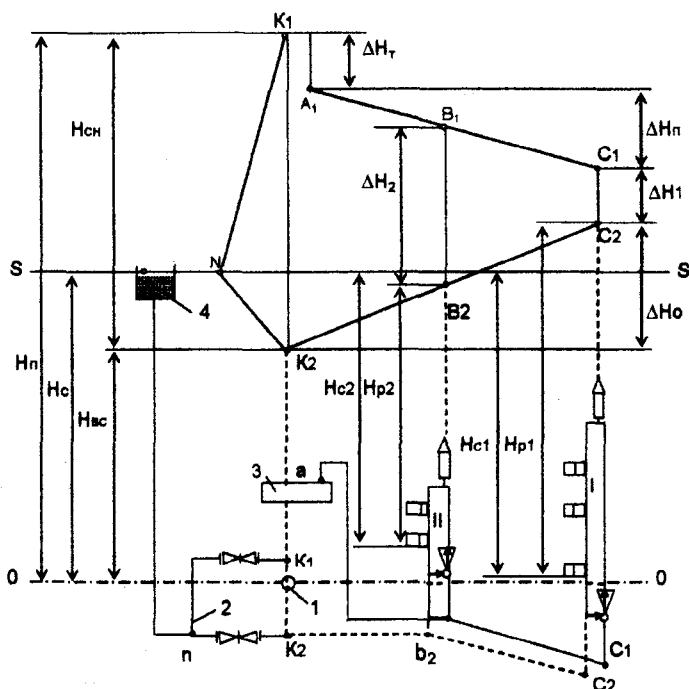


Рис. 7.4. Пьезометрический график двухтрубной тепловой сети с зависимым присоединением систем отопления:
 1 - сетевой насос; 2 - перемычка сетевого насоса; 3 - стационарный водонагреватель; 4 - расширительный бак

При работе сетевого насоса отрезок H_n характеризует напор в нагнетательном патрубке насоса, а отрезок $H_{вс}$ – напор у всасывающего патрубка насоса. Разность $H_{сн} = H_n - H_{вс}$ соответствует напору, создаваемому сетевым насосом, который и расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений при движении теплоносителя. Отрезки ΔH_t , ΔH_n , ΔH_0 составляют потери напора соответственно в подогревательной установке 3, подающей и обратной магистралях сети; ΔH_1 , ΔH_2 – располагаемые напоры для абонентских систем I и II.

В системах отопления, присоединяемых к тепловой сети по зависимой схеме с элеваторным смешением, располагаемые напоры ΔH_1 , ΔH_2 расходуются в основном в водоструйных элеваторах. Потери напора в самих отопительных системах не превышают 1-2 м. Пренебрегая этой величиной, можно считать, что при работе сетевых насосов системы отопления и, в частности, наименее

прочные их элементы – радиаторы, испытывают давление со стороны обратной магистрали. Отрезки H_{p1} и H_{p2} характеризуют напоры в радиаторах нижних этажей при динамическом режиме системы теплоснабжения; H_{c1} , H_{c2} – то же при остановке сетевых насосов.

Следует обратить внимание, что остановка сетевого насоса по-разному влияет на изменения давлений в различных абонентских системах. Если у абонента I остановка насоса уменьшает напор в радиаторе ($H_{c1} < H_{p1}$), то в радиаторе абонента II напор увеличивается ($H_{c2} > H_{p2}$).

При построении пьезометрического графика нужно выполнять следующие условия:

1. Давление в непосредственно присоединяемых к сети абонентских системах не должно превышать допустимого как при статическом, так и при динамическом режиме. Для радиаторов систем отопления максимальное избыточное давление должно быть не более 0,6 МПа, что соответствует примерно напору в 60 м.

2. Максимальный напор в подающих трубопроводах ограничивается прочностью труб и всех нагревательных установок и примерно равен:

| Наименование оборудования | Предельно допустимые напоры, м |
|------------------------------|--------------------------------|
| Стальные водогрейные котлы | 250 |
| Чугунные котлы | 60 |
| Подогреватели сетевой воды | 140 |
| Калориферы | 80 |
| Чугунные радиаторы | 60 |
| Панели со змеевиками из труб | 80 |

3. Напор в подающих трубопроводах, по которым перемещается вода с температурой более 100°C, должен быть достаточным для исключения парообразования. Например, насыщенный пар, находящийся под давлением 0,4 МПа, имеет температуру 151,3°C. Если в сети температура воды тоже 151,3°C, то для исключения ее вскипания давление в сети должно быть больше 0,4 МПа. Следовательно, для рассматриваемого случая минимальный напор в подающей сети должен быть 43-45 м. На с.65 приведены рекомендуемые из условия не вскипания напоры в подающих трубопроводах в зависимости от температуры воды. В связи с неравномерным нагреванием воды в отдельных трубках водогрейных котлов температуру воды в них для определения давления, обеспечивающего не вскипание, следует принимать на 30°C выше расчетной температуры сетевой воды.

4. Для предупреждения кавитации напор во всасывающем патрубке сетевого насоса должен быть не менее 5 м.

5. В точках присоединения абонентов следует обеспечить достаточный напор для создания циркуляции воды в местных системах. При элеваторном смешении на абонентском вводе располагаемый напор должен быть не меньше 10-15 м. Наличие подогревателей горячего водоснабжения при двухступенчатой схеме требует увеличения напора до 20-25 м.

6. Уровни пьезометрических линий как при статическом, так и при динамическом режиме обычно устанавливают, исходя из возможности присоединения большинства абонентских систем по наиболее простым и дешевым зависимым схемам. Статическое давление также не должно превышать допустимого давления для всех элементов системы теплоснабжения. При определении статического давления возможность вскипания воды в подающих трубопроводах, как правило, можно не учитывать.

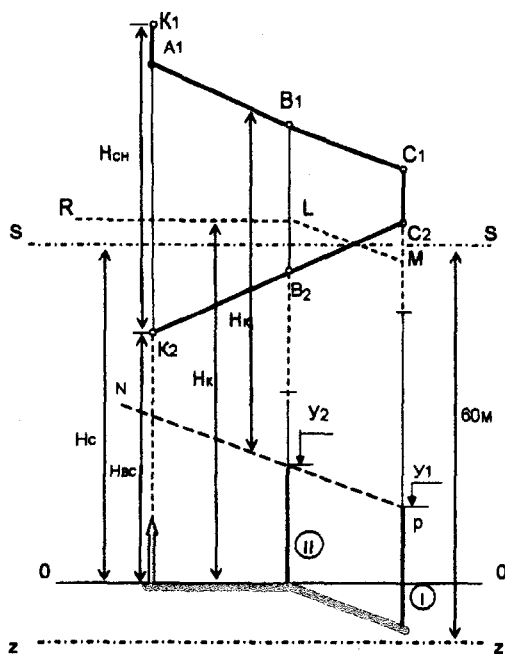


Рис. 7.5. Построение пьезометрического графика

Пример построения пьезометрического графика для системы теплоснабжения (рис. 7.4) с учетом соблюдения вышеизложенных требований приведен на рис. 7.5. Сначала строится профиль местности по трассе теплопроводов. На профиле в принятом масштабе наносят высоты зданий. При построении пьезометрических графиков условно принимают, что оси

трубопроводов совпадают с поверхностью земли. Такая условность вполне оправдана для подземных прокладок, когда заглубление трубопроводов не превышает 1-2 м. В этом случае фактические напоры в трубопроводах будут больше на величину их заглубления. Для воздушных прокладок, наоборот, напоры в трубопроводах будут меньше, и это обстоятельство следует учитывать при определении минимальных давлений, обеспечивающих невозможность вскипания воды в подающих или невозможность возникновения вакуума в обратных трубопроводах.

Статический напор (линия $s - s$) устанавливают из условия заполнения сетевой водой по возможности всех абонентских систем с запасом в 3-5 м по отношению к самому высокому абоненту. Проведем на 60 м ниже линии $s - s$ горизонталь $z - z$. Тогда в зоне, расположенной между этими линиями, при статическом режиме напор не превышает 60 м и не опасен для чугунных радиаторов систем отопления.

Предельное положение пьезометрической линии для обратной магистрали при динамическом режиме (рис. 7.5, линия $K_2B_2C_2$) намечается из следующих соображений: а) максимальный пьезометрический напор не должен превышать 60 м в радиаторах нижних этажей систем отопления, присоединяемых по элеваторной схеме; б) для защиты систем отопления от опорожнения пьезометрическая линия должна быть не менее чем на 3-5 м выше зданий.

Действительный уклон пьезометрической линии определяется по данным гидравлического расчета. Потери напора в местной системе конечного абонента I соответствуют отрезку C_1C_2 . Отложив от точки C_1 потери напора в подающей магистрали, проведем для этой магистрали пьезометрическую линию $C_1B_1A_1$. Точка K_1 располагается выше точки A_1 на величину потери напора в станционной подогревательной установке.

Пьезометрическая линия подающей магистрали должна удовлетворять следующим условиям: а) максимальный напор не должен превышать допустимого для труб и подогревательных установок; б) минимальный напор не должен допускать вскипания воды.

Невозможность вскипания воды на пьезометрическом графике может быть отражена двумя способами.

По первому способу от каждой точки поверхности земли откладывают напор H_p , принимаемый из условий:

| | | | | | | | |
|--------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Расчетная температура воды, °C | 120 | 130 | 140 | 150 | 160 | 170 | 180 |
| Максимальный напор, м | 10 | 20 | 30 | 40 | 55 | 72 | 93 |

и проводят линию RLM, называемую линией *невскипания*.

Если пьезометрическая линия $A_1B_1C_1$ расположится выше линии RLM и нигде ее не пересекает, то вода в трубах кипеть не будет.

По второму способу ниже линии $A_1B_1C_1$ на величину H_x проводят линию NP . Во всех точках, расположенных ниже линии NP , кипение невозможно, так как напор в этих точках больше H_x . Только в местах пересечения линии NP с подающим трубопроводом и во всех точках, расположенных выше линии NP , при расчетных температурных условиях наступит парообразование. Второй способ наглядно иллюстрирует те уровни, до которых, во избежание парообразования, можно поднимать воду с расчетной температурой выше 100°C . В частности, у абонентов I и II сетевую воду из условия нескипания можно поднять только до отметок, соответственно, y_1, y_2 .

Если перечисленные выше условия не могут быть выполнены для всех абонентов, то отдельные местные системы необходимо присоединять по независимой схеме.

При неровном рельефе местности, когда значительное количество потребителей теплоты выходит за границу нормального гидравлического режима, система теплоснабжения разбивается на независимые по давлению зоны.

7.5. Подбор насосов

В водяных тепловых сетях насосы используются для создания заданных давлений и подачи необходимого количества воды к потребителям теплоты. В паровых сетях насосами перекачивается конденсат от потребителей к тепловому центру (источнику теплоты).

Сетевые насосы создают циркуляцию воды в системе теплоснабжения, а подпиточные компенсируют утечки воды и поддерживают необходимый уровень пьезометрических линий как при статическом, так и при динамическом режимах. Количество сетевых насосов принимается не менее двух, из которых один резервный. Если для работы сети при различных условиях требуется установка четырех насосов, то резервные насосы не предусматриваются. В закрытых системах теплоснабжения устанавливается не менее двух подпиточных насосов, а в открытых – не менее трех, из которых один является резервным.

Для подбора насоса необходимо знать его производительность и величину напора. Для сетевых насосов производительность определяют по расчетному расходу воды в головном участке тепловой сети и для закрытых систем – по формуле (7.14). При подборе сетевых насосов для открытых систем теплоснабжения расход воды на горячее водоснабжение принимают как среднечасовой, но с коэффициентом 1,2. В летний период производительность сетевых насосов принимают по максимальному часовому расходу воды на горячее водоснабжение.

Производительность подпиточных насосов для закрытых систем теплоснабжения принимают из расчета компенсации утечек в количестве 0,75%

от объема воды, находящейся в трубопроводах и в непосредственно присоединенных абонентских системах. При подборе подпиточных насосов для закрытых систем рекомендуется также предусмотреть аварийную подпитку необработанной водой в количестве 2% от объема воды, находящейся в трубах наружной сети и в системах отопления и вентиляции.

В открытых системах производительность подпиточных насосов принимают по максимальному расходу горячей воды с учетом компенсации утечек, как и в закрытой системе. Аварийная подпитка здесь не предусматривается.

Объем воды, находящийся в системе теплоснабжения, ориентировочно можно определить (см. раздел 1) по формуле, м³:

$$V=Q(V_c+V_m), \quad (7.15)$$

где Q – тепловая мощность системы теплоснабжения, МВт; V_c , V_m – удельные объемы сетевой воды, находящейся в наружных сетях с подогревательными установками и в местных системах, м³/МВт.

Для тепловых сетей с подогревательными установками жилых районов $V_c=40+43$ м³/МВт, промышленных предприятий $V_c=22+30$ м³/МВт; для систем отопления гражданских зданий $V_m=26$ м³/МВт, промышленных $V_m=13$ м³/МВт; для систем горячего водоснабжения $V_m=5,2$ м³/МВт.

Напор сетевого насоса определяют по формуле, м:

$$H_n = \Delta H_t + \Delta H_n + \Delta H_a + \Delta H_o, \quad (7.16)$$

где ΔH_t – потери напора в тепловом центре (на источнике), м; ΔH_n , ΔH_o – потери напора в подающем и обратном магистральных трубопроводах, м; ΔH_a – необходимый напор на вводе конечного абонента, м.

Напор сетевого насоса для летнего периода определяют по формуле, м:

$$H_n^a = H_n(G_a/G)^2, \quad (7.17)$$

где G_a – расход воды в летнее время, т/ч; G – то же в зимний период, т/ч.

Расчетная величина напора подпиточного насоса может быть определена по формуле, м:

$$H_{п.н} = H_c + \Delta H + z, \quad (7.18)$$

где H_c – статический напор в сети по отношению к оси подпиточного насоса, м; ΔH – потери напора в трубопроводах подпиточной линии от питательного бака до точки присоединения к тепловой сети, м; z – разность отметок между осью насоса и нижним уровнем воды в питательном баке, м.

По известным параметрам работы насосов (G и H) с помощью рабочих характеристик подбирают насосы по общепринятой методике.

Некоторые типы применяемых в системах теплоснабжения насосов приведены в приложении 6.

Желательно, чтобы насосы, прежде всего сетевые, имели регулируемое число оборотов с помощью частотного электропривода или гидромолты.

Увеличивая или уменьшая число оборотов насоса, можно плавно изменять подачу и напор (приводить характеристику насоса, к изменившейся характеристике сети) при одновременном изменении мощности привода.

Расчет измененных характеристик центробежного насоса производят по формулам:

производительность, т/ч ($\text{м}^3/\text{ч}$):

$$G_n = G \frac{n_n}{n}; \quad (7.19)$$

развиваемый напор, м:

$$H_n = H \left(\frac{n_n}{n} \right)^2; \quad (7.20)$$

потребляемая мощность, кВт:

$$N_n = N \left(\frac{n_n}{n} \right)^3, \quad (7.21)$$

где G , H , N , n – соответственно производительность, напор, мощность и число оборотов насоса до измерения его характеристики.

На основании этих уравнений можно также записать:

$$\frac{n_n}{n} = \frac{G_n}{G} = \sqrt{\frac{H_n}{H}} = \sqrt[3]{\frac{N_n}{N}}. \quad (7.22)$$

Как видно из (7.22), существует квадратная зависимость расхода от напора. Так, например, при увеличении в сети вдвое расхода сетевой воды необходимо увеличить напор в четыре раза. Увеличивая напор в 2 раза, расход можно увеличить в 1,4 раза. При уменьшении диаметра теплопроводов в 2 раза падение напора возрастет в $2^{5,25}$ или почти в 26 раз.

Это важно знать, поскольку нередко к существующим тепловым сетям присоединяют новых потребителей, и иногда делается это без предварительного гидравлического расчета сетей. Если существующие тепловые сети рассчитаны только для работы имеющихся потребителей теплоты, то дополнительное подключение новых потребителей может нарушить гидравлический режим работы сетей и подключенных к ним систем отопления зданий всего района.

Необходимая для привода насоса мощность электрического двигателя определяется по формуле, кВт:

$$N_{дв} = 1,1 \frac{G_n \cdot H_n \cdot 10^3}{\rho \cdot \eta_{н.у}}, \quad (7.23)$$

где G_n – производительность насоса, кг/с; H_n – напор насоса, МПа; ρ – плотность жидкости при данной температуре, кг/м³; $\eta_{н.у}$ – КПД насосной установки (произведение КПД насоса на КПД двигателя), $\eta_{н.у} = 0,65-0,75$; 1,1 – коэффициент запаса на пусковой момент двигателя.

7.6. Определение характеристик совместно работающих насосов

Под совместной работой насосов понимается параллельная или последовательная их работа на данную систему.

В параллельную работу обычно включаются насосы, от которых зависит длительность эксплуатации, надежность, экономичность и безопасность работы обслуживаемого объекта, особенно в перегрузочных режимах. К числу таких насосов относятся сетевые и подпиточны насосы системы теплоснабжения. Для параллельной работы обычно принимают однотипные насосы. Заметим, что при параллельной работе насосов удастся расширить диапазон регулирования подачи жидкости в сети.

Необходимость в последовательной работе насосов возникает главным образом для обеспечения благоприятных условий всасывания более мощному насосу за счет менее мощного. Надобность в последовательной работе может появиться и тогда, когда одним насосом данной сети не удастся создать достаточный напор.

Рассмотрим наиболее характерный случай совместной параллельной работы насосов на простую сеть. Задача выявления необходимых условий совместной работы насосов и определения при этом рабочих параметров решается теми же методами, что и для одиночных насосов, т.е. путем совместного рассмотрения характеристик $H-Q$ насосов и характеристики сети H_c-Q .

Параллельная работа центробежных насосов

Возможна параллельная работа двух, трех и более центробежных насосов, обладающих непрерывно падающими кривыми $H-Q$, т.е. без максимумов и точек перегиба, чем вполне обеспечивается устойчивая параллельная работа насосов. Параллельная работа насосов может быть обеспечена и западающими характеристиками $H-Q$ при условии использования насосов на стабильных участках характеристик.

У центробежных насосов, включенных для параллельной работы на общую магистраль на близком расстоянии друг от друга, практически можно пренебречь сопротивлениями в коротких соединительных трубопроводах. При длинных соединительных трубопроводах их сопротивления необходимо принять во внимание. В параллель могут включаться центробежные насосы различных типоразмеров. Рассмотрим работу двух насосов с одинаковыми характеристиками.

На рис. 7.6 в системе координат $H-Q$ представлены рабочие характеристики каждого из одинаковых насосов (I или II), а также характеристика сети. При индивидуальной работе каждого из насосов (I или II) на данную сеть предельной рабочей точкой будет точка A, чему соответствует предельная подача Q_I (I-II). Для анализа параллельной работы двух насосов необходимо характеристики I и II сложить, т.е. при одинаковых напорах (ординатах) удвоить подачи (абсциссы). Так, например, для нахождения точки с суммарной характеристики I+II удваиваем отрезок ab , т.е. строим отрезок $ac=2ab$.

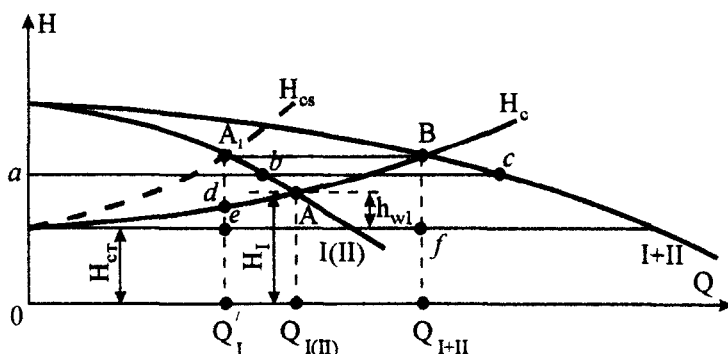


Рис. 7.6. Параллельная работа двух одинаковых центробежных насосов

Построенная указанным образом кривая I+II является суммарной рабочей характеристикой двух параллельно работающих насосов (построение суммарной характеристики I+II производится независимо от положения характеристики сети).

Точка В пересечения суммарной характеристики I+II с характеристикой сети дает предельную рабочую точку насосов при их совместной параллельной работе на данную сеть. Непосредственно из рис. 7.6 следует, что

$$Q_{I+II} = 2Q'_{I(II)} < 2Q_{I(II)},$$

т.е. максимальная суммарная подача параллельно работающих одинаковых центробежных насосов всегда меньше удвоенной максимальной подачи, получаемой каждым насосом при их индивидуальной работе на ту же сеть.

При параллельной работе каждый насос будет иметь подачу $Q'_{I(II)} < Q_{I(II)}$. Для определения этой подачи из точки В проводим горизонталь до встречи с характеристикой I(II) в точке А, которая определит искомую производительность $Q'_{I(II)}$ (необходимо отметить, что обратным построением была получена характеристика I+II).

Изложенный анализ проведен при условии сохранения постоянными частоты вращения насосов и полного открытия напорной задвижки.

Высказанное выше положение о величине суммарной подачи проявляется тем сильнее, чем большее количество насосов работает параллельно. Объясняется это тем, что при возрастании суммарной подачи повышается противодавление сети H_c и, соответственно, развиваемый насосами напор; подачи же каждого насоса, если принять во внимание вид характеристики $H-Q$, убывают.

Так как $Q'_{I(II)} = 0,5Q_{I+II}$, то потери напора в сети, отвечающие подаче Q_{I+II} и изображаемые отрезком $Vf = A_1e$ (рис. 7.6), должны быть в 4 раза больше потери напора, отвечающей подаче $Q'_{I(II)}$ при одиночной работе насоса с несколько прикрытой задвижкой, если только принять квадратичный закон изменения кривой сопротивления сети. Практически при двух параллельно работающих одинаковых насосах их суммарная производительность при неизменном напоре увеличивается только на 40-50%.

При последовательной работе двух однотипных насосов развиваемый ими напор будет складываться из суммы напоров каждого насоса. При этом их производительность будет равна производительности одного насоса.

Экономичность совместно работающих насосов

На основании полученных параметров можно дать оценку экономичности совместно работающих насосов, причем для большего обобщения предположим, что в совместной работе находятся несколько насосов с разными рабочими параметрами.

Параллельная работа насосов. Принимаем, что в такой совместной работе находятся три насоса и что рабочие параметры каждого из них - G , H , η и N -

известны. Тогда суммарная полезная мощность совместно работающих насосов будет

$$\sum N_{\text{п}} = \frac{1}{75}(G_1 H_1 + G_2 H_2 + G_3 H_3), \quad (7.24)$$

а суммарная потребляемая мощность

$$\sum N = N_1 + N_2 + N_3. \quad (7.25)$$

Уравнение для определения среднего полного КПД параллельно работающих насосов примет вид:

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{\sum N_{\text{п}}}{\sum N} = \frac{G_1 H_1 + G_2 H_2 + G_3 H_3}{\frac{G_1 H_1}{\eta_1} + \frac{G_2 H_2}{\eta_2} + \frac{G_3 H_3}{\eta_3}}. \quad (7.26)$$

Так как параллельная работа применяется для регулирования подачи жидкости в сети, и при этом величины напоров существенно не отличаются друг от друга, то для упрощения можно принять $H_1 = H_2 = H_3 = H$. Тогда

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{G_1 + G_2 + G_3}{\frac{G_1}{\eta_1} + \frac{G_2}{\eta_2} + \frac{G_3}{\eta_{31}}}. \quad (7.27)$$

Из рассмотрения уравнений видно, что для обеспечения возможно большей экономичности параллельно работающих насосов при переменной подаче жидкости в системе необходимы следующие условия:

- насосы больших мощностей должны работать в режимах с наибольшим КПД;
- подача жидкости в сети должна регулироваться насосом наименьшей мощности;
- желательно, чтобы изменение режима работы регулируемого насоса не вызывало существенного изменения его КПД или чтобы отношение полезной мощности этого насоса к его КПД оставалось постоянным в диапазоне наиболее вероятных режимов работы. Для указанного метода регулирования должны быть даны зависимости $\eta = f_1(N)$ или $\eta = f_2(G)$ каждого насоса. Ранее отмечалось, что наиболее экономично все насосы регулировать изменением их частоты вращения.

Последовательная работа насосов может быть оценена тем же методом, что и для параллельной работы, т.е. уравнением (7.26). Так как при последовательной работе соблюдается равенство

$$G_1 = G_2 = G_3 = G, \quad (7.28)$$

то уравнение (7.26) примет вид:

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{H_1 + H_2 + H_3}{\frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2} + \frac{H_3}{\eta_3}}. \quad (7.29)$$

Способы поддержания возможно большей величины среднего КПД для последовательной работы насосов те же, что и для параллельной.

8. ВЫБОР ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

8.1. Назначение тепловой изоляции, требования к теплоизоляционным материалам и их свойства

Экономическая эффективность систем централизованного теплоснабжения при современных масштабах теплового потребления в значительной мере зависит от тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. Тепловая изоляция служит для уменьшения тепловых потерь и обеспечения допустимой температуры изолируемой поверхности. Борьба за снижение транспортных потерь теплоты в теплопроводах является важнейшим средством экономии топливных ресурсов. Дополнительные затраты, связанные с нанесением тепловой изоляции и антикоррозионных покрытий, относительно невелики и составляют 5-8% от общей стоимости тепловых сетей, но качественное изолирование повышает стойкость металла против коррозии, в результате которой существенно увеличивается срок службы трубопроводов. Тепловая изоляция оздоравливает условия труда эксплуатационного персонала и позволяет сохранить высокие параметры теплоносителя на большом удалении от источника теплоты.

Тепловая изоляция трубопроводов и оборудования тепловых сетей применяется при всех способах прокладки, независимо от температуры теплоносителя. Теплоизоляционные материалы непосредственно контактируют с внешней средой, для которой свойственны непрерывные колебания температуры, влажности и давления. В крайне неблагоприятных условиях

находится теплоизоляция подземных и особенно бесканальных теплопроводов традиционной прокладки. Ввиду этого теплоизоляционные материалы и конструкции должны удовлетворять ряду требований. Соображения экономичности и долговечности требуют, чтобы выбор теплоизоляционных материалов и конструкций производился с учетом способов прокладки и условий эксплуатации, определяемых внешней нагрузкой на теплоизоляцию, уровнем грунтовых вод, температурой теплоносителя, гидравлическим режимом работы тепловой сети и др.

Теплоизоляционные конструкции изготавливают из материалов, обладающих высокими теплозащитными свойствами и низким водопоглощением в течение длительного срока эксплуатации (приложение 11).

Различают три группы материалов в зависимости от теплопроводности: низкой теплопроводности – до $0,06 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при средней температуре материала 25°C и не более $0,08 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при 125°C ; средней теплопроводности – $0,06\dots 0,115 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при 25°C и $0,08\dots 0,14 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при 125°C ; повышенной теплопроводности – $0,115\dots 0,175 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при 25°C и $0,14\dots 0,21 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при 125°C [1]. В соответствии с [13] для основного слоя теплоизоляционных конструкций при всех видах прокладок, кроме бесканальной из ПИ-труб [8, 19], следует применять материалы со средней плотностью не более $400 \text{ кг}/\text{м}^3$ и теплопроводностью не более $0,07 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ при температуре материала 25°C . При бесканальной прокладке с литой изоляцией – соответственно не более $600 \text{ кг}/\text{м}^3$ и $0,13 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$. Изоляционный матери из пенополиуретана имеет плотность $50\text{--}60 \text{ кг}/\text{м}^3$ и теплопроводность $0,02\text{--}0,03 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$.

Водопоглощение и гидрофобность (свойство поверхностного водоотталкивания) имеют важное значение для сохранения начальных теплофизических свойств теплоизоляционного материала и для экономичности теплоснабжения. С увлажнением коэффициент теплопроводности увеличивается иногда в 2-3 раза.

Наличие влаги в канале, где находятся теплопроводы, не только резко ухудшает теплофизические свойства минераловатной изоляции (возрастают теплопроводность и, соответственно, тепловые потери) вследствие ее увлажнения, но и вызывает активную кислородную коррозию наружной поверхности стального трубопровода. Скорость локальной очаговой коррозии иногда достигает величины выше $1 \text{ мм}/\text{год}$, что приводит к выходу из строя отдельных участков теплопроводов уже через 5-7 лет с начала эксплуатации [19].

Высокие требования предъявляются к химической чистоте изоляторов. Изоляционные материалы, содержащие химические соединения, коррозионно-агрессивные по отношению к металлу, не допускаются к применению, так как при увлажнении эти соединения легко вымываются из теплоизоляции и, попадая на металлические поверхности, вызывают их коррозию. Наиболее агрессивными элементами являются серные и сернистые окислы (SO_3 , SO_2),

содержащиеся в большом количестве в различных шлаках и минеральных ватах. Шлаки и ваты относятся к числу качественных изоляторов, но содержание окислов серы более 3% делает их непригодными для применения во влажных условиях.

Воздухопроницаемость теплоизоляционного материала также необходимо учитывать при проектировании и изготовлении теплоизоляционной конструкции, которая должна обладать соответствующей герметичностью, не допуская проникновения влажного воздуха.

Теплоизоляционные материалы должны обладать повышенным электросопротивлением, не допускающим попадания блуждающих токов к поверхности трубопроводов, особенно при бесканальных прокладках, что вызывает электрокоррозию труб.

Теплоизоляционные материалы должны быть достаточно биостойкими, т.е. не подвергаться гниению, действию грызунов и изменениям структуры и свойств в течение длительного срока эксплуатации.

Состояние тепловой изоляции и ее долговечность зависят также от режимов работы теплопровода. Практика эксплуатации показала, что теплопроводы, периодически отключаемые на сезонные ремонты, корродируют быстрее непрерывно действующих. В непрерывно действующих теплопроводах потоки теплоты, проходящие через слой изоляции, поддерживают ее в постоянно сухом состоянии.

И, наконец, теплоизоляционные материалы и конструкции должны иметь невысокую стоимость, применение их должно быть экономически оправданным.

8.2. Тепловой расчет изоляции

В задачу теплового расчета изоляции входят:

- а) определение требуемой толщины основного слоя изоляционной конструкции по заданным (нормированным) теплопотерям;
- б) определение потерь теплоты теплопроводом при известной конструкции тепловой изоляции и толщине ее основного слоя;
- в) определение температур на поверхности теплоизоляционной конструкции и воздуха в канале;
- г) расчет температурного поля грунта вокруг теплопровода;
- д) определение падения температуры теплоносителя по длине теплопровода;
- е) определение экономической толщины основного слоя изоляционной конструкции.

Тепловой расчет изоляции может вестись:

- а) по нормативной плотности теплового потока через изолированную поверхность теплопровода (нормированные теплопотери);

б) по заданной величине понижения давления и температуры пара (паропроводы);

в) по заданному количеству конденсата в паропроводах;

г) по заданной температуре на поверхности изоляции.

Исходными данными при тепловых расчетах являются температура теплоносителя, теплофизические характеристики слоев теплоизоляционной конструкции, грунта и канала при подземной прокладке, температура окружающей среды (грунта, воздуха).

8.2.1. Термическое сопротивление теплопроводов

Транспортные потери теплоты зависят от конструкции тепловой изоляции и способов прокладки теплопроводов. Полное термическое сопротивление изолированного теплопровода подземной канальной прокладки складывается из термических сопротивлений, (м·°С)/Вт: 1) теплоотдаче от теплоносителя к внутренней поверхности трубы R_3 ; 2) сопротивления стенки трубы R_T ; 3) сопротивления антикоррозионного покрытия, основного и покровного слоев изоляции R_H ; 4) теплоотдаче от наружной поверхности изоляции в окружающую среду (воздуху) R_{H_2} ; 5) теплоотдаче от воздуха в канале к внутренней поверхности стенок канала $R_{пк}$; 6) сопротивления стенок канала R_K ; 7) сопротивления грунта R_T :

$$\Sigma R = R_3 + R_T + R_H + R_{H_2} + R_{пк} + R_K + R_T. \quad (8.1)$$

Термические сопротивления антикоррозионного и покровного слоев обычно малы, в практических расчетах ими можно пренебречь, используя небольшой теплоизолирующий эффект этих слоев в качестве запаса. В бесканальных прокладках значения величин $R_{пк}$ и R_K ввиду отсутствия стенок канала не учитываются.

При прокладке теплопроводов на открытой площадке или в закрытом помещении полное термическое сопротивление теплопереходу от теплоносителя к окружающему воздуху определяется суммой

$$\Sigma R = R_3 + R_T + R_H + R_{H_2}. \quad (8.2)$$

Термические сопротивления и удельные тепловые потери относят обычно к 1 м длины теплопровода.

Термическое сопротивление поверхности для цилиндрических тел определяется по формуле, (м·°С)/Вт:

$$R_n = \frac{1}{\pi d \alpha}, \quad (8.3)$$

где πd – поверхность трубопровода длиной 1 м; α – коэффициент теплоотдачи на поверхности покровного слоя, Вт/(м²·°С).

В формулах (8.1) и (8.2) к термическому сопротивлению поверхности относятся R_n , R_n , $R_{нк}$. Коэффициенты теплоотдачи от воды или пара к внутренней стенке трубы велики, поэтому величиной R_n можно пренебречь, считая, что температура на внутренней стенке трубы равна температуре теплоносителя.

При расположении горячих объектов на открытом воздухе, в закрытых помещениях и в каналах переход теплоты от наружной поверхности изоляции в окружающий воздух происходит лучеиспусканием и конвекцией. Раздельное определение коэффициентов теплоотдачи лучеиспусканием и конвекцией представляет определенную сложность, поэтому в практике расчетов тепловой изоляции сложный теплообмен с достаточной точностью характеризуют суммарным коэффициентом теплоотдачи наружной поверхности α_n .

Значения коэффициентов α_n для цилиндрических поверхностей определяют по приближенным формулам, Вт/(м²·°С):

для объектов в закрытых помещениях с температурой на поверхности изоляции $t_{пов} < 150^\circ\text{C}$

$$\alpha_n = 10,3 + 0,052(t_{пов} - t_0); \quad (8.4)$$

для объектов на открытом воздухе

$$\alpha_n = 11,6 + 7\sqrt{w}, \quad (8.5)$$

где t_0 – температура окружающей среды (воздуха), °С; w – скорость движения воздуха, м/с (при отсутствии данных принимается 10 м/с).

Термическое сопротивление теплоотдачи наружной поверхности изолированного трубопровода определяют по формуле (8.3), подставляя в нее значения α_n и наружного диаметра изоляции d_n .

При определении $R_{нк}$ в формуле (8.3) принимается эквивалентный диаметр внутреннего контура канала d_s , рассчитываемый по формуле, м:

$$d_s = 4F/P_n, \quad (8.6)$$

где F – площадь сечения канала, м²; P_n – периметр внутреннего контура канала, м.

Значение коэффициента теплоотдачи от воздуха к стенкам канала можно принимать $\alpha_{нк} = 8$ Вт/(м²·°С).

Термическое сопротивление слоя для цилиндрических тел находится из уравнения, (м·°С)/Вт:

$$R_c = \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}, \quad (8.7)$$

где λ – коэффициент теплопроводности слоя, Вт/(м·°С); d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры слоя, м.

К термическому сопротивлению слоя относятся R_r , R_n , R_x , R_r . Незначительным термическим сопротивлением стенок труб R_r в расчетах обычно пренебрегают, а температуру на наружной поверхности трубы при этом принимают равной температуре теплоносителя.

Термическое сопротивление теплопроводности грунта определяют по формуле, (м·°С)/Вт:

$$R_r = \frac{1}{2\lambda_r} \ln \left(2 \frac{h}{d} + \sqrt{4 \frac{h^2}{d^2} - 1} \right), \quad (8.8)$$

где λ_r – коэффициент теплопроводности грунта, Вт/(м·°С); h – глубина заложения оси теплопровода, м; d – диаметр теплопровода, м.

При глубине заложения трубопровода $h/d \geq 1,25$ формула (8.8) упрощается, принимая вид, (м·°С)/Вт:

$$R_r = \frac{1}{2\lambda_r} \ln 4 \frac{h}{d}. \quad (8.9)$$

Термическое сопротивление стенок канала рассчитывают по формуле (8.7) при подстановке в нее эквивалентных диаметров по наружному и внутреннему контурам канала. Если теплопроводность стенок канала не известна или отсутствуют данные по наружному периметру канала, то общее термическое сопротивление стенок канала и грунта определяют по формулам (8.8) и (8.9), подставляя в них эквивалентный диаметр канала, рассчитанный по внутреннему контуру по формуле (8.6).

Температурное поле грунта на глубине до 0,7 м находится под влиянием колебаний температуры наружного воздуха, на большей глубине этим влиянием можно пренебречь. В связи с этим при глубине заложения теплопроводов $h \leq 0,7$ м подсчет тепловых потерь должен производиться по температуре грунта, равной

среднегодовой температуре наружного воздуха. В этом случае в формулах (8.8) и (8.9) принимается приведенная глубина заложения теплопровода, м:

$$h_{\text{пр}} = h + \lambda_r / \alpha_o, \quad (8.10)$$

где h – действительная глубина заложения, м; α_o – коэффициент теплоотдачи на поверхности грунта, $\alpha_o = 2-3$ Вт/(м²·°С). Коэффициент теплопроводности грунта λ_r зависит от вида и влажности грунта. При отсутствии сведений о грунте коэффициенты теплопроводности можно принимать равными: для сухих грунтов – 0,55, для маловлажных грунтов – 1,1, для средневлажных грунтов – 1,7, для сильновлажных грунтов – 2,3 Вт/(м·°С).

8.2.2. Тепловой расчет теплопроводов

Основной задачей теплового расчета теплопроводов всех видов прокладок является выбор конструкции тепловой изоляции, обеспечивающей рациональный технологический минимум тепловых потерь и допустимое падение температуры теплоносителя. В ряде случаев тепловые расчеты производят для определения температурного поля вокруг теплопроводов и других практических задач. Здесь для иллюстрации рассматривается метод теплового расчета надземных теплопроводов. Расчет подземных теплопроводов носит более сложный характер, поскольку зависит от вида и конструкции прокладки теплосетей и дан в [3,9,15,17].

При надземной прокладке на открытом воздухе или в производственных помещениях вследствие интенсивного движения воздуха у теплопровода нет заметного влияния тепловых потоков от соседних теплопроводов. Полное термическое сопротивление изолированного теплопровода надземной прокладки равно, (м·°С)/Вт:

$$\Sigma R = R_n + R_{\text{н}}. \quad (8.11)$$

Удельные тепловые потери изолированного теплопровода надземной прокладки определяются как, Вт/м:

$$q_n = \frac{t_r - t_o}{\Sigma R}, \quad (8.12)$$

где t_r – температура теплоносителя, °С; t_o – расчетная температура наружного воздуха, °С. Принимается среднегодовая температура наружного воздуха.

Температуру на поверхности тепловой изоляции рассчитывают на основе уравнения теплового баланса при установившемся тепловом режиме. Для установившихся режимов тепла, поступающая от теплоносителя к наружной поверхности изоляции, в том же количестве отводится от поверхности изоляции к окружающему воздуху. Этот переход теплоты записывается равенством

$$\frac{t_{\tau} - t_{\text{п}}}{R_{\text{н}}} = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{о}}}{R_{\text{н}}} \quad (8.13)$$

Решая его относительно температуры на поверхности изоляции $t_{\text{п}}$, получим, °С:

$$t_{\text{п}} = \frac{t_{\tau}/R_{\text{н}} + t_{\text{о}}/R_{\text{н}}}{1/R_{\text{н}} + 1/R_{\text{н}}} \quad (8.14)$$

Температура на поверхности теплоизоляционной конструкции в зоне постоянного обслуживания теплопроводов по условиям безопасности должна быть:

- не более +45°С для трубопроводов тепловых сетей с температурой теплоносителя более 100°С, расположенных в закрытых помещениях ;
- не более +35°С для теплопроводов с температурой теплоносителя 100°С и менее, расположенных в закрытых помещениях;
- не более +60°С для теплопроводов на открытом воздухе при температуре окружающего воздуха +25°С.

8.3. Определение потерь теплоты в тепловых сетях

При транспорте теплоты по теплопроводам возникают линейные $Q_{\text{л}}$ и местные $Q_{\text{м}}$ тепловые потери.

Линейные потери теплоты по длине прямых или криволинейных (повороты, отводы, колена П-образных конденсаторов) участков трубопроводов определяют по формуле, Вт:

$$Q_{\text{л}} = q/l, \quad (8.15)$$

где q – удельные тепловые потери, Вт/м; l – длина трубопровода, м.

Местные тепловые потери – потери теплоты через опорные конструкции, фланцевые соединения, запорно-регулирующую арматуру, сальниковые и сильфонные компенсаторы и прочие фасонные изделия. Эти потери

определяются приближенно следующими способами. При известном количестве элементов тепловой сети их тепловые потери принимают по справочной литературе [5, 6, 7] в зависимости от температуры теплоносителя, способа прокладки труб и конструкции теплоизоляции. Либо применяется способ, основанный на использовании эквивалентных длин фланцев, арматуры, опор, тепловые потери которых равновелики тепловым потерям прямых участков труб того же диаметра:

$$Q_{\Sigma} = q l', \quad (8.16)$$

где l' – суммарная эквивалентная длина фланцев арматуры, опор и прочих элементов тепловой сети, м (приложение 10).

При этом способе учета местных потерь теплоты фактическая длина теплопровода условно увеличивается на длину, эквивалентную по теплопотерям арматуре, фланцам и прочим элементам, установленным на этом трубопроводе. В практических расчетах эквивалентную длину можно принимать равной: а) для пары неизолированных фланцев – 8-10 м изолированного трубопровода того же диаметра; б) для пары изолированных фланцев – 1-1,5 м изолированного трубопровода того же диаметра; в) для неизолированной арматуры диаметром 100-500 мм – 12-24 м изолированного трубопровода тех же диаметров при температуре теплоносителя соответственно 100°C и 400°C. Тепловые потери через неизолированные опоры ориентировочно могут быть приняты в размере 8-10% от линейных потерь трубопроводов.

При отсутствии данных о количестве опор, компенсаторов, фланцев и арматуры на трубопроводе дополнительные потери теплоты этими элементами при условии их изолирования учитываются расчетом по формуле

$$Q = Q_{\Sigma} + Q_{\mu} = q l (1 + \mu), \quad (8.17)$$

где μ – поправочный коэффициент к линейной длине трубопровода, учитывающий эквивалентную длину изолированных элементов тепловой сети (для бесканальных прокладок $\mu=0,15$, для каналов и тоннелей – 0,2, для надземных теплопроводов – 0,25).

Коэффициент эффективности тепловой изоляции оценивается выражением

$$\eta_{\Sigma} = 1 - Q_{\Sigma} / Q_{\mu}, \quad (8.18)$$

где Q_{Σ} и Q_{μ} – теплопотери изолированной и неизолированной трубы. Значения коэффициентов эффективности современных изоляционных конструкций должны быть в пределах $\eta_{\Sigma}=0,95-0,98$.

Транспортные потери теплоты вызывают падение температуры теплоносителя, вследствие этого удельные теплопотери по длине трубопровода изменяются. На участках теплопроводов небольшой протяженности и

уменьшения температуры теплоносителя не более 5% от начального значения для упрощения расчетов можно принимать удельные тепловые потери неизменными для всей длины теплопроводов. Исходя из этого, уравнение теплового баланса, выражающее равенство потерь теплоты и уменьшение теплосодержания теплоносителя, записывается в виде:

$$ql(1+\mu)=Gc(t_1-t_2), \quad (8.19)$$

где q - удельные тепловые потери в начале участка теплопровода, Вт/м; G - расход теплоносителя, кг/ч; c - теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°C); t_1 и t_2 - температура теплоносителя в начале и конце участка, °C.

Температура водяного теплоносителя в конце расчетного участка определяется из выражения, °C:

$$t_2 = t_1 - \frac{ql(1+\mu)}{Gc}. \quad (8.20)$$

Применительно к пару необходимо учитывать падение теплосодержания, которое по аналогии определится по формуле, кДж/кг:

$$i_2 = i_1 - \frac{ql(1+\mu)}{G}. \quad (8.21)$$

Определив давление пара в конце участка P_2 и его энтальпию i_2 , по таблицам водяного пара определяют температуру t_2 .

На участках большой протяженности и значительного уменьшения температуры теплоносителя (более 5%) необходимо учитывать непрерывное изменение удельных теплотерь. Значительное падение температуры пара может вызвать его конденсацию. Для определения температуры пара в конце участка и начала его конденсации можно применить уравнения:

$$\ln \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} = \frac{(1+\mu)l}{RGc}; \quad (8.22)$$

$$\frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} = e^A, \quad (8.23)$$

где t_0 - температура окружающей среды, °C; R - полное термическое сопротивление изолированного теплопровода, (м·°C)/Вт; $A = (1+\mu)l/RGc$.

Откуда температура теплоносителя в конце расчетного участка определится как, °C:

$$t_2 = t_0 + (t_1 - t_0)/e^\lambda. \quad (8.24)$$

Когда условиями задачи установлены пределы допустимого падения температуры пара, то с помощью уравнения (8.22) можно определить необходимое термическое сопротивление R , обеспечивающее заданную температуру t_2 .

Задаваясь различными значениями длины в пределах от 0 до l в уравнении (8.24), можно построить кривую фактического изменения температуры теплоносителя. Более точная методика определения температуры пара рассмотрена в [17].

Кривую изменения давления на участке определяют по формуле

$$P_2 = \frac{P_1}{10} \sqrt[10]{1 - \frac{2R_1(1+\alpha)T_{\text{cp}} l}{10^{-1}P_1 T_1}}, \quad (8.25)$$

где P_1, P_2 – начальное и конечное давление пара на участке, МПа; R_1 – удельная линейная потеря давления в начале участка, МПа; T_{cp} – средняя абсолютная температура пара на участке: $T_{\text{cp}} = (T_1 + T_2)/2^\circ\text{K}$; T_1, T_2 – абсолютная температура пара в начале и конце участка, $^\circ\text{K}$; α – коэффициент местных потерь давления.

Построив графически кривую изменения температуры насыщения, соответствующую давлениям $P_1 - P_2$ по длине паропровода, можно определить расстояние от начала теплопровода, на котором пар теряет перегрев и начинается выпадение конденсата.

Количество выпадающего конденсата находят по формуле

$$G_k = \frac{ql(1+\mu)}{r}, \quad (8.26)$$

где G_k – количество конденсата, кг/с; r – теплота парообразования, Дж/кг; q в Дж/м.

8.4. Выбор оптимальной толщины тепловой изоляции

Для выбора толщины принятой конструкции тепловой изоляции теплопровода применяются нормы потерь теплоты [5, 6, 13]. Расчетная толщина изоляции должна обеспечивать заданные пределы изменения температуры теплоносителя на всех участках тепловой сети, допустимую температуру на поверхности, непревышение нормативных теплопотерь.

При выборе необходимо иметь реальную информацию о влияющих факторах (технических, экономических, режимных). В частности, как показали

исследования и наблюдения, применяемая в отечественной практике минераловатная теплоизоляция подземных тепловых сетей в эксплуатационных условиях находится, как правило, в увлажненном состоянии. Это значит, что величина коэффициента теплопроводности изоляции значительно увеличивается (иногда в 2-3 раза) против ее значения для сухой изоляции, что приводит к повышению тепловых потерь прежде всего подающего трубопровода. Теплотери обратного трубопровода за счет повышения температуры воздуха в канале могут несколько снизиться.

На основании исследований установлено:

– изменение коэффициента теплопроводности теплоизоляционного слоя в области его наибольших значений – до $0,15 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ – оказывает наиболее сильное влияние на оптимальную толщину изоляции;

– при увеличении коэффициента теплопроводности изоляции свыше $0,15 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$ экономически целесообразная толщина изоляции перестает зависеть от него, так как термическое сопротивление слоя изоляции становится соизмеримым с термическим сопротивлением канала и грунта. Возможные колебания коэффициента теплопроводности изоляционного слоя в эксплуатационных условиях обычно находятся в интервале от $0,1$ до $0,2 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$;

– изменение расчетного графика температур теплоносителя оказывает сравнительно небольшое влияние на оптимальную толщину теплоизоляции;

– необходимо выбирать экономически целесообразную глубину залегания теплотрассы, исключая ее прокладку под другими инженерными коммуникациями (во избежание попадания в канал канализационных и других вод) или непосредственно в зоне грунтовых вод.

Таким образом, фактор влажности нужно обязательно учитывать при проектировании, ибо если исходить из условия сухой изоляции, чего фактически не бывает в тепловых сетях традиционной подземной прокладки, то неоправданно завышается толщина изоляции обратного трубопровода и занижается подающего, что оказывает заметное влияние на качество и экономичность теплоснабжения.

Приблизительно толщина изоляции может быть найдена из уравнения (8.7), приведенного к виду:

$$\ln \frac{d_n}{d_n} = 2\lambda_n R_n, \quad (8.27)$$

где d_n и d_n – наружный диаметр изоляции и изолируемой трубы, м; R_n – термическое сопротивление слоя изоляции, $R_n = R - R_n$, $(\text{м}\cdot^\circ\text{C})/\text{Вт}$; R – полное термическое сопротивление изоляции.

С большей точностью толщина изоляции может быть определена исходя из нормативных теплотерь [13], используя уравнение, Вт/м:

$$q_l = \frac{t_r - t_o}{R_n + \frac{1}{2,73\lambda_n} \lg \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi\alpha_n(d_2 + d_1)}}, \quad (8.28)$$

где q_l – нормативная линейная плотность теплового потока – 1 м длины цилиндрической теплоизоляционной конструкции, Вт/м; t_r , t_o – соответственно среднегодовые температуры теплоносителя в трубопроводе и окружающей среды, °С; R_n – термическое сопротивление теплоотдаче от теплоносителя к внутренней поверхности трубы, (м·°С)/Вт, может не учитываться (см. § 8.2.1.); λ_n – теплопроводность теплоизоляционного слоя, Вт/(м·°С); α_n – коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности изоляции в окружающую среду, Вт/(м²·°С); d_1 и d_2 – внутренний и наружный диаметры слоя изоляции, м, d_1 соответствует наружному диаметру изолируемого трубопровода, т.е. $d_1 = d_n$, м.

Решая уравнение (8.28) относительно наружного диаметра слоя изоляции и введя экономический критерий, можно получить выражение для определения целесообразной толщины изоляции, м:

$$\delta_n = 0,5d_n \left(10^{2,73\lambda_n \left[\frac{t_r - t_o}{q_n K_1} \frac{1}{\pi\alpha_n(d_n + 0,1)} \right]} - 1 \right), \quad (8.29)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий изменение стоимости теплоты и теплоизоляционного слоя.

В целом выбор толщины изоляции определяется соображениями технической и экономической целесообразности. Рациональная конструкция изоляции может быть решена двояким путем: 1) применением различных изоляционных материалов с одинаковой толщиной слоя, обеспечивающей требуемый теплоизоляционный эффект; 2) применением конкретного изоляционного материала путем изменения только толщины слоя. В первом случае преобладающим фактором в выборе экономически выгодной толщины изоляции является стоимость 1 м изоляционной конструкции, выполняемой из различных материалов.

Необходимо также иметь в виду, что при совместной канальной прокладке трубопроводов с разными температурами теплоносителей, как, например, пар и конденсат, прямая и обратная вода иногда отказываются от изоляции конденсатопроводов или обратного трубопровода, поскольку это дает значительную экономию материальных средств при незначительном увеличении теплопотерь против нормативных (на 10% при $d_y = 100+400$ мм; на 5-6% при $d_y = 400+500$ мм; при $d_y > 500$ мм превышение теплопотерь близко к нулю). Отказ от тепловой изоляции трубопроводов с меньшей температурой теплоносителя наряду с удешевлением (на 0,5-5%) теплопровода в целом приводит к снижению

теплопотерь трубопровода с более высокой температурой теплоносителя, т.е. к экономии энергетически более ценной теплоты за счет увеличения потерь менее ценной и к уменьшению эксплуатационных затрат по уходу за изоляцией (на 1,5–8%). Целесообразность отказа от тепловой изоляции обратных трубопроводов должна обосновываться технико-экономическим расчетом.

В Белнипиэнергопроме разработана методика [19] выбора оптимальной толщины изоляции подземных теплопроводов с учетом теплофизических и технико-экономических параметров, а также эксплуатационных факторов. Выполненные на ее основе многочисленные расчеты показали, что при одинаковых условиях толщина изоляции подающего трубопровода оказывается в 1,3–1,5 раз больше, чем при расчете по нормам потерь теплоты, а обратного, напротив, в 1,8–2 раза меньше, что дает значительную экономию теплоты, материалов и затрат.

В таблицах 8.1-8.3 даны расчетные толщины тепловой изоляции трубопроводов водяных тепловых сетей в зависимости от применяемого изоляционного материала и вида прокладки теплосети. Расчеты выполнены при среднегодовой температуре теплоносителя в подающем трубопроводе 65, 90, 110°C, что соответствует температурным графикам системы теплоснабжения соответственно 95/70, 150/70, 180/70°C. Среднегодовая температура теплоносителя в обратном трубопроводе для всех графиков принята равной 50°C. Для трубопроводов подземной канальной прокладки глубина заложения канала принята 1,5 м, а температура грунта +9°C. Годовое число часов работы теплопровода – не менее 5000. При его уменьшении толщина изоляции уменьшается.

Как видно из таблиц 8.1 и 8.2, применение минераловатных матов зарубежных производителей – ISOVER, PAROC (Финляндия), имеющих улучшенные теплофизические свойства, позволяет уменьшить расчетную толщину изоляции на 20–50% в зависимости от диаметра трубопровода, температуры теплоносителя и способа прокладки. Учитывая, что минераловатная изоляция со временем уплотняется и теряет связки, расчетное значение толщины изоляции рекомендуется увеличивать на 8-15 мм в зависимости от диаметра трубопровода.

Таблица 8.1.

**Расчетная толщина тепловой изоляции для трубопроводов
водяных тепловых сетей при наружной (числитель) и канальной
подземной (знаменатель) прокладке (материал – минераловатные маты
производства белорусских комбинатов силикатных материалов)**

| Условный диаметр трубопровода, мм | Среднегодовая температура теплоносителя, °С | | | |
|--|---|-----------|------------|------------|
| | 50 | 65 | 90 | 110 |
| | толщина изоляции, мм | | | |
| 50 | <u>49</u> | <u>58</u> | <u>70</u> | <u>78</u> |
| | - | 65 | 77 | 82 |
| 65 | <u>55</u> | <u>63</u> | <u>73</u> | <u>80</u> |
| | - | 69 | 73 | 88 |
| 80 | <u>56</u> | <u>64</u> | <u>75</u> | <u>83</u> |
| | - | 71 | 78 | 86 |
| 100 | <u>56</u> | <u>65</u> | <u>78</u> | <u>86</u> |
| | - | 71 | 76 | 90 |
| 125 | <u>58</u> | <u>67</u> | <u>79</u> | <u>88</u> |
| | - | 74 | 91 | 105 |
| 150 | <u>61</u> | <u>70</u> | <u>82</u> | <u>92</u> |
| | - | 85 | 101 | 107 |
| 200 | <u>64</u> | <u>74</u> | <u>88</u> | <u>98</u> |
| | - | 88 | 103 | 108 |
| 250 | <u>66</u> | <u>77</u> | <u>91</u> | <u>101</u> |
| | - | 93 | 103 | 115 |
| 300 | <u>68</u> | <u>79</u> | <u>94</u> | <u>104</u> |
| | - | 95 | 108 | 121 |
| 400 | <u>69</u> | <u>80</u> | <u>96</u> | <u>108</u> |
| | - | 104 | 116 | 125 |
| 500 | <u>72</u> | <u>84</u> | <u>100</u> | <u>112</u> |
| | - | 108 | 117 | 131 |
| 600 | <u>73</u> | <u>85</u> | <u>102</u> | <u>114</u> |
| | - | 105 | 121 | 133 |
| 700 | <u>73</u> | <u>86</u> | <u>103</u> | <u>115</u> |
| | - | 102 | 115 | 127 |
| 800 | <u>74</u> | <u>87</u> | <u>105</u> | <u>118</u> |
| | - | 106 | 119 | 137 |
| 900 | <u>75</u> | <u>88</u> | <u>106</u> | <u>118</u> |
| | - | 116 | 127 | 135 |
| 1000 | <u>75</u> | <u>88</u> | <u>106</u> | <u>119</u> |
| | - | 114 | 134 | 145 |

Таблица 8.2.

**Расчетная толщина тепловой изоляции для трубопроводов
водяных тепловых сетей при наружной (числитель) и канальной
подземной (знаменатель) прокладке (материал – минераловатные маты
производства Isover, Paroc)**

| Условный диаметр трубопровода, мм | Среднегодовая температура теплоносителя, °С | | | |
|---|---|-----------|-----------|-----------|
| | 50 | 65 | 90 | 110 |
| | толщина изоляции, мм | | | |
| 50 | <u>35</u> | <u>40</u> | <u>46</u> | <u>49</u> |
| | - | 43 | 48 | 50 |
| 65 | <u>40</u> | <u>44</u> | <u>49</u> | <u>53</u> |
| | - | 46 | 48 | 55 |
| 80 | <u>40</u> | <u>45</u> | <u>51</u> | <u>55</u> |
| | - | 48 | 51 | 55 |
| 100 | <u>41</u> | <u>47</u> | <u>54</u> | <u>58</u> |
| | - | 49 | 51 | 59 |
| 125 | <u>43</u> | <u>49</u> | <u>56</u> | <u>60</u> |
| | - | 52 | 61 | 68 |
| 150 | <u>45</u> | <u>51</u> | <u>58</u> | <u>64</u> |
| | - | 59 | 68 | 72 |
| 200 | <u>48</u> | <u>55</u> | <u>63</u> | <u>69</u> |
| | - | 63 | 72 | 73 |
| 250 | <u>51</u> | <u>57</u> | <u>66</u> | <u>72</u> |
| | - | 67 | 73 | 79 |
| 300 | <u>52</u> | <u>59</u> | <u>69</u> | <u>75</u> |
| | - | 69 | 77 | 84 |
| 400 | <u>53</u> | <u>61</u> | <u>71</u> | <u>78</u> |
| | - | 76 | 83 | 88 |
| 500 | <u>56</u> | <u>64</u> | <u>75</u> | <u>82</u> |
| | - | 79 | 84 | 93 |
| 600 | <u>57</u> | <u>65</u> | <u>76</u> | <u>84</u> |
| | - | 78 | 88 | 95 |
| 700 | <u>57</u> | <u>66</u> | <u>78</u> | <u>85</u> |
| | - | 76 | 84 | 92 |
| 800 | <u>58</u> | <u>67</u> | <u>79</u> | <u>89</u> |
| | - | 79 | 87 | 99 |
| 900 | <u>59</u> | <u>68</u> | <u>80</u> | <u>88</u> |
| | - | 87 | 93 | 98 |
| 1000 | <u>59</u> | <u>68</u> | <u>81</u> | <u>89</u> |
| | - | 86 | 98 | 105 |

Таблица 8.3.

**Расчетная толщина тепловой изоляции для трубопроводов
водяных тепловых сетей при наружной прокладке (материал –
пенополиуретан)**

| Условный диаметр трубопровода, мм | Среднегодовая температура теплоносителя, °С | | |
|-----------------------------------|---|----|----|
| | 50 | 65 | 90 |
| | толщина изоляции, мм | | |
| 50 | 26 | 29 | 31 |
| 65 | 30 | 32 | 34 |
| 80 | 31 | 33 | 35 |
| 100 | 32 | 35 | 38 |
| 125 | 34 | 37 | 40 |
| 150 | 35 | 39 | 42 |
| 200 | 38 | 42 | 46 |
| 250 | 40 | 44 | 49 |
| 300 | 41 | 46 | 51 |
| 400 | 42 | 48 | 53 |
| 500 | 45 | 50 | 56 |
| 600 | 46 | 51 | 58 |
| 700 | 46 | 52 | 59 |
| 800 | 47 | 53 | 60 |
| 900 | 47 | 54 | 61 |
| 1000 | 48 | 54 | 61 |

Расчетные толщины тепловой изоляции, выполненной из безфреонового полиуретана (табл. 8.3), в несколько раз снижают толщину изоляционного слоя против традиционной изоляции. Вместе с тем применение пенополиуретановой изоляции ограничено температурой теплоносителя не выше 150°С.

В зависимости от температуры теплоносителя и теплофизических свойств изоляционного материала теплоизоляционная конструкция может быть комбинированной, состоящей, например, из слоя минеральной ваты и пенополиуретана.

Пример. Определить толщину изоляции паропровода с наружным диаметром 0,273 м ($d_н$ 250 мм), проложенного в тоннеле. Температура пара-200°C, среднегодовая температура воздуха в тоннеле - +10°C. Продолжительность работы паропровода - 5000 ч в год. Тепловая изоляция выполняется из минераловатных прошивных матов (приложение 11).

В общем случае толщина изоляции может быть определена по нормативным теплопотерям. Для чего, приняв допустимые удельные теплопотери [13], по формуле (8.12) определяют потребную величину полного термического сопротивления изоляции R . Задавшись ориентировочным диаметром изоляции $d_н$ (в пределах рекомендуемых толщин слоя), по формуле (8.3) определяют термическое сопротивление поверхности изоляции $R_н$, по формуле (8.11) – термическое сопротивление слоя изоляции $R_с$, а по (8.27) – наружный диаметр изоляции $d_н$ или ее толщину $\delta_н$.

Решение. По данным [13], для средней температуры изоляции 100°C коэффициент теплопроводности равен 0,047 Вт/(м·°C), а нормативные удельные теплопотери для данного паропровода составляют 124 Вт/м. Полное термическое сопротивление изолированного паропровода найдем по формуле (8.12):

$$R=(200-10)/124=1,61 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт.}$$

По нормам [13], предельная толщина изоляции составляет 0,18 м, чему соответствует наружный диаметр изоляции:

$$d_н=0,273+2\cdot 0,18=0,633 \text{ м.}$$

Коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции $\alpha_н$ при расположении изолируемой поверхности в тоннеле принят по данным [13] и равен 11 Вт/(м²·°C).

Термическое сопротивление теплопередаче от поверхности изоляции по формуле (8.3) равно:

$$R_н = \frac{1}{3,14 \cdot 0,633 \cdot 11} = 0,045 \text{ (м}^\circ\text{C)/Вт.}$$

По формуле (8.27) найдем

$$\ln \frac{d_н}{0,273} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,047(1,61 - 0,045) = 0,462.$$

Отсюда $d_n = 0,434$ м.

Примем это значение d_n как первое приближение. Тогда получим:

$$R'_n = \frac{1}{3,14 \cdot 0,434 \cdot 11} = 0,066 (\text{м} \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт};$$

$$\ln \frac{d'_n}{0,273} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,047 (1,61 - 0,066) = 0,455,$$

и, соответственно, диаметр изоляции $d'_n = 0,432$ м, который почти совпадает со значением первого приближения.

При несовпадении исходного и расчетного значений d_n (расхождение более 5%) расчет повторяется методом последовательного приближения.

Расчетная толщина изоляции будет

$$\delta_n = (0,432 - 0,273)/2 = 0,08 \text{ м.}$$

Температура на поверхности изоляции при ее толщине $\delta_n = 0,08$ м найдется по формуле (8.14):

$$t_n = \frac{200/(1,61 - 0,066) + 10/0,066}{1/(1,61 - 0,066) + 1/0,066} = +17,8^\circ\text{C}.$$

Она не превышает нормы.

Для проверки точности расчета по формуле (8.4) определим коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции:

$$\alpha_n = 10,3 + 0,052(17,8 - 10) = 10,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Полученное значение α_n близко к ранее принятому по данным [13]. Поэтому в целом расчет можно считать законченным.

Приложения

Приложение 1а

Множители и приставки для образования десятичных кратных и дольных единиц и их наименования

| Множитель | Приставка | Обозначение приставки | | Множитель | Приставка | Обозначение приставки | |
|-----------|-----------|-----------------------|---------|-----------|-----------|-----------------------|---------|
| | | международное | русское | | | международное | русское |
| 10^{12} | гера | T | Г | 10^{-1} | деци | d | д |
| 10^9 | гига | G | Г | 10^{-2} | санти | c | с |
| 10^6 | мега | M | М | 10^{-3} | милли | m | м |
| 10^3 | кило | K | к | 10^{-6} | микро | μ | мк |

Приложение 1б

Соотношение между единицами в системе СИ и технической системе

| Величина | Размерность | Соотношение между единицами |
|--|---|--|
| Температура | K | $273+t$ |
| Давление | 1 кгс/м^2 (мм вод.ст.) | 9,8 Па |
| | 1 мм рт. ст. | 133 Па |
| | 1 кгс/см^2 | 98,067 кПа |
| | 1 кгс/см^2 | 0,098 МПа |
| Количество теплоты (энергии) | 1 ккал | $4187 \text{ Дж} = 4,19 \text{ кДж}$ |
| | 1 кДж | 0,239 ккал |
| Тепловая мощность, поток | 1 ккал/ч | 1,163 Вт |
| | 1 кал/с | 4,19 Вт |
| Энтальпия, теплота сгорания | 1 ккал/кг | $4187 \text{ Дж/кг} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ |
| Работа (энергия) | 1 кгс·м | 9,8 Дж |
| | 1 Вт·ч | 3600 Дж |
| | 1 Дж | 0,102 кгс·м |
| Мощность | 1 кгс·м/с | 9,8 Вт |
| | 1 кВт | 860 ккал/ч |
| | 1 л.с. | 735 Вт |
| Коэффициент теплопередачи (теплоотдачи, теплообмена) | $1 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ | $1,163 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ |
| | $1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ | $0,86 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ |
| Термическое сопротивление | $1 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}/\text{ккал}$ | $0,86 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$ |
| | $1 \text{ м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$ | $1,163 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}/\text{ккал}$ |
| Коэффициент теплопроводности | $1 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ | $1,163 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ |
| | $1 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ | $0,86 \text{ ккал}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C})$ |
| Удельная теплоемкость | $1 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ | $4187 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ |
| | $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ | $0,24 \text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ |
| Удельный расход топлива | кг/ккал | 0,24 кг/Дж |
| Частота вращения | мин^{-1} | 0,104 рад/с |

**Расчетные температуры наружного воздуха и продолжительность
отопительного периода для некоторых городов Беларуси, Балтии,
России, Украины**

| Города | Расчетная температура наружного воздуха для отопления, $t_{н.о.}^p, \text{ }^\circ\text{C}$ | Расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, $t_{н.в.}^p, \text{ }^\circ\text{C}$ | Средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $t_{н.о.}^{cp}, \text{ }^\circ\text{C}$ | Продолжительность отопительного периода, $\tau_{от}, \text{ сут.}$ |
|-----------------|--|---|--|---|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Беларусь | | | | |
| Брест | -21 | -8 | 0,1 | 187 |
| Витебск | -25 | -11 | -2,1 | 207 |
| Гомель | -24 | -11 | -1,6 | 194 |
| Гродно | -22 | -8 | -0,5 | 194 |
| Минск | -24 | -10 | -1,6 | 202 |
| Могилев | -25 | -11 | -1,9 | 204 |
| Латвия | | | | |
| Вентспилс | -17 | -6 | -0,7 | 208 |
| Даугавпилс | -21 | -10 | -1,2 | 206 |
| Елгава | -20 | -8 | -0,1 | 210 |
| Рига | -19 | -8 | -0,4 | 212 |
| Литва | | | | |
| Вильнюс | -21 | -9 | -0,7 | 201 |
| Каунас | -20 | -8 | +0,3 | 198 |
| Клайпеда | -18 | -6 | +0,9 | 208 |
| Эстония | | | | |
| Нарва | -23 | -11 | -1,4 | 226 |
| Пярну | -21 | -9 | -0,7 | 213 |
| Таллинн | -21 | -10 | -0,6 | 224 |
| Тарту | -22 | -10 | -1,5 | 216 |
| Украина | | | | |
| Винница | -21 | -10 | -0,6 | 186 |
| Днепропетровск | -21 | -9 | -1,2 | 176 |
| Донецк | -22 | -10 | -1,5 | 176 |
| Евпатория | -15 | -4 | +2,2 | 154 |
| Запорожье | -21 | -9 | -0,8 | 176 |
| Киев | -21 | -10 | -1,2 | 191 |
| Керчь | -13 | -4 | -1,9 | 153 |
| Луганск | -22 | -11 | -1,7 | 180 |
| Львов | -16 | -7 | +0,2 | 185 |
| Николаев | -18 | -7 | +0,5 | 165 |
| Одесса | -15 | -7 | +1,1 | 160 |
| Севастополь | -9 | -4 | -4,1 | 132 |
| Симферополь | -15 | -7 | -1,2 | 161 |
| Харьков | -23 | -11 | -2,5 | 190 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--------------------------|-----|-------|------|-----|
| Россия | | | | |
| Архангельск | -32 | -4,7 | -17 | 254 |
| Астрахань | -22 | -2 | -11 | 171 |
| Анадырь | -40 | -10,7 | -25 | 312 |
| Барнаул | -38 | -8,1 | -23 | 224 |
| Белгород | -23 | -2,5 | -12 | 191 |
| Брянск | -23 | -2,2 | -12 | 196 |
| Владивосток | -24 | -4,7 | -16 | 205 |
| Владимир | -27 | -4,5 | -16 | 217 |
| Волгоград | -25 | -3,6 | -14 | 178 |
| Вологда | -28 | -4,2 | -16 | 232 |
| Воронеж | -25 | -3,7 | -14 | 195 |
| Вязьма | -25 | -3,2 | -14 | 211 |
| Воркута | -41 | -9,9 | -26 | 299 |
| Верхоянск | -63 | -24,2 | -55 | 281 |
| Дудинка | -45 | -14,4 | -36 | 310 |
| Екатеринбург | -32 | -21 | -6,5 | 233 |
| Енисейск | -42 | -9,8 | -28 | 249 |
| Иваново | -28 | -4,4 | -16 | 223 |
| Иркутск | -35 | -23 | -8,8 | 243 |
| Калининград | -18 | -6 | +0,9 | 194 |
| Калуга | -25 | -13 | -3,5 | 215 |
| Кемерово | -39 | -25 | -8,6 | 239 |
| Киров | -31 | -19 | -5,9 | 231 |
| Кострома | -28 | -16 | -4,4 | 226 |
| Краснодар | -17 | -6 | -1,3 | 149 |
| Красноярск | -37 | -22 | -7,5 | 231 |
| Курган | -35 | -23 | -8,3 | 222 |
| Курск | -25 | -13 | -3,1 | 200 |
| Казань | -29 | -18 | -5,9 | 217 |
| Махачкала | -13 | -4 | +2,4 | 152 |
| Миусинск | -40 | -26 | -8,2 | 230 |
| Магадан | -30 | -22 | -9,6 | 285 |
| Москва | -26 | -15 | -3,7 | 212 |
| Мурманск | -26 | -14 | -3,2 | 281 |
| Магнитогорск | -33 | -22 | -7,7 | 221 |
| Нальчик | -16 | -8 | +0,1 | 169 |
| Новороссийск | -12 | -4 | +4,1 | 125 |
| Новгород Великий | -24 | -12 | -2,9 | 225 |
| Новосибирск | -39 | -24 | -8,9 | 229 |
| Нижний Новгород | -28 | -17 | -4,9 | 217 |
| Омск | -36 | -24 | -8,9 | 227 |
| Оренбург | -28 | -20 | -6,8 | 204 |
| Петропавловск-Камчатский | -21 | -13 | -2,1 | 257 |
| Петрозаводск | -26 | -4 | -2,9 | 237 |
| Пенза | -28 | -17 | -4,7 | 211 |
| Пермь | -31 | -20 | -6,4 | 226 |
| Ростов-на-Дону | -22 | -10 | -1,4 | 175 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|-----------------|-----|-----|-------|-----|
| Рязань | -27 | -15 | -4 | 209 |
| Санкт-Петербург | -24 | -12 | -2 | 223 |
| Самара | -29 | -18 | -5,8 | 208 |
| Сочи | -22 | 0 | +6,2 | 88 |
| Сызрань | -29 | -18 | -5,3 | 205 |
| Саранск | -28 | -16 | -4,8 | 210 |
| Саратов | -28 | -17 | -4,5 | 196 |
| Смоленск | -24 | -13 | -2,6 | 213 |
| Ставрополь | -20 | -9 | -0,4 | 183 |
| Сургут | -40 | -28 | -9,9 | 261 |
| Туапсе | -3 | -2 | +5,3 | 105 |
| Тура | -53 | -41 | -15,4 | 278 |
| Тамбов | -27 | -15 | -4,2 | 203 |
| Тверь | -25 | -13 | -3,3 | 215 |
| Томск | -39 | -25 | -8,7 | 238 |
| Тула | -26 | -14 | -3,4 | 211 |
| Тюмень | -33 | -22 | -7,2 | 226 |
| Уфа | -31 | -19 | -6,2 | 218 |
| Улан-Удэ | -36 | -28 | -10,8 | 239 |
| Ухта | -37 | -23 | -7,2 | 259 |
| Ульяновск | -29 | -18 | -5,4 | 213 |
| Хабаровск | -33 | -25 | -9,3 | 220 |
| Чита | -38 | -30 | -11,7 | 243 |
| Чебоксары | -29 | -18 | -5,4 | 220 |
| Элиста | -22 | -10 | -1,5 | 175 |
| Ярославль | -27 | -15 | -3,8 | 219 |

Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой наружного воздуха, равной и ниже данной (для ориентировочных расчетов)

| Город | Температура наружного воздуха, °С | | | | | | | | | | |
|--------------------------|-----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|
| | Ниже -45 | -40 | -35 | -30 | -25 | -20 | -15 | -10 | -5 | 0 | +8 |
| Европейская часть | | | | | | | | | | | |
| Архангельск | – | 1 | 10 | 48 | 150 | 380 | 820 | 1580 | 2670 | 4300 | 6024 |
| Астрахань | – | – | – | 3 | 32 | 114 | 291 | 601 | 1238 | 2460 | 4128 |
| Баку | – | – | – | – | – | – | – | – | – | – | 2860 |
| Брест | – | – | 4 | 13 | 47 | 145 | 362 | 637 | 1260 | 1413 | 583 |
| Брянск | – | – | – | 2 | 17 | 89 | 356 | 870 | 1730 | 3210 | 4950 |
| Вильнюс | – | – | – | – | 3 | 23 | 130 | 415 | 1040 | 2930 | 4650 |
| Витебск | – | – | 1 | 14 | 59 | 190 | 501 | 843 | 1396 | 1210 | 706 |
| Воронеж | – | – | – | 7 | 34 | 144 | 470 | 1020 | 1850 | 3380 | 4780 |
| Волгоград | – | – | – | 1 | 13 | 126 | 420 | 930 | 1650 | 3100 | 4368 |
| Гродно | – | – | 4 | 14 | 49 | 150 | 376 | 661 | 1307 | 1467 | 604 |
| Екатеринбург | – | 1 | 11 | 54 | 198 | 494 | 1070 | 1980 | 3020 | 4000 | 5470 |
| Иваново | – | – | 5 | 42 | 102 | 275 | 635 | 1300 | 2070 | 3800 | 5210 |
| Казань | – | – | 1 | 20 | 117 | 328 | 790 | 1520 | 2480 | 3800 | 5230 |
| Киев | – | – | – | 1 | 5 | 36 | 165 | 502 | 1128 | 2352 | 4484 |
| Киров | – | – | 6 | 61 | 173 | 428 | 960 | 1750 | 2790 | 4080 | 5550 |
| Кишинев | – | – | – | – | – | 2 | 46 | 226 | 615 | 2140 | 3980 |
| Курск | – | – | – | 3 | 15 | 97 | 343 | 872 | 1740 | 3260 | 4750 |
| Луганск | – | – | – | 1 | 8 | 61 | 222 | 605 | 1260 | 2760 | 4320 |
| Львов | – | – | – | – | 1 | 7 | 40 | 210 | 705 | 2260 | 4400 |
| Магнитогорск | – | 7 | 26 | 65 | 190 | 566 | 1250 | 2560 | 3360 | 4100 | 5250 |
| Махачкала | – | – | – | – | – | 3 | 18 | 72 | 260 | 1030 | 3620 |
| Минск | – | – | – | 4 | 19 | 71 | 232 | 635 | 1344 | 2745 | 4860 |
| Могилев | – | – | 4 | 15 | 51 | 159 | 397 | 699 | 1381 | 1551 | 639 |
| Москва | – | – | 3 | 15 | 47 | 172 | 418 | 905 | 1734 | 3033 | 4910 |
| Мурманск | – | – | – | 6 | 38 | 135 | 452 | 1117 | 2276 | 4002 | 6740 |
| Нижний Новгород | – | – | 2 | 25 | 99 | 281 | 685 | 1350 | 2320 | 3820 | 5230 |
| Новороссийск | – | – | – | – | – | – | – | – | – | – | 3220 |
| Одесса | – | – | – | – | – | 5 | 26 | 156 | 544 | 1950 | 3960 |
| Оренбург | – | – | 5 | 35 | 166 | 500 | 1060 | 1810 | 2640 | 3770 | 4820 |
| Пенза | – | – | 2 | 11 | 55 | 232 | 670 | 1420 | 2390 | 3670 | 4950 |
| Пермь | – | 3 | 15 | 75 | 220 | 504 | 1050 | 1840 | 2850 | 4080 | 5420 |
| Петрозаводск | – | – | – | 4 | 40 | 172 | 480 | 1070 | 2050 | 3890 | 5690 |
| Рига | – | – | – | – | 2 | 17 | 94 | 362 | 935 | 2880 | 4920 |
| Ростов-на-Дону | – | – | – | – | 5 | 41 | 178 | 494 | 1130 | 2720 | 4200 |
| Рязань | – | – | 1 | 13 | 58 | 187 | 540 | 1170 | 2080 | 3620 | 5100 |
| Самара | – | – | 1 | 10 | 114 | 400 | 890 | 1490 | 2360 | 3780 | 4950 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|----------------------------------|---|----|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|
| Санкт-Петербург | - | - | - | - | 21 | 83 | 273 | 708 | 1533 | 2878 | 5240 |
| Саратов | - | - | - | 2 | 38 | 232 | 665 | 1320 | 2200 | 2570 | 4780 |
| Смоленск | - | - | - | 2 | 23 | 112 | 381 | 964 | 1852 | 3241 | 5050 |
| Таллин | - | - | - | - | 1 | 19 | 136 | 453 | 1132 | 2439 | 5300 |
| Тбилиси | - | - | - | - | - | - | - | - | - | - | 3650 |
| Тверь | - | - | - | 14 | 48 | 160 | 516 | 1080 | 2020 | 3620 | 5250 |
| Тула | - | - | 2 | 10 | 24 | 70 | 206 | 456 | 2440 | 3500 | 4960 |
| Ульяновск | - | - | - | 12 | 94 | 330 | 800 | 1560 | 2420 | 3660 | 5110 |
| Уфа | - | - | 5 | 40 | 160 | 436 | 980 | 1780 | 2770 | 3900 | 5060 |
| Харьков | - | - | - | 1 | 10 | 55 | 254 | 656 | 1420 | 3060 | 4550 |
| Азиатская часть | | | | | | | | | | | |
| Актюбинск | - | - | 1 | 22 | 154 | 480 | 1060 | 1760 | 2610 | 3800 | 4900 |
| Алма-Ата | - | - | 12 | 31 | 122 | 300 | 622 | 1102 | 1810 | 2820 | 4000 |
| Барнаул | 1 | 12 | 52 | 170 | 415 | 792 | 1430 | 2260 | 3120 | 4130 | 5250 |
| Владивосток | - | - | - | - | 2 | 91 | 518 | 1350 | 2210 | 3320 | 4820 |
| Иркутск | - | 7 | 58 | 172 | 458 | 864 | 1730 | 2600 | 3300 | 4320 | 5780 |
| Караганда | - | 3 | 35 | 109 | 276 | 584 | 1070 | 1870 | 2820 | 4020 | 5080 |
| Красноярск | 1 | 18 | 82 | 210 | 468 | 828 | 1360 | 2110 | 3000 | 4050 | 5650 |
| Кустанай | - | 3 | 8 | 75 | 320 | 776 | 1430 | 2220 | 3080 | 4050 | 5110 |
| Минусинск (Красноярский край) | - | 25 | 105 | 282 | 600 | 1065 | 1660 | 2390 | 3140 | 4130 | 5430 |
| Новосибирск | - | 15 | 89 | 205 | 488 | 910 | 1550 | 2430 | 3290 | 4270 | 5450 |
| Омск | 1 | 6 | 64 | 195 | 485 | 950 | 1660 | 2480 | 3310 | 4250 | 5280 |
| Самарканд | - | - | - | - | - | - | 10 | 74 | 298 | 744 | 3170 |
| Семипалатинск | - | 6 | 49 | 130 | 320 | 692 | 1280 | 2000 | 2860 | 3860 | 4850 |
| Ташкент | - | - | - | - | - | 7 | 54 | 178 | 459 | 1206 | 3120 |
| Томск | 3 | 17 | 82 | 228 | 500 | 932 | 1600 | 2500 | 3360 | 4400 | 5600 |
| Тюмень | - | 5 | 25 | 118 | 294 | 670 | 1270 | 2120 | 3050 | 4050 | 5280 |
| Хабаровск | - | - | 2 | 53 | 348 | 1050 | 1880 | 2600 | 3240 | 3900 | 4920 |
| Чита | - | 22 | 146 | 478 | 1050 | 1800 | 2540 | 3160 | 3340 | 4400 | 5760 |

Удельные расходы теплоты на отопление и вентиляцию жилых, административных, общественных и промышленных зданий

| Здания | Строительный объем зданий, V, тыс. м ³ | Удельные характеристики зданий, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}}$, $\left(\frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}} \right)$ | | Расчетная температура воздуха внутри помещений, t _{вн} ^p , °C |
|-------------------------------------|---|---|--------------------------------|---|
| | | для отопления, X _о | для вентиляции, X _в | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Жилые здания | До 3 | 1,76 (0,41) | — | 18 |
| | 5 | 1,59 (0,38) | — | 18 |
| | 10 | 1,47 (0,35) | — | 18 |
| | 15 | 1,38 (0,33) | — | 18 |
| | 20 | 1,30 (0,31) | — | 18 |
| | 25 | 1,26 (0,30) | — | 18 |
| | 30 | 1,17 (0,28) | — | 18 |
| | Св. 30 | 1,09 (0,26) | — | 18 |
| Гостиницы, общежития | До 3 | 1,76 (0,42) | — | 18 |
| | 5 | 1,59 (0,38) | — | 18 |
| | 10 | 1,42 (0,34) | — | 18 |
| | 15 | 1,34 (0,32) | — | 18 |
| | 20 | 1,30 (0,31) | — | 18 |
| | 25 | 1,26 (0,30) | — | 18 |
| | Св. 25 | 1,17 (0,28) | — | 18 |
| Административные здания, учреждения | До 5 | 1,80 (0,43) | 0,38 (0,09) | 18 |
| | 10 | 1,59 (0,38) | 0,34 (0,08) | 18 |
| | 15 | 1,47 (0,35) | 0,29 (0,07) | 18 |
| | Св. 15 | 1,34 (0,32) | 0,67 (0,16) | 18 |
| Клубы | До 5 | 1,59 (0,38) | 1,08 (0,26) | 16 |
| | 10 | 1,42 (0,34) | 0,96 (0,23) | 16 |
| | Св. 10 | 1,34 (0,32) | 0,83 (0,20) | 16 |
| Кинотеатры | До 5 | 1,50 (0,36) | 1,80 (0,43) | 14 |
| | 10 | 1,34 (0,32) | 1,63 (0,39) | 14 |
| | Св. 10 | 1,26 (0,30) | 1,59 (0,38) | 14 |
| Театры | До 10 | 1,21 (0,29) | 1,67 (0,41) | 15 |
| | 15 | 1,13 (0,27) | 1,68 (0,40) | 15 |
| | 20 | 0,92 (0,22) | 1,59 (0,38) | 15 |
| | 30 | 0,83 (0,20) | 1,50 (0,35) | 15 |
| | Св. 30 | 0,75 (0,18) | 1,42 (0,34) | 15 |
| Универмаги, магазины | До 5 | 1,59 (0,38) | — | 15 |
| | 10 | 1,38 (0,33) | 0,34 (0,08) | 15 |
| | Св. 10 | 1,30 (0,31) | 1,17 (0,28) | 15 |
| Детские сады и ясли | До 5 | 1,59 (0,38) | 0,46 (0,11) | 20 |
| | Св. 5 | 1,42 (0,34) | 0,43 (0,10) | 20 |
| Школы | До 5 | 1,63 (0,39) | 0,38 (0,09) | 16 |
| | 10 | 1,47 (0,35) | 0,34 (0,08) | 16 |
| | Св. 10 | 1,38 (0,33) | 0,29 (0,07) | 16 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--------------------------------------|---------|-------------|-------------|----|
| Высшие учебные заведения и техникумы | До 10 | 1,47 (0,35) | - | 16 |
| | 15 | 1,38 (0,33) | 0,42 (0,10) | 16 |
| | 20 | 1,23 (0,30) | 0,34 (0,08) | 16 |
| | Св. 20 | 1,21 (0,29) | 0,34 (0,08) | 16 |
| Поликлиники, диспансеры | До 5 | 1,68 (0,40) | - | 20 |
| | 10 | 1,50 (0,36) | 1,04 (0,25) | 20 |
| | 15 | 1,34 (0,32) | 0,96 (0,23) | 20 |
| Больницы | До 5 | 1,68 (0,40) | 1,21 (0,29) | 20 |
| | 10 | 1,50 (0,36) | 1,17 (0,28) | 20 |
| | 15 | 1,34 (0,32) | 1,08 (0,26) | 20 |
| | Св. 15 | 1,23 (0,30) | 1,04 (0,25) | 20 |
| Бани | До 5 | 1,17 (0,28) | 4,19 (1,01) | 25 |
| | 10 | 1,04 (0,25) | 3,98(0,95) | 25 |
| | Св. 10 | 0,96 (0,23) | 3,77 (0,90) | 25 |
| Прачечные | До 5 | 1,59 (0,38) | 3,35 (0,80) | 15 |
| | 10 | 1,38 (0,33) | 3,27(0,78) | 15 |
| | Св. 10 | 1,30 (0,31) | 3,14 (0,75) | 15 |
| Фабрики-кухни, столовые, рестораны | До 5 | 1,47 (0,35) | 2,93 (0,70) | 16 |
| | 10 | 1,38 (0,33) | 2,72 (0,65) | 16 |
| | Св. 10 | 1,26 (0,30) | 2,51 (0,60) | 16 |
| Лаборатории | До 5 | 1,55 (0,37) | 4,19 (1,00) | 16 |
| | 10 | 1,47 (0,35) | 3,98 (0,95) | 16 |
| | Св. 10 | 1,38 (0,33) | 3,77 (0,90) | 16 |
| Гаражи | До 2 | 2,93 (0,70) | - | 12 |
| | 3 | 2,51 (0,60) | - | 12 |
| | 5 | 2,30 (0,55) | 2,93 (0,70) | 12 |
| | Св. 5 | 2,10 (0,50) | 2,72 (0,65) | 12 |
| Деревообрабатывающие цехи | До 5 | 2,51 (0,60) | 2,10 (0,50) | 15 |
| | 10 | 2,30 (0,55) | 2,10 (0,50) | 15 |
| | 50 | 1,88 (0,45) | 1,68 (0,40) | 15 |
| Склады химикатов, красок и т.д. | До 1 | 3,56 (0,85) | - | 10 |
| | 1-2 | 3,14 (0,75) | - | 10 |
| | 2-5 | 2,72 (0,65) | 2,51 (0,60) | 10 |
| Чугунолитейные цехи | 10-50 | 1,26 (0,30) | 4,60 (1,1) | 5 |
| | 50-100 | 1,04 (0,25) | 4,19 (1,0) | 5 |
| | 100-150 | 0,83 (0,20) | 3,77 (0,9) | 5 |
| Меднолитейные цехи | 5-10 | 1,47 (0,35) | 10,47 (2,5) | 5 |
| | 10-20 | 1,26 (0,30) | 8,38 (2,0) | 5 |
| | 20-30 | 1,04 (0,25) | 6,28 (1,5) | 5 |
| Термические цехи | До 10 | 1,47 (0,35) | 5,44 (1,3) | 5 |
| | 10-30 | 1,26 (0,30) | 5,02 (1,2) | 5 |
| | 30-75 | 1,04 (0,25) | 4,19 (1,0) | 5 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--|--------|-------------|-------------|----|
| Механические цехи, слесарные мастерские | 5-10 | 2,10 (0,50) | 1,26 (0,4) | 15 |
| | 10-50 | 1,88 (0,45) | 1,04 (0,25) | 15 |
| | 50-100 | 1,59 (0,38) | 0,63 (0,15) | 15 |
| Цехи металлоконструкций | 50-100 | 1,59 (0,38) | 2,10 (0,50) | 15 |
| Локомотивное депо | До 5 | 2,93 (0,70) | 1,47 (0,35) | 10 |
| | 5-10 | 2,72 (0,65) | 1,26 (0,30) | 10 |
| Склады моделей и главные магазины | 1-2 | 3,14 (0,75) | — | 10 |
| | 2-5 | 2,72 (0,65) | — | 10 |
| Проходные с бюро пропусков | До 0,5 | 5,23 (1,25) | — | 18 |
| | 0,15-2 | 3,77 (0,90) | — | 18 |
| | 2-5 | 2,51 (0,60) | 0,42 (0,1) | 18 |

Приложение 4

Нормы расхода горячей воды для различных категорий потребителей (СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий)

| Потребитель | Единицы измере- ния | Средняя норма за сутки, г _ж л/сут. | Наи- большее потреб- ление за сутки, | Наи- большее потреб- ление за час, |
|--|---------------------------|--|--|--|
| | | | г _ж л/сут. | г _ж л/ч |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Жилые дома, квартирного типа, оборудо- ванные: - умывальниками, мойками и душами, - сидячими ваннами и душами, - ваннами длиной от 1,5 до 1,7 м и душами | 1 житель | 85 | 100 | 7,9 |
| | | 90 | 110 | 9,2 |
| | | 105 | 120 | 10 |
| Жилые дома квартирного типа при высоте зданий более 12 этажей и повышенном Благоустройстве | | 115 | 130 | 10,9 |
| Общежития: - с общими душевыми, - с общими душами, столовыми и прачечными | 1 житель | 50 | 60 | 6,3 |
| | | 80 | 90 | 7,5 |
| Гостиницы, пансионаты и мотели с общими ваннами и душами | 1 житель | 70 | 70 | 8,2 |
| Гостиницы и пансионаты с душами во всех номерах | | 140 | 140 | 12 |
| Гостиницы с ваннами в отдельных номерах: - в 25% от общего числа номеров, - то же в 75%, - во всех номерах | | 100 150 180 | 100 150 180 | 10,4 15 16 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|------------------------------|------|------|------|
| Больницы: | | | | |
| - с общими ваннами и душевыми, | 1 койка | 75 | 75 | 5,4 |
| - с санитарными узлами, приближенными к палатам, | | 90 | 90 | 7,7 |
| - инфекционные | | 110 | 110 | 9,5 |
| Санатории и дома отдыха: | | | | |
| - с ванными при всех жилых комнатах, | 1 койка | 120 | 120 | 4,9 |
| - с душевыми при всех жилых комнатах | | 75 | 75 | 8,2 |
| Поликлиники и амбулатории | 1 больной в смену | 5,2 | 6 | 1,2 |
| Прачечные: | | | | |
| - механизированные, | 1 кг сухо-го белья | 25 | 25 | 25 |
| - немеханизированные | | 15 | 15 | 15 |
| Административные здания | 1 работающий | 5 | 7 | 2 |
| Учебные заведения (в том числе высшие и средние специальные) с душевыми при гимнастических залах и буфетами | 1 учащийся и 1 преподаватель | 6 | 8 | 1,2 |
| Профессионально-технические училища | То же | 8 | 9 | 1,4 |
| Предприятия общественного питания: | | | | |
| - для приготовления пищи, реализуемой в обеденном зале, | 1 блюдо | 12,7 | 12,7 | 12,7 |
| - то же, продаваемое на дом | | 11,2 | 11,2 | 11,2 |
| Магазины: | | | | |
| - продовольственные, | 1 работающий в смену | 65 | 65 | 9,6 |
| - промтоварные | | 5 | 7 | 2 |
| Стадионы и спортзалы: | | | | |
| - для зрителей, | 1 место | 1 | 1 | 0,1 |
| - для физкультурников, | 1 физкультурник | 30 | 30 | 2,5 |
| - для спортсменов | 1 спортсмен | 60 | 60 | 5 |
| Бани: | | | | |
| - для мытья в мыльной с ополаскиванием в душе, | | - | 120 | 120 |
| - то же с приемом оздоровительных процедур, | | - | 190 | 190 |
| - душевая кабина | | - | 240 | 240 |
| - ванная кабина | | - | 360 | 360 |
| Душевые в бытовых помещениях промышленных предприятий | 1 душевая сетка в смену | - | 270 | 270 |

Основные технические характеристики сетевых подогревателей турбин Уральского турбомоторного завода (УТМЗ)

| Тип обогревателя | Поверхность нагрева, м ² | Расчетный расход воды, кг/с | Перепад давления воды, кПа | Допустимое давление по воде, МПа | Рабочее давление пара, МПа | Масса, т | | Тип турбины |
|------------------|-------------------------------------|-----------------------------|----------------------------|----------------------------------|----------------------------|----------|---------|----------------------------------|
| | | | | | | без воды | с водой | |
| Г-800-3-1 | 800 | 415 | 50 | 0,8 | 0,05-0,2 | | | ПТ-50/60-130/7 |
| Г-1300-3-8-1 | 1300 | 830 | 90 | 0,8 | 0,05-0,25 | 31 | 43 | Т-50/60-130 ПТ-135/165-130/15 |
| Г-2300-2-8-1 | 2300 | 1250 | 108 | 0,8 | 0,05-0,2 | 51 | 77 | Т-100/120-130 |
| Г-2300-3-8-1 | 2300 | 1250 | 108 | 0,8 | 0,06-0,25 | 50 | 75 | |
| Г-5000-2,5-8-1 | 5000 | 2000 | 133 | 0,8 | 0,05-0,15 | 120 | 181 | Т-250/300-240 |
| Г-5000-3,5-8-1 | 5000 | 2000 | 133 | 0,8 | 0,06-0,2 | 110 | 158 | Т-170/205-130 |

Технические характеристики пароводяных поверхностных сетевых водоподогревателей Саратовского завода энергетического машиностроения (ОСТ-108, 271, 101-76)

| Показатель | ПСВ-200-7-15 | ПСВ-200-14-23 | ПСВ-315-14-23 | ПСВ-500-14-23* |
|--|--------------|---------------|---------------|----------------|
| Поверхность нагрева, м ² | 200 | 200 | 315 | 500 |
| Номинальный расход воды, т/ч | 800 | 800 | 1130 | 1800 |
| Сечение для прохода воды, м ² | 0,123 | 0,123 | 0,137 | 0,226 |
| Потеря напора с водяной стороны, м | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 |
| Число ходов воды | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Число труб** | 1018 | 1018 | 1143 | 1830 |
| Диаметр корпуса, мм | 1232 | 1232 | 1540 | 1640 |
| Общая высота подогревателя, мм | 5540 | 5540 | 7140 | 7340 |
| Рабочее давление (избыточное), МПа: | | | | |
| - с водяной стороны | 1,5 | 2,3 | 2,3 | 2,3 |
| - с паровой стороны | 0,7 | 1,4 | 1,4 | 1,4 |
| Максимальная температура среды, °С: | | | | |
| - пара | 400 | 350 | 400 | 400 |
| - воды | 150 | 180 | 150 | 180 |
| Масса, т: | | | | |
| - без воды | 6,6 | 6,6 | 10 | 11,9 |
| - с водой | 11,5 | 11,5 | 19,4 | 25,4 |

* Выпускается в нескольких модификациях.

** Во всех подогревателях трубки латунные Л-68 диаметром 19/17,5 мм.

Конструктивные характеристики секционных водо-водяных подогревателей с длиной секции 2 м (по ГОСТ 27590-88 и по ОСТ 34-588-68)*

| Характеристика | Обозначение подогревателя по ГОСТ 27590-88 | | | | | | | | | | |
|--|--|-------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 01 | 03 | 05 | 07 | 09 | 11 | 13 | 15 | 17 | 19 | 21 |
| Диаметр корпуса D_k , мм | 57,50 | 76,69 | 89,82 | 114,106 | 168,156 | 219,207 | 273,259 | 325,309 | 377,359 | 426,408 | 530,514 |
| Площадь поверхности нагрева одной секции, F , м ² | 0,37 | 0,65 | 1,11 | 1,76 | 3,40 | 5,89 | 10,0 | 13,8 | 19,8 | 25,8 | 41,0 |
| Сопротивление трубок $s_{tr} \cdot 10^{-3}$, М·с ² ·м ⁶ | 660 | 218 | 79,0 | 29,8 | 7,85 | 2,64 | 0,910 | 0,520 | 0,234 | 0,134 | — |
| Сопротивление межтрубного пространства $s_{пр} \cdot 10^{-3}$, М·с ² ·м ⁶ | 705 | 162 | 113 | 35,6 | 5,72 | 1,82 | 0,910 | 0,390 | 0,260 | 0,170 | — |
| Масса одной секции, кг | 32,2 | 43,2 | 55,2 | 76,5 | 136 | 213 | 304 | 412 | 559 | 719 | 958 |

В ГОСТ 27590-88 входят подогреватели 01-15 с диаметром корпуса 57,50-325,309 мм; в ОСТ 34-588-68 — подогреватели 17-21 с диаметром корпуса 377,359-530,514 мм.

Примечание. Характеристики, не вошедшие в данную таблицу, такие же, как и для подогревателей с длиной секции 4 м (см. приложение 5г).

**Конструктивные характеристики секционных водо-водяных подогревателей с длиной секции 4 м
(по ГОСТ 27590-88* и по ОСТ 34-588-68)***

| Характеристика | Обозначение подогревателя по ГОСТ 27590-88* | | | | | | | | | | |
|---|---|-------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 02 | 04 | 06 | 08 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 |
| Диаметр корпуса $D_{в}/D_{в}$, мм мм | 57 50 | 76 69 | 89 82 | 114 106 | 168 156 | 219 207 | 273 259 | 325 309 | 377 359 | 426 408 | 530 514 |
| Диаметр трубок $d_{в}/d_{в}$, мм мм | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 | 16 14 |
| Число трубок в одной секции, n | 4 | 7 | 12 | 19 | 37 | 64 | 109 | 151 | 212 | 283 | 450 |
| Поверхность нагрева одной секции, F , м ² | 0,75 | 1,31 | 2,24 | 3,54 | 6,90 | 12,0 | 20,3 | 28,0 | 40,1 | 52,5 | 83,4 |
| Сопротивление трубкоу $S_{тр} \cdot 10^{-3}$, м ² м ⁶ | 1380 | 456 | 155 | 62,5 | 16,4 | 5,45 | 1,82 | 0,91 | 0,52 | 0,26 | 0,11 |
| Сопротивление межтрубного пространства $S_{мт} \cdot 10^{-3}$, м ² м ⁶ | 820 | 336 | 134 | 44,2 | 7,40 | 2,86 | 1,17 | 0,52 | 0,26 | 0,13 | 0,05 |
| Масса одной секции, кг | 45,2 | 61,6 | 80,4 | 114 | 207 | 322 | 487 | 663 | 901 | 1138 | 1561 |

* В ГОСТ 27590-88 введены подогреватели 02-16 с диаметром корпуса 57 50-325 309 мм, в ОСТ 34-588-68 - подогреватели 18-22 с диаметром корпуса 377 359-530 514 мм.

**Основные технические характеристики пластинчатых двухходо-
вых теплообменников ПП «Термоблок» (Республика Бела-
русь) для независимой схемы присоединения системы ото-
пления с расчетными параметрами 95/70°С***

| Обозначение | Тепловая нагрузка Q ₀ , Гкал/ч | Расход воды G, т/ч | | Потери давления, бар, по сторонам | |
|-----------------------|--|--------------------|------------------|--------------------------------------|------------------|
| | | греющей | нагрева- емой | греющей | нагрева- емой |
| PC-0,2-2,0-2x(3x2) | 0.038 | 0.48 | 1.50 | 0.023 | 0.156 |
| PC-0,2-2,8-2x(4x3) | 0.070 | 0.89 | 2.79 | 0.032 | 0.220 |
| PC-0,2-3,6-2x(5x4) | 0.103 | 1.30 | 4.09 | 0.037 | 0.257 |
| PC-0,2-4,4-2x(6x5) | 0.135 | 1.71 | 5.36 | 0.040 | 0.278 |
| PC-0,2-5,2-2x(7x6) | 0.167 | 2.13 | 6.67 | 0.043 | 0.295 |
| PC-0,2-6,0-2x(8x7) | 0.201 | 2.55 | 7.99 | 0.045 | 0.308 |
| PC-0,2-6,8-2x(9x8) | 0.234 | 2.97 | 9.30 | 0.046 | 0.317 |
| PC-0,2-7,6-2x(10x9) | 0.266 | 3.39 | 10.61 | 0.047 | 0.324 |
| PC-0,2-8,4-2x(11x10) | 0.299 | 3.80 | 11.92 | 0.048 | 0.330 |
| PC-0,2-9,2-2x(12x11) | 0.332 | 4.22 | 13.22 | 0.049 | 0.335 |
| PC-0,2-10,0-2x(13x12) | 0.364 | 4.63 | 14.50 | 0.049 | 0.338 |
| PC-0,2-10,8-2x(14x13) | 0.399 | 5.07 | 15.87 | 0.050 | 0.344 |
| PC-0,2-11,6-2x(15x14) | 0.430 | 5.46 | 17.11 | 0.050 | 0.344 |
| PC-0,2-12,4-2x(16x15) | 0.464 | 5.90 | 18.49 | 0.051 | 0.349 |
| PC-0,2-13,2-2x(17x16) | 0.495 | 6.30 | 19.73 | 0.051 | 0.349 |
| PC-0,2-14,0-2x(18x17) | 0.530 | 6.74 | 21.10 | 0.051 | 0.353 |
| PC-0,2-14,8-2x(19x18) | 0.561 | 7.13 | 22.34 | 0.051 | 0.353 |
| PC-0,2-15,6-2x(20x19) | 0.596 | 7.57 | 23.72 | 0.052 | 0.356 |
| PC-0,2-16,4-2x(21x20) | 0.627 | 7.97 | 24.96 | 0.052 | 0.356 |
| PC-0,2-17,2-2x(22x21) | 0.661 | 8.41 | 26.33 | 0.052 | 0.359 |
| PC-0,2-18,0-2x(23x22) | 0.692 | 8.80 | 27.57 | 0.052 | 0.359 |
| PC-0,2-18,8-2x(24x23) | 0.725 | 9.22 | 28.88 | 0.052 | 0.360 |
| PC-0,2-19,6-2x(25x24) | 0.760 | 9.66 | 30.26 | 0.053 | 0.362 |
| PC-0,2-20,4-2x(26x25) | 0.794 | 10.10 | 31.63 | 0.053 | 0.364 |
| PC-0,2-21,2-2x(27x26) | 0.822 | 10.45 | 32.74 | 0.053 | 0.361 |
| PC-0,2-22,0-2x(28x27) | 0.856 | 10.89 | 34.11 | 0.053 | 0.366 |
| PC-0,2-22,8-2x(29x28) | 0.891 | 11.33 | 35.49 | 0.053 | 0.365 |
| PC-0,2-23,6-2x(30x29) | 0.926 | 11.77 | 36.86 | 0.053 | 0.367 |
| PC-0,2-24,4-2x(31x30) | 0.953 | 12.12 | 37.97 | 0.053 | 0.364 |
| PC-0,2-25,2-2x(32x31) | 0.988 | 12.56 | 39.34 | 0.053 | 0.366 |
| PC-0,2-26,0-2x(33x32) | 1.022 | 13.00 | 40.72 | 0.053 | 0.368 |
| PC-0,2-26,8-2x(34x33) | 1.057 | 13.44 | 42.10 | 0.054 | 0.369 |
| PC-0,2-27,6-2x(35x34) | 1.084 | 13.79 | 43.20 | 0.053 | 0.367 |
| PC-0,2-28,4-2x(36x35) | 1.119 | 14.23 | 44.57 | 0.054 | 0.368 |
| PC-0,2-29,2-2x(37x36) | 1.154 | 14.67 | 45.95 | 0.054 | 0.369 |
| PC-0,2-30,0-2x(38x37) | 1.188 | 15.11 | 47.33 | 0.054 | 0.371 |

* Расчетные параметры греющей сетевой воды 150/72°С

Основные технические характеристики пластинчатых двухходовых теплообменников ПП «Термоблок» (Республика Беларусь) для независимой схемы присоединения системы отопления с расчетными параметрами 105/70°C*

| Обозначение | Тепловая нагрузка Q_0 , Гкал/ч | Расход воды G, т/ч | | Потери давления, бар, по сторонам | |
|-----------------------|-------------------------------------|--------------------|------------------|-----------------------------------|------------------|
| | | греющей | нагрева- емой | греющей | нагрева- емой |
| PC-0,2-2,0-2х(3х2) | 0.037 | 0.48 | 1.05 | 0.023 | 0.086 |
| PC-0,2-2,8-2х(4х3) | 0.069 | 0.90 | 1.96 | 0.032 | 0.121 |
| PC-0,2-3,6-2х(5х4) | 0.101 | 1.32 | 2.87 | 0.037 | 0.142 |
| PC-0,2-4,4-2х(6х5) | 0.133 | 1.73 | 3.79 | 0.041 | 0.155 |
| PC-0,2-5,2-2х(7х6) | 0.166 | 2.16 | 4.72 | 0.043 | 0.165 |
| PC-0,2-6,0-2х(8х7) | 0.198 | 2.57 | 5.62 | 0.045 | 0.171 |
| PC-0,2-6,8-2х(9х8) | 0.232 | 3.01 | 6.58 | 0.047 | 0.177 |
| PC-0,2-7,6-2х(10х9) | 0.264 | 3.43 | 7.49 | 0.048 | 0.181 |
| PC-0,2-8,4-2х(11х10) | 0.296 | 3.85 | 8.40 | 0.048 | 0.184 |
| PC-0,2-9,2-2х(12х11) | 0.330 | 4.29 | 9.36 | 0.049 | 0.188 |
| PC-0,2-10,0-2х(13х12) | 0.362 | 4.72 | 10.30 | 0.050 | 0.190 |
| PC-0,2-10,8-2х(14х13) | 0.393 | 5.11 | 11.16 | 0.050 | 0.190 |
| PC-0,2-11,6-2х(15х14) | 0.427 | 5.55 | 12.12 | 0.051 | 0.193 |
| PC-0,2-12,4-2х(16х15) | 0.460 | 5.99 | 13.08 | 0.051 | 0.195 |
| PC-0,2-13,2-2х(17х16) | 0.491 | 6.38 | 13.95 | 0.051 | 0.195 |
| PC-0,2-14,0-2х(18х17) | 0.524 | 6.82 | 14.91 | 0.052 | 0.197 |
| PC-0,2-14,8-2х(19х18) | 0.558 | 7.26 | 15.87 | 0.052 | 0.199 |
| PC-0,2-15,6-2х(20х19) | 0.589 | 7.66 | 16.73 | 0.052 | 0.198 |
| PC-0,2-16,4-2х(21х20) | 0.622 | 8.10 | 17.69 | 0.053 | 0.200 |
| PC-0,2-17,2-2х(22х21) | 0.653 | 8.49 | 18.55 | 0.052 | 0.199 |
| PC-0,2-18,0-2х(23х22) | 0.688 | 8.96 | 19.56 | 0.053 | 0.201 |
| PC-0,2-18,8-2х(24х23) | 0.722 | 9.39 | 20.52 | 0.053 | 0.203 |
| PC-0,2-19,6-2х(25х24) | 0.749 | 9.75 | 21.29 | 0.053 | 0.201 |
| PC-0,2-20,4-2х(26х25) | 0.783 | 10.19 | 22.25 | 0.053 | 0.202 |
| PC-0,2-21,2-2х(27х26) | 0.817 | 10.62 | 23.21 | 0.053 | 0.203 |
| PC-0,2-22,0-2х(28х27) | 0.850 | 11.06 | 24.17 | 0.054 | 0.204 |
| PC-0,2-22,8-2х(29х28) | 0.884 | 11.50 | 25.13 | 0.054 | 0.204 |
| PC-0,2-23,6-2х(30х29) | 0.918 | 11.94 | 26.09 | 0.054 | 0.205 |
| PC-0,2-24,4-2х(31х30) | 0.945 | 12.29 | 26.86 | 0.054 | 0.204 |
| PC-0,2-25,2-2х(32х31) | 0.979 | 12.73 | 27.82 | 0.054 | 0.204 |
| PC-0,2-26,0-2х(33х32) | 1.012 | 13.17 | 28.78 | 0.054 | 0.205 |
| PC-0,2-26,8-2х(34х33) | 1.046 | 13.61 | 29.74 | 0.054 | 0.206 |
| PC-0,2-27,6-2х(35х34) | 1.080 | 14.05 | 30.70 | 0.054 | 0.206 |
| PC-0,2-28,4-2х(36х35) | 1.114 | 14.49 | 31.66 | 0.055 | 0.207 |
| PC-0,2-29,2-2х(37х36) | 1.141 | 14.84 | 32.42 | 0.054 | 0.206 |
| PC-0,2-30,0-2х(38х37) | 1.174 | 15.28 | 33.38 | 0.054 | 0.206 |

* Расчетные параметры греющей сетевой воды 150/74°C

Основные технические характеристики пластинчатых трехходовых теплообменников ПП «Термоблок» (Республика Беларусь) для установки горячего водоснабжения

| Обозначение | Длина теплообменника, мм | Длина пакета секций, мм | Масса теплообменника, кг | Тепловая нагрузка $Q_{г.в.}^{max}$, Гкал/ч | Потери давления по греющей среде, бар | Потери давления по нагреваемой среде, бар |
|--------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|---|---------------------------------------|---|
| РС-0,2-2,8-3х(3х2х2) | 285 | 43 | 283 | 0,039 | 0,113 | 0,165 |
| РС-0,2-4,0-3х(4х3х3) | 315 | 55 | 298 | 0,079 | 0,182 | 0,199 |
| РС-0,2-5,2-3х(5х4х4) | 345 | 79 | 312 | 0,119 | 0,222 | 0,219 |
| РС-0,2-6,4-3х(6х5х5) | 375 | 98 | 334 | 0,17 | 0,252 | 0,222 |
| РС-0,2-7,6-3х(7х6х6) | 405 | 116 | 340 | 0,20 | 0,267 | 0,232 |
| РС-0,2-8,8-3х(8х7х7) | 435 | 134 | 354 | 0,24 | 0,277 | 0,238 |
| РС-0,2-10,0-3х(9х8х8) | 465 | 153 | 369 | 0,28 | 0,289 | 0,246 |
| РС-0,2-11,2-3х(10х9х9) | 495 | 161 | 383 | 0,32 | 0,298 | 0,258 |
| РС-0,2-12,4-3х(11х10х10) | 525 | 189 | 398 | 0,36 | 0,303 | 0,260 |
| РС-0,2-13,6-3х(12х11х11) | 555 | 207 | 412 | 0,40 | 0,308 | 0,263 |
| РС-0,2-14,8-3х(13х12х12) | 585 | 226 | 426 | 0,44 | 0,311 | 0,264 |
| РС-0,2-16,0-3х(14х13х13) | 615 | 244 | 440 | 0,49 | 0,318 | 0,269 |
| РС-0,2-17,2-3х(15х14х14) | 645 | 262 | 454 | 0,52 | 0,321 | 0,270 |
| РС-0,2-18,4-3х(16х15х15) | 675 | 281 | 468 | 0,56 | 0,323 | 0,270 |
| РС-0,2-19,6-3х(17х16х16) | 755 | 299 | 482 | 0,60 | 0,327 | 0,274 |
| РС-0,2-20,8-3х(18х17х17) | 785 | 317 | 497 | 0,65 | 0,329 | 0,274 |
| РС-0,2-22,0-3х(19х18х18) | 815 | 336 | 511 | 0,69 | 0,330 | 0,274 |
| РС-0,2-23,2-3х(20х19х19) | 845 | 354 | 525 | 0,73 | 0,331 | 0,274 |
| РС-0,2-24,4-3х(21х20х20) | 875 | 372 | 539 | 0,77 | 0,334 | 0,277 |
| РС-0,2-25,6-3х(22х21х21) | 905 | 390 | 554 | 0,80 | 0,336 | 0,278 |
| РС-0,2-26,8-3х(23х22х22) | 935 | 409 | 568 | 0,85 | 0,337 | 0,278 |
| РС-0,2-28,0-3х(24х23х23) | 965 | 427 | 582 | 0,89 | 0,337 | 0,278 |
| РС-0,2-29,2-3х(25х24х24) | 995 | 445 | 596 | 0,93 | 0,338 | 0,278 |
| РС-0,2-30,4-3х(26х25х25) | 1025 | 464 | 607 | 0,97 | 0,339 | 0,278 |

Основные технические характеристики пластинчатых трехходовых теплообменников III «Термоблок» (Республика Беларусь) для блока горячего водоснабжения

| Обозначение | Длина теплообменника, мм | Длина пакета секций, мм | Масса теплообменника, кг | Тепловая нагрузка $Q_{г.в.}$, Гкал/ч | Потери давления по греющей среде, бар | Потери давления по нагреваемой среде, бар |
|-----------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|---|
| РС-0,2-3,6-3хБГВ(3х2х4) | 315 | 55 | 294 | 0,043 | 0,079 | 0,075 |
| РС-0,2-5,2-3хБГВ(4х3х6) | 345 | 79 | 312 | 0,079 | 0,110 | 0,099 |
| РС-0,2-6,4-3хБГВ(5х4х8) | 375 | 98 | 328 | 0,105 | 0,125 | 0,113 |
| РС-0,2-8,0-3хБГВ(6х5х9) | 435 | 122 | 346 | 0,141 | 0,138 | 0,122 |
| РС-0,2-9,6-3хБГВ(7х6х11) | 465 | 146 | 365 | 0,177 | 0,146 | 0,129 |
| РС-0,2-10,8-3хБГВ(8х7х12) | 495 | 165 | 379 | 0,203 | 0,151 | 0,133 |
| РС-0,2-12,4-3хБГВ(9х8х14) | 525 | 189 | 398 | 0,239 | 0,156 | 0,137 |
| РС-0,2-14,0-3хБГВ(10х9х16) | 585 | 214 | 418 | 0,276 | 0,160 | 0,140 |
| РС-0,2-15,6-3хБГВ(11х10х18) | 615 | 238 | 436 | 0,312 | 0,164 | 0,143 |
| РС-0,2-16,8-3хБГВ(12х11х19) | 645 | 256 | 450 | 0,338 | 0,165 | 0,144 |
| РС-0,2-18,4-3хБГВ(13х12х21) | 675 | 275 | 464 | 0,375 | 0,168 | 0,146 |
| РС-0,2-20,0-3хБГВ(14х13х23) | 785 | 305 | 489 | 0,410 | 0,169 | 0,147 |
| РС-0,2-21,2-3хБГВ(15х14х24) | 815 | 323 | 503 | 0,436 | 0,170 | 0,147 |
| РС-0,2-22,8-3хБГВ(16х15х26) | 845 | 348 | 521 | 0,473 | 0,171 | 0,149 |
| РС-0,2-24,4-3хБГВ(17х16х28) | 875 | 372 | 539 | 0,509 | 0,173 | 0,150 |
| РС-0,2-25,6-3хБГВ(18х17х29) | 905 | 390 | 554 | 0,536 | 0,174 | 0,151 |
| РС-0,2-27,2-3хБГВ(19х18х31) | 965 | 415 | 574 | 0,572 | 0,175 | 0,151 |
| РС-0,2-28,8-3хБГВ(20х19х33) | 995 | 439 | 592 | 0,609 | 0,176 | 0,152 |
| РС-0,2-30,4-3хБГВ(21х20х35) | 1025 | 464 | 607 | 0,643 | 0,176 | 0,153 |

Трехходовые теплообменники для блока горячего водоснабжения позволяют осуществить присоединение системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме с использованием одного теплообменного аппарата.

Тепловая нагрузка $Q_{г.в}^{макс}$ в приложении 53 приведена для присоединения системы горячего водоснабжения по двухступенчатой смешанной схеме при параметрах:

- температура воды в первой ступени соответственно на входе и выходе: греющей - 42/26°C, нагреваемой - 5/32°C;
- соотношение тепловых нагрузок $Q_{г.в}^{макс} / Q_0 = 1$;
- температура воды во второй ступени соответственно на входе и выходе: греющей - 70/42°C, нагреваемой - 32/60°C.

При соотношении тепловых нагрузок $Q_{г.в}^{макс} / Q_0$ менее единицы необходимо учитывать увеличение потерь давления по греющей воде в соответствии с повышающим коэффициентом $k_{пот}$, приведенным ниже:

| | | | | | | | | |
|--|-----|-----|-----|------|------|-----|------|------|
| Соотношение тепловых нагрузок $Q_{г.в}^{макс} / Q_0$ | 0.2 | 0.4 | 0.3 | 0.5 | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 0.9 |
| Коэффициент увеличения потерь давления по греющей воде $k_{пот}$ | 2.3 | 1.4 | 1.7 | 1.25 | 1.16 | 1.1 | 1.06 | 1.03 |

Основные технические характеристики сетевых насосов типа СЭ по ГОСТ 22465-88

| Тип насоса | Поддача V , $\frac{M^3}{ч}$ $\frac{M^3}{с}$ | Напор, Н, м | Допустимый кavitационный запас, м | Давление на входе в насос, $\frac{MПа}{м}$ | Частота вращения, I мин | Температура воды, °C | Мощность, кВт | КПД о. о. не менее | Характеристика насоса | |
|--------------|--|----------------|---|---|-------------------------------|-------------------------|------------------|--------------------------|--------------------------|--|
| | | | | | | | | | Н _{об.} , м | $\frac{S_{об.}}{M \cdot c^2}$ $\frac{M^6}{M^6}$ |
| I | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| СЭ-160-50 | $\frac{160}{0,0444}$ | 50 | 5,5 | $\frac{0,39}{40}$ | 3000 | 120 | 29 | 73 | | |
| СЭ-160-70 | $\frac{160}{0,0444}$ | 70 | 5,5 | $\frac{0,39}{40}$ | 3000 | 120 | 37 | 79 | | |
| СЭ-160-100 | $\frac{160}{0,0444}$ | 100 | 5,5 | $\frac{0,39}{40}$ | 3000 | 120 | 59 | 71 | | |
| СЭ-250-50 | $\frac{250}{0,0625}$ | 50 | 7,0 | $\frac{0,39}{40}$ | 3000 | 120 | 41 | 80 | | |
| СЭ-320-110 | $\frac{320}{0,89}$ | 110 | 8,0 | $\frac{0,39}{40}$ | 3000 | 120 | 114 | 80 | | |
| СЭ-500-70-11 | $\frac{500}{0,14}$ | 70 | 10,0 | $\frac{1,08}{110}$ | 3000 | 180 | 103 | 82 | 92,6 | 103 |
| СЭ-500-70-16 | $\frac{500}{0,14}$ | 70 | 10,0 | $\frac{1,57}{160}$ | 3000 | 180 | 103 | 82 | | |
| СЭ-500-140 | $\frac{500}{0,14}$ | 140 | 10,0 | $\frac{1,57}{160}$ | 3000 | 180 | 210 | 81 | | |
| СЭ-800-55-11 | $\frac{800}{0,222}$ | 55 | 5,5 | $\frac{1,08}{110}$ | 1500 | 180 | 132 | 81 | 61,3 | 134 |
| СЭ-800-55-16 | $\frac{800}{0,222}$ | 55 | 5,5 | $\frac{1,57}{160}$ | 1500 | 180 | 132 | 81 | | |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|-----------------|----------------------|-----|------|--------------------|------|-----|-----|----|-------|-----|
| C'3-800-100-11 | $\frac{800}{0,222}$ | 100 | 5,5 | $\frac{1,08}{110}$ | 1500 | 180 | 243 | 80 | 133,9 | 615 |
| C'3-800-100-16 | $\frac{800}{0,222}$ | 100 | 5,5 | $\frac{1,08}{110}$ | 1500 | 180 | 243 | 80 | | |
| C'3-800-160 | $\frac{800}{0,222}$ | 160 | 14,0 | $\frac{1,57}{160}$ | 3000 | 180 | 378 | 82 | | |
| C'3-1250-45-11 | $\frac{1250}{0,348}$ | 45 | 7,5 | $\frac{1,08}{110}$ | 1500 | 180 | 166 | 82 | | |
| C'3-1250-45-25 | $\frac{1250}{0,348}$ | 45 | 7,5 | $\frac{2,45}{250}$ | 1500 | 180 | 166 | 82 | | |
| C'3-1250-70-11 | $\frac{1250}{0,348}$ | 70 | 7,5 | $\frac{1,08}{110}$ | 1500 | 180 | 260 | 82 | 90,9 | 183 |
| C'3-1250-70-16 | $\frac{1250}{0,348}$ | 70 | 7,5 | $\frac{1,57}{160}$ | 1500 | 180 | 260 | 82 | | |
| C'3-1250-100 | $\frac{1250}{0,348}$ | 100 | 7,5 | $\frac{1,57}{160}$ | 1500 | 180 | 370 | 82 | | |
| C'3-1250-140-11 | $\frac{1250}{0,348}$ | 140 | 7,5 | $\frac{1,08}{110}$ | 1500 | 180 | 518 | 82 | 169,8 | 246 |
| C'3-1250-140-16 | $\frac{1250}{0,348}$ | 140 | 7,5 | $\frac{1,57}{160}$ | 1500 | 180 | 518 | 82 | | |
| C'3-1600-50 | $\frac{1600}{0,445}$ | 50 | 8,5 | $\frac{2,45}{250}$ | 1500 | 180 | 234 | 83 | | |
| C'3-1600-80 | $\frac{1600}{0,445}$ | 80 | 8,5 | $\frac{1,57}{160}$ | 1500 | 180 | 388 | 80 | | |
| C'3-2000-100 | $\frac{2000}{0,556}$ | 100 | 22,0 | $\frac{1,57}{160}$ | 3000 | 180 | 572 | 85 | | |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
|----------------|----------------------|-----|------|--------------------|------|-----|------|----|-------|------|
| C³-2000-140 | $\frac{2000}{0.556}$ | 140 | 22.0 | $\frac{1.57}{160}$ | 3000 | 180 | 810 | 84 | | |
| C³-2500-60-11 | $\frac{2500}{0.695}$ | 60 | 12.0 | $\frac{1.08}{110}$ | 1500 | 180 | 422 | 86 | 81.0 | 40.6 |
| C³-2500-60-25 | $\frac{2500}{0.695}$ | 60 | 12.0 | $\frac{2.45}{250}$ | 1500 | 180 | 422 | 86 | | |
| C³-2500-180-16 | $\frac{2500}{0.695}$ | 180 | 28.0 | $\frac{1.57}{160}$ | 3000 | 180 | 1380 | 84 | 249.7 | 142 |
| C³-2500-180-10 | $\frac{2500}{0.695}$ | 180 | 28.0 | $\frac{0.98}{100}$ | 3000 | 180 | 1380 | 84 | | |
| C³-3200-70 | $\frac{3200}{0.888}$ | 70 | 15.0 | $\frac{0.98}{100}$ | 1500 | 120 | 672 | 86 | | |
| C³-3200-100 | $\frac{3200}{0.888}$ | 100 | 15.0 | $\frac{0.98}{100}$ | 1500 | 120 | 898 | 86 | | |
| C³-3200-160 | $\frac{3200}{0.888}$ | 160 | 32.0 | $\frac{0.98}{100}$ | 3000 | 120 | 1530 | 86 | | |
| C³-5000-70-6 | $\frac{5000}{1.39}$ | 70 | 15.0 | $\frac{0.59}{60}$ | 1500 | 120 | 1035 | 87 | 104.9 | 18.3 |
| C³-5000-70-10 | $\frac{5000}{1.39}$ | 70 | 15.0 | $\frac{0.98}{100}$ | 1500 | 120 | 1035 | 87 | | |
| C³-5000-100 | $\frac{5000}{1.39}$ | 100 | 15.0 | $\frac{1.57}{160}$ | 1500 | 180 | 1340 | 87 | | |
| C³-5000-160 | $\frac{5000}{1.39}$ | 160 | 40.0 | $\frac{0.98}{100}$ | 3000 | 120 | 2370 | 87 | 236.6 | 37.6 |

Основные технические характеристики сетевых насосов типа Д по ГОСТ 10272-87

| Тип насоса* | Подача, V, | | Напор, Н, м | Допустимый кавитационный запас, м | | Частота вращения, 1/мин | Мощность, кВт | КПД %, не менее | Характеристика насоса | |
|---------------------|-------------------|-------------------|----------------|--------------------------------------|------------------------|-------------------------------|------------------|-----------------------|-----------------------|---|
| | м ³ /ч | м ³ /с | | номинальный режим | перегрузочный режим | | | | Н _{0.в.} , м | S _{0.в.} , м·с ² / м ⁶ |
| 1 | 2 | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Д200-95 (6НДв) | 200 0,055 | | 95 | 8,5 | 9,5 | 2950 | 80 | 70 | 116,7 | 7100 |
| Д250-130 | 250 0,070 | | 130 | 8,0 | 10 | - | 145 | 72 | - | - |
| Д320-70 (6НДс) | 320 0,089 | | 70 | 8,5 | 10 | - | 85 | 78 | 92,9 | 3000 |
| Д200-36 (5НДв) | 200 0,055 | | 36 | 3,0 | 6,0 | 1450 | 35 | 72 | 46,4 | 2700 |
| Д320-50 (6НДв) | 320 0,089 | | 50 | 4,5 | 8,0 | - | 60 | 76 | 61,1 | 1500 |
| Д500-65 (10Д-6) | 500 0,138 | | 65 | 4,0 | 8,0 | - | 130 | 76 | - | - |
| Д630-90 (6НДв) | 630 0,175 | | 90 | 6,5 | 10,0 | - | 230 | 80 | 98,8 | 290 |
| Д800-57(12Др) | 800 0,222 | | 57 | 5,0 | 8,0 | - | 170 | 82 | - | - |
| Д1250-65 (12НДс) | 1250 0,346 | | 65 | 7,0 | 12,0 | - | 260 | 86 | 76,3 | 96 |
| Д1250-125 (14Д6) | 1250 0,346 | | 125 | 7,5 | 11,5 | - | 620 | 76 | - | - |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|----------------------|---------------|-----|-----|------|-----|------|----|------|-----|
| Д1600-90 (14НДс) | 1600 0.455 | 90 | 8.0 | 13.0 | | 500 | 87 | - | - |
| Д1500-36 (8НДв) | 500 0.138 | 36 | 5.0 | 7.5 | 980 | 100 | 80 | 48.7 | 670 |
| Д1800-28 (12НДс) | 800 0.222 | 28 | 4.5 | 7.0 | - | 100 | 86 | 37.5 | 200 |
| Д1000-40 (14НДс) | 1000 0.277 | 40 | 4.0 | 9.5 | - | 150 | 87 | 48.8 | 110 |
| Д2000-21 (16НДн) | 2000 0.565 | 21 | 5.5 | 12.0 | - | 150 | 80 | - | - |
| Д2000-100 (20Д-6) | 2000 0.555 | 100 | 6.5 | 7.0 | - | 760 | 75 | - | - |
| Д2500-62 (18НДс) | 2500 0.693 | 62 | 6.5 | 11.0 | - | 500 | 87 | 91.6 | 60 |
| Д3200-33 (20НДс) | 3200 0.89 | 33 | 7.0 | 9.0 | - | 400 | 88 | 87.1 | 70 |
| Д3200-75 (20НДс) | 3200 0.89 | 75 | 8.5 | 12.0 | - | 800 | 87 | 90.2 | 20 |
| Д4000-95 (22НДс) | 4000 1.11 | 95 | 8.0 | 12.0 | - | 1350 | 88 | - | - |
| Д11250-14 (16НДн) | 1250 0.346 | 14 | 3.5 | 5.0 | 730 | 100 | 80 | 18.1 | 35 |
| Д2000-34 (18НДс) | 2000 0.555 | 34 | 3.5 | 8.5 | - | 250 | 87 | 50.9 | 55 |
| Д2500-17 (20НДн) | 2500 0.695 | 17 | 5.5 | 7.4 | - | 200 | 88 | 24.9 | 16 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|-----------------------|----------------------|----|------|------|-----|------|----|-------|------|
| Д2500-45 (20НДс) | $\frac{2500}{0.695}$ | 45 | 6.5 | 10.0 | - | 350 | 87 | 54.3 | 18 |
| Д3200-55 (22НДс) | $\frac{3200}{0.89}$ | 55 | 5.5 | 9.0 | - | 600 | 88 | - | - |
| Д5000-32 (24НДт) | $\frac{5000}{1.39}$ | 32 | 8.0 | 12.0 | - | 500 | 88 | 44.8 | 6.7 |
| Д6300-27 (32Д-19) | $\frac{6300}{1.75}$ | 27 | 10.0 | 12.0 | - | 600 | 79 | 43.1 | 5.3 |
| Д6300-80 (24НДс) | $\frac{6300}{1.75}$ | 80 | 8.0 | 14.0 | - | 1750 | 88 | 100.1 | 6.5 |
| Д3200-20 (24НДт) | $\frac{3200}{0.89}$ | 20 | 4.0 | 6.0 | 585 | 220 | 83 | 28.5 | 10.7 |
| Д4000-22 (32Д-19) | $\frac{4000}{1.11}$ | 22 | 5.5 | 8.5 | - | 300 | 78 | 28.1 | 5 |
| Д5000-50 (24НДс) | $\frac{5000}{1.39}$ | 50 | 5.5 | 12.0 | - | 900 | 87 | 55.6 | 2.9 |
| Д12500-24 (48Д-22) | 12500 | 24 | 7.0 | 8.0 | 485 | 950 | 88 | - | - |

* В скобках указаны обозначения по прежней маркировке.

Основные технические характеристики насосов типа К и КМ для местных и групповых подстанций

| Тип насоса | Подача*, V. | | Напор, Н, м | Допустимый капитальный запас, м | Частота вращения, I мин | Мощность, кВт | КПД %, не менее | Характеристика насоса | |
|----------------------|-------------------|-------------------|----------------|---------------------------------------|-------------------------------|---------------------|-----------------------|-----------------------|---|
| | м ³ /ч | м ³ /с | | | | | | Н _{0,в} , м | $\frac{S_{0,в}}{M \cdot C^2}$ м ⁶ |
| 1 | 2 | | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| К 8 18, КМ 8 18 | 8 0,0022 | | 19 15 12 | 4 | 2900 | 0,8 0,65 0,56 | 51 49 49 | 23,5 16,9 13,3 | 930000 400000 270000 |
| К 20 18, КМ 20 18 | 20 0,0055 | | 18 14 10 | 4 | 2900 | 1,45 1,2 0,9 | 67 64 10 | 22,5 18 14 | 150000 135000 135000 |
| К 20 30, КМ 20 30 | 20 0,0055 | | 30 25 19 | 4 | 2900 | 2,65 2,1 1,6 | 63 65 64 | 36 30 24 | 200000 165000 165000 |
| К 45 30, КМ 45 30 | 45 0,0125 | | 30 19,5 | 4,5 | 2900 | 5,4 3,4 | 70 70 | 36 26 | 38500 42000 |
| К 45 55, КМ 45 55 | 45 0,0125 | | 55 40 | 4,5 | 2900 | 10,5 8 | 64 61 | 65 49,5 | 65000 62000 |
| К 90 20, КМ 90 20 | 90 0,025 | | 20 14 | 4,5 | 2900 | 6,5 4,6 | 78 75 | 29,5 24 | 15000 15800 |
| К 90 35, КМ 90 35 | 90 0,025 | | 35 27 | 5,5 | 2900 | 11 39 | 77 73 | 41 40,5 | 9500 21400 |
| К 90 55, КМ 90 55 | 90 0,025 | | 55 33 | 5,5 | 2900 | 18,5 15,8 | 73 67 | 65 60 | 15800 42500 |
| К 90 85, КМ 90 85 | 90 0,025 | | 85 75 | 5,5 | 2900 | 33 29 | 65 64 | 109 88 | 38000 20600 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|-----------|--------|------|-----|------|------|----|------|------|
| K160 20. | 160 | 20 | 4,5 | 1450 | 10,9 | 81 | 29,6 | 4800 |
| KM 160 20 | 0,0445 | 14,5 | | | 9 | 75 | 22,7 | 4100 |
| K 160 30. | 160 | 30 | 4,5 | 1450 | 18 | 78 | 42,6 | 6300 |
| KM 160 30 | 0,0445 | 27 | | | 16,5 | 71 | 38,3 | 5700 |
| | | 20 | | | 13 | 68 | 30,5 | 5250 |
| K290 18. | 290 | 18 | 4,5 | 1450 | 16,3 | 84 | 24 | 925 |
| KM 290 18 | 0,0805 | 14 | | | 14,5 | 79 | 18,6 | 710 |
| K 290 30. | 290 | 30 | 4,5 | 1450 | 28 | 82 | 48 | 2800 |
| KM 290 30 | 0,0805 | 21,5 | | | 22 | 76 | 32 | 1800 |

* В числителе марки насоса указана номинальная объемная подача, м³/ч, в знаменателе — напор, м. например, К 20 18. подача 20 м³/ч, напор 18 м

Приложение 7

Трубы стальные

| | | | | | | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Условный проход d_n , мм | 32 | 40 | 50 | 70 | 80 | 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 250 | 300 | 350 |
| Наружный диаметр d_k , мм | 38 | 45 | 57 | 76 | 89 | 108 | 133 | 159 | 194 | 219 | 273 | 325 | 377 |
| Внутренний диаметр d_k , мм | 33 | 40 | 51 | 70 | 82 | 100 | 125 | 150 | 184 | 207 | 259 | 309 | 359 |
| Толщина стенки δ , мм | 2,5 | 2,5 | 3,0 | 3,0 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 6,0 | 7,0 | 8,0 | 9,0 |
| Масса 1 м трубы, кг | 2,15 | 2,6 | 4,0 | 5,4 | 7,3 | 10,2 | 12,7 | 17,2 | 23,2 | 31,5 | 46,7 | 62,5 | 81,5 |
| Площадь поперечного сечения в свету $10^3 F$, м ² | 8,2 | 12,6 | 20,4 | 38,5 | 53,4 | 78,6 | 123 | 177 | 267 | 334 | 527 | 754 | 1020 |
| Поверхность 1 м длины трубопровода, м ² | 0,119 | 0,141 | 0,179 | 0,238 | 0,279 | 0,339 | 0,418 | 0,499 | 0,610 | 0,688 | 0,860 | 1,02 | 1,18 |
| Экваториальный момент инерции $10^8 J$, м ⁴ | 4,42 | 7,90 | 19,5 | 46 | 80,5 | 190 | 339 | 653 | 1250 | 2300 | 5250 | 10500 | 18000 |
| Экваториальный момент сопротивления $10^6 W$, м ³ | 2,33 | 3,52 | 6,85 | 12,1 | 18,1 | 35,2 | 51 | 82,1 | 129 | 210 | 384 | 645 | 950 |

| | | | | | | | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|
| Условный проход d_n , мм | 400 | 400 | 450 | 500 | 600 | 700 | 800 | 900 | 1000 | 1100 | 1200 | 1400 |
| Наружный диаметр d_e , мм | 426 | 426 | 480 | 530 | 630 | 720 | 820 | 920 | 1020 | 1120 | 1220 | 1420 |
| Внутренний диаметр d_i , мм | 408 | 414 | 466 | 514 | 612 | 700 | 800 | 898 | 996 | 1096 | 1192 | 1392 |
| Толщина стенки δ , мм | 9 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 10 | 11 | 12 | 12 | 14 | 14 |
| Масса 1 м трубы, кг | 91,6 | 62,0 | 80,5 | 103 | 137 | 174 | 200 | 246 | 298 | 326 | 415 | 482 |
| Площадь поперечного сечения в свету 10^4 , м ² | 1310 | 1350 | 1695 | 2070 | 2950 | 3850 | 5020 | 6360 | 7840 | 9440 | 11200 | 15300 |
| Поверхность 1 м длины трубопровода, м ² | 1,34 | 1,34 | 1,51 | 1,66 | 1,97 | 2,18 | 2,48 | 2,80 | 3,17 | 3,52 | 3,83 | 4,47 |
| Эквивалентный момент инерции 10^8 , м ⁴ | 28000 | 19500 | 29000 | 46000 | 80000 | 145000 | 205000 | 365000 | 450000 | 650000 | 1000000 | 1600000 |
| Эквивалентный момент сопротивления 10^6 , м ³ | 1310 | 920 | 1210 | 1730 | 2740 | 4040 | 5000 | 7950 | 8800 | 11600 | 16300 | 22500 |

Примечание: Материал и тип трубы для $d_n=32-100$ мм – бесшовные горячекатаные и холоднокатаные, Ст. 2 ст, Ст. 3 ст., стали 10 и 20. ГОСТ 8731-87 и ГОСТ 8733-87. Для $d_n=400-1400$ мм – стальные электросварные с двусторонним прямым швом или спиральным швом, Ст. 2 ст, Ст. 3 ст, стали 10 и 20. ГОСТ 10706-76, группа 4, ГОСТ 8696-74, группы А и В.

Допускаемые напряжения для стальных трубопроводов, С, МПа

| Температура, °С | Марка стали | | | | | | Температура, °С | Марка стали | | | | | | |
|-----------------|-------------|-----|-----|-----|-------|------|-----------------|-------------|-----|-----|-----|-----|-------|------|
| | Ст2 | Ст3 | 10 | 20 | 102С1 | 15ГС | | 16ГС | Ст2 | Ст3 | 10 | 20 | 102С1 | 15ГС |
| 20 | 127 | 137 | 127 | 144 | 173 | 181 | 166 | 340 | - | 88 | 107 | 138 | 134 | 122 |
| 150 | 115 | 126 | 117 | 135 | 166 | 170 | 152 | 360 | - | 83 | 101 | 132 | 126 | 117 |
| 200 | 111 | 121 | 113 | 132 | 163 | 165 | 147 | 380 | - | 79 | 95 | 125 | 118 | 112 |
| 250 | 107 | 117 | 110 | 129 | 161 | 162 | 142 | 400 | - | 75 | 90 | 117 | 111 | 107 |
| 275 | 101 | 111 | 104 | 123 | 156 | 157 | 137 | 410 | - | 73 | 87 | - | 104 | - |
| 300 | 96 | 105 | 98 | 116 | 150 | 150 | 131 | 420 | - | 71 | 84 | - | 100 | - |
| 320 | - | - | 93 | 111 | 145 | 142 | 127 | 430 | - | 66 | 81 | - | 95 | - |
| | | | | | | | | 440 | - | 59 | 71 | - | 88 | - |

Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводов

| Наименование | ξ | Примечание |
|---|-----------------------------|---------------------------------------|
| Клапаны проходные, d=50–400 мм | 4–8 | – |
| Клапаны «Косва» | 0,5–2,0 | – |
| Задвижки нормальные | 0,3–0,5 | – |
| Кран угловой | 0,4 | – |
| Кран проходной | 0,6–2,0 | В зависимости от сечения отверстия |
| Компенсатор: | | |
| - лировидный гладкий | 1,7 | – |
| - волнистый | 2,5 | – |
| - сальниковый | 0,2 | – |
| Водоотделитель | 8–12 | – |
| Грязевик | 4–6 | – |
| Угольник 90° | 1,0 | – |
| Колена 90°: | | |
| - гнутые гладкие, R=d | 1,0 | – |
| - гладкие, R=2d | 0,7 | – |
| - гладкие, R=4d | 0,3 | – |
| - гладкие, R>4d | 0,05–0,2 | – |
| Сварное колено (один шов): | | |
| - $\beta=22,5^\circ$, кл. 1 | 0,11 | – |
| - $\beta=45^\circ$ | 0,32 | – |
| - $\beta=60^\circ$ | 0,68 | – |
| - $\beta=90^\circ$ | 1,27 | – |
| Тройник (встречный ток), кл. 2 | 3,0 | – |
| Входные насадки, кл. 3 | 1,0 | Острая кромка |
| Входные насадки, кл. 4 | 0,5–1,0 | – |
| Входные насадки с плавным изменением сечения, кл. 5 | 0,3–0,6 | В зависимости от гладкости |
| Труба Вентури, кл. 6 | $(0,15-0,2)[1-(F_1/F_2)^2]$ | Наивыгоднейший угол $\beta=6-8^\circ$ |

Эквивалентные длины местных сопротивлений

| Наименование местных сопротивлений | K _э , мм | Эквивалентные длины, м. при наружных диаметрах труб, мм | | | | | | | | | | | |
|---|---------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 57 | 76 | 89 | 108 | 133 | 159 | 194 | 219 | 273 | 325 | 377 | 426 |
| Задвижка | 0.5 | 0.65 | 1 | 1.28 | 1.65 | 2.2 | 2.24 | 2.9 | 3.36 | 3.33 | 4.27 | 4.3 | 4.4 |
| | 0.2 | 0.88 | 1.33 | 1.67 | 2.12 | 2.32 | 2.76 | 3.66 | 4.2 | 4.2 | 5.2 | 6.3 | 7.36 |
| Вентиль с прямым шпинделем | 0.5 | 8.4 | 9.6 | 10.2 | 13.5 | 18.5 | 24.6 | 33.4 | 39.5 | - | - | - | - |
| | 0.2 | 11.4 | 12.5 | 13.3 | 17.4 | 23.8 | 30.4 | 42 | 49.3 | - | - | - | - |
| Компенсатор сальниковый односторонний | 0.5 | - | - | - | 0.66 | 0.88 | 1.68 | 2.17 | 2.52 | 3.33 | 4.17 | 5 | 10 |
| | 0.2 | - | - | - | 0.85 | 1.13 | 2.07 | 2.74 | 3.15 | 4.2 | 5.2 | 6.3 | 12.5 |
| Отводы круглоконусные R=(1.5+2)D _к | 0.5 | 0.65 | 1 | 1.28 | 1.65 | 2.25 | 2.8 | 3.62 | 4.2 | 5.55 | 6.95 | 8.4 | 10 |
| | 0.2 | 0.88 | 1.33 | 1.67 | 2.12 | 2.82 | 3.45 | 4.6 | 5.25 | 7 | 8.7 | 10.5 | 12.5 |
| Компенсаторы П-образные с отводами круглоконусными R=(1.5+2)D _к | 0.5 | 5.2 | 6.8 | 7.9 | 9.8 | 12.5 | 15.4 | 19 | 23.4 | 28 | 34 | 40 | 47 |
| | 0.2 | 0.1 | 10.5 | 12.9 | 14.9 | 19.4 | 21.2 | 27.2 | 30.4 | 40 | 46.2 | 55 | 64.2 |
| Тройники при слиянии потоков: проход ответвление проход ответвление | 0.5 | 1.96 | 3 | 3.82 | 4.95 | 6.6 | 8.4 | 10.9 | 12.6 | 16.7 | 20.8 | 25.2 | 30 |
| | 0.5 | 2.62 | 4 | 5.1 | 6.6 | 8.6 | 11.2 | 14.5 | 16.8 | 22.2 | 27.8 | 33.6 | 40 |
| | 0.2 | 2.64 | 4.0 | 5.0 | 6.36 | 8.5 | 10.4 | 13.7 | 15.8 | 21 | 26.1 | 31.4 | 37.3 |
| | 0.2 | 3.52 | 5.32 | 6.66 | 8.5 | 11.3 | 13.8 | 18.3 | 21 | 28 | 34.8 | 41.8 | 49.8 |
| Тройники при делении потоков: проход ответвление проход ответвление | 0.5 | 1.3 | 2.0 | 2.55 | 3.3 | 4.4 | 5.6 | 7.24 | 8.4 | 11.1 | 13.9 | 16.8 | 20 |
| | 0.5 | 1.96 | 3.0 | 3.82 | 4.95 | 6.6 | 8.4 | 10.9 | 12.6 | 16.7 | 20.8 | 25.2 | 30 |
| | 0.2 | 1.76 | 2.66 | 3.33 | 4.24 | 5.65 | 6.9 | 9.15 | 10.5 | 14 | 17.4 | 20.9 | 24.9 |
| | 0.2 | 2.64 | 4.0 | 5.0 | 6.36 | 8.5 | 10.4 | 13.7 | 15.8 | 21 | 26.1 | 31.4 | 37.3 |

Приложение 11
 Технические характеристики теплоизоляционных изделий, допускаемых к применению (по нормам) в качестве
 основного слоя изоляции для трубопроводов тепловых сетей при воздушной прокладке

| Наименование | ГОСТ или ТУ | Условные проходы труб, D_y , мм | Расчетная плотность в конструк- ции, ρ_c , кг/м ³ | Расчетная теплопро- водность в конструк- ции | | Макси- мальная температу- ра приме- нения, t_{max} , °C | Основные размеры, мм | | |
|--|-------------------------------|--|---|--|---|--|----------------------|---------------|--|
| | | | | λ_c , Вт/(м·K°) | темпера- турный коэффици- цент, $\beta \cdot 10^4$, Вт/(м·K°) | | δ | длина, l | ширина, b (или внут- ренний диаметр, $\phi_{вн}$) |
| I | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Цилиндры и полуцилин- дры из минеральной ва- ты на синтетическом связующем | ГОСТ 23208-83 | 25-200 | 100 | 0,049 | 2,1 | 400 | 40-80 | 500-1500 | 25-219 |
| Плиты мягкие из мине- ральной ваты на синте- тическом связующем | ГОСТ 9573-82 | 100-450 | 150 200 | 0,051 0,053 | 2,0 1,9 | 400 | 60-100 | 1000 | 500 и 1000 |
| | То же, плиты полужест- кие | ГОСТ 9573-82 | 500-1400 | 76-115 90-150 | 0,043 0,044 | | | | |
| Маты минераловатные прошивные в обкладке из металлической сетки или стеклоткани | ГОСТ 21880-86 | 200-1400 | 90 | 0,043 | 2,2 | 400 | 40-120 | 1000-2500 | 500-2500 |
| | ТУ 21- 24-51-73 | 200-1400 | 120 150 100 | 0,045 0,049 0,037 | 2,1 2,0 2,0 | (без об- кладки 440) | 50 и 100 | 3000 и 5000 | 500 и 1000 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---------------|----------|-------------------|-------------------------|-------------------|------------|-------|-------------|------------|
| Маты из стекляного шпательного волокна на синтетическом связующем марок МТ-35 и МТ-50 | ГОСТ 10499-78 | 50-400 | 60 80 | 0,040 0,042 | 3,0 2,8 | 180 | 30-80 | 1000-13000 | 500-1500 |
| То же, плиты повышенной марок ППТ-50 и ППТ-75 | ГОСТ 10499-78 | 500-1400 | 60 90 | 0,042 0,044 | 3,5 2,3 | 180 | 50-70 | 1000 | 500-1500 |
| Полудлинды из пенопласта марки ФРИ-1 | ГОСТ 22546-77 | 40-250 | 65-85 86-110 | 0,041 0,043 | 2,3 1,9 | 130 150 | 30-60 | 1000 и 1500 | (47-275) |
| Сегменты из пенопласта марки ФРИ-1 | ГОСТ 22546-77 | 300-1000 | 65-85 86-110 | 0,041 0,043 | 2,3 1,9 | 130 150 | 30-80 | 1000 и 1500 | (327-1023) |
| Полудлинды советские | ГОСТ 6788-74 | 50-150 | 350 | 0,075 | 1,5 | 440 | 40-80 | 250 и 500 | (57-159) |
| Сегменты советские | ГОСТ 6788-74 | 200-400 | 400 350 | 0,078 0,075 | 1,5 1,5 | 440 | 50-80 | 250 и 500 | (219--426) |
| Полудлинды вулканические | ГОСТ 10179-74 | 50-250 | 300 350 400 | 0,074 0,079 0,084 | 1,5 1,5 1,5 | 440 | 40-80 | 500 | (57-273) |
| Сегменты вулканические | ГОСТ 10179-74 | 200-400 | 300 350 400 | 0,074 0,079 0,084 | 1,5 1,5 1,5 | 440 | 50-80 | 500 | (325-426) |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---|---------------|----------|------------|----------------|------------|-----|--------|-----------------|-----------|
| Полуцилиндры известково-кремнеземистые | ГОСТ 24748-81 | 100-250 | 200 225 | 0,069 0,071 | 1,5 1,5 | 440 | 70-120 | 1000 | (112-280) |
| Сегменты известково-кремнеземистые | ГОСТ 24748-81 | 250-1000 | 200 225 | 0,069 0,071 | 1,5 1,5 | 440 | 50-150 | 1000 | (252-994) |
| Шнур из минеральной ваты в оплетке из стеклоткани | ТУ 36-1695-79 | 25-100 | 200 250 | 0,056 0,058 | 1,9 1,9 | 400 | 30-90 | 10000- 15000 | - |
| Ровинг (жгут) из стекловатных нитей | ГОСТ 17139-79 | 25-50 | 200-250 | 0,047 | 2,3 | 440 | - | - | - |

Примечания: 1. Данные записаны из [15].

2. Значения теплопроводности λ_0 , Вт (м·К), при заданных средних температурах t_{cp}^{20} и табличных значениях λ_0 и $\beta \cdot 10^4$, Вт (м·К²), подсчитываются по формуле $\lambda_c = \lambda_0 + \beta(t_{cp}^{20} - t_{cp}^{20})$ при $t_{cp}^{20} = 0^\circ\text{C}$ и соотносительной окислительности α как и в таблицах.

3. Максимальная температура применения t_{max} , $^\circ\text{C}$, указана по нормам [11] и соответствует области действия этих норм (не выше 440°C). Поделия, отмеченные индексами, при t_{max} могут применяться также при более высоких температурах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Водяные тепловые сети: Справочное пособие по проектированию// И.В.Белякина, В.П.Витальев, Н.К.Громов и др.; Под ред. Н.К.Громова, Е.П. Шубина. – М.: - Энергоатомиздат, 1988. – 376 с., ил.
2. Качан А.Д., Яковлев Б.В. Справочное пособие по технико-экономическим основам ТЭС. – Мн.: Выш. шк., 1982. – 318 с., ил.
3. Копко В.М. Теплоизоляция трубопроводов теплосетей: Учеб. – метод. пособие. – Мн.: Технопринт, 2002. –160 с.: ил.
4. Леонков А.М., Яковлев Б.В. Тепловые электрические станции. Дипломное проектирование. Мн.: Выш. шк., 1978. – 232 с., ил.
5. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных и паровых тепловых сетях/ МУ 34-70-080-84. – М.: ПО Союзтехэнерго, 1985. – 72 с.
6. Методические указания по определению тепловых потерь в водяных и паровых тепловых сетях. Мин. топлива и энергетики РБ: РД РБ 34.33.301 –95. –Мн. : БЭРН, 1995. - 30 с.: прилож.
7. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник/ В.И. Манюк, Я.И. Каплинский, Э.Б. Хиж и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с., ил.
8. Проектирование и строительство тепловых сетей из теплогидропредизолированных труб (Пособие П1-98 к СНиП 2.04.07-86)/ Б.В. Яковлев, С.Ф. Кнырович, Ю.Б. Яковлев, В.В. Белявский. – Мн. Минархстрой РБ, «Стройтехнорм», 1999. – 49 с.
9. Сафонов А.П. Сборник задач по теплофикации и тепловым сетям. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 238 с.
10. СНБ 2.04.02-2000. Строительная климатология. – Минск: Стройтехнорм, 2001. – 38 с.

11. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети/Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 48 с.
12. СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий/Госстрой СССР. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 56 с.
13. СНиП 2.04.14-88. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов (с изменением №1 Минархстроя Республики Беларусь, введенным 01.07.95 г.). – М.: Госстрой СССР, 1989. – 29 с.
14. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 5-е изд., перераб. – Энергоиздат, 1982. – 360 с., ил.
15. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. – 6-е изд., перераб. – М., Издательство МЭИ, 1999. – 472 с., ил.
16. Справочное пособие теплоэнергетика электрических станций/Под ред. А.М. Леонкова, Б.В. Яковлева. – Мн.: Беларусь, 1974. – 368 с.
17. Теплоснабжение: Учебное пособие для студентов вузов/ В.Е. Козин, Т.А. Левина, А.П. Марков и др. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с., ил.
18. Инструкция по нормированию расходов топливно-энергетических ресурсов для котельных номинальной производительностью 0,5 Гкал/ч и выше/ А.М.Брушков, Н.Ф.Бодарь, И.Г.Рогачев, И.И.Стриха. – Мн.: СП ООО «ТОППРИНТ», 2002. - 100 с.
19. Яковлев Б.В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения. – Мн.: Адукацыя і выхаванне, 2002. – 448 с.

Учебное издание

ЯКОВЛЕВ Борис Владимирович,
ЯКОВЛЕВ Юрий Борисович

ТЕПЛОФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Учебное пособие по практическим занятиям и курсовому проектированию
для студентов специальности

43.01.04 – Тепловые электрические станции

43.01.05 – Промышленная теплоэнергетика

Издано в рамках договора №1-2002 УВИЦ с Комитетом по
энергоэффективности при Совете Министров Республики Беларусь.

Распространяется бесплатно.

Компьютерный набор
Г.А. Бондаренко, Е.Г. Веремейчик
Графика А.Л. Буров
Корректор Е.И. Михайловская
Компьютерная верстка Д.А. Вашкевич

Подписано в печать 26.05.2003 г. , заказ №32, тираж 100 экз.

Отпечатано в Учебно-выставочном и издательском центре
при УП “Белэнерго” ЛП № 490 от 21.05.2002 г.
220037, г. Минск, ул. Долгобродская 12/2. Тел.: 017 235 82 61