

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Ю.Н. Новоселова
Ю.А. Морева

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ С ОСНОВАМИ ТЕПЛОТЕХНИКИ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Магнитогорск
2014

УДК 697.001.2 (075.8)

Рецензенты:

Заведующий кафедрой теплогазоснабжения и вентиляции
Южно-Уральского государственного университета,
доктор технических наук, профессор
В.И. Панферов

Директор ООО «Энерготехмонтаж»
С.И. Рыжков

Новоселова, Ю.Н.

Теплоснабжение с основами теплотехники: учеб. пособие / Ю.Н. Новоселова, Ю.А. Морева. – Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2014. – 86 с.

Рассмотрены теоретические основы теплотехники и проектирования систем теплоснабжения. Приведены рекомендации по выбору типов систем теплоснабжения и горячего водоснабжения, рациональному подбору и компоновке необходимого оборудования. Пособие может быть использовано для выполнения курсовых проектов и работ по отоплению зданий.

Пособие предназначено для обучающихся по специальности 270109 «Теплогазоснабжение и вентиляция» и бакалавров направления 270800.62 «Строительство».

УДК 697.001.2(075.8)

© Магнитогорский государственный
технический университет
им. Г.И. Носова, 2014

© Новоселова Ю.Н.,
Морева Ю.А., 2014

ВВЕДЕНИЕ

Теплотехника – наука, которая изучает методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности тепловых машин, аппаратов и устройств.

Различают два принципиально различных направления использования теплоты – энергетическое и технологическое. Энергетическое использование теплоты основывается на процессах, преобразующих теплоту в механическую работу. Эти процессы изучаются технической термодинамикой. Энергетические устройства, в которых осуществляется преобразование теплоты в работу, называют тепловыми двигателями. Технологическое использование теплоты основывается на реализации теплоты для целенаправленного изменения физико-химических свойств при осуществлении различных технологических процессов. К устройствам, в которых непосредственный подвод теплоты используется для технологических целей, относятся различные печи, сушилки, отопительные приборы, калориферы и т.д.

Наука, изучающая закономерности теплообмена между телами, называется теорией теплопередачи. Техническая термодинамика и теория теплопередачи составляют теоретическую часть теплотехнической науки.

Теплоснабжение – снабжение теплом с помощью теплоносителя (горячей воды или пара) систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения жилых, общественных и промышленных зданий и технологических потребителей.

При проектировании систем теплоснабжения необходимо соблюдать ряд требований, к которым относятся: санитарно-гигиенические, строительно-монтажные, архитектурные и эксплуатационные.

Сегодняшний рынок требует грамотных специалистов с универсальными знаниями и широким кругозором. В данном пособии рассмотрены основы проектирования систем теплоснабжения и горячего водоснабжения. Изложены методики подбора оборудования теплоснабжающих систем. Рассмотрены вопросы компоновки систем отопления зданий и горячего водоснабжения.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ

1.1. Термодинамическая система и ее параметры

Термодинамическая система представляет собой совокупность материальных тел, находящихся в механическом и тепловом взаимодействии друг с другом и с окружающими систему внешними телами.

Тела, не входящие в систему, называют **окружающей средой**. Систему отделяют от окружающей среды **контрольной поверхностью** (оболочкой).

Термодинамическую систему, которая не может обмениваться теплотой с окружающей средой, называют **теплоизолированной или адиабатной**.

Система, не обменивающаяся с внешней средой ни энергией, ни веществом, называется **изолированной** (замкнутой).

Простейшей термодинамической системой является **рабочее тело**, осуществляющее взаимное превращение теплоты и работы.

Свойства каждой системы характеризуются рядом величин, которые называют **термодинамическими параметрами**. К таким величинам относят давление, температуру и удельный объем.

Давлением (p) называется величина, численно равная силе, действующей на единицу площади поверхности тела по нормали к последней.

Давление разделяют на *атмосферное, избыточное и абсолютное*.

Атмосферное давление измеряют барометрами и называют *барометрическим* – $p_{\text{бар}}$. Если на поверхность, кроме атмосферного давления, действуют какие-либо другие силы, они создают *избыточное давление* – $p_{\text{изб}}$. Избыточное давление измеряют манометрами и поэтому называют *манометрическим*.

Абсолютное давление $p_{\text{абс}}$ определяют путём суммирования избыточного $p_{\text{изб}}$ и атмосферного $p_{\text{бар}}$ давлений

$$p_{\text{абс}} = p_{\text{изб}} + p_{\text{бар}}. \quad (1.1)$$

Температура (T)— физическая величина, характеризующая степень нагретости тела. Это единственный параметр состояния вещества, определяющий направление самопроизвольного теплообмена между телами.

Удельный объем (v), $\text{м}^3/\text{кг}$, представляет собой объем 1 кг вещества.

$$v = V/m = 1/\rho, \quad (1.2)$$

где ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$;

m – масса, кг ; V – объем, м^3 .

1.2. Идеальный газ

В качестве рабочего тела, как правило, используют газы и пары, т.к. они, обладая большим коэффициентом теплового расширения, могут при нагревании совершать большую работу, чем жидкости и твердые тела.

Газы, молекулы которых обладают силами взаимодействия и имеют конечные, хотя и весьма малые, геометрические размеры, называют **реальными газами**. Газы, молекулы которых не обладают силами взаимодействия, а сами молекулы представляют собой материальные точки с малыми объемами, называются **идеальными газами**.

Все реальные газы являются парами тех или иных жидкостей; при этом, чем ближе газ к переходу в жидкое состояние, тем больше его свойства отклоняются от свойств идеального газа.

Законы газового состояния

Состояние газов характеризуется совокупностью значений характерных величин – основных параметров: удельного объема V (плотности), давления P и температуры T .

Изменение одного из них вызывает изменение других параметров, причём зависимости этих изменений подчинены определённым законам.

Закон Шарля. При постоянном объёме давление данной массы газа прямо пропорционально его абсолютной температуре.

$$p_1/p = T_1/T \text{ или } p_1 = p(T_1/T). \quad (1.3)$$

Закон Бойля-Мариотта. При неизменных температуре и массе произведение численных значений удельного объема газа и абсолютного давления величина постоянная, т. е.

$$pv = p_1v_1 = \text{const}; \quad (1.4)$$

$$v/v_1 = p_1/p \text{ или } v = v_1(p_1/p), \quad (1.5)$$

т. е. удельный объём газа обратно пропорционален его давлению.

Закон Гей-Люссака. При постоянном давлении объём газа при нагревании изменяется прямо пропорционально повышению температуры.

$$v = v_0(1 + \alpha T), \quad (1.6)$$

где v — удельный объём газа при температуре $T^\circ\text{C}$;

v_0 — удельный объём газа при температуре $T=0^\circ\text{C}$;

α — температурный коэффициент объемного расширения идеальных газов при $T = 0^\circ\text{C}$ одинаковый для различных газов и сохраняющий одно и то же значение $\alpha = 1/273,16 = 0,00366 \text{ } 1^\circ\text{C}$.

Уравнение состояния идеального газа было получено **Клапейроном** и имеет вид

$$p\nu = RT, \quad (1.7)$$

где R – газовая постоянная, Дж/кг К.

Данное уравнение записано для массы идеального газа равной 1 кг и носит название **уравнения Клапейрона**.

Для массы газа m уравнение Клапейрона примет вид

$$pV = mRT. \quad (1.8)$$

В теплотехнике гораздо чаще приходится иметь дело не с однородным газом, а со смесью нескольких газов (воздух, природный газ и др.). Под смесью идеальных газов понимается механическая смесь различных газов при условии отсутствия в них химических реакций, т.е. химически между собой не взаимодействующих. Смесью идеальных газов тоже подчиняется всем законам, относящимся к идеальным газам.

Уравнение состояния смеси газов выводится на основании уравнений состояния отдельных компонентов смеси и имеет вид

$$pV = mR_{cm}T, \quad (1.9)$$

где R_{cm} – газовая постоянная смеси, $R_{cm} = g_1R_1 + g_2R_2 + \dots + g_nR_n$,

где $g_1, g_2, \dots, g_n$ – массовые доли компонентов.

1.3. Первый закон термодинамики

1.3.1. Внутренняя энергия

Внутренняя энергия системы включает в себя:

- кинетическую энергию поступательного, вращательного и колебательного движения частиц;
- потенциальную энергию взаимодействия частиц;
- внутриядерную энергию.

В большинстве теплоэнергетических процессов две последние составляющие остаются неизменными. Поэтому под **внутренней энергией** U понимается энергия хаотического движения молекул и атомов, включающая энергию поступательного, вращательного и колебательного движений как молекулярного, так и внутримолекулярного, а также потенциальную энергию сил взаимодействия между молекулами.

Удельная внутренняя энергия, Дж/кг, представляет собой внутреннюю энергию единицы массы вещества.

Внутренняя энергия является величиной аддитивной, т.е. внутренняя энергия системы равна сумме внутренних энергий отдельных ее частей.

Под **энтальпией H** понимают энергию расширенной системы, состоящей из макротела (газа) и поршня с грузом, уравнивающего давление газа внутри сосуда, куда заключен газ. При этом энтальпия равна сумме внутренней энергии системы и потенциальной энергии поршня с грузом

$$H = U + pV . \quad (1.10)$$

В уравнении произведение давления газа p на объем сосуда V , в который газ заключен, численно равно потенциальной энергии поршня с грузом.

Энтальпия также является функцией состояния и обладает свойством аддитивности.

1.3.2. Работа. Теплота

В термодинамике рассматриваются два способа передачи энергии: по средствам совершения работы и передачи некоторого количества теплоты.

Работа **L** и количество теплоты **Q** являются функциями процесса, т.е. их значение будет зависеть от пути перехода (термодинамического процесса).

Элементарная работа, совершаемая газом, определяется формулой

$$\delta L = p dV . \quad (1.11)$$

Тогда

$$L = \int_{V_1}^{V_2} p dV . \quad (1.12)$$

Таким образом, работа численно будет равна площади под кривой процесса на pV -диаграмме (рис. 1.1).

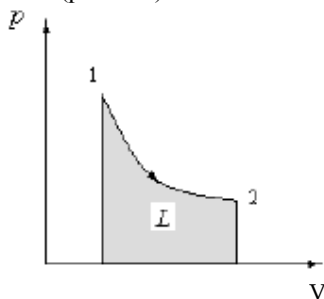


Рис. 1.1. Изображение работы в виде площади под кривой процесса на pV -диаграмме

Элементарное количество теплоты определяется формулой

$$\delta Q_{\tau} = c m dT, \quad (1.13)$$

где c – удельная (массовая) теплоемкость тела, Дж/кг·К.

$$Q_{\tau} = \int_{T_1}^{T_2} c m dT. \quad (1.14)$$

Так же количество теплоты выражается формулой

$$\delta Q_{\tau} = T dS, \quad (1.15)$$

где S – энтропия термодинамической системы, Дж/К.

Энтропия термодинамической системы является функцией состояния системы и с точки зрения статистической физики служит мерой порядка в системе.

Согласно формуле (1.15), количество теплоты можно представить в виде площади под графиком термодинамического процесса на TS-диаграмме (рис. 1.2).

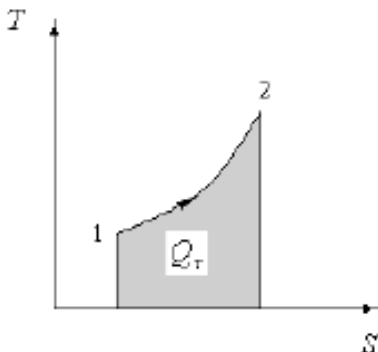


Рис. 1.2. Изображение количества теплоты в виде площади под кривой процесса на TS-диаграмме

В термодинамике также используются удельные величины работы l , Дж/кг и количества теплоты q , Дж/кг (работа и количество теплоты для массы системы равной 1 кг).

1.3.3. Теплоемкость

Теплоёмкость C – количество тепла, которое нужно сообщить телу, чтобы повысить его температуру на 1°C , Дж/ $^{\circ}\text{C}$. Удельная теплоём-

кость C – количество тепла, сообщаемое единице вещества (1кг, 1м³, 1 кмоль) для повышения температуры на 1°С.

Особое значение для нагревания (охлаждения) газа имеют условия, при которых происходит процесс подвода (отвода) теплоты. В теплотехнике наиболее важным является:

- нагревание (охлаждение) при **постоянном объеме**;
- нагревание (охлаждение) при **постоянном давлении**.

Теплоемкость в первом случае называется **изохорной**, а во втором – **изобарной** и обозначается соответственно c_v и c_p .

Связь между этими теплоемкостями устанавливается уравнением Майера

$$c_p - c_v = R. \quad (1.16)$$

1.3.4. Первый закон термодинамики и газовые процессы

Все виды энергии одни в большей, другие в меньшей, мере обладают способностью переходить (превращаться) в другие виды, причём при переходе одного вида энергии в другой её суммарное количество остаётся неизменным.

Это свойство энергии формируется как основной закон природы – **закон сохранения и превращения энергии**. *Движение материи (энергия) не возникает из ничего и не исчезает бесследно, а превращается из одной формы в другую в строго определённых количествах.* В числе первых ученых, утверждавших принцип сохранения материи и энергии, был М.В. Ломоносов.

Первое начало термодинамики — математическое выражение закона сохранения и превращения энергии применительно к тепловым процессам в его наиболее общей форме.

Первое начало термодинамики для закрытой системы формулируется следующим образом: количество теплоты, сообщенное системе, идет на приращение внутренней энергии системы и на совершение системой работы против внешних сил.

Суть первого начала термодинамики заключается в том, что работа может совершаться только за счет теплоты или какой-либо другой формы энергии. Внутренняя энергия системы является однозначной функцией ее состояния и изменяется только под влиянием внешних воздействий. При этом все возможные виды внешнего энергетического взаимодействия сводятся лишь к передаче теплоты и работы.

В дифференциальной форме первое начало термодинамики можно записать как

$$\delta Q_\tau = dU + \delta L, \quad (1.17)$$

где δQ_τ – элементарное количество теплоты, сообщенное системе;

dU – приращение внутренней энергии системы;

δL – элементарная работа против внешних сил (работа расширения).

В термодинамике рассматривают основные процессы изменения состояния идеального газа. Таких процессов четыре: изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный.

Для **изохорного** процесса ($V = \text{const}$)

$$\delta Q_\tau = dU, \quad (1.18)$$

т.е. количество теплоты, подведенное к системе при постоянном объеме, равно увеличению внутренней энергии данной системы.

Давление газа в изохорном процессе изменяется прямо пропорционально его абсолютной температуре. Вся подведенная (отведенная) теплота идет на увеличение (уменьшение) внутренней энергии.

Изобарный процесс происходит при $p = \text{const}$.

Объем при изобарном процессе изменяется прямо пропорционально его абсолютной температуре. В этом процессе часть теплоты, подведенной к рабочему телу, расходуется на совершение работы, а часть – на изменение внутренней энергии тела.

При $T = \text{const}$ происходит **изотермический** процесс. Вся теплота, сообщенная телу в изотермическом процессе, расходуется на совершение внешней механической работы. При этом отношение абсолютных давлений обратно пропорционально отношению объемов.

Необходимым и определяющим условием **адиабатного** процесса является выражение $\delta Q_\tau = 0$. Параметры состояния p , T , V в адиабатных процессах не изменяются. Теплообмен системы с окружающей средой отсутствует, т.е. теплота к системе не подводится и от нее не отводится. Для него уравнение (1.17) имеет вид

$$\delta L = - dU. \quad (1.19)$$

При адиабатном сжатии рабочего тела затрачиваемая извне работа целиком идет на увеличение внутренней энергии системы.

Политропный процесс — это, в принципе, любой процесс, где одновременно могут изменяться все параметры рабочего тела (P , V , T), осуществляться подвод и отвод теплоты и т. п. Все остальные термодинамические процессы являются частными случаями политропного:

при $n=0$	$P = \text{const}$ (изобарный),
$n=\pm\infty$	$V = \text{const}$ (изохорный),
$n=1$	$T = \text{const}$ или $PV = \text{const}$ (изотермический),
$n=k$	$PV^k = \text{const}$ (адиабатный).

1.4. Второй закон термодинамики

Внутренняя энергия тела складывается из энергии поступательного и вращательного движения молекул, составляющих тело, энергии внутри молекулярных колебаний, потенциальной энергии сил сцепления между молекулами, внутримолекулярной, внутриатомной (энергии электронных оболочек атомов) и внутриядерной энергии.

Первый закон термодинамики устанавливает соотношение между теплом и работой при их взаимном превращении. Условия, при которых происходят эти превращения, определяются **вторым законом термодинамики**.

Утверждение о невозможности получения работы за счет энергии тел, находящихся в термодинамическом равновесии, составляет основное положение второго начала термодинамики.

Часть тепла необходимо отдать другому телу с более низкой температурой, т.е. холодному источнику (конденсатору турбины или окружающей среде, в которую выбрасываются выхлопные газы двигателей внутреннего сгорания, с уходящими газами из котлов, рассеиванием тепла в окружающую среду, неполным сгоранием топлива, затратами на преодоление сил трения и т.д.).

Цикл Карно

В 1824 г. французский инженер Карно, исследуя эффективность работы тепловых машин, предложил обратимый цикл, состоящий из двух адиабат и двух изотерм и осуществляемый между двумя источниками постоянных температур — нагревателем T_1 и холодильником T_2 (рис. 1.3). В качестве рабочего тела используется идеальный газ.

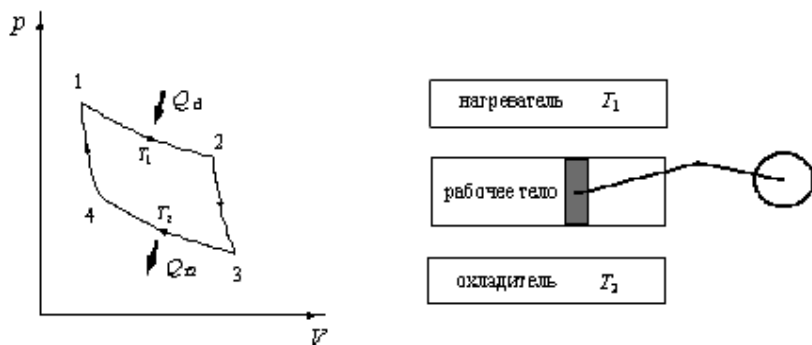


Рис. 1.3. Цикл Карно

В точке 1 находится рабочее тело (идеальный газ) двигателя с параметрами p_1 , V_1 , T_1 (см. рис. 1.3). К рабочему телу подводится нагреватель, температура которого также равна T_1 . Под влиянием высокого давления поршень двигателя начинает двигаться вправо, при этом расширение рабочего тела происходит при постоянной температуре, которая поддерживается нагревателем. В точке 2 рабочее тело имеет параметры p_2 , V_2 , T_1 . При этом рабочее тело изолируется от нагревателя, но продолжает расширяться адиабатно, двигая поршень вправо. В адиабатном процессе расширения температура рабочего тела понижается до T_2 . В этот момент поршень достигает своего крайне правого положения. Параметры рабочего тела в точке 3 равны p_3 , V_3 , T_2 . Обратное движение поршня происходит под воздействием энергии, накопленной в маховике и передаваемой посредством кривошипно-ползунного механизма. Рабочее тело начинает сжиматься, при этом оно сообщается с охладителем, имеющим температуру T_2 . Таким образом, сжатие происходит при постоянной температуре T_2 . В точке 4 параметры рабочего тела достигают значений p_4 , V_4 , T_2 . Рабочее тело изолируется от охладителя и продолжает сжиматься адиабатно, при этом температура рабочего тела возрастает до T_1 и параметры рабочего тела вновь соответствуют параметрам в точке 1.

Термический КПД цикла определяется по формуле

$$\eta = L_{\text{ц}} / Q_{\text{т подв}}, \quad (1.20)$$

где $L_{\text{ц}}$ – работа цикла;

$Q_{\text{т подв}}$ – подводимое количество теплоты.

Выводы

1. Повсюду, где есть разность температур, можно получить полезную механическую работу.

2. Теплоту нельзя полностью превратить в работу ни в каких реальных и идеально достижимых условиях, т. к. невозможно иметь $T_2=0$ (абсолютный нуль термодинамической шкалы недостижим).

3. КПД цикла Карно не зависит от вида рабочего тела, а определяется соотношениями граничных температур процессов отвода и подвода теплоты.

4. Теплота может быть причиной полезной механической работы в том случае, когда она заставляет тела менять свой объем или форму.

Контрольные вопросы

1. Что понимается под термодинамической системой?
2. Какие газы относятся к реальным, а какие к идеальным?

3. Дайте формулировку и аналитическое выражение первого закона термодинамики.
4. Охарактеризуйте изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный процессы изменения состояния идеального газа.
5. Что такое теплоемкость?
6. В чем сущность второго закона термодинамики?

2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

2.1. Основные понятия тепломассообмена

Теория теплообмена – это наука о процессах переноса теплоты. Ряд важных вопросов проектирования и строительства зданий и сооружений решается на основе теории теплообмена или некоторых ее положений. Знание законов теплообмена позволяет инженеру-строителю увязать толщину и материал ограждающих конструкций с отопительными устройствами, разработать новые строительные материалы и конструкции, более экономичные и способные надежно защищать человека от холода, а также решить много других вопросов, возникающих в процессе проектирования или строительства зданий или сооружений.

В отличие от термодинамики, которая имеет дело с **количеством** теплоты, теплопередача оперирует понятием **тепловой поток**, т. е. количеством тепла, отдаваемым или принимаемым телом в единицу времени.

Под процессом переноса теплоты понимается обмен внутренней энергией между элементами системы в форме теплоты. Перенос теплоты осуществляется тремя основными видами — теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением, которые различаются между собой физической сущностью процесса переноса теплоты или, как говорят, механизмом теплообмена.

Теплопроводностью называется перенос теплоты структурными частицами вещества вследствие их теплового движения. Этот процесс возникает при неравномерном распределении температур в среде. В жидкостях и твердых диэлектриках перенос теплоты осуществляется по средствам теплового движения молекул и атомов вещества. В газообразных средах теплота передается путем непосредственного соприкосновения молекул, имеющих различную скорость. В металлах теплопроводность осуществляется вследствие движения свободных электронов.

Конвекцией называется перенос теплоты при перемещении объемов газа или жидкости в пространстве из области с более низкой температурой в область с более высокой температурой.

Различают два вида конвекции (т.е. движения жидкости) – свободную и вынужденную.

При свободной конвекции движущая сила обусловлена разностью плотностей жидкости в месте ее контакта с поверхностью тела, имеющей другую температуру, и вдали от этой поверхности. Из-за разности плотностей возникают подъемные (архимедовы) силы.

Такая конвекция происходит, например, в сосуде с жидкостью, в которую погружена нагревательная спираль.

Вынужденная конвекция происходит под действием внешней движущей силы. При этом жидкость обтекает поверхность, имеющую более высокую или более низкую температуру, чем температура самой жидкости. Скорость движения жидкости при вынужденной конвекции больше, чем при свободной, поэтому при заданном перепаде температур может быть передано больше теплоты. Возрастание теплового потока связано с необходимостью расхода энергии, затраченной для приведения жидкости в движение.

Также теплообмен между движущейся средой и поверхностью какого-либо тела называется **теплоотдачей**.

Тепловое излучение – процесс переноса теплоты электромагнитными волнами. Этот вид передачи теплоты обусловлен превращением внутренней энергии вещества в энергию излучения и его поглощением веществом.

Этот вид теплообмена осуществляется последовательно в три этапа: внутренняя энергия нагретого тела преобразуется в энергию излучения, которая распространяется в пространстве и, поглощаясь поверхностью, переходит во внутреннюю тепловую энергию холодного тела.

Теплообмен, обусловленный совместным переносом теплоты излучением, теплопроводностью и конвекцией, называется **радиационно-конвективным теплообменом**.

Теплообмен между двумя жидкостями или газообразными средами, разделенными твердой стенкой, называется **теплопередачей**.

Явление теплопередачи можно наблюдать в теплообменных аппаратах.

При изучении отдельных видов теплообмена используют следующие понятия и определения.

Температурным полем называется совокупность значений температуры в данный момент времени во всех точках изучаемого пространства. В общем случае уравнение температурного поля имеет вид

$$t=F(x, y, z, \tau), \quad (2.1)$$

где t – температура среды;

x, y, z – координаты точки среды;

τ – время.

Температурное поле, изменяющееся во времени, называется **нестационарным**, а температурное поле, не изменяющееся во времени, – **стационарным**.

Температурное поле можно охарактеризовать с помощью изотермических поверхностей. **Изотермической поверхностью** называется геометрическое место точек, имеющих в данный момент времени одинаковую температуру.

Тепловой поток Q, Вт, – это физическая величина, численно равная количеству теплоты, передаваемого в единицу времени через произвольную поверхность.

Плотностью теплового потока q, м²/Вт, называется тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности.

Связь между количеством теплоты dQ, которое за время dt проходит через элементарную площадку dF, расположенную на изотермической поверхности, и градиентом температуры dt/dn устанавливается законом **Фурье**

$$dQ = -\lambda \cdot dF \cdot \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right) \cdot \partial \tau, \quad (2.2)$$

где λ – коэффициент теплопроводности вещества, Вт/м·К.

При расчете теплоотдачи используют формулу **Ньютона-Рихмана**

$$q = \alpha (T_f - T_w), \quad (2.3)$$

где T_f – температура теплоносителя;

T_w – температура поверхности стенки;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·К.

Коэффициент теплоотдачи представляет собой плотность теплового потока между теплоносителем и стенкой при разности температур 1 К.

Значение коэффициента теплоотдачи зависит от многих факторов. Наиболее существенными из них являются: причина движения жидкости (естественная или вынужденная конвекция), режим течения жидкости (ламинарный или турбулентный), скорость жидкости, теплофизические параметры жидкости, геометрические форма и размеры тела, наличие фазовых переходов.

2.2. Теплопроводность

Закон Фурье является основным законом теплопроводности, устанавливающим прямую пропорциональность между поверхностной плотностью теплового потока и температурным градиентом.

Рассмотрим однослойную плоскую стенку толщиной δ (рис. 2.1), коэффициент теплопроводности которой постоянен и равен λ . Температуры на границах стенки t_1 и t_2 . Причем $t_2 > t_1$. Теплота распространяется только вдоль оси x . При этих условиях температурное поле в стенке будет одномерным и изотермическими поверхностями будут плоскости, параллельные поверхностям стенки.

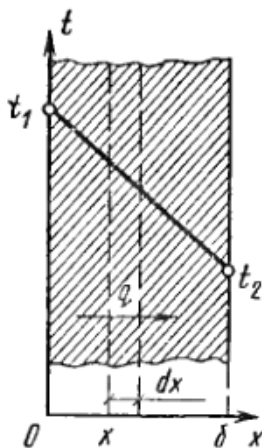


Рис. 2.1. Распределение температур в однослойной плоской стенке

Для слоя толщиной dx на основании закона Фурье можно написать следующие уравнения теплопроводности:

$$q = -\lambda \cdot (dt/dx) \quad (2.4)$$

или

$$dt = -(q/\lambda) \cdot dx. \quad (2.5)$$

Проинтегрировав данное уравнение, получим

$$q = (\lambda/\delta) \cdot \Delta t \quad (2.6)$$

или

$$q = \Delta t / (\delta/\lambda) = \Delta t / R. \quad (2.7)$$

Отношение $\delta/\lambda = R$ называется **термическим сопротивлением стенки**. Зная поверхностную плотность теплового потока q , можно определить общее количество теплоты, переданное за 1 ч через стенки поверхности F , по формуле

$$Q=q \cdot F. \quad (2.8)$$

Из формулы (2.8) видно, что общее количество теплоты, переданной через однослойную плоскую стенку, пропорционально поверхностной плотности теплового потока и площади поверхности стенки.

Для **плоской многослойной стенки**, состоящей из n материальных слоев толщиной δ_i и с коэффициентом теплопроводности λ_i каждый (рис.2.2), уравнение теплопроводности будет иметь вид

$$q = \Delta t / (R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n), \quad (2.9)$$

где Δt – температурный перепад, т.е. разность температур наружных поверхностей стенки;

$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n$ – общее термическое сопротивление многослойной стенки, равное сумме термических сопротивлений отдельных слоев.

Температурное поле многослойной стенки изобразится ломаной линией (рис. 2.2).

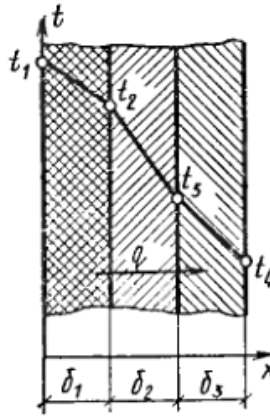


Рис. 2.2. Распределение температур в многослойной плоской стенке

Тепловой поток Q , Вт, через многослойную плоскую стенку определяется по формуле

$$Q = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_1^n R} \cdot F. \quad (2.10)$$

2.3. Конвективный теплообмен

Основным уравнением конвективного теплообмена в любом случае является уравнение Ньютона, сводящееся к утверждению, что количество теплоты пропорционально поверхности H и разности температур Δt .

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}), \quad (2.11)$$

где α — коэффициент пропорциональности — коэффициент теплоотдачи ($\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), характеризует величину удельного теплового потока, передаваемого единицей поверхности при градиенте в один градус;

F — поверхность соприкосновения теплоносителя со стенкой, м^2 ;

$t_{\text{ж}}$ — температура теплоносителя, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{с}}$ — температура поверхности стенки, $^{\circ}\text{C}$.

Приняв $F = 1 \text{ м}^2$, получим поверхностную плотность теплового потока q , $\text{Вт}/\text{м}^2$.

$$Q = \alpha \cdot (t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}). \quad (2.12)$$

Формулу (2.11) можно использовать как при теплоотдаче от жидкости или газа к стенке, так и при теплоотдаче от стенки к жидкости или газу. В обоих случаях принимается абсолютное значение разности температур.

Коэффициент теплоотдачи численно равен плотности теплового потока при температурном напоре 1К .

Коэффициент теплоотдачи α представляет собой сложную функцию тепловых и динамических процессов, развивающихся в среде в непосредственной близости от поверхности теплообмена.

Коэффициент теплоотдачи α определяют три группы факторов.

Во-первых, геометрические факторы, связанные с конфигурацией системы конвективного теплообмена: течение жидкости вдоль плоской пластины (поверхности), поток в трубе (или в продольных межтрубных каналах), поперечное обтекание труб и трубных пучков и т. д.

Во-вторых, гидродинамические факторы, обусловленные, прежде всего, наличием двух режимов течения — ламинарного и турбулентного.

Механизм теплообмена в двух этих случаях существенно различен. Кроме того, в пределах каждого режима течения имеется связь коэффициента теплоотдачи α со скоростью потока, качественно одинаковая для обоих режимов — при возрастании скорости потока коэффициент α увеличивается. Однако количественные характеристики для ламинарного и турбулентного режимов различны.

Третью группу факторов составляют физические свойства среды — плотность, изобарная теплоемкость, вязкость и теплопроводность. Они сложным образом влияют на коэффициент теплоотдачи. При прочих рав-

ных условиях для среды с более высокой теплопроводностью характерны более высокие значения коэффициента теплоотдачи. Вязкость оказывает косвенное влияние на интенсивность теплоотдачи: при меньшей вязкости в потоке формируется более благоприятный профиль скорости для повышения теплоотдачи.

2.4. Теплообмен излучением

Теплообмен, обусловленный превращением внутренней энергии тела в энергию электромагнитных волн, переносом этой энергии и поглощением ее другими телами, называется теплообменом излучением.

При высоких температурах теплообмен излучением преобладает над остальными видами теплообмена и имеет в связи с этим важное значение.

Лучистая энергия, испускаемая на какое-либо тело, в зависимости от его физических свойств, формы и состояния поверхности, частично поглощается этим телом и переходит в тепловую (а иногда и другие формы энергии), а остальная часть отражается и частично проходит через него (рис. 2.3).

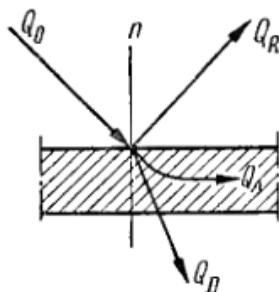


Рис. 2.3. Схема распределения лучистой энергии, падающей на тело

Обозначим через Q_0 общее количество лучистой энергии, падающей на тело, а через Q_A , Q_R , Q_D – соответственно количество лучистой энергии, поглощенной, отраженной и прошедшей через него.

На основании принципа сохранения энергии можно записать

$$Q_0 = Q_A + Q_R + Q_D. \quad (2.13)$$

Введем обозначение

$$A = Q_A / Q_0, \quad (2.14)$$

где A – поглощательная способность поверхности тела (или коэффициент поглощения).

Аналогично выразим отражательную и пропускную способности тела:

$$R = Q_R / Q_0, \quad (2.15)$$

$$D = Q_D / Q_0, \quad (2.16)$$

где R и D – коэффициенты отражения и пропускания соответственно.

Коэффициенты A , R и D связаны между собой равенством

$$A + R + D = 1. \quad (2.17)$$

Коэффициенты A , R и D определяются опытным путем. Если $R=D=0$, то $A=1$, то тело поглощает все падающие на него излучения (абсолютно черное тело). Если $D=A$, то $R=1$, то поверхность тела отражает все падающие на него излучения (абсолютно белое тело).

Если $R=A$, то $D=1$, то тело пропускает все падающие на него лучи (абсолютно прозрачное тело).

Помимо собственного излучения Q , определяемого свойствами самого тела, участвующее в лучистом теплообмене тело отдает часть падающей на него энергии

$$Q_R = R \cdot Q_0. \quad (2.18)$$

Сумма энергий собственного и отраженного излучения составляет эффективное излучение тела

$$Q_{\text{эф}} = Q + R \cdot Q_0 = Q + (1 + A) \cdot Q_0. \quad (2.19)$$

Эффективное излучение зависит от физических свойств и температуры данного тела, физических свойств и температуры окружающей среды тело, а также от формы, размеров и относительного расположения тел в пространстве.

Разность между собственным и поглощенным излучением называется результирующим излучением

$$Q_{\text{рез}} = Q - A \cdot Q_0. \quad (2.20)$$

2.5. Сложный теплообмен и теплопередача

Рассмотренные элементарные виды теплообмена (теплопроводность, конвекция и тепловое излучение) на практике, как правило, протекают одновременно. Конвекция, например, всегда сопровождается теплопроводностью, излучение часто сопровождается конвекцией.

В теплотехнических расчетах при сложном теплообмене часто пользуются общим коэффициентом теплоотдачи α_0 , представляющим собой сумму коэффициентов теплоотдачи соприкосновением, учитывающим действие конвекции, теплопроводности α_k и излучения $\alpha_{л}$, т.е.

$$\alpha_0 = \alpha_k + \alpha_{л}. \quad (2.21)$$

В этом случае расчетная формула для определения теплового потока q , Вт/м², имеет вид

$$Q = (\alpha_k + \alpha_{л}) \cdot (t_{ж} - t_c) = \alpha_0 \cdot (t_{ж} - t_c). \quad (2.22)$$

В теплотехнике часто тепловой поток от одной жидкости (или газа) к другой передается через стенку. Такой суммарный процесс теплообмена, в котором теплоотдача соприкосновением является необходимой составной частью, называется теплопередачей. Расчетные уравнения теплопередачи зависят от формы стенки, разделяющей теплоносители.

Передача теплоты через плоскую стенку (рис.2.4) представляет собой процесс сложного теплообмена и состоит как бы из трех этапов: теплоотдача от нагретой среды (жидкости или газа) к левой поверхности стенки, теплопроводность через стенку и теплоотдача от правой поверхности стенки к холодной среде (жидкости или газу).

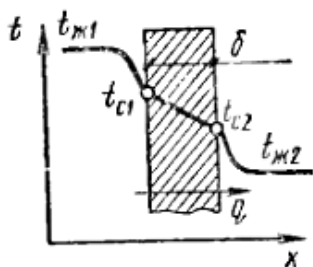


Рис. 2.4. Схема распределения температур при теплопередаче через плоскую стенку

Поверхностная плотность теплового потока при этом равна

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}). \quad (2.23)$$

Величина k называется **коэффициентом теплопередачи** и представляет собой мощность теплового потока, проходящего от более нагр-

той среды к менее нагретой через 1 м^2 поверхности стенки за 1 ч при разнице температур между средами 1°C .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (2.24)$$

Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется **термическим сопротивлением теплопередачи R** , $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} = R_{\alpha_1} + R_{\lambda} + R_{\alpha_2}. \quad (2.25)$$

Для многослойной плоской стенки коэффициент теплопередачи для стационарного теплового режима следующий:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.26)$$

где $\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = R_{\lambda}$ — термическое сопротивление многослойной стенки.

Для многослойной цилиндрической стенки линейный коэффициент теплопередачи определяется

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad (2.27)$$

Количество теплоты Q , Вт, переходящей от одной среды к другой через площадь F любой стенки за 1 ч , будет равно

$$Q = k \cdot F \cdot (t_{ж1} - t_{ж2}) = \frac{F \cdot (t_{ж1} - t_{ж2})}{R}. \quad (2.28)$$

Контрольные вопросы

1. Что называется теплообменом?
2. Что называется конвективным теплообменом?

3. Какие виды теплообмена протекают в газовых и жидких средах?
4. Что называется лучистым теплообменом?
5. Что называется температурным полем?
6. От каких факторов зависит теплопроводность твердых веществ?
7. Понятие коэффициента теплопередачи.
8. Понятие термического сопротивления теплопередаче.

3. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Теплоснабжение — снабжение теплом с помощью теплоносителя (горячей воды или пара) систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения жилых, общественных и промышленных зданий и технологических потребителей. Централизованное теплоснабжение обеспечивает подачу тепла многим потребителям, расположенным вне места выработки. Таким центром может быть: котельная в подвальном этаже дома, обслуживающая несколько зданий; отдельно стоящая котельная, обеспечивающая теплом квартал, несколько кварталов или район города, предприятие или промузел; городская или промышленная теплоэлектроцентраль (ТЭЦ).

Система централизованного теплоснабжения состоит из источника тепла (котельной или ТЭЦ), системы трубопроводов (тепловых сетей), подающих тепло от источника к потребителям. Котельные установки как источники тепла в системах теплоснабжения служат для подогрева воды (до 200°C) или производства пара. Получение тепла для централизованного теплоснабжения на базе выработки электрической энергии осуществляется на ТЭЦ, где для этой цели устанавливаются специальные теплофикационные турбины. По характеру удовлетворения тепловых нагрузок различают коммунальные, промышленные и районные ТЭЦ. По начальному давлению пара ТЭЦ бывают: среднего, высокого, повышенного и сверхвысокого давления (35, 90, 110 и 240 атм).

Получаемый в котлах ТЭЦ пар поступает по внутростанционным паропроводам в теплофикационную турбину, где приводит во вращение ротор турбины и через нее ротор электрического генератора. В этом процессе часть тепловой энергии пара превращается в электрическую, а пар с оставшейся в нем частью тепловой энергии выходит из турбины и используется на цели теплоснабжения.

Если потребителям в качестве теплоносителя требуется пар (для технологических нужд), последний из турбины поступает в тепловую сеть непосредственно через паровой компрессор или паропреобразователь. Через паропреобразователь пар подается таким потребителям, которые не могут возвратить конденсат, удовлетворяющий требованиям питания котлов высокого давления на ТЭЦ. Пар, отдавший свое тепло по-

требителям (или в паропреобразователе при получении вторичного пара), превращается в конденсат, который направляется в котел, где снова превращается в свежий пар и поступает в турбину.

Если потребителям в качестве теплоносителя необходима горячая вода (для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения), пар из турбины направляется в водонагреватели, где нагревает циркулирующую в системе теплоснабжения воду до требуемой температуры. В теплоснабжающей системе осуществляется замкнутая циркуляция воды при помощи центробежных (сетевых) насосов.

На абонентских вводах систем централизованного теплоснабжения осуществляется связь между источниками тепла и потребителями. Потребители отбирают из системы теплоснабжения тепло за счет установленных теплообменных аппаратов: нагревательных приборов (в системах отопления), калориферов (в системе вентиляции), водо-водяных или пароводяных нагревателей водопроводной воды в системах горячего водоснабжения и теплообменных аппаратов различных технологических потребителей.

Вода, как теплоноситель, по сравнению с паром обладает рядом преимуществ: возможность осуществления центрального качественного регулирования отпуска тепла; поддержание необходимой по гигиеническим условиям температуры нагревательных приборов; снижение среднесуточного давления пара для нагрева воды, циркулирующей в тепловых сетях, а следовательно, уменьшение расхода топлива при теплоснабжении от ТЭЦ; несложность присоединений к тепловым сетям; простота обслуживания и бесшумность в работе.

В зависимости от способа присоединения систем горячего водоснабжения зданий к водяным, тепловым сетям различают закрытые и открытые системы теплоснабжения. Если системы горячего водоснабжения здания присоединяются к тепловым сетям через водонагреватели, когда вся сетевая вода из системы теплоснабжения возвращается к источнику, то система называется закрытой; в том случае, когда на горячее водоснабжение производится непосредственный отбор воды из тепловой сети — открытой. Системы водяного отопления зданий могут присоединяться по непосредственной схеме через элеватор или по независимой — через водонагреватель. Закрытые системы теплоснабжения требуют устройства у потребителей теплообменников для нагрева водопроводной воды, подаваемой на горячее водоснабжение, а иногда и водоподготовки. Теплообменники и оборудование водоподготовки в зависимости от величины водопотребления абонента могут устанавливаться в индивидуальных тепловых пунктах (ИТП) или центральных (ЦТП). ЦТП устраиваются только на крупных объектах. При отсутствии подвалов устраиваются

ЦТП на группу домов или квартал города, что приводит к сооружению (от этих ЦТП к потребителям) дорогостоящих четырехтрубных систем.

При открытой системе теплоснабжения водоподготовка для горячего водоснабжения производится централизованно в котельной или ТЭЦ и выполняется обязательно, что исключает возможность коррозии и накипеобразования в тепловых сетях. Для открытой системы экономичен и перспективен переход на однотрубную прямоточную систему при использовании теплоносителя — воды на нужды отопления и горячего водоснабжения без возврата к источнику теплоснабжения (котельной или ТЭЦ) при наличии баков-аккумуляторов.

Паровые системы теплоснабжения устраиваются для нужд технологических потребителей. Для промышленных предприятий применение единого теплоносителя — пара, для покрытия всех нагрузок, включая отопление, допускается при соответствующем технико-экономическом обосновании. При необходимости удовлетворения технологических потребителей паром и наличии нагрузок на отопление иногда устраивают смешанные системы теплоснабжения с подачей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и пара — на технологические нужды. В зависимости от технико-экономических обоснований на нужды горячего водоснабжения и вентиляции также может подаваться пар.

Технологические потребители, системы парового отопления и системы вентиляции присоединяются к паровым сетям теплоснабжающей системы непосредственно, если давление пара в сети и у потребителя одинаковы, или через редуктор, в случае необходимости понижения давления пара. Конденсат возвращается к источникам теплоснабжения от потребителей путем его перекачки или самотеком. Системы горячего водоснабжения присоединяются к паровым системам теплоснабжения через пароводяные нагреватели водопроводной воды. В случае, если требуется при паровых системах теплоснабжения устраивать у потребителей водяные системы отопления, подогрев воды осуществляется также через пароводяные нагреватели.

3.1. Классификация систем теплоснабжения

Система теплоснабжения — совокупность технических устройств, агрегатов и подсистем, обеспечивающих приготовление теплоносителя, его транспортировку и распределение в соответствии со спросом на теплоту по отдельным потребителям. Последними являются системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения, а также технологические установки промышленных предприятий. Системы теплоснабжения разделяют на централизованные и децентрализованные. Централизованные — большие системы, источ-

никами теплоты у которых являются ТЭЦ или крупные котельные, имеющие высокий КПД. Для городов обычно к децентрализованным системам теплоснабжения относят системы микрорайонов, кварталов или отдельных зданий с тепловой мощностью менее 58 МВт (50 Гкал/ч), с тепловыми сетями протяженностью 1—2 км с диаметрами труб до 300—400 мм; для поселков — системы, не имеющие тепловых сетей. Автономные теплоагрегаты мощностью 20—40 кВт, обеспечивающие отопление и горячее водоснабжение одного дома или квартиры, являются по существу местными системами теплоснабжения. Если теплоагрегат обеспечивает только отопление здания, он относится к местному отоплению. Поэтому системы теплоснабжения можно разделить на централизованные системы теплоснабжения, децентрализованные и местные, как разновидность децентрализованных систем.

Теплоноситель (горячая вода или водяной пар с необходимыми значениями температуры и давления) приготавливают в водогрейных или паровых котлах и в пароводяных подогревателях, устанавливаемых на источниках теплоты системы теплоснабжения. Используют также альтернативные источники теплоты; геотермические скважины, теплонасосные установки и теплообменные аппараты, работающие на вторичных энергоресурсах. У децентрализованных систем в качестве источников теплоты используют местные котельные, располагаемые в кварталах или отапливаемых зданиях, газовые водонагреватели и теплогенераторы на жидком котельном или твердом топливе. Автономные теплогенераторы в большинстве случаев представляют собой законченные системы теплоснабжения, обеспечивающие квартиру или дом отоплением и горячей водой.

Децентрализованные системы теплоснабжения — системы, у которых источником теплоты служит квартальная котельная.

Централизованные системы имеют значительно развитые тепловые сети, оборудованные тепловыми пунктами, насосными станциями, автоматикой и системой управления, которые заканчиваются абонентскими вводами в здания. Замена мелких отопительных установок крупными котельными и ТЭЦ уменьшает загрязнение воздушного бассейна. Вместе с тем централизация систем теплоснабжения с концентрацией в источниках теплоты больших мощностей приводит к необходимости развития тепловых сетей, выполняемых из труб больших диаметров (до 1400 мм), что вызывает большие градостроительные трудности, усложняет эксплуатацию систем и увеличивает ущерб при возникновении аварийных ситуаций.

Для обеспечения надежного функционирования централизованные системы строят по иерархическому принципу, при котором систему разделяют на ряд уровней. Каждый из них имеет свою задачу, уменьшаю-

щуюся по значимости от верхнего уровня к нижнему. Верхний уровень составляет источник теплоты, второй — магистральные тепловые сети. Эти 2 уровня определяют надежность системы в целом, поэтому их элементы резервируют, а тепловые сети выполняют кольцевыми. Следующие уровни — распределительные (квартальные) тепловые сети и абонентские вводы у потребителей. При их проектировании допускается ограниченное резервирование, а в отдельных случаях и отсутствие его.

Из тепломагистралей в распределительные сети теплоноситель подают через тепловые пункты, в которых устанавливают подмешивающие насосы и автоматику, обеспечивающую управление распределением теплоносителя при нормальном и аварийном гидравлических режимах. Возможны системы теплоснабжения, в которых основная питающая распределительная сеть присоединяется непосредственно к магистральной, а тепловые пункты смещены к теплоснабжаемым зданиям с меньшими тепловыми нагрузками, но и в этом случае должна быть обеспечена управляемость систем теплоснабжения. Распределительные сети обычно проектируют тупиковыми. Отдельные здания присоединяют к распределительным сетям, не допуская их подключения к тепломагистрали.

Для подачи и распределения теплоты потребителям в системах теплоснабжения, особенно централизованных, применяют АСУ, которые обеспечивают теплотехнический контроль параметров и режимов, управление подачей теплоты в соответствии с изменяющимися потребностями, управление эксплуатационными и аварийными режимами. Для управления переключающей арматурой и регуляторами используют телесистему. Наибольшее количество теплоты расходуется на отопление зданий. Отопительная нагрузка изменяется с изменением наружной температуры. Для поддержания соответствия подачи теплоты потребностям применяют качественное регулирование на источниках теплоты. Помимо централизованного регулирования применяют местное автоматическое регулирование на тепловых пунктах и у потребителей.

Паровая система теплоснабжения, в которой в качестве теплоносителя используется водяной пар, состоит из источника, вырабатывающего пар, паропроводов, по которым он транспортируется к потребителям, тепловых установок потребителей, где пар конденсируется и отдает свою теплоту, и конденсатопроводов, по которым конденсат возвращается в паровые котлы источника.

Конденсат водяного пара — ценный продукт, т.к. не содержит солей жесткости и растворенных агрессивных газов, поэтому большинство паровых систем строят с возвратом конденсата.

Приготовление питательной воды для паровых котлов путем очистки ее от солей и деаэрации для удаления кислорода и углекислоты, как правило, оказывается дороже, чем сооружение системы возврата конденсата.

Однако для небольших паровых систем теплоснабжения при использовании котлов с невысоким давлением может оказаться экономически выгодно полностью использовать теплоту конденсата у потребителей, после чего сбрасывать его в дренаж.

У систем без возврата конденсата отсутствуют конденсатопроводы, связывающие потребителей с источником пара. Основными потребителями паровых систем являются технологические установки промпредприятий.

При пароснабжении предприятия пар обычно используют и для отопления, и для вентиляции зданий, а также для горячего водоснабжения. Источниками для паровых систем являются отопительно-производственные котельные и промышленные ТЭЦ. Котельные оборудуются паровыми котлами с давлением 1,4–4 МПа (14–40 атм) и производительности пара 10–75 т/ч. На ТЭЦ используют турбины. Давление в отборе турбины в зависимости от ее типа изменяется в пределах 0,78–2,06 МПа.

Пар от источника к потребителю подают обычно по одному паропроводу. В этом случае система будет двухтрубная: паропровод — конденсатопровод. Если предприятиям промузла, получающим пар от ТЭЦ, необходимы 2 уровня давлений, то экономически выгодной может оказаться трехтрубная система, состоящая из параллельных паропроводов различных давлений и общего конденсатопровода. После каждого приемника пара — теплообменного аппарата, калорифера или промаппарата — устанавливают конденсатоотводчик, который отводит конденсат, но не пропускает пар. Конденсат собирается в сборнике — баке конденсатном тепловом пункте предприятия, откуда конденсатным насосом перекачивается в котельную или ТЭЦ.

В малых паровых системах применяют открытую схему сбора конденсата. В ней сборник конденсата сообщается с атмосферой. В результате конденсат поглощает кислород воздуха, что вызывает коррозию конденсатопроводов. Это недостаток открытой схемы. Кроме того, если в сборник поступает конденсат с давлением выше атм, то происходит вторичное вскипание и возникают потери теплоты с уходящим паром. Поэтому открытые схемы используют редко.

3.2. Автоматизация систем теплоснабжения

Автоматизация — использование комплекса автоматических устройств для управления технологическими процессами в системах теплоснабжения. Автоматизация систем теплоснабжения включает регулирование (в частности стабилизацию) параметров, управление работой оборудования и агрегатов (дистанционное, местное), защиту и блокиров-

ку, контроль и измерение параметров, учет расхода отпускаемых и потребляемых ресурсов, телемеханизацию управления контроля и измерения. Автоматизация систем теплоснабжения обеспечивает высокое качество управления работой отдельных объектов и всей системы теплоснабжения в целом, повышает надежность и уровень эксплуатации систем теплоснабжения, способствует экономии энергетических, материальных и трудовых ресурсов. При автоматизации центральных тепловых пунктов (ЦТП) городских микрорайонов решают следующие задачи: регулирование подачи (отпуска) теплоты на отопление зданий; регулирование температуры воды для горячего водоснабжения; регулирование перепада давления сетевой воды на входе в ЦТП при наличии избыточного напора в тепловой сети; ограничение максимального расхода сетевой воды с целью сокращения расчетного расхода; регулирование перепада давления воды в распределительных сетях отопления; регулирование давления (подпора) в обратном трубопроводе от систем отопления для защиты их от опорожнения; регулирование уровня воды в баке-аккумуляторе системы горячего водоснабжения; регулирование подпитки систем отопления в ЦТП с независимым присоединением этих систем; регулирование и управление процессами водоподготовки (при ее наличии); управление включением и отключением насосов – хозяйственно-питьевого (холодного водоснабжения), циркуляционного горячего водоснабжения, подпиточных систем, циркуляции отопления или корректирующих смесителей и дренажных с блокировкой с соответствующими электрозаводками и клапанами; включение резервных насосов для каждой из указанных групп; измерение температур, давлений, уровней воды с сигнализацией их предельных значений; учет и измерение количества и расхода теплоты, теплоносителей и холодной воды; учет электроэнергии; телемеханический контроль, измерение и управление из диспетчерского пункта.

Аналогичные задачи, но в меньшем объеме, решают и при автоматизации тепловых пунктов (ТП) меньшей мощности различного типа — индивидуальных (ИТП) и местных (МТП), т.е. отопительных узлов зданий, присоединенных к распределительным тепловым сетям от ЦТП. Задачи автоматизации насосных станций различного назначения.

В силу взаимосвязанности тепловых и гидравлических режимов работы источника теплоты, тепловых сетей и тепловых пунктов потребителей необходима комплексная автоматизация. Структурная схема комплексно автоматизированной системы теплоснабжения крупного города в общем случае включает: звенья объекта управления — источники теплоты, тепловые сети от них; узлы распределения; тепловые пункты; ступени автоматического регулирования отпуска теплоты и гидравлического режима, размещенные в звеньях; диспетчерские пункты теплоэнергетического предприятия (предприятия тепловых сетей).

Комплекс средств автоматического регулирования отпуска теплоты в системе теплоснабжения предусматривает ступени: центрального регулирования в источнике теплоты (теплоэлектроцентрали котельной); группового регулирования — в центральных тепловых пунктах, узлах распределения; местного общедомового (на все здание) или местного (позонного) регулирования в ИТП при наличии позонного разделения систем отопления здания; индивидуального регулирования у нагревательных приборов в помещениях здания. Регулирование отпуска теплоты в ступенях может осуществляться с применением следующих автоматических систем: регулирования температуры воды на отопление в зависимости от метеорологии, параметров (температуры наружного воздуха), по заданному температурному графику (регулирование «по возмущению»); регулирования температуры воздуха в помещениях (регулирование «по отклонению»); комбинированного регулирования «по возмущению» и «по отклонению», которое может осуществляться как одной ступенью, так и сочетанием двух ступеней в разных звеньях системы теплоснабжения — одна «по возмущению», другая — «по отклонению».

Выбор рационального комплекса ступеней регулирования отпуска теплоты производится в зависимости от структуры распределительных тепловых сетей, наличия пофасадного разделения системы отопления здания и средств индивидуального регулирования в помещениях. Указанные структуры сетей отличаются количеством трубопроводов и размещением водонагревателей или смесительных устройств горячего водоснабжения. Технические решения по автоматизации регулирования отпуска теплоты в различных ступенях регулирования, регулирования гидравлических режимов работы, управления оборудованием и защиты тепловых сетей и потребителей предусматриваются автоматизацией тепловых пунктов.

Для ступени центрального регулирования рациональный режим отпуска теплоты выбирают с учетом типа теплоисточника, вида тепловой нагрузки (жилищно-коммунальные потребители, нагрузка промышленных предприятий) и степени охвата ТП автоматизацией регулирования отпуска теплоты на отопление (сплошной, частичной). В целях экономии ресурсов в источниках теплоты широко применяют центр, регулирование по совмещенной тепловой нагрузке скорректировано согласно графику температур, а в ТП выбирают такую схему присоединения водонагревателя горячего водоснабжения, чтобы обеспечить работу установок отопления и горячего водоснабжения по режиму связанного регулирования. В этом случае суммарная тепловая нагрузка ТП выравнивается за счет теплоаккумулирующей способности строительных конструкций отапливаемых зданий. При указанных режимах комплексная автоматизация обеспечивает существенное снижение расчетного расхода сетевой воды в

магистральных тепловых сетях и, следовательно, уменьшение диаметров трубопроводов сетей.

При сплошной автоматизации регулирования отпуска теплоты на отопление в ЦТП и ИТП целесообразно централизованное регулирование при постоянной температуре в сети более 100°C . При таком режиме снижаются повреждаемость теплопроводов от наружной коррозии и расход электроэнергии на перекачку теплоносителя.

При комплексной автоматизации достаточно высоким должен быть уровень диспетчеризации этих систем. Система теплоснабжения с помощью системы диспетчерского управления должна иметь связи с пунктами сбора и передачи метеорологической информации с диспетчерскими пунктами ТЭЦ и энергосистемы, пунктами службы инженерного оборудования микрорайонов, городского водопровода, электроснабжения, газового и жилищного хозяйств. Передача контрольной и командной информации между звеньями системы (ступенями регулирования) и диспетчерским пунктом теплоэнергетического предприятия осуществляется с применением средств телемеханизации и вычислительной техники путем создания тепломеханизированных или автоматизированных систем диспетчерского управления централизованным теплоснабжением (АСДУЦТ) или АСУ.

Структуру системы диспетчерского управления теплоснабжением принимают в зависимости от мощности, структуры и ведомств, принадлежности сооружений систем теплоснабжения.

3.3. Надежность систем теплоснабжения

Под надежностью систем теплоснабжения понимают их способность производить, транспортировать и распределять среди потребителей в необходимых количествах теплоноситель с соблюдением заданных параметров при нормальных условиях эксплуатации. Понятие надежности систем теплоснабжения базируется на вероятностной оценке работы системы, что, в свою очередь, связано с вероятностной оценкой продолжительности работы ее элементов, которая определяется законом распределения времени этой работы. Главный критерий надежности систем — безотказная работа элемента (системы) в течение расчетного времени. Система теплоснабжения относится к сооружениям, обслуживающим человека, ее отказ влечет недопустимые для него изменения окружающей среды. Методика оценки надежности учитывает социальные последствия перерывов в подаче теплоты. При выходе из строя система теплоснабжения переходит из работоспособного состояния в отказовое и считается, что она не выполнила задачу, поэтому в течение отопительного периода она рассматривается как неремонтируемая.

Надежность совершенствуют повышением качества элементов, из которых она состоит, или резервированием. Первый путь реализуют при конструировании, изготовлении и приемке элементов и узлов в эксплуатацию. Когда технические возможности повышения качества элементов исчерпаны или когда дальнейшее повышение качества экономически невыгодно, переходят к резервированию. Оно необходимо и в том случае, когда надежность системы должна быть выше надежности ее элементов. Для оценки надежности пользуются понятиями отказа элемента и отказа системы. Под первым понимают внезапный отказ, когда элемент необходимо немедленно выключить из работы. Отказ системы — такая аварийная ситуация, при которой прекращается подача теплоты хотя бы одному потребителю. У нерезервированных систем отказ любого элемента приводит к отказу всей системы, а у резервированных такое явление может и не произойти. Система теплоснабжения — сложное техническое сооружение, поэтому ее надежность оценивается показателем качества функционирования. Если все элементы системы исправны, то исправна и она в целом. При отказе части элементов система частично работоспособна, при отказе всех элементов — полностью не работоспособна. Переход из одного состояния в другое обуславливается отказами или восстановлением элементов системы и описывается вектором состояний, который изменяется случайным образом. С каждым состоянием системы сопоставляют расчетный максимальный часовой расход теплоты, дающий численную оценку степени выполнения задачи и являющийся характеристикой качества ее функционирования. Математическое ожидание этой характеристики есть показатель качества функционирования. Относительное значение его, по сравнению с идеальной системой теплоснабжения, служит показателем ее надежности. Вероятностный показатель надежности $R(t)$ отражает степень выполнения системой задачи теплоснабжения в течение отопительного периода и дает интегральную оценку надежности тепловой сети в целом на данный момент. Он определяется без расчета потокораспределения. Вероятностный показатель надежности обуславливает структуру тепловой сети, разделение ее на резервированную и нерезервированную части, среднее значение отключаемой мощности в аварийных ситуациях, разделение резервированной части сети секционирующими задвижками на отдельные элементы (N), мощность (диаметр) тупикового ответвления от кольцевой (резервированной) части сети. С определением структуры тепловой сети определяется и величина структурного резерва. Для оценки надежности систем теплоснабжения в целом, кроме показателя $R(t)$, используется второй — детерминированный показатель K , который характеризует транспортный резерв — резерв диаметров закольцованных магистралей для обеспечения необходимой пропускной способности сети при аварийных ситуациях. Возможность

проектирования системы тепловых сетей с нерезервированной частью, а также допустимость лимитированного теплоснабжения при отказах ее элементов, обеспечиваются теплоаккумулирующей способностью зданий, которая в конечном счете и разграничивает систему на два иерархических уровня. Детерминированный показатель K определяет степень снижения температуры воздуха внутри помещения при переводе его на лимитированное теплоснабжение в конце аварийной ситуации. Следовательно, K определяет тепловой режим неотключенных от тепловой сети зданий при отказе элемента централизованной системы теплоснабжения на период ремонта отказавшего элемента и связывает воедино три разнородных характеристики системы: допустимое снижение температуры внутри здания (социальная характеристика), теплоаккумулирующую способность здания (конструктивная характеристика здания) и время восстановления (ремонта) отказавшего элемента, определяемое характером отказа, размерами и конструкцией элемента, мощностью аварийно-восстановительной службы. Соответственно значению K сокращается расход теплоносителя, циркулирующего в кольцевых сетях верхнего иерархического уровня при аварийных ситуациях. Каждому значению K соответствует коэффициент лимитированного расхода теплоносителя K_w . Для обеспечения лимитированного теплоснабжения при аварийных ситуациях управляют гидравлическим режимом тепловой сети.

Надежность теплоснабжения обеспечивается надежной работой всех уровней системы: источниками теплоты, магистральными тепловыми сетями, квартирными сетями, включая тепловые пункты потребителей. Надежность первого уровня (источников теплоты) — задача самостоятельная, которая решается при проектировании и строительстве ТЭЦ и отопительных котельных (тепловых станций). На каждой станции, состоящей из нескольких агрегатов (котлов, турбин, водоподогревателей), традиционно применяют резервирование, поэтому обеспечение надежности их возможно при ограниченных капиталовложениях. Резервирование второго иерархического уровня (магистральных тепловых сетей) для обеспечения надежности снабжения потребителей теплоснабжением увеличивает их стоимость в 1,5—2 раза. Повышение надежности тепловых сетей — наиболее дорогой и уязвимой части системы, достигается правильным выбором ее схемы, резервированием и автоматическим управлением как эксплуатационным, так и аварийными гидравлическими и тепловыми режимами.

Так как тепловые сети делятся на два иерархических уровня: верхний — магистр, резервированные теплопроводы, нижний — кварт, сети, то в основе принципа разделения лежит величина математического ожидания отключаемой мощности тепловых пунктов при авариях. Ее определяют исходя из допустимого времени восстановительных работ и зна-

чений параметра потока отказов с эквивалентных зон, отключаемых при авариях секционирующими задвижками. Эквивалентная зона состоит из элементов, которые по надежности соединены последовательно, т.е. так, что отказ любого из них влечет отключение от тепловой сети одних и тех же потребителей. Величину математического ожидания отключаемой мощности определяют из условий аварийно-восстановительного ремонта наиболее трудно восстанавливаемого или заменяемого элемента нерезервированной части сети и социального значения снижения качества теплоснабжения. Эта величина определяет тепловую нагрузку и диаметр тупиковых ответвлений и в итоге значение показателя надежности $R(t)$. Нормированием ее численно определяют надежность тепловых сетей и разделение их на два иерархических уровня.

3.4. Системы горячего водоснабжения (ГВ)

Системы ГВ следует предусматривать как правило с нижней разводкой. Верхняя разводка возможна при достаточном обосновании, например, при совместной прокладке с трубопроводами системы отопления.

Трубопроводы систем ГВ прокладываются с уклоном не менее 0,002 для опорожнения системы в случае необходимости. Конфигурация трубопроводов должна предусматривать компенсацию их температурного удлинения. Все трубопроводы должны иметь свободный доступ и необходимые монтажные просветы для осмотра и ремонта.

Трубопроводы ГВ обязательно теплоизолируются. Разрешается не изолировать стояки в отапливаемых помещениях. В помещениях с улучшенной отделкой допускается скрытая прокладка труб (подводка к водоразборным приборам за облицовкой стен или в полу).

Для систем ГВ применяются стальные оцинкованные или полимерные трубы. При диаметрах более 150 мм и в системах с непосредственным водоразбором допускается применение неоцинкованных труб. Соединение трубопроводов – сварное, резьбовое и фланцевое (с фланцевой арматурой).

В ванных и душевых комнатах предусматриваются постоянно действующие полотенцесушители. Полотенцесушители могут быть совмещены с циркуляционными трубопроводами. В системах с непосредственным водоразбором полотенцесушители могут подключаться к постоянно действующим системам отопления этих помещений.

В верхних точках системы предусматривается воздушовыпускная арматура, а в нижних – устройства для опорожнения системы. В качестве воздушовыпускных устройств разрешается использовать водоразборную арматуру верхних этажей. Запорная и регулирующая арматура предусматривается общего типа. Арматура диаметром до 50 мм включительно

должна быть латунной, бронзовой или из термостойких пластмасс. Диафрагмы должны быть полимерными, латунными или из нержавеющей стали. В местах водоразбора устанавливаются смесители с отдельной подводкой холодной и горячей воды. Смесители не устанавливаются в случае использования горячей воды без подмешивания холодной.

Запорная арматура устанавливается:

1) В квартирных или промышленных системах ГВ – на ответвлениях к каждому зданию.

2) На ответвлениях к секционным узлам.

3) В основании водоразборных и циркуляционных стояков в зданиях от трех этажей и более.

4) На ответвлении в каждую квартиру или помещение с водоразборными приборами.

5) На входе и выходе из водонагревателя.

Обратные клапаны устанавливаются:

1) На подводе горячей воды к смесителям групповых душей.

2) В закрытых системах – на подводе холодной воды к водонагревателю и на подключении циркуляционного трубопровода к водонагревателю.

3) В открытых системах – на ответвлении от обратного трубопровода тепловой сети к смесителю (регулятору температуры) и на подключении циркуляционного трубопровода к обратному трубопроводу тепловой сети.

Счетчики расхода воды (водомеры) устанавливаются:

1) В закрытых системах – на трубопроводе, подводящем холодную воду к водонагревателю.

2) В открытых системах – на общем подающем трубопроводе после регулятора температуры и на циркуляционном трубопроводе перед его подключением к обратному трубопроводу теплосети. При наличии счетчиков воды на подающем и обратном трубопроводах тепловой сети счетчик воды в открытой системе ГВ может не ставиться.

3) Во всех случаях, когда в общей системе ГВ производятся раздельный учет и оплата за потребление горячей воды. Счетчик ставится на головном участке каждого такого элемента системы.

Системы горячего водоснабжения в зависимости от способа получения воды бывают местными или централизованными (рис. 3.1). Местные системы (децентрализованные) малой производительности обычно устраивают в небольших зданиях, обслуживают одну квартиру или небольшую группу потребителей. Для получения горячей воды используют местные установки: водогрейные колонки, газо-, электронагреватели, кипятильники и т.п. Вода из системы холодного водопровода подается в местный водонагреватель, где происходит подогрев воды. Горячая вода

по распределительной сети поступает к потребителю. В схему местной системы входят: генератор тепла, где сгорает топливо, нагревается теплоноситель; водонагреватель, в котором непосредственно готовится горячая вода; трубопроводы теплоносителя, соединяющие генератор тепла с водонагревателем; распределительные трубопроводы, подающие горячую воду к водозаборным устройствам; дополнительные устройства, аккумулирующий бак-резервуар.

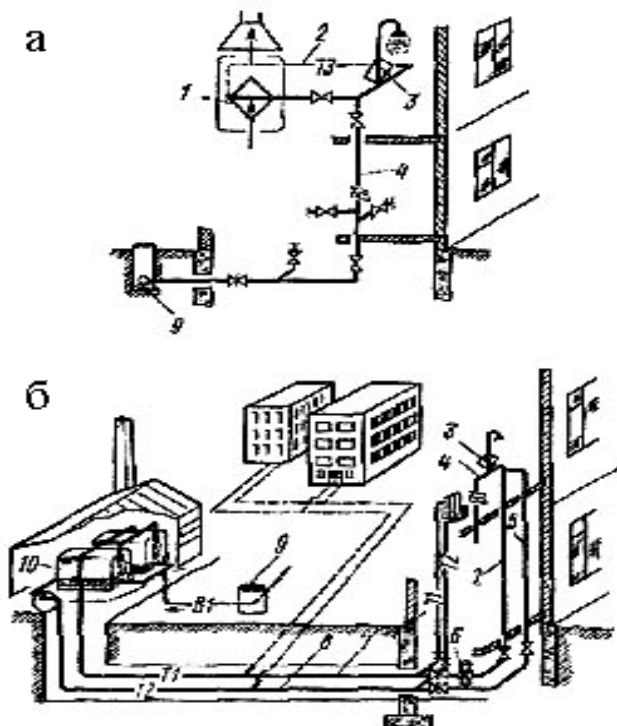


Рис 3.1. Системы горячего водоснабжения:

а – местная; б – централизованная (открытая);

T1 – подающая сеть; T2 – обратная сеть (отопления);

T3 – распределительная сеть; T4 – циркуляционная сеть (горячего водоснабжения); В1 – холодный водопровод; 1 – местный водонагреватель; 2 – распределительная сеть; 3 – водоразборная арматура; 4 – сеть холодного водоснабжения; 5 – циркуляционная сеть; 6 – регулятор температуры; 7 – подающий трубопровод тепловой сети; 8 – обратный трубопровод тепловой сети; 9 – колодец наружной водопроводной сети; 10 – водогрейный котёл

Классификация схем системы централизованного горячего водоснабжения:

Открытая схема системы, при которой происходит непосредственный разбор воды из тепловой сети. Вода нагревается в котлах централизованных котельных, теплообменниках ТЭЦ и по квартальной тепловой сети подается в систему горячего водоснабжения по распределительной сети. По циркуляционной сети охлажденная вода возвращается для нагрева. Такая схема проста и долговечна в работе, т.к. использует очищенную воду для водогрейных котлов. Недостатком является большая мощность установок для подготовки воды, т.к. подогрев идет всего количества воды для всех потребителей, поэтому используется при низкой карбонатной жесткости воды.

Закрытая схема системы ЦГВ. По этой схеме тепло (вода) от генератора тепла (водогрейных котлов) передается теплоносителю для нагрева воды в подогревателе, в который вода поступает из сети холодного водоснабжения. Проходя через подогреватель, вода нагревается и через распределительную сеть поступает к потребителям. Недостаток такой схемы – обязательное применение подогревателей. С другой стороны по данной схеме теплоноситель полностью возвращается в котел, а потребитель получает горячую воду питьевого качества. Котлы постоянно находятся под давлением, которое не зависит от давления в системе ЦГВ, что дает возможность широкого применения закрытой системы.

Схема системы ЦГВ с циркуляцией (рис. 3.2, а). Такую схему применяют в тех зданиях, где не допускается снижение температуры горячей воды. Для этих целей наряду с подающим стояком прокладывают циркуляционный стояк, по которому остывшая вода подается в подогреватель. Движение воды в такой системе может быть с естественной циркуляцией под гравитационным давлением, т.е. движение воды обусловлено изменением ее плотности при изменении температуры, или с искусственной циркуляцией – с помощью циркуляционного насоса. Схему с естественной циркуляцией применяют в малоэтажных зданиях (высотой до 20 м), т.к. величина гравитационного давления незначительна.

Схемы системы ЦГВ без циркуляции применяют при постоянном водоразборе (прачечные, бани и т.п.) или при использовании воды в определенное время (души в бытовых помещениях промышленных зданий, небольшие малоэтажные здания до 3-4 этажей).

Схема системы ЦГВ с баками-аккумуляторами и без них (рис. 3.2, б) применяют для создания запасов воды (бани, душевые, прачечные) или при неравномерности водопотребления, когда потребление горячей воды идет через баки, высота положения которых создает необходимый напор в системе. В схеме без баков-аккумуляторов подача воды идет под давлением наружного водопровода.

Схема системы ЦГВ с насосами (рис. 3.2, в). Такую схему принимают, когда гарантийный напор в наружной сети постоянно меньше требуемого для эксплуатации системы ЦГВ. Насосы, применяемые в такой схеме, повышают давление (напор) до необходимой величины. Иногда циркуляционный насос может быть использован как повысительный, если установлен на подающем трубопроводе.

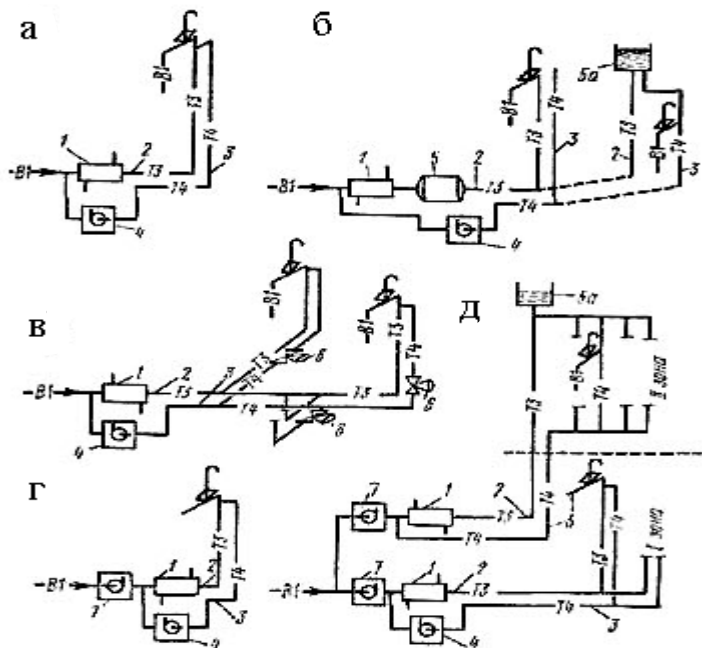


Рис.3.2. Схемы систем горячего водоснабжения:

1 – водонагреватель; 2 – распределительная сеть; 3 – циркуляционная сеть; 4 – циркуляционный насос; 5 – напорный аккумулятор тепла (5а – безнапорный); 6 – регуляторы температуры; 7 – насосная установка для повышения давления

3.4.1. Аккумуляторы в системах горячего водоснабжения

Назначение аккумуляторов – устранение или сглаживание эксплуатационного противоречия между неравномерным режимом потребления воды и предпочтительным для тепловой сети равномерным режимом подачи теплоты на ГВ. По месту расположения различают баки верхние и нижние, по конструкции – открытые и закрытые. В закрытых баках со-

храняется напор водопровода, а в открытых он полностью теряется. Но открытый бак более безопасен, т. к. не является сосудом под давлением. Кроме того, по режиму работы различают баки: с переменной температурой и постоянным объемом ($V = \text{const}$); и, соответственно, с постоянной температурой и переменным объемом ($th = \text{const}$). Кроме того, бак может быть только аккумулятором, а может одновременно служить емкостным водонагревателем (рис. 3.3).

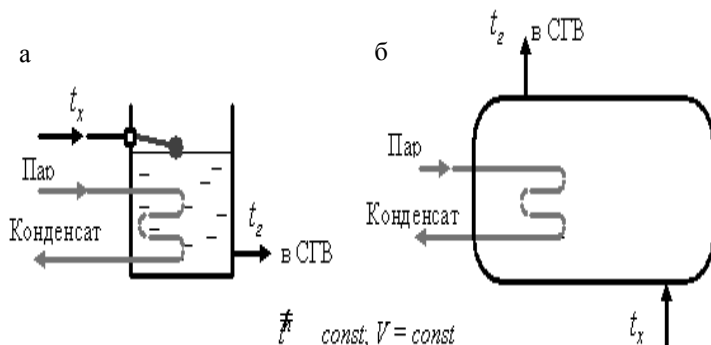


Рис. 3.3. Емкостные водонагреватели, выполняющие роль баков-аккумуляторов:
а – открытый; б – закрытый

Некоторые из указанных режимов допускают трактовку. Так, в одном случае, при шаровом клапане циркуляция не может быть организована и при отсутствии водоразбора вода в баке остывает в зависимости от качества тепловой изоляции бака. При автоматическом регуляторе уровня или уравнительном баке соблюдается условие $th = \text{const}$.

В открытом баке с верхней подачей холодной воды ее перемешивание достаточно интенсивное при любом режиме водоразбора. Поэтому для этого варианта всегда характерно изменение температуры. В закрытом емкостном водонагревателе (в теплотехническом обиходе он нередко ошибочно называется «бойлером») при возрастающем или равномерном водоразборе каждый последующий слой воды контактирует с теплообменником менее продолжительное время и нагревается меньше. Поэтому перемешивание слоев незначительно и соблюдается условие $th = \text{const}$. Принцип выталкивания нагретой воды, поступающей снизу холодной водой без их перемешивания, используется в бытовых водонагревателях местного горячего водоснабжения («колонках»). При незначительном или падающем водоразборе нижние слои холодной воды контактируют с теплообменником дольше и инициируют гравитационное перемешивание в объеме бака.

3.4.2. Определение объема баков-аккумуляторов

Требуемый объем бака-аккумулятора удобно определять по интегральному графику расхода воды (рис. 3.4). Он, в свою очередь, строится с использованием суточного графика, базирующегося на среднестатистических данных по расходу воды для данного типа потребителей. Суточный график представляет собой гистограмму (столбчатую диаграмму) и может строиться как в тепловых единицах, так и непосредственно в м^3 .

Линия потребления показывает потребление теплоты или воды нарастающим итогом к текущему моменту времени. Характеристикой текущего расхода теплоты является tg угла наклона линии потребления к горизонтали.

Линия подачи показывает количество теплоты, подаваемой со средним часовым расходом, т.е. равномерно (наиболее предпочтительно для источника теплоты и тепловой сети).

Линия подачи не может пересекать линию потребления, поскольку это означает недоподачу расчетного количества теплоты в данный момент. Если такое происходит по характеристикам потребителя, то линия подачи поднимается параллельно до касания наиболее высокой точки линии потребления. Очевидно, что разница между линией потребления и выше лежащей линией подачи представляет собой количество теплоты, накапливаемое к данному моменту в баке. Тогда $A_{\max}$ не что иное, как требуемая тепловая емкость бака-аккумулятора. Если график строится в единицах расхода воды, то интегральный график дает непосредственно требуемый объем бака в м^3 .

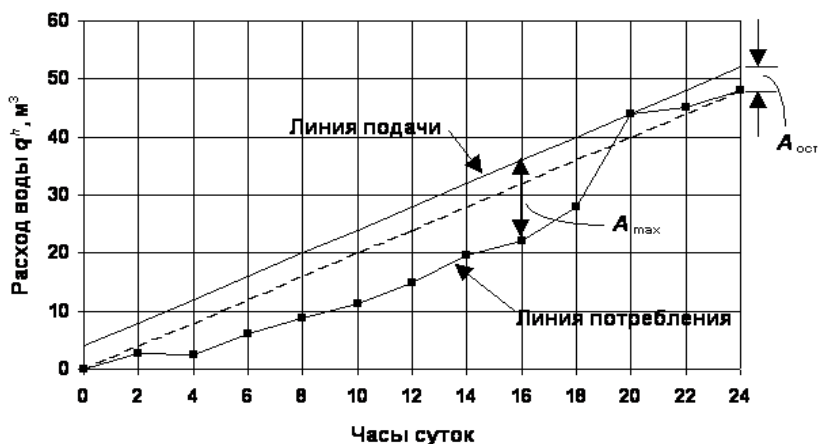


Рис. 3.4. Интегральный график водопотребления

Разность $A_{\text{ост}}$ – это остаток в баке-аккумуляторе, который будет расходоваться с начала новых суток.

$$V_{\text{ак}} = \varphi G_{\text{сут}} = 3600 \varphi \frac{TQ_T^h}{(55 - t^c)c_p p} = \varphi \frac{TQ_T^h}{1,16(55 - t^c)}, \quad (3.1)$$

где T – продолжительность расчетного периода (сутки, смена), ч;

j – относительная величина аккумулирующего объема, определяемая по формулам СНиП, в зависимости от коэффициента часовой неравномерности потребления теплоты

3.4.3. Основные правила установки и обвязки баков

Логична и экономически оправдана установка баков-аккумуляторов в системах ГВ с кратковременным сосредоточенным расходом воды. Это, как правило, системы бытового ГВ на промпредприятиях, где основная доля суточного расхода приходится на время окончания смен.

В системах с непосредственным водоразбором не рекомендуется устраивать баки открытого типа. Исключение составляют случаи, когда необходим большой запас воды (бани, душевые, прачечные).

Для обеспечения возможности ремонта количество баков принимается не менее двух по 50% требуемого объема. Баки устанавливаются в освещаемом помещении с положительной температурой высотой 2,2 м с возможностью свободного доступа для осмотра всей поверхности. Для этого между баком и строительными конструкциями предусматривается проход не менее 0,7 м, а со стороны поплавкового клапана – не менее 1,0 м. От поддона до дна бака должно быть не менее 0,5 м, а от верха бака до перекрытия – не менее 0,6 м. Бак теплоизолируется.

Наиболее сложна обвязка открытого бака (см. рис. 3.3). Сам бак устанавливается над поддоном (для сбора возможных переливов). В общем случае открытый бак оборудуется следующими трубопроводами:

- подающим;
- расходным;
- переливным;
- циркуляционным;
- спускным (для промывки, ремонта);
- отводным из поддона.

При соответствующем обосновании подающий и расходный трубопроводы разрешается объединять с установкой на расходном обратном клапана.

3.4.4. Схемы подключения систем горячего водоснабжения к паровым тепловым сетям

Подключение системы ГВ к паровой тепловой сети обычно осуществляется через поверхностный пароводяной водонагреватель. Отличие от параллельной схемы подключения в водяной сети заключается только в устройствах для сбора и возврата конденсата: конденсатоотводчик, бак для сбора конденсата и конденсатный насос. Конденсатоотводчик представляет собой устройство, не пускающее прорыва неотработавшего пара в конденсатопровод.

Простейшей является поплавковая конструкция конденсатоотводчика с шаровым клапаном. При давлении пара не более 0,03 МПа ($0,3 \text{ кгс/см}^2$) роль конденсатоотводчика может выполнять гидрозатвор. Бак для сбора конденсата – открытого типа, что делает необходимым наличие конденсатного насоса. Насос может быть как отдельным для системы ГВ, так и общим для всей системы теплоснабжения данного здания.

Возможна и условно «открытая» схема при подключении к паровой сети с использованием смесительного водонагревателя. Таким нагревателем является эжектор-смеситель, аналогичный водоструйному насосу систем отопления (элеватору). В нем используются как давление пара для создания необходимого напора в системе ГВ, так и его энергия в форме скрытой теплоты парообразования, идущая на нагрев холодной водопроводной воды. Приведенная на рис. 3.5 двухступенчатая схема позволяет рационально организовать работу системы в режимах водоразбора и циркуляции.

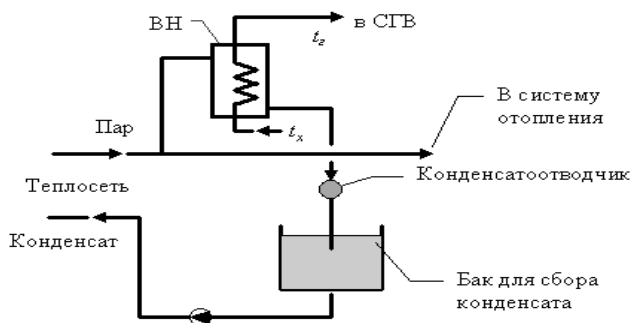


Рис. 3.5. Схема подключения системы ГВ к паровой тепловой сети через поверхностный водонагреватель

3.4.5. Центральное отопление и горячее водоснабжение

Теплоснабжение в городах и населенных пунктах с застройкой зданиями выше двух этажей осуществляется централизованно. Для отдельно стоящих жилых или общественных зданий выше двух этажей, расположенных среди одно- или двухэтажной застройки, допускается устройство центрального отопления от местных котельных. Для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий в качестве теплоносителя используется вода, транспортируемая от источников теплоснабжения к потребителям по тепловым сетям.

По числу параллельно идущих теплопроводов сети бывают однотрубные, двухтрубные и многотрубные. Для городов и населенных пунктов наиболее применимы двухтрубные водяные сети. Вторая труба служит для возврата охладившейся «обратной» воды, обеспечивающей циркуляцию теплоносителя между источником теплоснабжения и местными системами потребителей. Схемы тепловых сетей принимают тупиковыми.

Тепловые сети следует прокладывать вне проезжей части улиц и дорог, а также вне полосы зеленых насаждений. Прокладка тепловых сетей производится подземная бесканальная с заглублением трубопроводов не менее чем на 0,7 м до верха тепловой изоляции, в проходных и непроходных каналах. Каналы устраивают из сборного железобетона, имеющего прямоугольную или сводчатую форму. Дно каналов при отсутствии грунтовых вод делают с уклоном не менее 0,002, при наличии грунтовых вод – не менее 0,003, на просадочных грунтах – 0,02. При прокладке каналов ниже уровня грунтовых вод под ними на 20–30 см должна укладываться дренажная труба.

Для бесканальной прокладки тепловых сетей следует применять железобетонные полуцилиндры с оберткой теплопроводов минераловатными матами. Изоляция теплопроводов в каналах состоит из антикоррозионного покрытия-грунтовки и двух слоев алюминиевой краски, теплоизоляционного слоя – минераловатных скорлуп или матов, покровного слоя – асбестоцементных полуцилиндров или асбестоцементной корки толщиной 10–15 мм.

Проходные каналы более дорогостоящие и трудоемкие при устройстве, но во время эксплуатации позволяют осуществлять профилактический ремонт трубопроводов, восстанавливать поврежденные участки изоляции, своевременно осушать канал, устранять утечки воды.

Отметка дна канала на вводе в здание должна быть выше подошвы фундамента не менее 0,5 м. Тепловые сети прокладывают на расстоянии от обреза фундаментов зданий и сооружений, кабелей силовых и связи, газопроводов, оси деревьев минимум на 2 м, от столбов и мачт наружного освещения, водопровода – 1,5 м, от телефонной сети, водостоков, канализации и кустарника – 1 м. По вертикали от тепловых сетей до водо-

провода, газопровода, канализации и водостока должно быть 0,2 м, до силовых кабелей – 0,5 м.

Для трубопроводов тепловых сетей используют электросварные трубы, а также арматуру из ковкого чугуна марки не ниже КЧ30-6 по ГОСТ 1215-79 (кроме районов с расчетной температурой наружного воздуха ниже -30°C) или из серого чугуна марки не ниже СЧ15-32 по ГОСТ 1412-85. В иных случаях допускается стальная арматура. Рабочее давление теплоносителя в водяных сетях принимают по наибольшему давлению в подающем трубопроводе при работе сетевых насосов, но не менее 0,98 МПа (10 кгс/см^2). Независимо от диаметра труб и температуры теплоносителя в тепловых сетях применяют устройства для компенсации тепловых удлинений трубопроводов (в виде П- или S-образных и других компенсаторов, самокомпенсации в виде устройства углов поворота трубопроводов от 90 до 120°). Для уплотнения фланцевых соединений используют прокладки из паронита, пропитанного машинным маслом и смазанного графитом толщиной 1–2 мм.

Домовая система отопления присоединяется к городским (районным) теплофикационным трубопроводам через тепловой ввод, находящийся в подвале здания. На вводе трубопроводов тепловых сетей в зданиях оставляют зазор между изоляцией трубы и перемышкой над проемом размером не менее 10 см. Целесообразно совмещение центрального водяного отопления с горячим водоснабжением

Системы водяного центрального отопления могут быть однотрубными и двухтрубными, с естественной (гравитационной) циркуляцией теплоносителя или с искусственным (механическим) побуждением его циркуляции, с верхней и нижней разводкой.

Однотрубную систему центрального отопления, по сравнению с двухтрубной, экономичнее применять в зданиях высотой более трех этажей. При меньшей затрате трубопроводов они требуют установки большего числа секций радиаторов.

Двухтрубные системы ЦО с естественной циркуляцией, как правило, устраивают с верхней разводкой, когда магистральные разводящие трубопроводы расположены на чердаке или под потолком верхнего этажа здания. При верхней разводке упрощается удаление воздуха, выделяемого из воды при ее нагреве. В зданиях большой протяженности (по фасаду или периметру) устраивать системы ЦО с естественной циркуляцией становится экономически невыгодным из-за необходимости применять трубопроводы большего поперечного сечения для перемещения нужного количества воды. В этих случаях в сеть трубопроводов включают дополнительно насос.

Циркуляционное давление в системах с нижней разводкой меньше, чем в системах с верхней разводкой. Поэтому при естественной циркуля-

ции теплоносителя (воды) системы с верхней разводкой предпочтительнее. Радиус действия систем ЦО с естественным побуждением при местной котельной следует принимать не более 30 м по горизонтали, а расстояние от середины высоты котла до центра нижнего отопительного прибора при двухтрубных системах ЦО не менее 3 м.

Одной из разновидностей системы ЦО с естественной циркуляцией являются квартирные системы отопления, предназначенные для отопления одной квартиры или нескольких квартир, расположенных на одном этаже, в многоквартирных домах. Для нагревания воды в квартирных системах ЦО применяют змеевики, радиаторы или котелки, заделываемые в печи или в дымоходы кухонной плиты, а также небольшие чугунные и стальные котлы. Применяют также бытовые отопительные, водогрейные и отопительно-варочные аппараты.

В системах квартирного водяного отопления и в однотрубных вертикальных системах ЦО с естественным побуждением допускается установка генератора тепла и нагревательных приборов на одном уровне. Отопление лестничных клеток для зданий ниже трех этажей не предусматривается. Прокладку трубопроводов систем ЦО следует делать открытой. В жилых и общественных зданиях размещение стояков систем ЦО рекомендуется предусматривать в углах, образуемых наружными ограждающими конструкциями. Уклоны магистральных трубопроводов не менее 0,006. Уклоны труб подводов к нагревательным приборам делают в сторону движения теплоносителя равными 5–10 мм на всю длину подводки. При длине подводки 500 мм и менее уклон не предусматривают.

Подающие и обратные трубопроводы систем ЦО жилых и общественных зданий прокладывают в подвалах, технических этажах, чердаках и подпольях (кроме зданий, расположенных в северной климатической зоне), под полом первого этажа (в каналах) и над ним (при верхней разводке подающих трубопроводов).

Расстояние от поверхности штукатурки или облицовки строительных конструкций до оси неизолированных стояков и горизонтальных трубопроводов систем отопления принимается 35 ± 5 мм при диаметре труб до 32 мм и 50 ± 5 мм при большем диаметре труб. В местах пересечения перекрытий, внутренних стен и перегородок на трубопроводах следует устанавливать гильзы из несгораемых материалов, обеспечивающие свободное перемещение труб при изменении температуры теплоносителя. Края гильз располагаются на одном уровне с поверхностями стен, перегородок и потолков и на 20–30 мм выше поверхности чистого пола помещений. Между гильзой и трубой делают зазор не менее 15 мм, заполненный несгораемым теплоизоляционным материалом. Для трубопроводов ЦО используются стальные водогазопроводные черные (газовые) трубы.

В общественных и промышленных зданиях применяются системы парового отопления низкого давления (до 0,07 МПа) и высокого давления водяного пара. Чаще используется паровое отопление низкого давления. В нагревательных приборах пар отдает тепло помещениям, конденсируется и образовавшийся конденсат самотеком или насосом возвращается в котел.

В водяном и паровом ЦО применяются нагревательные приборы – радиаторы, ребристые трубы, конвекторы, регистры и редко – бетонные отопительные панели.

Радиаторы выпускаются промышленностью чугунные и стальные штампованные различных типов.

Чугунные радиаторы собираются из отдельных полых секций, отверстия которых с одной стороны имеют правую резьбу, а с другой – левую. Соответствующие резьбы имеют ниппели, соединяющие секции между собой. Между торцами секций помещают прокладки из тряпичного картона при водяном отоплении или из паронита — смеси асбестового волокна, каучуковой эмульсии и каолина в виде прессованных листов толщиной 1–2 мм при паровом отоплении. Стальные радиаторы изготавливают из двух штампованных листов, соединенных контактной сваркой.

Ребристые трубы состоят из чугунной трубы с прилитыми к ней фланцами и круглыми ребрами. Конвектор состоит из стальной трубы диаметром 15–20 мм, по которой проходит вода (теплоноситель), и ребристых элементов из тонкой оцинкованной стали. Конвекторы монтируют на заводах в один, два и три ряда по высоте.

Регистры изготавливают сваркой стальных труб, в торце которых варивают патрубки большого диаметра или муфты с трубной резьбой.

Чугунные нагревательные приборы рассчитаны на рабочее давление 0,6 МПа, стальные радиаторы, регистры и конвекторы — на давление 1 МПа.

В настенном и напольном вариантах выпускаются конвекторы двухтрубные и четырехтрубные длиной от 710 до 1510 мм.

Максимальная температура воды в нагревательных приборах жилых и общественных зданий не должна превышать 95°C, кроме детских яслей-садилов, больниц и родильных домов, где должна быть максимальная температура. Нагревательные приборы могут закрываться декоративными решетками. Требования к нагревательным приборам: высокий коэффициент теплопередачи, высокая теплонапряженность металла, компактность поверхности прибора и легкое удаление пыли с поверхности прибора. Этим требованиям более всего удовлетворяют радиаторы, поэтому их широко применяют в зданиях различного назначения.

Ребристые трубы и конвекторы применяют для отопления лестничных клеток и подвалов, спортивных учреждений, бытовых помеще-

ний, бань, прачечных и в производственных помещениях с незначительным выделением пыли. Регистры устанавливаются в производственных помещениях со значительными пылевыведениями.

3.4.6. Циркуляция и ее расчет в системах горячего водоснабжения

Как уже отмечено при классификации систем ГВ, циркуляция служит для предотвращения остывания воды в раздающих трубопроводах систем при отсутствии водоразбора (например, в ночное время в жилых зданиях). По уровню охвата систем циркуляцией различают:

- системы без циркуляции;
- системы с циркуляцией только в магистральных трубопроводах;
- системы с циркуляцией как в распределительных магистралях,

так и в стояках.

Циркуляцию разрешается не предусматривать, если температура воды в точках водоразбора при регламентированном по времени водоразборе не будет снижаться ниже минимально допускаемой.

Циркуляционные расходы, л/с, в циркуляционных стояках рассчитываются по формуле

$$G_{ц} = \frac{Q_{п}}{c \cdot \rho \cdot (t_{г} - t_{г}^{разб})}, \quad (3.2)$$

где $Q_{п}$ – потери теплоты в подающих трубопроводах и стояках, Вт;

c – теплоемкость горячей воды, кДж/(кг·К);

ρ – плотность воды, кг/м³;

$t_{г}$, $t_{г}^{разб}$ – соответственно температура горячей воды в закрытых системах после подогревателя ГВС и в точках водоразбора, °С (принимается 60 и 50°С).

Теплопотери в магистральных трубопроводах и стояках определяются суммированием теплопотерь по участкам:

$$Q_{п} = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (3.3)$$

$$Q_i = \pi \cdot d_H \cdot \ell \cdot k \cdot (t_{г}^{cp} - t_{в}) \cdot (1 - \eta), \quad (3.4)$$

где d_H – наружный диаметр трубопровода на участке, м;

ℓ – длина расчетного участка, м;

k – коэффициент теплопередачи неизолированного трубопровода, Вт/(м²·К), принимается 10,63 Вт/(м²·К);

t_B – температура воздуха, принимаемая в зависимости от места и способа прокладки труб: в неотапливаемых подвалах 5°C , в жилых помещениях 18°C , в ванных комнатах 25°C ;

η – КПД изоляции (принимается 0,5–0,8).

Тепловые потери с различным типом и числом водоразборных приборов определяются для каждого стояка отдельно, при этом расчет производится при одной средней температуре горячей воды во всех стояках. Расчет ведут от наиболее удаленной точки водоразбора к подогревателю ГВС по участкам (этажестояк, полотенцесушитель, подводящие к стояку трубопроводы).

Потери по участкам суммируются.

Предварительные значения диаметров труб водоразборных и циркуляционных стояков, полотенцесушителей выбираются в соответствии с рекомендациями. Диаметры магистральных трубопроводов принимаются с учетом того, чтобы скорость движения воды в них не превышала 1,5 м/с с учетом зарастания труб вследствие отложения накипи.

Цель гидравлического расчета трубопроводов системы ГВС состоит в том, чтобы обеспечить во всех водоразборных приборах закрытых систем теплоснабжения необходимый расход горячей воды с температурой не ниже 50°C . Расчет является конструктивным, поэтому конечной целью является выбор соответствующих диаметров трубопроводов.

Диаметры трубопроводов системы ГВС, по которым вода подается к водоразборным приборам, следует принимать исходя из условия обеспечения подачи необходимого количества горячей воды с требуемой температурой в наиболее удаленные и высоко расположенные точки водоразбора с максимальным использованием располагаемого напора в системе.

В гидравлическом расчете потери напора на расчетных участках определяются по формуле, м,

$$\Delta H = i \cdot \ell_p = i \cdot (\ell + \ell_{\text{э}}) \cdot 10^{-3}, \quad (3.5)$$

где i – удельные потери напора на трение при расчетном расходе воды с учетом зарастания труб, мм/м;

ℓ_p – расчетная длина участка трубопровода, м;

ℓ – фактическая длина участка трубопровода, м;

$\ell_{\text{э}}$ – эквивалентная длина участка трубопровода, м, $\ell_{\text{э}} = \psi \cdot \ell$,

где ψ – коэффициент местных потерь напора, принимается для подающих трубопроводов и циркуляционных стояков – 0,2, для водоразборных стояков с полотенцесушителями – 0,5.

Расчет начинают с главного циркуляционного контура (расчетной магистрали), который начинается от подогревателя ГВС и проходит через наиболее удаленный стояк. Далее рассчитываются ответвления от главного циркуляционного контура к другим присоединенным стоякам. При выполнении гидравлического расчета необходимо следить, чтобы потери напора в наиболее удаленном стояке не превышали величины 2–4 м. Суммарные потери напора в системе ГВС не должны превышать величины располагаемого напора. В противном случае необходимо устанавливать повысительный насос.

Располагаемый напор в точке присоединения системы горячего водоснабжения к трубопроводу, подающему холодную воду, следует определять по формуле

$$H_p = H_B - H_{\text{geom}} - \sum H_{\text{tot}} - H_{\text{CB}}, \quad (3.6)$$

где H_B – напор воды на вводе в здание, м;

H_{geom} – геометрическая высота подачи воды от оси трубопровода, подающего холодную воду, до оси наиболее высоко расположенного прибора, м;

$\sum H_{\text{tot}}$ – сумма потерь напора в системе ГВС здания, которая складывается из потерь в тепловом узле здания $\Delta H_{\text{уз}}$ и системе трубопроводов ΔH , м;

H_{CB} – свободный напор, м, у санитарно-гигиенического прибора; принимается равным 2 м для раковин, моек, смесителей умывальников и 3 м для смесителей ванн и душевых кабинок.

При выполнении гидравлического расчета необходимо обеспечивать увязку потерь напора в других системах. Суммарные потери напора в следующей расчетной паре стояков должны быть равны располагаемому напору в точке их присоединения к подающей и циркуляционной магистралям. Это достигается соответствующим подбором диаметров циркуляционных стояков и увеличением циркуляционного расхода горячей воды в них, но не более чем на 30%. В итоге потери напора в обоих стояках по абсолютному значению не должны отличаться более чем на 10% от располагаемых напоров в точке их присоединения.

При невозможности увязки потерь напора в стояках путем подбора диаметров на циркуляционных стойках должны устанавливаться дроссельные диафрагмы с диаметром отверстия не менее 10 мм. Если расчетный диаметр отверстия диафрагмы менее 10 мм, то вместо диафрагм на циркуляционном стояке устанавливаются регулирующие краны. Необходимый диаметр, мм, диафрагмы определяется по формуле

$$d_d = 20 \cdot \sqrt{\frac{G_{\text{ц}}}{0,0316 \cdot \sqrt{H_{\text{изб}}} + 350 \cdot G_{\text{ц}}/d^2}}, \quad (3.7)$$

где $G_{\text{ц}}$ – циркуляционный расход, л/с;

$H_{\text{изб}}$ – избыточный напор, который необходимо погасить диафрагмой, м;

d – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Если напор воды на вводе в здание недостаточен, то устанавливаются повысительные насосы, которые подбираются по суммарному расходу воды

$$G_{\text{пв}} = G_{\text{с}} + G_{\text{ц}} \quad (3.8)$$

и суммарной потере напора

$$H_{\text{пн}} = H_{\text{geom}} + \sum H_{\text{tot}} + H_{\text{св}} - H_{\text{в}}. \quad (3.9)$$

Устанавливается не менее двух насосов, один из которых резервный. После определения диаметров трубопроводов проверяется правильность расчета теплопотерь, циркуляционных расходов и делаются необходимые исправления. Неточность в определении циркуляционных расходов приводит обычно только к увеличению диаметров начальных участков циркуляционной сети.

Для предотвращения остывания горячей воды в трубопроводах при незначительном водоразборе или его полном прекращении необходимо обеспечить циркуляцию воды в системе ГВС. Для этих целей необходимо установить циркуляционные насосы. Циркуляционный насос следует подбирать по напору и расходу горячей воды.

Производительность циркуляционного насоса, кг/с, рассчитывается по формуле

$$G_{\text{цн}} = ((G_{\text{с}} + G_{\text{ц}}) \cdot 0,15 + G_{\text{ц}}). \quad (3.10)$$

Напор, создаваемый насосом, должен покрывать потери системы ΔH .

Для снижения избыточного напора в режиме циркуляции при необходимости следует предусматривать установку диафрагмы на всасывающем патрубке насоса.

Далее производится расчет потерь давления в тепловом узле. Потери давления в узле складываются из потерь давления в подогревателе и сужающем устройстве.

$$H_{\text{уз}} = H_{\text{ПД}} + H_{\text{С.УСТ.}} \quad (3.11)$$

Потери напора в сужающем устройстве (рис. 3.6) определяются

$$H_{\text{С.УСТ.}} = H_{\text{Сч}} + H_{\text{Ф}} + H_{\ell} + H_{\text{К}} + H_{\text{Д}},$$

где $H_{\text{Сч}}$ – потери напора в счетчике воды, м;

$H_{\text{Ф}}$ – потери напора в фильтре, м;

H_{ℓ} – потери напора по длине сужающего устройства, м;

$H_{\text{К}}$ – потери напора на сжатие потока (конфузор), м;

$H_{\text{Д}}$ – потери напора на расширение потока (диффузор), м.

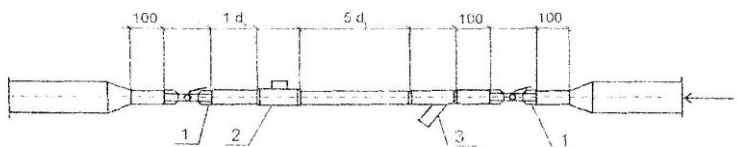


Рис. 3.6. Расчетная схема сужающего устройства:

1 – шаровой кран; 2 – водосчетчик; 3 – фильтр

Шаровые краны, которые должны работать только в крайних положениях, в открытом виде не создают гидравлического сопротивления.

Потери напора в подогревателе

$$H_{\text{ПД}} = n \cdot m \cdot w_{\text{ТР}}^2 \cdot n_{\text{П}}, \quad (3.12)$$

где n – безмерный коэффициент, учитывающий увеличение потерь напора за счет зарастания труб (принимается равным 4);

m – коэффициент гидравлического сопротивления одной секции скоростного подогревателя ГВС (принимается равным 0,75 при длине секции 4 м);

$n_{\text{П}}$ – число секций подогревателя;

$w_{\text{ТР}}$ – скорость движения воды в трубках подогревателя без учета их зарастания.

Потери давления в счетчике холодной воды определяются по расходу холодной воды и по диаметру.

Потери давления в фильтре определяются по расходу холодной воды и по диаметру.

Потери давления по длине сужающего устройства определяются по формуле

$$H_{\ell} = \lambda \cdot L \cdot V^2 / 2 \cdot g \cdot d, \quad (3.13)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления трению;
 L – длина сужающего устройства, м, принимаемая в соответствии;
 V – скорость теплоносителя, м/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 d – диаметр сужающего устройства, м.

Скорость теплоносителя, м/с, определяется по формуле

$$V = G_{\text{ч}} / S, \quad (3.14)$$

где $G_{\text{ч}}$ – количество теплоносителя, м³/с;
 S – площадь поперечного сечения трубы, м².

Коэффициент гидравлического сопротивления трению

$$\lambda = 0,3146 \cdot \text{Re}^{-0,25}.$$

Число Рейнольдса определяется по формуле

$$\text{Re} = V \cdot d / \gamma, \quad (3.15)$$

где V – скорость теплоносителя, см/с;
 d – диаметр сужающего устройства, см;
 $\gamma = 0,004 \text{ см}^2/\text{с}$ – кинематическая вязкость воды.

Потери давления, м, на сжатие потока определяются по формуле

$$H_{\text{к}} = \zeta_{\text{к}} \cdot V^2 / 2g, \quad (3.16)$$

где $\zeta_{\text{к}}$ – значение местного сопротивления при угле переходного конуса 12,5 град.

Потери давления, м, на расширение потока определяются по формуле

$$H_{\text{д}} = \zeta_{\text{д}} \cdot V^2 / 2g, \quad (3.17)$$

где $\zeta_{\text{д}}$ – значение местного сопротивления.

3.5. Проектирование и расчет теплого пола

Напольное отопление бывает двух видов: электрический и водяной теплый пол. Проектирование водяного теплого пола осуществляется в соответствии с требованиями следующих нормативных документов: СНиП 41.01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование», СП 41-102-98 «Проектирование и монтаж трубопроводов систем отопления». Температура теплоносителя в системе теплый пол, как правило, принимается равной 50-45⁰С. Монтаж труб осуществляется при температуре окружающей среды не ниже 10⁰С. Не допускаются переломы труб и сплющивание, на одно помещение берется целый кусок трубы.

Пример расчета теплых полов

Расчет теплого пола рассмотрим на конкретном примере.

Требуемая температура внутреннего воздуха в помещении – для жилых помещений обычно составляет 20⁰С.

Площадь помещения определяется по архитектурно-строительным чертежам или по результатам обмеров. Для примера примем помещение размерами 5×4 м, площадью $S = 20 \text{ м}^2$. Учитывая, что вдоль внутренних стен, где будет располагаться мебель, нужно оставить краевые участки шириной 300 мм, активная площадь пола составит $20 - (5 + 4 + 4) \cdot 0,3 = 16,1 \text{ м}^2$.

Конструкция пола. Для рассматриваемого примера в расчет принимается толщина цементно-песчаной стяжки 70 мм и покрытие пола из керамической плитки толщиной 15 мм. Теплотери помещения определяются на основании теплотехнического расчета и учитывают:

- потери тепла через ограждающие конструкции (стены, полы, потолки, оконные и дверные проемы);
- затраты тепла на нагрев воздуха, поступающего в помещения через неплотности ограждающих конструкций (инфильтрация);
- затраты тепла на нагрев воздуха, поступающего в результате работы вентиляции;
- поступление тепла за счет нагрева солнечными лучами (инсоляция);
- поступление тепла от работающего оборудования, электроосвещения, оргтехники, бытовых приборов и прочих источников тепла;
- тепловыделение от находящихся в помещении людей и животных.

Использование различных укрупненных показателей, как правило, дает весьма значительную погрешность, т.к. разброс теплотерь даже для жилых помещений может составлять от 40 Вт/м² (для зданий с эффективными ограждающими конструкциями и стеклопакетами) до 250-300 Вт/м² (для коттеджей с кирпичными неутепленными стенами и большим количеством проемов). В нашем примере теплотери помеще-

ния составляют $Q=1288$ Вт. То есть удельные теплотери помещения составляют $q=1288/16,1=80$ Вт/м².

Предварительно принятые решения:

Определение диаметра трубы и шага между осями труб

Зная удельные теплотери, зададимся диаметром трубы и шагом между осями труб, используя график (рис. 3.7).

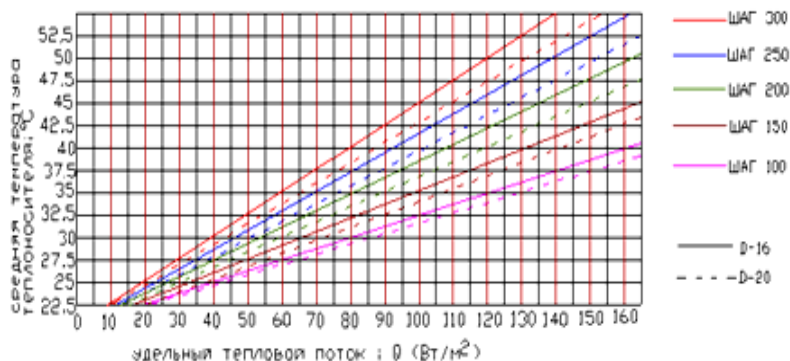


Рис. 3.7. Зависимость удельного теплового потока от средней температуры воды в трубах водяного пола в помещении 20 м² при покрытии кафельной плиткой

График показывает, что для достижения требуемого теплового потока 80 Вт/м² можно использовать несколько вариантов, сведенных в таблицу.

Шаг, см	Диаметр, мм	Средняя температура теплоносителя, °C	Количество трубы на 1 м ² , м.п.	Количество трубы на 20 м ² , м.п.
10	20	31,5	10	200
	16	32,5		
15	20	33,5	6,7	134
	16	35		
20	20	36,5	5	100
	16	37,5		
25	20	38,5	4	80
	16	40		
30	20	41,5	3,4	68
	16	43		

Для выбора наиболее оптимального варианта необходимо произвести дополнительные расчеты. Среднюю температуру поверхности пола при известном тепловом потоке и температуре воздуха в помещении определяем по графику (рис. 3.8).

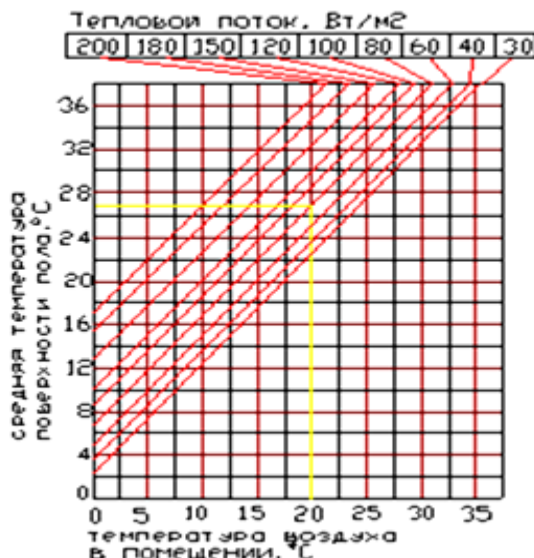


Рис. 3.8. Зависимость средней температуры поверхности пола от теплового потока и внутренней температуры воздуха

Для нашего примера средняя температура поверхности пола составит 26,9 $^\circ\text{C}$. Средняя температура пола не превышает допустимых значений, представленных ниже.

Помещение или его часть	$\max t, ^\circ\text{C}$
Жилая зона	29
Зона повышенного обогрева (50 см от наружных стен)	35
Влажные помещения (ванны, санузлы, бассейны)	33
При покрытии пола из паркета	27

Температура по поверхности пола распределяется неравномерно: над трубой она максимальная, а между труб – минимальная. Примем полученную среднюю температуру 26 $^\circ\text{C}$ за максимальную ($T_{\text{пол}}$) и рассчитаем, какую среднюю температуру должен иметь теплоноситель ($T_{\text{ср}}$).

Определение средней температуры теплоносителя

На этом этапе расчета можно пренебречь теплопотерями в стенках трубы и на ее внутренней поверхности (тепловосприятие).

Расчет ведем по формуле

$$T_{\text{ср}} = T_{\text{пол}} + q \delta_{\text{пл}} / \lambda_{\text{пл}} + q \delta_{\text{ст}} / \lambda_{\text{ст}}, \quad (3.18)$$

$$T_{\text{ср}} = 26,9 + 80 \cdot 0,015 / 1,5 + 80 \cdot 0,07 / 0,93 = 33,42 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

где q – удельный тепловой поток (80 Вт/м^2);

$\delta_{\text{пл}}$ – толщина плитки ($0,015 \text{ м}$);

$\lambda_{\text{пл}}$ – коэффициент теплопроводности плитки ($1,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$);

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стяжки ($0,07 \text{ м}$);

$\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности стяжки ($0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$).

$\delta_{\text{пл}}$ – толщина плитки ($0,015 \text{ м}$);

$\lambda_{\text{пл}}$ – коэффициент теплопроводности плитки ($1,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$);

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стяжки ($0,07 \text{ м}$);

$\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности стяжки ($0,93 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$).

Окончательный выбор шага труб

Возвращаясь к графику, становится ясно, что из условия непревышения максимально допустимой температуры поверхности пола надо принимать шаг труб 100 мм (трубы Valrex, благодаря своей гибкости и способности сохранять приданную форму, идеально подходят для такого шага).

Определение количества контуров

Так как расход трубы для шага 100 мм составит порядка 200 м , принимаем решение разбить помещение на две петли, чтобы не превысить экономически целесообразные предельные длины петель, указанные ниже.

Наружный диаметр трубы, мм	Максимальная длина петли, м
16	100
20	120

Определение тепловой нагрузки на одну петлю

Тепловая нагрузка на каждую петлю составит

$$Q_1 = Q/2 = 1688/2 = 844 \text{ Вт}.$$

Определение перепада температур Δt .

Оптимальный перепад температур для теплых полов составляет $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$. При этом перепаде прогрев пола идет наиболее равномерно. Допускается перепад до 10°C , но в этом случае босая ступня человека может ощущать неравномерность нагрева пола.

В нашем примере задаемся $\Delta t = 5^{\circ}\text{C}$.

Определение температуры теплоносителя в прямом и обратном трубопроводах

Температура теплоносителя в прямом трубопроводе определяется по формуле

$$T_1 = T_{\text{ср}} + \Delta t/2, \quad (3.19)$$

$$T_1 = 33,42 + 5/2 = 35,9^\circ\text{C}.$$

Температура в обратном трубопроводе

$$T_2 = T_{\text{ср}} - \Delta t/2, \quad (3.20)$$

$$T_2 = 33,42 - 5/2 = 30,9^\circ\text{C}.$$

Расход теплоносителя в петле (G) рассчитывается для подбора окончательного диаметра труб и вычисления гидравлических потерь.

$$G = Q_1 / (4187 \cdot \Delta t), \quad (3.21)$$

$$G = 844 / (4187 \cdot 5) = 0,04 \text{ кг/с}.$$

Максимальная скорость движения теплоносителя в трубах теплого пола должна лежать в пределах от 0,15 до 1 м/с.

Определим скорости воды в трубах диаметрами 16 и 20 мм ($D_{\text{вн}}$ – 12 и 16 мм):

$$V = 1,274 \cdot G / (D_{\text{вн}}^2 \cdot \rho), \quad (3.22)$$

$$V_{16} = 1,274 \cdot 0,04 / (0,012^2 \cdot 1000) = 0,354 \text{ м/с};$$

$$V_{20} = 1,274 \cdot 0,04 / (0,016^2 \cdot 1000) = 0,199 \text{ м/с}.$$

Обе трубы удовлетворяют допустимым интервалам скоростей. Принимаем трубу с наружным диаметром 16, как менее дорогую. На практике порой выгоднее принимать большее значение диаметра, чтобы снизить гидравлические потери в системе.

Определение длин петель

Длину петель определяем на основании чертежа раскладки труб. Сравнение вариантов раскладки и значения суммы коэффициентов местных сопротивлений для рассматриваемого примера.

Определение потерь давления в петлях

Потери давления в петлях теплого пола определяются для подбора насосного оборудования и расчета предварительной настройки регулировочных вентилей коллектора. Общие потери в петле складываются из линейных (от трения) потерь и потерь давления на преодоление местных сопротивлений (изменение направления, диаметра, характеристик потока).

Линейные потери в петлях находим на основании полученного значения скорости теплоносителя (0,354 м/с) и выбранного диаметра трубы (16 мм) по гидравлическим таблицам.

Перемножив полученные удельные потери (167 Па/м) на длину трубы получим линейные потери давления $167 \cdot 96 = 16032$ Па.

Сумму коэффициентов местных сопротивлений Z определяем как произведение количества отводов («калач» считается за два отвода) на 0,5 (КМС отвода). Для нашего примера («улитка») $Z = 52 \cdot 0,5 = 26$. (Потери в присоединительных фитингах условно не учитываются).

Потери на местные сопротивления определяются по формуле

$$\Delta P = \rho \cdot Z \cdot V_{16}^2 / 2, \quad (3.23)$$

$$\Delta P = 1000 \cdot 26 \cdot 0,354^2 / 2 = 1629 \text{ Па.}$$

Суммируя линейные и местные потери получаем полное гидравлическое сопротивление петли: $16032 + 1629 = 17661$ Па.

Потери давления в одной петле не должны превышать 20 000 Па.

При соблюдении данного ограничения не возникнет опасность появления «запертой» петли, когда увеличение мощности насоса пропорционально увеличивает гидравлические потери, что вновь вызывает необходимость повышения мощности насоса.

После определения потерь давления по каждой из петель, можно приступить к выбору насоса и составлению таблицы предварительной настройки коллекторных вентилей.

Контрольные вопросы

1. Что представляет собой система теплоснабжения?
2. Какие вы знаете виды систем теплоснабжения?
3. Что вы знаете об автоматизации систем теплоснабжения?
4. Как вы понимаете надежность систем теплоснабжения?
5. Что представляет собой система горячего водоснабжения?
6. Какие типы систем горячего водоснабжения вы знаете?
7. Для чего нужна циркуляция в системах горячего водоснабжения?
8. Последовательность расчета систем горячего водоснабжения в режиме циркуляции.
9. Суть расчета теплых полов.

4. ТЕПЛОЗАЩИТА ЗДАНИЙ

Экономичная теплозащита зданий и сооружений стала в последнее время важнейшей проблемой строительства и проектирования.

Теплозащита зданий, в которых люди пребывают длительное время, имеет значение с точки зрения сохранения их здоровья, а также стоимости эксплуатации (экономия энергии) и строительства зданий. Достаточная теплозащита является предпосылкой для создания здоровых и комфортных условий в помещениях. Ощущение человеком комфортных условий в помещениях зависит от многих факторов, в том числе: возраста, состояния здоровья, выполняемой работы и др. Человек реагирует на окружающие условия, например, на температуру поверхностей ограждающих помещение конструкций, на температуру, влажность и движение воздуха в помещении. Поверхность тела человека имеет температуру в среднем 306K (32–33°C). Если температура окружающих человека предметов ниже 291–297K (18–24°C) (комфортные условия), теплоотдача человеческого тела повышается и может возникнуть ощущение озноба. При повышении температуры окружающей среды направление теплоотдачи меняется, и человек реагирует на это выделением пота. Подача тепла или, наоборот, охлаждение воздуха способствует сохранению в помещении комфортных условий. При этом теплозащитная способность ограждающих помещений конструкций определяет величину притока тепла и прежде всего температуру поверхностей этих конструкций. Для теплозащиты в летних условиях должны быть сформулированы дополнительные требования, в частности по теплоаккумулирующей способности. Напротив, минимальные требования, основанные на положениях строительной физики, могут быть описаны с помощью средних коэффициентов теплопередачи $k_{\text{ср}}$. Вследствие различий климатических условий влияние вентиляции на колебания фактических теплопотерь учитывается путем предъявления прямых требований к степени уплотнения окон и швов между отдельными конструкциями. Соблюдение определенных значений $k_{\text{ср}}$ для всего здания дает более широкую свободу при формировании фасада здания и в применении требуемых теплозащитных мероприятий при устройстве наружных стен, окон, перекрытий и крыш. Следует без всяких исключений принимать во внимание все части ограждающей поверхности здания. Так, уменьшение эффективности теплозащиты наружных стен может быть компенсировано улучшением теплозащитных качеств окон или крыши. Это создает возможность выбора наиболее экономичного способа строительства. Коэффициенты теплопередачи $k_{\text{ср}}$ задаются в зависимости от величины отношения площади ограждающей поверхности F к заключенному в ней объему V .

4.1. Требования к теплозащите

Требования, которые предъявляются к теплозащите помещений, предназначенных для длительного пребывания людей. Требования к теплозащите по действующим «дополнениям к DIN» в значительной мере включены в качестве указаний для строительного надзора. Они подразделяются по видам конструкций и действительны для всех зданий с помещениями, предназначенными для длительного пребывания людей. В указаниях определен минимальный уровень теплозащиты различных конструкций, т.е. уровень минимального качества конструкции. Но это еще ничего не говорит об общем количестве тепла, проходящего через конструкцию. Суждение об этом дают лишь значения коэффициента теплопередачи и показатели конкретных условий, в которых находится конструкция (в частности, температур наружного и внутреннего воздуха, соответствующих назначению помещения). Известно, что применение конструкции с теплопередачей, соответствующей максимальным значениям норм, приводит к тому, что через оболочку здания теряется огромное количество тепловой энергии. Если оказывается, что здание в целом будет иметь чрезмерные теплопотери, то ограничение теплопередачи путем назначения соответствующего значения коэффициента k является единственной возможностью их снижения, тем более, если принимается во внимание вся отводящая тепло поверхность здания.

Выбор теплоизоляции является наиважнейшей задачей. В настоящее время теплосбережение энергоресурсов приобрело большое значение. Согласно СНиП II-3-79* «Строительная теплотехника», сопротивление теплопередаче определяется исходя из:

- санитарно-гигиенических и комфортных условий (первое условие),
- условий энергосбережения (второе условие).

Для правильного выбора мощности котла и обогревательных приборов, необходимо рассчитать реальные теплопотери помещений. Дом теряет тепло через стену, крышу, сильные выбросы тепла идут через окна, в землю тоже уходит тепло, существенные потери тепла могут приходиться на вентиляцию. Тепловые потери в основном зависят от:

- разницы температур в доме и на улице (чем разница больше, тем потери выше);
- теплозащитных свойств стен, окон, перекрытий, покрытий (ограждающих конструкций).

Ограждающие конструкции сопротивляются утечкам тепла, поэтому их теплозащитные свойства оценивают величиной, называемой сопротивлением теплопередачи. Сопротивление теплопередачи показывает, какое количество тепла уйдет через квадратный метр ограждающей конструкции при заданном перепаде температур. Можно сказать и

наоборот, какой перепад температур возникнет при прохождении определенного количества тепла через квадратный метр ограждений.

$$R = \Delta T / q, \quad (4.1)$$

где q – это количество тепла, которое теряет квадратный метр ограждающей поверхности. Его измеряют в ваттах на квадратный метр ($\text{Вт}/\text{м}^2$);

ΔT – разница между температурой на улице и в комнате ($^{\circ}\text{C}$);

R – сопротивление теплопередачи ($^{\circ}\text{C}/\text{Вт}/\text{м}^2$ или $^{\circ}\text{C}\cdot\text{м}^2/\text{Вт}$). Когда речь идет о многослойной конструкции, то сопротивление слоев просто складывается. Например, сопротивление стены из дерева, обложенного кирпичом, является суммой трех сопротивлений: кирпичной и деревянной стенки и воздушной прослойки между ними.

$$R(\text{сумм}) = R(\text{дерева}) + R(\text{воз}) + R(\text{кирп}). \quad (4.2)$$

Распределение температуры и пограничные слои воздуха при передаче тепла через стену

Расчет теплопотерь проводят для самого неблагоприятного периода, которым является самая холодная пятидневка. В строительных справочниках, как правило, указывают тепловое сопротивление материалов исходя из этого условия и климатического района (или наружной температуры), где находится отапливаемое здание.

Для правильного выбора материалов и толщин ограждающих конструкций применим эти сведения к конкретному примеру. В расчете тепловых потерь на один м^2 участвуют две величины:

- перепад температур ΔT ;
- сопротивление теплопередаче R .

Если температуру в помещении определим в 20°C , а наружную температуру примем равной -30°C , тогда перепад температур ΔT будет равным 50°C . Стены выполнены из бруса толщиной 20 см, тогда $R = 0,806^{\circ}\text{C}\cdot\text{м}^2/\text{Вт}$.

Тепловые потери составят $50 / 0,806 = 62 (\text{Вт}/\text{м}^2)$. Для упрощения расчетов теплопотерь в строительных справочниках приводят теплопотери разного вида стен, перекрытий и т.д. для некоторых значений зимней температуры воздуха. В частности, даются разные значения для угловых помещений (там влияет завихрение воздуха, обтекающего дом) и неугловых, а также учитывается разная тепловая картина для помещений первого и верхнего этажей.

Для объективной картины теплопотерь всего дома необходимо учесть:

1. Потери тепла через контакт фундамента с мерзлым грунтом.

2. Потери тепла, связанные с вентиляцией. Эти потери рассчитываются с учетом строительных норм (СНиП).

Можно выделить основные рекомендации

1. Стоимость теплоизоляции относительно стоимости всего дома существенно мала, однако при эксплуатации здания основные затраты приходятся именно на отопление. На теплоизоляции ни в коем случае нельзя экономить, особенно при комфортном проживании на больших площадях. Цены на энергоносители во всем мире постоянно повышаются.

2. Современные строительные материалы обладают более высоким термическим сопротивлением, чем материалы традиционные. Это позволяет делать стены тоньше, а значит, дешевле и легче.

3. Утепление необходимо рассматривать совместно с воздухопроницаемостью стен. Если увеличение теплового сопротивления стен связано со значительным уменьшением воздухопроницаемости, то не следует его применять.

4. При правильно организованной вентиляции и «дышащих» стенах пароизоляция излишняя. Основное ее назначение – это предотвращение инфильтрации стен и защита утепления от ветра.

5. Утепление стен снаружи существенно эффективнее внутреннего утепления.

6. Не следует бесконечно утеплять стены. Эффективность такого подхода к энергосбережению не высока.

7. Вентиляция – вот основные резервы энергосбережения.

8. Применив современные системы остекления (стеклопакеты, теплозащитное стекло и т.п.), низкотемпературные обогревающие системы, эффективную теплоизоляцию ограждающих конструкций, можно сократить затраты на отопление в 3 раза.

Теплопотери через ограждающие конструкции

Теплозащита помещения зависит от сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций (стен, перекрытий), которые в современных зданиях значительно отличаются одна от другой. Для их изготовления применяют различные материалы; соответственно этому они выполняют специфические функции. Каждому материалу соответствуют свои значения коэффициента теплопроводности λ и принятая рациональная толщина d , и сопротивления теплопередаче оказываются различными. К ограждающим конструкциям относятся также окна и двери. Их сопротивление теплопередаче существенно меньше, чем прочих конструкций. Дополнительное влияние на теплозащиту оказывает соотношение площадей проемов и сплошных стен.

Насколько значительны теплопотери через поверхности, которые ограждают помещение от наружного воздуха, настолько невелики теп-

лопотери через внутренние конструкции, поэтому теплозащита помещения зависит также от его геометрии и положения в здании. Глубокое помещение с малой поверхностью наружных стен требует меньшего подвода тепла, чем широкое помещение такой же площади с большей поверхностью наружных стен. Угловое помещение дома в верхнем этаже с тремя наружными поверхностями имеет большую потребность в тепле, чем помещение примерно такого же размера, расположенное в середине одного из промежуточных этажей, поэтому при проектировании теплозащиты следует обращать внимание на отношение доли наружных поверхностей к объему помещения.

Теплозащита зависит также от воздухопроницаемости конструкций, которые ограждают помещение от наружного воздуха, а также их теплоаккумулирующей способности.

Технологичность проектов устройства дополнительной теплозащиты зданий

Технологичность проектов представляет собой совокупность технических свойств объемно-планировочных и конструктивных решений строительных объектов, характеризующих их соответствие требованиям строительного производства и эксплуатации, является основной комплексной характеристикой технического уровня и совершенства проектов, предопределяющей на стадии проектирования объектов организационно-технологическую надежность строительного производства.

Существуют разнородные показатели оценки технологичности: повторяемость конструкций, сборность, весовое единообразие, трудоемкость стыкования, общий показатель строительной типизации, коэффициент неравенства количественных параметров объемно-планировочных решений, разновысотность зданий, размеры рабочих зон и т.д.

Среди показателей оценки технологичности проектных решений встречаются технические, экономические, технико-экономические, относительные и абсолютные, дифференцированные и комплексные, количественные и качественные. В рамках многокритериальной оценки проектов устройства дополнительной теплозащиты жилых зданий используют критерий оценки технологичности собственно проведения теплозащитных мероприятий, названный строительной технологичностью.

На основании всестороннего анализа многочисленных показателей оценки технологичности проектных решений, используемых в теории и практике нового строительства, предлагается технологичность проектов устройства дополнительной теплозащиты стен жилых зданий (строительную технологичность) оценивать по удельной трудоемкости осуществления теплозащиты, т.е. суммарной трудоемкости реализации проекта, отнесенной к 1 м^2 площади наружных стен здания, получаемой в результате осуществления проекта. Строительную технологичность подразделяют

на проектную и построечную. Под проектной технологичностью понимают ту часть трудозатрат на теплозащиту стен здания, которая непосредственно определяется техническими решениями, принимаемыми в процессе проектирования, и может с изменением того или иного решения уменьшаться или увеличиваться. Построечная технологичность определяется уровнем организации труда и организации производства в подрядных подразделениях, осуществляющих теплозащиту. Повышение построечной технологичности (т.е. снижение удельной трудоемкости устройства теплозащиты) целиком и полностью является прерогативой подрядных организаций и достигается осуществлением комплекса организационно-технологических мероприятий.

Теплопотери через оконные проемы

Общие теплопотери в зоне проемов складываются из трансмиссионных теплопотерь и теплопотерь, связанных с вентиляцией. Если рассматривать только трансмиссионные теплопотери и сравнить между собой безрамное остекление с остеклением в створчатых и раздельных (составных) переплетах, то оказывается, что теплопотери становятся ниже вследствие значительно меньшей теплопроводности деревянных переплетов.

Значительная воздухопроницаемость и, следовательно, большой перенос тепла заметно уменьшаются с установкой в притворе уплотнения. В то же время подобные уплотнения уменьшают приток в помещения свежего воздуха, вследствие чего воздухообмен становится меньше требуемого.

В наружных стенах жилых помещений рекомендуется устраивать окна с двойными или спаренными переплетами. Теплопотери окон определяются воздухопроницаемостью швов, поэтому на их герметизацию следует обращать особое внимание.

Оконные и балконные заполнения являются неотъемлемой частью фасадов, они составляют порядка 30–45% площади наружных стен жилых зданий и предназначены для обеспечения необходимой естественной освещенности помещений и возможности контакта с окружающей средой.

Конструкции светопрозрачных ограждений подвержены силовым и не силовым воздействиям: снаружи на них действуют ветровые нагрузки, атмосферные осадки, переменные температура и влажность воздуха, солнечная радиация, шум, пыль и водорастворимые химические примеси в атмосферной влаге; изнутри – потоки тепла и пара, шум. Оконные и балконные заполнения также должны вписываться в архитектурный облик всего здания, легко монтироваться, быть ремонтнопригодными.

Установлено, что в зимний период теплопотери через окна жилых зданий составляют порядка 22–30 % (через стены 18–27 %) общих потерь тепла зданием. Это говорит о том, что какой бы хорошей не была допол-

нительная теплозащита стен, без проведения мероприятия по сокращению теплопотерь через окна, она не даст ожидаемого эффекта.

В справочной литературе требуемое сопротивление теплопередаче окон изменилось не более чем в 1,5 раза (для стен в 2,5–3 раза). Фактически значения сопротивлений теплопередаче окон зданий жилищного фонда отличаются от нормативных гораздо более, чем в полтора раза. Главной причиной такого отклонения является их воздухопроницаемость, вызванная проникновением холодного воздуха в межстекольную полость окон (соответственно и внутрь помещений), через неплотности и щели в притворах переплетов и фальцев (четвертей со стеклами). Это вызывает усиленную конвекцию воздуха в межстекольной полости и влечет снижение теплозащитной способности, нередко более, чем в три раза по сравнению с новыми нормами.

В новых нормах установлено, что воздухопроницаемость светопрозрачных ограждений жилых зданий должна быть такой, чтобы через каждый квадратный метр оконных и балконных заполнений в помещение проникало за час не более 6 кг воздуха. Это ограничение величины воздухопроницаемости позволяет уменьшить теплопотери.

Проблема воздухообмена через окна и воздухопроницаемости окон в настоящее время особенно актуальна, между этими факторами существует непосредственная связь. Изготовителей современных окон, как правило, упрекают в том, что создаваемые ими окна с высокой степенью уплотнения вместе с тем отрицательно воздействуют на условия микроклимата в жилых помещениях, что приводит к необходимости проведения определенных мероприятий в устройстве вентиляции. Ее чаще всего организывают за счет периодического открывания соответствующих отверстий в окнах, обеспечивающих гарантированное поступление внутрь помещений требуемого количества свежего воздуха. Правильная организация воздухообмена означает обеспечение необходимой, соответствующей потребностям, вентиляции.

Таким образом, теплозащитные свойства окон – это не только проблема экономии энергии, но и условие обеспечения комфортных условий внутри помещений.

Теплопотери в системах вентиляции

Воздухообмен с помощью окон, особенно в зимнее время, нельзя считать эффективным мероприятием. Если же такой вид вентиляции принят в соответствии с проектом, то необходимо использовать оконные конструкции, позволяющие фиксировать створку с небольшой щелью.

К этому виду вентиляции, которая возможна лишь при действии ветра и наличии разности температур между внутренним и наружным воздухом, относится также вентиляция с использованием вентиляционных шахт. Их надежность снижается с уменьшением высоты шахты, ко-

торая вместе с разностью температур между внутренним и наружным воздухом определяет тягу. Существуют два наиболее известных типа таких шахт: отдельные независимые каналы из каждого этажа и вентиляционные шахты со сборным каналом. В вентилируемом помещении давление снижается, что вызывает отсос воздуха из соседних помещений, куда свежий воздух поступает через швы и окна.

Вентиляционные установки простейшего вида, так называемые устройства принудительной вентиляции, подают воздух с помощью вентиляторов. Если их мощность определена с учетом всех сопротивлений системы и требуемого количества воздуха, то можно обеспечить надежный воздухообмен.

Системы приточно-вытяжной вентиляции, не зависящие от притока воздуха через окна, создают повышенный комфорт в помещениях. Требуемая кратность воздухообмена, обеспечиваемая ими, зависит от объемов помещений квартиры. Засасываемый свежий воздух предварительно подогревается, проходя путь от главного канала через распределительные каналы, уложенные в полах, в зону подоконных нагревательных приборов и подается в помещения через приточные отверстия с регулируемым сечением. Размеры вытяжки рассчитаны таким образом, что в присоединенных к системе помещениях образуется зона пониженного давления, благодаря чему создается тяга воздуха из примыкающих помещений.

Теплопотери в тепловых сетях

По данным экспертов, в среднем по России суммарный расход тепловой энергии на отопление и горячее водоснабжение равен 74 кг у т/(м²/год). В опубликованных отчетах подтверждается, что до 70% тепла отечественных ТЭЦ не доходит до потребителей, из них 40% теряется в теплоцентралях и 30% — непосредственно в домах.

Среди основных причин удручающе низкой энергоэффективности специалисты называют износ теплосетей и сопутствующих инженерных сооружений, который во многих регионах приблизился к критическому уровню и составляет 50-75%. Остается также весьма низким уровень термосопротивления основных строительных конструкций.

Как показывает технико-экономический анализ, проблема снижения теплопотерь может быть решена лишь путем комплексного и повсеместного внедрения современных энергосберегающих технологий на основе высокоэффективных и долговечных теплоизоляционных материалов, а также систем контроля и управления использованием энергоресурсов. Эти энергосберегающие мероприятия должны применяться на всем пути от производителя тепловой энергии до ее потребителя.

Мировой опыт подтверждает, что экономия топливно-энергетических ресурсов при широком использовании высокоэффективной теплоизоляции экономически гораздо более выгодна по сравнению с

увеличением объемов добычи топлива и строительством новых мощностей по производству энергии, поскольку в первом варианте требуется значительно меньше капиталовложений.

Около 80% всех теплотрасс в России выполнено канальным способом с применением мягких отечественных материалов — матов из стекловаты или минваты с гидроизоляцией (бризолом, изолом, полимерными лентами). Помимо того, что перечисленные материалы обладают недостаточными теплоизолирующими свойствами, они имеют весьма высокое влагопоглощение, что значительно уменьшает срок службы самой изоляции и увеличивает скорость коррозии металла труб.

Переход к использованию в тепломагистральных современных теплоизоляционных материалов позволяет не только снизить теплопотери в трубопроводах в 2-3 раза, но и увеличить срок службы труб за счет многократного замедления коррозии.

Но применение теплоизоляции не может ограничиваться магистралями централизованного отопления. Изоляция внутридомовых тепловых сетей для уменьшения теплопотерь имеет не меньшее значение.

В зависимости от диаметра изолируемых труб, используются жесткие формованные изделия (цилиндры и скорлупы) или маты.

Для изоляции труб небольшого диаметра применяются цилиндры и скорлупы из полимерных или минераловатных теплоизолирующих материалов. Для трубопроводов тепловых сетей горячего и холодного водоснабжения диаметром от 18 до 273 мм предпочтительны формованные минераловатные изделия (цилиндры или скорлупы) с толщиной теплоизоляционного слоя от 20 до 80 мм.

Они обеспечивают весьма высокое термосопротивление, негорючи, имеют малое водопоглощение, высокую механическую прочность и точные геометрические размеры. Использование подобных изделий позволяет обеспечить высокую эффективность теплоизоляционных конструкций без дополнительных затрат на ремонт в течение времени, сопоставимого со сроком службы изолируемых конструкций.

Для теплоизоляции труб большего диаметра, а также обширных поверхностей, используются маты. К примеру, для изоляции трубопроводов тепловых сетей, а также систем вентиляции и кондиционирования диаметром более 273 мм, предпочтительны гидрофобизированные маты из минеральной ваты на синтетическом связующем.

В России до сих пор весьма популярна изоляция теплосетей и внутридомовых инженерных коммуникаций матами из стекловолокна. Но при таком кажущемся преимуществе, как относительная дешевизна, решения на основе стекловолокнистых матов менее эффективны и долговечны, нежели аналогичные решения на основе материалов из базальтовых горных пород.

4.2. Энергоэффективность систем теплоснабжения

В настоящее время объем мирового потребления энергии непрерывно и быстро возрастает, что является следствием процесса индустриализации, происходящего в большинстве государств, роста населения, увеличения энергозатрат на добычу природных ресурсов и работу транспорта, а также на повышение плодородия почв и др., в результате чего быстро сокращаются имеющиеся запасы нефти и газа во всем мире.

Несмотря на значительное развитие топливодобывающей промышленности в нашей стране, топливный баланс ее в течение многих лет является весьма напряженным: опережающими темпами растет потребность в топливе и часто оно расходуется расточительно.

Важность решения этой трудной задачи имеет первостепенное значение потому, что стоимость топлива в нашей стране весьма повысилась. Одной из причин этого удорожания явилось несоответствие между потребностью в топливно-энергетических ресурсах в европейской части и на Урале (до 80% их потребления в стране) и их запасами в этих регионах (менее 10% основных запасов ресурсов). В результате около 40% всех перевозок с востока на запад приходится на топливо.

В связи с перечисленными негативными явлениями в энергоснабжении необходимо, чтобы максимально возможное снижение затрат энергии на работу систем теплоснабжения и вентиляции зданий было одной из основных задач, решаемых при проектировании и эксплуатации этих систем. Учитывая, что на эти цели сейчас в стране расходуется около 35% всего добываемого твердого и газообразного топлива, результаты энергосбережения здесь могут быть весьма значительными.

Однако проектировщики учитывают, что экономия энергии не может быть самоцелью: целесообразность осуществления любого энергосберегающего мероприятия прежде всего должна быть экономически выгодна с народнохозяйственной точки зрения. В конечном счете устанавливают, что более выгодно – осуществление такого мероприятия или затраты на соответствующее дополнительное развитие топливодобывающей промышленности. В первую очередь следует предусматривать такие мероприятия, для осуществления которых не требуется или почти не требуется капитальных вложений.

Различают два типа энергосберегающих мероприятий:

а) мероприятия, непосредственно связанные с работой систем отопления: повышение уровня теплозащиты зданий различного назначения, совершенствование герметизации и тепловой изоляции технологического оборудования, совершенствование технологических процессов, использование вторичных энергоресурсов для технологических нужд;

б) мероприятия, снижающие затраты тепловой или электрической энергии при работе этих систем; повышение КПД котельных установок, автоматизации и диспетчеризации работы систем, совершенствование их проектных решений, использование вторичных энергоресурсов для нагрева приточного воздуха или воды и др.

При проектировании новых или реконструкции действующих систем отопления могут решаться три типа технико-экономических задач:

1. Имеется только один вариант энергосберегающего решения и его сопоставляют, с точки зрения экономической эффективности, с «базовым» вариантом, не предусматривавшим энергосберегающих мероприятий.

2. Могут быть применены несколько энергосберегающих мероприятий (или одно, но с различными количествами сберегаемой энергии при разных режимах работы); все они сопоставляются по величине достигаемого экономического эффекта между собой и с «базовым» вариантом; применению подлежит экономически наиболее целесообразное мероприятие.

3. Выявляют экономически оптимальный вариант решения, т.е. лучший из всех возможных в принятых условиях.

При сопоставлении вариантов энергосберегающих решений необходимым является соблюдение условий их сопоставимости: по функциональному назначению – режиму функционирования и мощности объекта, источнику утилизируемой теплоты; по времени производства затрат и получения эффекта; ценам, определяющим эти затраты и эффект; методам исчисления стоимости показателей, принятых в расчетах; используемым при проектировании энергосберегающих мероприятий нормам, правилам и техническим условиям; по условиям эксплуатации; по степени детализации проектных разработок сопоставляемых энергосберегающих мероприятий.

Несмотря на то, что при эксплуатации централизованных систем тепло- и горячего водоснабжения от ЦТП нередко возникают жалобы населения на периодическое прекращение подачи воды на верхние этажи зданий или на низкую температуру горячей воды (вследствие нарушения гидравлического режима), в этих же системах наблюдается значительный перерасход воды, теплоты и электроэнергии. Основной причиной перебоев водоснабжения является недостаточный напор подкачивающей установки, а в системах горячего водоснабжения, кроме того, увеличенное сопротивление водонагревателей и перегрузка начальных (общих) участков сети из-за гидравлической разрегулировки системы.

Вследствие низкого сопротивления колец, состоящих из водоразборного и циркуляционного стояков, выполненных друг за другом, интенсивная циркуляция осуществляется через ближайшие к ЦТП стояки, а в

удаленных стояках она значительно ниже или отсутствует совсем, в результате чего в водоразборные краны вода поступает охлажденной. С целью доведения циркуляции до дальних стояков на практике часто циркуляционные насосы заменяют более мощными, при этом циркуляционный расход приближается к расчетному секундному расходу на водоразбор.

Однако помимо того, что это мероприятие приводит к перерасходу электроэнергии, оно ухудшает работу системы. Вследствие еще большей перегрузки подающего трубопровода и водонагревателя второй ступени резко увеличиваются потери давления и возникают перебои в подаче воды на верхние этажи.

Для устранения гидравлической разрегулировки централизованной системы горячего водоснабжения необходимо сокращать число циркуляционных колец и повышать их сопротивление, как это принято сейчас при проектировании секционных узлов.

Установка полотенцесушителей на водоразборные стояки и объединение последних кольцующей перемычкой позволили снизить диаметр стояков за счет возможности питания водоразборного крана с двух сторон (при загрузке стояка, где установлен кран, питание будет осуществляться снизу и через перемычку из соседних, менее загруженных, стояков). Переход на меньший диаметр стояка, помимо снижения металлоемкости, позволяет снизить теплопотери трубопровода (500 ГДж на 1000 квартир) и сократить расход циркуляционной воды.

При реконструкции существующих систем с полотенцесушителями на циркуляционном стояке для наладки теплового и гидравлического режимов следует отрезать циркуляционные стояки от магистрали, объединив их по подвалу в пределах одной секции дома кольцующей перемычкой, которую в одном месте трубопроводом повышенного сопротивления надо подключить к магистральной циркуляционной линии. Это значительно повысит гидравлическую устойчивость системы и, как минимум, в 4 раза уменьшит число циркуляционных колец.

Существенным резервом экономии является также возможность периодического отключения полотенцесушителей от стояков горячего водоснабжения. В южных районах страны в жаркие летние месяцы сокращение теплопоступлений необходимо для улучшения микроклимата квартир. Экономически нелепой является установка полотенцесушителя в квартире, в которой имеется кондиционер для понижения температуры воздуха в летние месяцы, т.к. последний должен расходовать энергию на понижение температуры воздуха в квартире и на выброс теплоты, поставляемой в квартиру полотенцесушителем.

Изоляция – еще один резерв экономии в системах горячего водоснабжения.. Это изоляция стояков, проходящих в шахтах санитарно-технических кабин либо открыто в ванной комнате. При изоляции стоя-

ков сокращаются не только потери теплоты, но и расход электроэнергии на перекачку циркуляционной воды, т. к. из-за меньших теплопотерь снижается требуемый циркуляционный расход.

Теплота, выделяемая стояками системы горячего водоснабжения, используется для отопления квартир. Однако летом теплопоступления от стояков горячего водоснабжения являются бесполезными потерями теплоты. Так, каждый год летом с 1000 квартир такие потери теплоты составляют 1100 ГДж.

В целом годовой экономический эффект от изоляции стояков систем горячего водоснабжения очень велик. Эффективность применения изоляции стояков настолько велика, что целесообразно выполнить изоляцию стояков действующих систем. Для производства изоляционных работ не требуются исполнители высокой квалификации; это вполне может быть осуществлено в короткие сроки силами службы эксплуатации.

Использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) для теплоснабжения промышленных зданий приобретает все большие масштабы. Экономически это вполне оправдано – затраты на экономию за счет использования ВЭР в 3-4 раза меньше затрат на его добычу и транспортировку. Уже сейчас степень использования так называемых горючих ВЭР (конверторный газ, хвостовые газы, образующиеся при выработке многих продуктов, горючие газы легкой промышленности и др.) превышает 90%, в результате чего достигается экономия.

Во всех случаях экономическая задача заключается в том, чтобы в первую очередь использовать те источники ВЭР, при которых эффект будет наибольшим. С этой целью предварительно должна быть проведена паспортизация всех источников ВЭР с указанием их количества, температуры, степени загрязнения, продолжительности и режима поступления. К числу этих источников относятся различные технологические ресурсы (отходящие газы, пар и нагретая вода, являющиеся результатом работы технологического оборудования, котельных, компрессорных и др.), а также вентиляционные выбросы. Одновременно определяют возможных потребителей ВЭР – технологические процессы, отопление, горячее водоснабжение, вентиляция и др. Следующим этапом является составление баланса количества ВР и потребности в них с подразделением последней на группы по температурам ВЭР (высокопотенциальная и низкопотенциальная теплота).

Если количество ВЭР больше потребности в них, то в первую очередь используют те источники, утилизация теплоты которых дает наибольший экономический эффект. Таким образом производят ранжирование всех источников ВЭР, а затем составляют баланс потребности в теплоте и количестве ее, получаемой при использовании этих источников.

Сокращение энергопотребления – еще один из эффективных способов экономии расходов. Для общественных зданий характерен периодический режим работы, связанный с временным пребыванием в них людей. Суточная периодичность режима работы помещений приводит к нестационарности протекающих в них тепловых потоков. Анализ динамики тепловых процессов позволяет вскрыть резервы сокращения энергопотребления на обеспечение внутренних тепловых ресурсов.

Сокращение энергопотребления системами отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха особенно важно в холодное время года. Для этих целей необходимо:

- 1) использование прерывистого отопления, совмещенного с приточной вентиляцией;
- 2) снижение температуры внутреннего воздуха в нерабочее время в помещениях, оборудованных водяными системами отопления, за счет уменьшения теплоотдачи этих систем;
- 3) использование переменного расхода воздуха в приточных системах вентиляции и кондиционирования воздуха в рабочее время;
- 4) использование прерывистой вентиляции помещений.

Возможности сокращения энергопотребления с помощью перечисленных мер, относящихся к области режима регулирования систем.

Использование систем кондиционирования. С помощью систем вентиляции и кондиционирования воздуха в помещениях зданий и сооружений поддерживаются установленные нормами метеоусловия и чистота воздуха. Вместе с тем, эти системы должны защищать окружающую среду от загрязнения. Поддерживать определенный состав и параметры воздуха должна вентиляция, под которой понимается ограниченный воздухообмен в помещениях, где находятся или могут находиться люди. Для организации воздухообмена создают специальные вентиляционные системы, с помощью которых загрязненный воздух удаляется из помещений, а чистый – попадает в помещение. Для предотвращения попадания загрязненного воздуха (наружного) его очищают в специальных аппаратах.

В зависимости под действием каких сил начинает двигаться воздух по вентиляционным каналам, различают естественную (гравитационную) и искусственную (механическую) вентиляцию. При естественной вентиляции воздухообмен происходит под действием давления, возникающего за счет разности плотностей наружного (холодного) и внутреннего (теплого) воздуха. Естественную вентиляцию применяют в жилых и общественных зданиях, в административно-бытовых помещениях промышленных предприятий. Естественная вентиляция осуществляется через специальные вентиляционные каналы, выполненные непосредственно в стенах здания.

При искусственной вентиляции воздух перемещается вентиляторами. Вентиляция системы может быть приточной, вытяжной и приточно-вытяжной. Если воздух забирается извне помещения и подается в помещение, то такая вентиляция называется приточной. Наоборот, если воздух организационно удаляется из помещения, то система называется вытяжной. Если же и приток, и вытяжка организованы, то приходится иметь дело с приточно-вытяжной вентиляцией.

В зависимости от способа организации воздухообмена вентиляция может быть местной и общеобменной. Местная вентиляция оборудуется тогда, когда загрязненный воздух необходимо удалить непосредственно с места его загрязнения. Технически этот вид вентиляции представляет систему воздухопроводов с выходными трубами. Побудителем движения воздуха служит вентилятор.

Устройство систем вентиляции. В жилых, общественных зданиях обычно применяются системы естественной вентиляции, состоящей из приемных решеток и вентиляционных каналов.

Воздух в такой системе поступает через решетку, поступает в вертикальный вентиляционный канал и поднимается на чердак, откуда через вентиляционную шахту и дефлектор выбрасывается в атмосферу.

Система механической вентиляции состоит из вентилятора с приводом, системы воздухопроводов, воздухоприемных и воздуховыпускных устройств, устройств регулировки и контрольно-измерительных приборов. В нее могут входить специальные устройства, предназначенные для очистки, подогрева, осушки или увлажнения воздуха. Основным элементом системы механической вентиляции является вентилятор.

Для подогрева воздуха, подаваемого в помещение в зимнее время, используются специальные нагревательные приборы – калориферы. Принцип работы калорифера: через трубки пропускается греющий теплоноситель, а между трубками вентилятора прогоняется воздух. При прохождении воздуха через трубки он нагревается и подается в помещение.

4.3. Пути решения проблем теплоснабжения

Теплозащита зданий и сооружений

В условиях сурового российского климата применение современных высокоэффективных теплоизоляционных материалов в строительстве жилых и офисных зданий является настоящей необходимостью. Правильно спроектированная и смонтированная теплоизоляция позволяет значительно повысить уровень комфортности, тепло- и звукоизоляции как здания в целом, так и отдельных помещений, а также достичь существенного снижения энергозатрат и, следовательно, сокращения эксплуатационных расходов.

Применение недостаточной, малоэффективной теплоизоляции, либо неправильное ее размещение закономерно приводит к ухудшению параметров микроклимата помещений. Надо заметить, что по строительным нормативам параметры микроклимата жилых помещений могут меняться в достаточно узких пределах: температура около $20 \pm 2^\circ\text{C}$, допустимая влажность от 20 до 60%, скорость движения воздуха не более 0,2 м/с. Поэтому очень важно использовать такие конструктивные теплоизоляционные решения, которые могли бы существенно снизить нагрузки на оборудование отопления и кондиционирования. Прежде всего, обозначим наиболее проблемные с точки зрения теплопотерь конструкции в типичном жилом или офисном помещении. Установлено, что до двух третей всех теплопотерь происходит через внешнюю стену и окна (наружные ограждающие конструкции), поскольку они имеют наибольшие площади контакта с окружающей средой. Также весьма ощутимая доля теплопотерь (до 25%) приходится на покрытия, на внутренние стены, поскольку в местах контакта плит перекрытий с несущими стенами, в местах примыкания к наружным стенам внутренних стен и перегородок образуются так называемые «мостики холода» – участки интенсивного теплообмена с окружающей средой.

При образовании разности температур между внутренней и наружной поверхностями ограждения, в материале ограждения возникает тепловой поток, направленный в сторону понижения температуры. Причем, теплопотери тем больше, чем меньшее термическое сопротивление имеет конструкция. Для обеспечения требуемого термического сопротивления стен и перекрытий возникает необходимость в наличии эффективного теплоизоляционного слоя из материала с малой теплопроводностью.

Так, к примеру, слой минераловатного утеплителя толщиной 50 мм по своим теплоизоляционным свойствам сравним со сплошной кирпичной кладкой толщиной 890 мм. В современном строительстве находят применение широкий спектр теплоизоляционных материалов, различающихся физико-химическими свойствами и, соответственно, технико-эксплуатационными характеристиками. По структуре твердой основы теплоизоляционные материалы можно четко разделить на волокнистые (природным прототипом которых является дерево или хлопок) и ячеистые (по сути своей – твердые пены).

В волокнистых материалах, как правило, используется твердая основа минерального происхождения – это могут быть базальтовые горные породы или стекло, а в ячеистых (вспененных) материалах могут использоваться как минеральные компоненты, так и органические полимеры. В этой группе наибольшее распространение получили теплоизоляционные материалы на основе пенополистирола (вспененного или экструдированного), пенополиуретана, пенобетона, вспененного стекла и т.п.

Каждое конкретное теплотехническое решение предъявляет к теплоизоляционному материалу набор специфических требований, зависящих от условий его эксплуатации. В соответствии с этими требованиями и осуществляется выбор типа материала.

Мы рассмотрим наиболее распространенные решения для уменьшения теплопотерь через наружные стены, окна, внутренние стены и перекрытия и укажем подходящие для этих решений теплоизоляционные материалы и технологии.

Теплоизоляция внешних стен

Обзор возможных решений для утепления внешних стен начнем с наиболее простой схемы с расположением теплоизоляционного слоя на внутренней поверхности несущих конструкций. Такой способ утепления порой представляется единственно возможным, например, в зданиях со сложными в архитектурном плане фасадами, представляющими художественную или историческую ценность. В данном случае теплоизоляционные мероприятия могут быть произведены избирательно, только в некоторых помещениях здания и с относительно небольшими финансовыми затратами. Однако в таком способе теплоизоляции есть и негативные стороны. Прежде всего, это некоторое уменьшение полезной площади помещений. Кроме того, данный способ утепления подразумевает специальные мероприятия (пароизоляция, воздушные зазоры), препятствующие конденсации водяного пара в ограждающей конструкции.

Следующие схемы утепления – с расположением теплоизоляционного слоя снаружи несущей стены. Они применимы для теплоизоляции вновь возводимых и реконструкции ранее построенных зданий и предусматривают устройство многослойных фасадных систем, которые значительно улучшают температурно-влажностный режим существующих наружных ограждений. Монтаж таких систем возможно проводить даже без отселения жильцов.

Система наружного утепления «мокрого» типа с тонкой штукатуркой состоит из нескольких последовательно накладываемых слоев: утеплителя, крепящегося на несущую конструкцию, клеевого состава с армирующей стеклопластиковой сеткой, базового и декоративного слоев штукатурки. Эта система предъявляет повышенные требования к таким свойствам утеплителя, как водопоглощение и теплопроводность. Поэтому в качестве утеплителя здесь используются минераловатные плиты из базальтового волокна, вспененный пенополистирол и реже – плиты из экструдированного пенополистирола.

Несколько отличается от вышеописанной система с толстой штукатуркой – в данном случае утеплитель накладывается на анкеры с шарниром, затем накладывается сварная сетка из нержавеющей стали и сверху – толстый слой штукатурки.

В обоих случаях предпочтительнее использовать минераловатные плиты с высокой плотностью (например, гидрофобизированные минераловатные плиты) или двухслойные плиты – с повышенной плотностью наружного слоя и пониженной плотностью внутреннего.

А вот использование пенополистирола, в соответствии с требованиями пожарной безопасности, имеет ряд ограничений. Так, строительными нормативами разрешается использовать полистирольные плиты на фасадах с обрамлением оконных и дверных проемов и межэтажных расщелей из минераловатных плит.

Поскольку паропроницаемость пенополистирола чрезвычайно мала – во много раз ниже, чем у минерального волокна – этот материал фактически становится барьером на пути движения пара наружу. Поэтому при достаточно высокой влажности в помещении встает вопрос о необходимости внутреннего кондиционирования во избежание прогрессирующего отсыревания стен.

Навесные вентилируемые фасады характеризуются наличием воздушной прослойки между крепящимся на несущую конструкцию плитным утеплителем и дождевым экраном, также выполняющим декоративные функции. Утеплитель, используемый в таких системах, должен иметь длительный срок эксплуатации, обладать негорючестью, химической и биологической стойкостью, сохранять стабильную форму и высокие теплоизолирующие характеристики; позволять водяным парам и влаге беспрепятственно проходить в воздушную прослойку, предотвращая образование и скопление на конструкциях разрушающего их конденсата.

Перечисленным требованиям соответствуют жесткие гидрофобизированные минераловатные плиты из базальтовых горных пород. Эти материалы на основе неорганических волокон являются неблагоприятной средой для образования плесневых и других грибков, а также обладают высокими теплотехническими и шумопоглощающими свойствами.

Может быть использована и двухслойная минераловатная плита: более плотный слой устанавливается на наружной стороне фасадных конструкций, менее плотный – непосредственно на несущую стену, так как мягкий слой позволяет утеплителю лучше прилегать к неровностям утепляемой конструкции.

Для полноты картины стоит упомянуть весьма популярные в России трехслойные ограждающие конструкции с расположением утеплителя средним слоем между двумя несущими слоями из различных конструкционных материалов – от древесных панелей до железобетона и кладки из штучных каменных материалов. В широко распространенных панельных многоэтажках массовых серий стеновые конструкции между двумя слоями железобетона содержат утепляющий слой, как правило, из вспененного пенополистирола или минеральной ваты.

К сожалению, ремонтно-восстановительные работы в таких трехслойных конструкциях невозможны. Поэтому повышение термосопротивления трехслойных панелей в проектах по реконструкции пятиэтажек достигается устройством описанных выше современных фасадных систем с «толстой штукатуркой».

Теплоизоляция окон

Единственный эффективный способ снижения теплопотерь через окна заключается в замене устаревшего двойного остекления в отдельных или спаренных переплетах на остекление с применением двухкамерных стеклопакетов или однокамерных стеклопакетов (шириной не менее 36 мм) с теплоотражающим покрытием и заполнением внутренней полости аргоном в одинарных деревянных или пластмассовых переплетах. Причем, в стеклопакете теплоотражающее стекло устанавливают обычно третьим по счету, считая со стороны улицы, окисно-металлическим покрытием внутрь стеклопакета. Тройное остекление в отдельно-спаренных переплетах и в отдельных переплетах способствует снижению воздухопроницаемости и увеличению термосопротивления в 1,8-2 раза. Хорошая герметичность всех примыканий новых конструкций окон снижает их воздухопроницаемость, что положительно влияет на энергосбережение, однако при чрезмерной герметизации может приводить к нарушению влажностного режима наружных ограждений, приводящему к выпадению конденсата на внутренней поверхности ограждений с последующим образованием плесени и других неприятных явлений. Кроме того, повышенная герметичность требует решения вопроса вентиляции помещений, которая обычно осуществляется естественным образом за счет поступления наружного воздуха через неплотности оконных заполнений. Эти особенности новых окон вынуждают предусматривать специальные вентиляционные устройства в наружных ограждениях или разрабатывать систему принудительной вентиляции.

Наиболее эффективные комплексные методы теплоизоляции зданий и отдельных помещений, минимизирующие теплопотери и предусматривающие создание термической оболочки, должны учитываться уже на стадии проектирования. Однако некоторые из технических решений, – прежде всего, позволяющих обойтись без глубокой реконструкции здания, – применимы и для улучшения теплозащиты домов, построенных по старым строительным нормам. Устройство теплоизоляции с использованием современных теплоизоляционных материалов позволяет снизить теплопотери в 2-3 раза при материальных затратах, окупающихся в течение нескольких лет.

Система вентиляции

Чтобы обеспечить энергоэффективность дома, его делают герметичным. Из-за этого естественная инфильтрация воздуха ниже, чем в обычном доме и чтобы обеспечить хорошее качество воздуха очень важно его хорошо вентилировать. Высокая теплоизоляция дома приводит к тому, что главные теплотери связаны с вентиляцией. Создание хорошей системы вентиляции переплетается с проблемой тепло- и пароизоляции. Для создания комфортных условий нужна полная замена воздуха в помещении с определенной скоростью.

Для вентиляции дома можно использовать естественную, принудительную системы или их комбинацию.

Естественная вентиляция

Существуют две основные схемы вентиляции: с непосредственным смешиванием (традиционное проветривание через форточку или вентиляционное отверстие) чистого и загрязненного воздуха и вытеснительная схема, когда воздух фронтом перемещается от одной стены к другой. Традиционная схема смешивания не обеспечивает высокой степени очистки воздуха, т.к. свежий воздух идет узким каналом, при этом чистый и загрязненный воздух постоянно перемешиваются, и в выбрасываемом воздухе присутствует большая часть свежего воздуха.

Для создания движения воздуха фронтом с малой скоростью от одной стены (чистый воздух) к другой (отработанный воздух), без перемешивания, применяется вытеснительная схема. В такой системе достигается полное удаление отработанного воздуха при однократной замене. Вытеснительная схема вентиляции осуществляется при воздухопроницаемых стенах.

Воздухопроницаемость стен обеспечивается либо специальными пористыми материалами, либо распределенной системой мелких вентиляционных отверстий, равномерно распределенных по поверхности стен.

Вытеснительную схему, применяемую для дома в целом, необходимо дополнить традиционной схемой с контролируемым притоком и оттоком воздуха для кухни, ванной комнаты и туалета, причем вытяжку надо устраивать через туалет.

Рекуперация тепла в системе вентиляции

При высокой теплоизоляции дома главным источником тепловых потерь является проветривание. Поэтому на выходе вентиляционной системы, чтобы понизить потери энергии, необходимо ставить устройство, в котором тепло воздуха, удаляемого из дома, передается свежему воздуху, поступающему снаружи. Такие системы позволяют вернуть 50-70% тепла в дом. В качестве такого устройства применяются пластинчатые или роторные рекуператоры. Главные составные части пластинчатого рекуператора – это пластинчатый теплообменник и вентилятор, разме-

щенные в герметичном коробе. Главной составной частью роторного рекуператора является дисковый вентилятор-теплообменник. Это устройство проще предыдущего и обладает на порядок меньшими габаритами, высокой эффективностью (до 80% возврата тепла), работает при отрицательных температурах без обмерзания.

Снижение теплопотерь в тепловых сетях

Наиболее экономичным видом прокладки теплопроводов тепловых сетей является надземная прокладка. Однако с учетом архитектурно-планировочных требований, требований экологии в населенных пунктах, основным видом прокладки является подземная прокладка в проходных, полупроходных и непроходных каналах. Бесканальные теплопроводы, являясь более экономичными в сравнении с канальной прокладкой по капитальным затратам на их сооружение, применяются в тех случаях, когда они по теплотехнической эффективности и долговечности не уступают теплопроводам в непроходных каналах. Проектирование тепловых сетей всех способов прокладки осуществляется в соответствии с требованиями СНиП 2.04.07-86* «Тепловые сети». Требования к конструкциям тепловой изоляции и нормы плотности теплового потока от теплоизолированных трубопроводов в зависимости от диаметра трубопровода, температуры теплоносителя и вида прокладки (надземная или подземная) регламентируются СНиП 2.04.14-88 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» с изменением № 1.

Тепловая изоляция предусматривается для линейных участков трубопроводов тепловых сетей, арматуры, фланцевых соединений, компенсаторов и опор труб для надземной, подземной канальной и бесканальной прокладки. При выборе материалов теплоизоляционных конструкций трубопроводов, прокладываемых в жилых, общественных и производственных зданиях и проходных тоннелях, следует учитывать требования норм проектирования на эти объекты в части пожарной опасности.

Для изоляции арматуры, сальниковых компенсаторов и фланцевых соединений следует применять преимущественно съемные теплоизоляционные конструкции.

В качестве теплоизоляционного слоя в этих конструкциях наибольшее применение в практике находят теплоизоляционные изделия на основе минерального и стеклянного волокна, выпускаемые различными предприятиями по ГОСТ 21880-94, ГОСТ 9573-96, ГОСТ 10499-95 и Техническим условиям (ТУ) производителей.

Эффективными теплоизоляционными изделиями для прокладываемых в каналах трубопроводов тепловых сетей являются цилиндры из минеральной ваты и стекловолокна. Преимуществом импортных изделий является их формостабильность и технологичность при монтаже. приме-

нение формостабильных теплоизоляционных изделий обеспечивает снижение трудозатрат при монтаже теплоизоляции тепловых сетей в каналах.

В конструкциях теплоизоляции подземных трубопроводов канальной прокладки с учетом возможного попадания в конструкцию капельной влаги рекомендуется применять только гидрофобизированные теплоизоляционные материалы. Для ограничения увлажнения волокнистой теплоизоляции при надземной и подземной канальной прокладке по теплоизоляционному слою устанавливается защитное покрытие из гидроизоляционных материалов. В отечественной практике в конструкциях с минераловатными и стекловатными утеплителями при прокладке в каналах используются стеклопластики по ТУ 6-48-87-92, ТУ 36.16.22-68-95, ТУ 6-48-00204961-14-90, изол, гидроизол, полимерные пленки и штукатурные покрытия. При надземной прокладке применяются преимущественно металлические покрытия из оцинкованной стали и алюминиевых сплавов.

Перспективным теплоизоляционным материалом для трубопроводов тепловых сетей с температурным графиком 95–70°C в проходных и непроходных каналах и систем горячего водоснабжения, прокладываемых в технических подпольях и подвалах зданий, является вспененный каучук.

Для трубопроводов тепловых сетей подземной бесканальной прокладки применяются преимущественно предварительно изолированные в заводских условиях трубы с гидроизоляционным покрытием, исключающим возможность увлажнения изоляции в процессе эксплуатации. В качестве основного теплоизоляционного слоя в конструкциях теплоизолированных трубопроводов бесканальной прокладки по СНиП 2.04.07-86* и СНиП 2.04.14-88 рекомендуется применять армопенобетон (АПБ), пенополимерминерал (полимербетон) и пенополиуретан (ППУ).

Применявшиеся ранее конструкции на основе битумоперлита, битумовермикулита, битумокерамзита, фенольных пенопластов (ФРП-1, ФЛ) по физико-техническим и эксплуатационным характеристикам уже не отвечают современным требованиям, в частности, нормам плотности теплового потока по изменению № 1 к СНиП 2.04.14-88. Эти материалы могут использоваться при соответствующем технико-экономическом обосновании в условиях, когда отсутствуют указанные выше эффективные теплоизоляционные материалы.

Трубы с армопенобетонной изоляцией диаметром от 57 до 1 420 мм выпускаются по ТУ 4859-002-03984155-99. Современный армопенобетон характеризуется низкой плотностью (200–250 кг/м³) и теплопроводностью (0,05 Вт/(м·К)) при высокой прочности на сжатие (не менее 0,7 МПа). К преимуществам АПБ относятся его негорючесть, высокая температура применения (до 300°C), отсутствие коррозионного воздей-

ствия на стальные трубы, паропроницаемость гидрозащитного покрытия и, как следствие, долговечность. Предызолированные трубы с изоляцией из армопенобетона могут применяться во всем диапазоне температур теплоносителя как в водяных, так и в паровых тепловых сетях всех видов прокладки, включая подземную бесканальную, подземную в проходных и непроходных каналах и надземную прокладку.

Предварительно изолированные в заводских условиях трубы с тепловой изоляцией на основе ППУ и защитным покрытием из полиэтилена высокой плотности по ГОСТ 30732-2001 применяются для тепловых сетей подземной бесканальной прокладки с температурой теплоносителя до 130°C. Теплопроводы оборудованы системой оперативного дистанционного контроля технического состояния теплоизоляции, позволяющей своевременно обнаруживать и устранять возникающие дефекты.

К преимуществам теплопроводов с ППУ-изоляцией относят низкий коэффициент теплопроводности ППУ (0,032–0,035 Вт/(м·К)), технологичность при изготовлении и при монтаже теплопроводов, долговечность при соблюдении требований монтажа и эксплуатации.

Ограничения в применении ППУ-изоляции в тепловых сетях определяются допустимой температурой применения (130°C), горючестью, высокой дымообразующей способностью и токсичностью выделяемых при горении компонентов.

Предельная максимальная температура применения 130°C не позволяет использовать ППУ для изоляции трубопроводов водяных тепловых сетей, работающих по температурным графикам 150–70 и 180–70°C и паропроводов. Следует отметить, что ГОСТ 30732-2001 допускает применение ППУ при кратковременном повышении температуры до 150°C.

Пенополиуретан при испытаниях по ГОСТ 30244, в зависимости от рецептуры, относится к группам Г3 и Г4, что ограничивает возможность его применения для тепловой изоляции трубопроводов тепловых сетей, надземной прокладки и подземной в проходных и непроходных каналах и тоннелях. Пенополимерминерал (полимербетон) разработан Институтом ВНИПИЭнергопром и более 20 лет применяется в конструкциях тепловой изоляции трубопроводов диаметром до 500 мм, изготавливаемых по ТУ 5768-006-00113537-2001. Характеризуется интегральной структурой, совмещающей функции теплоизоляционного слоя и гидроизоляционного покрытия. Имеет температуру применения до 150°C, при испытаниях на горючесть по ГОСТ 30244 относится к группе Г1.

В соответствии с требованиями СНиП 2.04.14-88 теплоизоляционные материалы, применяемые для тепловой изоляции трубопроводов бесканальной прокладки, должны иметь прочность на сжатие не менее 0,4 МПа.

При бесканальной прокладке трубопроводов расчетный коэффициент теплопроводности основного теплоизоляционного слоя в конструкции λ_k определяется с учетом возможного увлажнения при эксплуатации. Коэффициент, учитывающий увеличение теплопроводности теплоизоляционного материала при увлажнении, в настоящее время принимается по СНиП 2.04.14-88 и в зависимости от вида теплоизоляционного материала и влажности грунта по ГОСТ 25100 имеет значения в пределах 1,0–1,15. Следует отметить, что значения этих коэффициентов подлежат уточнению с учетом эффективности применяемых в современной практике гидроизоляционных покрытий. Так, для труб с ППУ-изоляцией в оболочке из полиэтилена высокой плотности и системой контроля влажности этот коэффициент может быть принят равным 1 независимо от влажности грунта. Для труб с армопенобетонной изоляцией и паропроницаемым гидроизоляционным покрытием и труб с пенополимерминеральной изоляцией с интегральной структурой, допускающих возможность высыхания теплоизоляционного слоя в процессе эксплуатации, коэффициент увлажнения, вероятно, может быть снижен до значений 1,05 в маловлажных и влажных грунтах, и 1,1 в насыщенных водой грунтах по ГОСТ 25100.

При бесканальной прокладке трубопроводов тепловых сетей не рекомендуется применение теплоизоляционных конструкций на основе штучных теплоизоляционных изделий с устройством гидроизоляционного покрытия на месте монтажа для линейных участков трубопроводов.

Практические расчеты тепловой изоляции трубопроводов в канале и при бесканальной прокладке выполняются с удовлетворительной для практики точностью по инженерным методикам, учитывающим термическое сопротивление теплоизоляционного слоя и термическое сопротивление стенок канала и грунта, сопротивление теплоотдаче на границе теплоизоляции и стенок канала с воздухом в канале. Термическое сопротивление грунта рассчитывается по формуле Форхгеймера, учитывающей теплопроводность грунта в условиях эксплуатации, диаметр теплопровода и глубину его заложения. При двухтрубной прокладке учитывается взаимное тепловое влияние подающего и обратного теплопроводов. В практике проектирования тепловых сетей при двухтрубной прокладке трубопроводов одного диаметра толщина теплоизоляционного слоя обратного трубопровода с учетом монтажных требований принимается равной толщине теплоизоляции подающего трубопровода.

Экономически оптимальная толщина теплоизоляционного слоя для заданного типа прокладки определяется по минимуму суммы капитальных затрат на устройство изоляции и эксплуатационных расходов с учетом стоимости используемых материалов и тепловой энергии в конкретном регионе. Стоимостные показатели рекомендуемых к примене-

нию теплоизоляционных материалов являются одним из определяющих факторов при оценке их сравнительной технико-экономической эффективности.

Теплопотери через ограждающие конструкции напрямую зависят от разницы температуры внутри помещения и температуры снаружи.

Предположим следующий пример. Слева в комнате установлен радиатор, справа – смонтирована система напольного отопления. Теплопотери определяются температурой воздуха у ограждающих конструкций, т.е. у окон. Для радиаторной системы отопления для того, чтобы получить в помещении 20 – 22 град необходимо перегреть зону у окна до 26 – 40 град (температура максимальна за отопительным прибором и у потолка, где собирается теплый воздух). При напольном же отоплении перегрева не происходит. В зависимости от высоты потолка экономия энергии при использовании напольного отопления, по сравнению с радиаторной системой отопления, составляет 10 – 20%. При потолках выше 4 м экономия может быть и больше.

Соотношение между теплоотдачей излучением и конвекцией

При радиаторном отоплении значительная часть тепла передается в помещение за счет конвекции. При такой передаче тепла в помещениях, прежде всего, нагревается воздух, и создаются условия, при которых температура воздуха оказывается несколько выше средней радиационной температуры всех поверхностей помещения.

При использовании нагревательных приборов с преобладающей теплоотдачей излучением (напольные греющие панели), в помещениях создаются условия, при которых средняя радиационная температура всех поверхностей помещения, включая и греющую, выше температуры воздуха.

Исследования реакции человеческого организма на соотношения температур воздуха (t_v) и средней радиационной температуры помещения (t_R) показывают, что ощущение комфорта у испытуемых появляется при более низкой температуре воздуха t_v , если $t_R > t_v$, т.е. при напольном отоплении.

Таким образом, при использовании напольного отопления температура в помещении может быть на 1–2 град ниже, чем при радиаторном отоплении, при том же ощущении комфорта для находящихся в помещении людей. Это дополнительно снижает теплопотери через ограждающие конструкции и экономит энергию.

При использовании нагревательных приборов с преобладающей теплоотдачей излучением (напольные греющие панели), в помещениях создаются условия, при которых средняя радиационная температура всех поверхностей помещения, включая и греющую, выше температуры воздуха.

Температура поверхности пола не превышает 26 град при температуре в помещении 18 – 20 град. Теплоотдача от отопительного прибора,

будь то панель в полу или радиатор, зависит от разницы температур на поверхности отопительного прибора и температуры воздуха в помещении. Если в помещение начинает поступать тепло от дополнительных источников (солнечная радиация, массовое скопление людей, электрооборудование), поступление тепла от панелей в полу уменьшается пропорционально повышению температуры в помещении и при достижении температуры поверхности пола прекращается совсем.

Для радиаторной системы отопления, где разница между температурой воздуха и температурой поверхности отопительного прибора намного больше, изменения тепlopоступления при повышении температуры в помещении практически не происходит. Для достижения того же эффекта необходимо оборудовать радиаторы термостатическими головками, однако это не всегда возможно применительно к вертикальным радиаторным системам отопления.

За счет эффекта саморегуляции происходит использование тепла дополнительных источников и, таким образом, снижение энергопотребления от основного источника тепла.

Уменьшение теплопотерь при транспортировке тепла

Система напольного отопления использует низкотемпературный теплоноситель, температура в теплоносителе в прямом трубопроводе 30–40 град, в обратном 25–35 град. Поэтому теплопотери в магистральных трубопроводах и стояках при использовании системы напольного отопления ниже, чем в классических радиаторных системах, где параметры теплоносителя 90/70.

Общая экономия энергии при применении системы напольного отопления составляет 15 – 25% по сравнению с традиционными радиаторными системами отопления. При высоте потолков 4 м и выше экономия может быть и больше.

Контрольные вопросы

1. Что такое теплозащита?
2. Какие основные требования предъявляются к теплозащите?
3. Какие основные теплопотери влияют на эффективность работы систем теплоснабжения?
4. Каковы пути решения проблем, связанных с теплопотерями?
5. Что представляет собой энергоэффективность систем теплоснабжения?
6. Каковы пути решения проблем теплоснабжения?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование [Текст]: введ. 2013-01-01. – М.: ЗАО «Кодекс», 2012.
2. Тихомиров, К.В. Теплотехника, теплогасоснабжение и вентиляция [Текст]: учебник для вузов / К.В. Тихомиров, Э.С. Сергеев. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1991. – 480 с.: ил. – ISBN 5-274-00831-3.
3. Баскаков, А.П. Теплотехника [Текст]: учебник для вузов / А.П. Баскаков, Б.В. Берг, О.К. Витт. – Изд. 2-е, перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 224 с.: ил. – ISBN 5-283-00121-0.
4. Бахмат, Г.В. Теплотехника [Текст]: учеб.-метод. комплекс / Г.В. Бахмат, Е.Н. Кабес. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2001. – 149 с. – ISBN 5-88465-359-X.
5. Ртищева, А.С. Теоретические основы гидравлики и теплотехники [Текст]: учеб. пособие / А.С. Ртищева. – Ульяновск: УлГТУ, 2007. – 171 с. – ISBN 5-06-003712-6.
6. Козин, В.Е. Теплоснабжение [Текст]: учебник для вузов / В.Е. Козин и др. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с. – ISBN 5-88465-379-X.
7. Пешехонов, Н.И. Проектирование теплоснабжения [Текст]: учебник для вузов / Н.И. Пешехонов. – М.: Высш. шк., 1986. – 55 с.: ил. – ISBN 5-274-00832-1.
8. СНиП 2.04.07-86. Тепловые сети. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 48 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ЗАКОНЫ ТЕРМОДИНАМИКИ	4
1.1. Термодинамическая система и ее параметры	4
1.2. Идеальный газ.....	5
1.3. Первый закон термодинамики	6
1.3.1. Внутренняя энергия.....	6
1.3.2. Работа. Теплота.....	7
1.3.3. Теплоемкость	8
1.3.4. Первый закон термодинамики и газовые процессы	9
1.4. Второй закон термодинамики	11
2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА	13
2.1. Основные понятия тепломассообмена	13
2.2. Теплопроводность	15
2.3. Конвективный теплообмен.....	18
2.4. Теплообмен излучением	19
2.5. Сложный теплообмен и теплопередача	20
3. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ	23
3.1. Классификация систем теплоснабжения.....	25
3.2. Автоматизация систем теплоснабжения	28
3.3. Надежность систем теплоснабжения.....	31
3.4. Системы горячего водоснабжения (ГВ).....	34
3.4.1. Аккумуляторы в системах горячего водоснабжения	38
3.4.2. Определение объема баков-аккумуляторов	40
3.4.3. Основные правила установки и обвязки баков	41
3.4.4. Схемы подключения систем горячего водоснабжения к паровым тепловым сетям.....	42
3.4.5. Центральное отопление и горячее водоснабжение	43
3.4.6. Циркуляция и ее расчет в системах горячего водоснабжения	47
3.5. Проектирование и расчет теплого пола	53
4. ТЕПЛОЗАЩИТА ЗДАНИЙ.....	59
4.1. Требования к теплозащите	60
4.2. Энергоэффективность систем теплоснабжения	68
4.3. Пути решения проблем теплоснабжения	73
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	85

Учебное издание

НОВОСЕЛОВА Юлия Николаевна
МОРЕВА Юлия Александровна

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ С ОСНОВАМИ ТЕПЛОТЕХНИКИ

Учебное пособие

Редактор Т.А. Колесникова
Компьютерная верстка Т.В. Леонтьевой

Подписано в печать 24.12.2014. Рег. № 35-15. Формат 60×84/16. Бумага тип. № 1.
Плоская печать. Усл.печ.л. 5,5. Тираж 50 экз. Заказ 837.



Издательский центр ФГБОУ ВПО «МГТУ»
455000, Магнитогорск, пр. Ленина, 38
Полиграфический участок ФГБОУ ВПО «МГТУ»