

Министерство образования и науки
Российской Федерации
Белгородский государственный технологический университет
им. В.Г. Шухова

Б. Ф. Подпоринов, С. В. Староверов, А. Ю. Феокистов

**ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ВОДООТВЕДЕНИЕ
ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ**

Часть 2 «Теплогазоснабжение и вентиляция»

учебное пособие для студентов заочной формы
обучения с применением дистанционных технологий

Белгород
2014

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Белгородский государственный технологический университет
им. В. Г. Шухова

Б. Ф. Подпоринов, С. В. Староверов, А. Ю. Феокистов

Водоснабжение и водоотведение
Теплогазоснабжение и вентиляция
Часть 2 «Теплогазоснабжение и вентиляция»

*Утверждено ученым советом университета в качестве учебного пособия
для студентов направления бакалавриата 270800 – Строительство заочной
формы обучения с применением дистанционных технологий*

Белгород
2014

УДК 696+697(075)

ББК 38.76 я 7

П 44

Р е ц е н з е н т ы:

Кандидат технических наук, доцент Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова *М.В. Кафтаева*

Главный инженер филиала «Центральное объединение по эксплуатации газового хозяйства» ОАО «Белгородоблгаз» *С.А. Власов*

П 44 Подпоринов, Б. Ф.

Водоснабжение и водоотведение. Теплогазоснабжение и вентиляция: учебное пособие. В 2 ч. Ч. 2. Теплогазоснабжение и вентиляция / Б. Ф. Подпоринов, С. В. Староверов, А. Ю. Феоктистов. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2014. – 269 с.

В учебном пособии рассматриваются наружные сети и сооружения водоснабжения и канализации, внутренние санитарно-технические системы зданий и сооружений, системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, сети тепло- и газоснабжения, теплогенерирующие установки жилищно-коммунальных котельных. В книге рассмотрены основные методики проектирования и расчета, дано описание основного оборудования и принципиальных схем рассматриваемых систем. В пособии приводятся методические указания по расчету отопления и вентиляции зданий и пример расчета отопления и естественной вентиляции жилого дома

Учебное пособие разработано в соответствии с рабочей программой по дисциплине «Водоснабжение и водоотведение. Теплогазоснабжение и вентиляция». и предназначено для студентов заочной формы обучения с применением дистанционных технологий направления бакалавриата 270800 –Строительство.

Учебное пособие публикуется в авторской редакции.

УДК 696+697 (075)

ББК 38.76 я 7

© Белгородский государственный
технологический университет
(БГТУ) им. В.Г. Шухова, 2014

1.	Микроклимат помещений.....	5
2.	Процессы тепло- и массообмена в строительных конструкциях.....	13
	Тепловая защита зданий	13
2.1.	Общая характеристика процессов тепло- и массообмена	13
2.2.	Нормирование теплозащитных свойств ограждений	15
2.3.	Теплотехнический расчет ограждающих конструкций	17
3.	Тепловой баланс помещений. Тепловой расчет зданий.....	19
4.	Отопление	26
4.1.	Требования к системам отопления.....	26
4.2.	Классификация систем отопления.....	27
4.3.	Системы водяного отопления.....	28
4.4.	Нагревательные приборы систем водяного отопления	29
4.5.	Конструирование систем водяного отопления.....	35
4.6.	Гидравлический расчет систем водяного отопления.....	42
5.	Вентиляция	52
5.1.	Вентиляция зданий. Классификация вентиляционных систем	52
5.2.	Воздухообмен в помещениях. Нормирование воздухообмена	54
5.3.	Организация притока и удаления воздуха	58
5.4.	Естественная вентиляция зданий	62
5.5.	Механическая вентиляция	65
5.6.	Обработка воздуха в вентиляционных установках.....	75
5.7.	Конструирование систем вентиляции. Элементы вентиляционных систем. Аэродинамический расчет вентиляционных систем	85
5.8.	Побудители тяги вентиляционных систем. Борьба с шумом и вибрациями.....	90
6.	Кондиционирование воздуха	95
7.	Теплоснабжение. Теплогенерирующие установки	107
7.1.	Назначение и классификация систем теплоснабжения	107
7.2.	Определение тепловых нагрузок.....	110
7.3.	Водяные тепловые сети	116
7.4.	Гидравлический расчет водяных тепловых сетей	124
7.5.	Индивидуальные тепловые пункты зданий	127
7.6.	Источники тепла. Общие сведения о топливах.....	130
7.7.	Котельные агрегаты систем теплоснабжения.....	131
7.8.	Альтернативные источники теплоснабжения	138
8.	Газоснабжение	140
8.1.	Природный газ. Углеводородные газы	140
8.2.	Определение потребности в газе	142
8.3.	Газораспределительные сети. Классификация	146
8.4.	Конструирование газораспределительных сетей	149
8.5.	Регулирование давления в сетях газоснабжения и учет потребления газа.....	153

8.6. Газодинамический расчет сетей газоснабжения	157
9. Указания к выполнению РГЗ «Отопление и вентиляция жилого дома»	158
10. Пример выполнения РГЗ «Отопление и вентиляция жилого дома»	188
Контрольные вопросы	232
Приложения	238
Библиографический список	267

1. Микроклимат помещения

Около 80% своей жизни человек проводит в помещении: жилых, общественных, производственных зданиях, транспорте. Здоровье и работоспособность человека в значительной степени зависят от того, насколько помещение в санитарно-гигиеническом отношении удовлетворяет его физиологическим требованиям, для чего необходимо обеспечить комфортные параметры микроклимата.

К метеорологическим параметрам воздушной среды помещения могут предъявляться как гигиенические требования, так и технологические. Технологические требования диктуются условиями проведения технологического процесса и не должны противоречить гигиеническим. Гигиенические требования определяются самочувствием человека. Технологические требования излагаются в соответствующих министерских требованиях и в настоящем разделе не рассматриваются.

Связь состояния здоровья человека с параметрами окружающей среды, в частности, определяется принятым в гигиене труда понятием о «психофизиологическом состоянии человека» (ПФС). Если ПФС с наибольшей эффективностью согласуется с деятельностью основных физиологических функций человека, то такое состояние можно назвать комфортным. При комфортном состоянии энергозатраты человека на адаптацию к окружающей среде минимальны и возможно улучшение самочувствия человека, повышение его работоспособности и т. д. Достаточно общим можно считать определение Бетфорда, данное им на V Международном конгрессе по проблемам холода. Он отметил, что «состояние комфорта человека – это субъективное чувство, возникающее у людей под влиянием комплексных воздействий: акустических; факторов, влияющих на обоняние и дыхание, зрение; влияние цветов, температуры, влажности и подвижности воздуха; вибрации, а также особых факторов (например, ионизации, действия солнечных лучей); ощущений безопасности; гигиенических факторов; психологической совместимостью людей (групповым поведением) и т. д.» Специалисты приняли считать условия комфортными, когда соответствующее субъективное чувство возникает не менее чем у 95% людей (абсолютная достоверность). На практике часто ограничиваются 80%.

В соответствии с ГОСТом 12.1.005-88 «Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования» под микроклиматом следует понимать климат внутренней среды помещений, который определяется действующими на организм человека сочетаниями темпе-

ратуры, влажности и подвижности воздуха, а также газовый состав воздуха. Поэтому в рассматриваемом ГОСТе приводятся предельно допустимые концентрации различных паров и газов. Если в данный момент не рассматривать вредные пары и газы, то важнейшими для жизнедеятельности человека газами являются кислород и углекислый газ. Основной газообмен человека происходит через поверхность кожи (включая поры) и через легкие. Причем поверхность альвеол легких приблизительно составляет 200 м^2 , а поверхность тела взрослого человека принимается равной $1,75 \text{ м}^2$. Следовательно, газообмен через легкие в 114 раз превышает газообмен через кожу. Кислород из вдыхаемого воздуха в организме преобразуется в углекислый газ с выделением теплоты от 19,7 до 21,2 кДж на литр поглощенного кислорода. Таким образом, при нахождении людей в помещении, и особенно при производственной их деятельности, в помещение будет выделяться теплота, уменьшаться содержание кислорода и накапливаться углекислый газ. Как показывают расчеты, для человека более опасным является не снижение содержания кислорода в воздухе, а накопление теплоты и повышение содержания углекислого газа. Очевидно, что этот процесс интенсифицируется при повышении тяжести выполняемых работ. Гигиенисты тяжесть выполняемых работ определяют главным образом по потреблению кислорода. В табл. 1.1 приведены категории тяжести выполняемых работ, потребление кислорода, выделение углекислого газа и теплоты.

В некоторой степени условно к различным категориям тяжести можно отнести следующие работы.

К категории I-а относятся работы, производимые сидя и сопровождающиеся незначительным физическим напряжением (ряд профессий на предприятиях точного приборостроения, на часовом и швейных производствах, в сфере управления и т. д.).

К категории I-б относятся работы, производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением (ряд профессий в полиграфической промышленности, на предприятиях связи, контролеры, мастера и т. п.).

К категории II-а отнесены работы, связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения (ряд профессий в механосборочных цехах машиностроительных предприятий, в прядильно-ткацком производстве и т. д.).

К категории II-б отнесены работы, связанные с ходьбой, перемещением и переноской грузов до 10 кг и сопровождающиеся умерен-

ным физическим напряжением (ряд профессий в механизированных литейных, прокатных, кузнечных, термических, сварочных цехах машиностроительных и металлургических предприятий и т. д.).

Таблица 1.1

Энергозатраты человека

Категория тяжести выполняемых работ		Энергозатраты, Вт	Потребление кислорода, г/ч	Выделение углекислого газа, г/ч
Состояние покоя		До 88	До 28	До 23
Легкие работы	I-а	88-140	28-44	23-36
	I-б	140-172	44-56	36-45
Работы средней тяжести	II-а	172-232	56-80	45-70
	II-б	232-293	80-112	70 -100
Тяжелые работы III		Более 293	112-150	112-150

К категории III относятся работы, связанные с постоянными передвижениями, перемещением и переноской значительных (свыше 10 кг) грузов и требующие больших физических усилий (ряд профессий в кузнечных цехах с ручной ковкой, литейных цехах с ручной набивкой и заливкой опок машиностроительных и металлургических предприятий и т.д.).

Если физическая нагрузка превышает работоспособность человека, то развивается состояние истощения даже в том случае, когда обеспечено необходимое для этого труда количество кислорода. В частности, истощение организма возможно, если в ходе трудовой деятельности отдача вырабатываемой энергии происходит в недостаточной степени (переохлаждение), например, при работе в теплых и влажных условиях. Кроме этого, человек очень тонко реагирует даже на небольшие изменения температуры ограждений или поверхностей технологического оборудования. Эта температура оказывает непосредственное влияние на температуру кожи человека.

По данным Е. В. Стефанова, во время обследования людей, находящихся в метеорологической камере при температуре стен и воздуха 22 °С, общая оценка была «приятно тепло». При увеличении температуры стен на 1 °С (23 °С) и неизменной температуре воздуха 22 °С оценка была «жарко», «неприятно жарко».

На рис. 1.1 приведена номограмма для определения радиационно-эффективной температуры, т.е. такой температуры, при которой сохраняются тепловые ощущения человека при определенных сочетаниях радиационной температуры поверхности и температуры воздуха в помещении. Например, при температуре стенок помещения $t_{\Pi} = 20$ °С и температуре воздуха $t_B = 20$ °С, а также $t_{\Pi} = 26$ °С и $t_B = 10$ °С, или $t_{\Pi} = 9$ °С, $t_B = 30$ °С будет одна и та же радиационно-эквивалентная температура $t_r = 20$ °С.

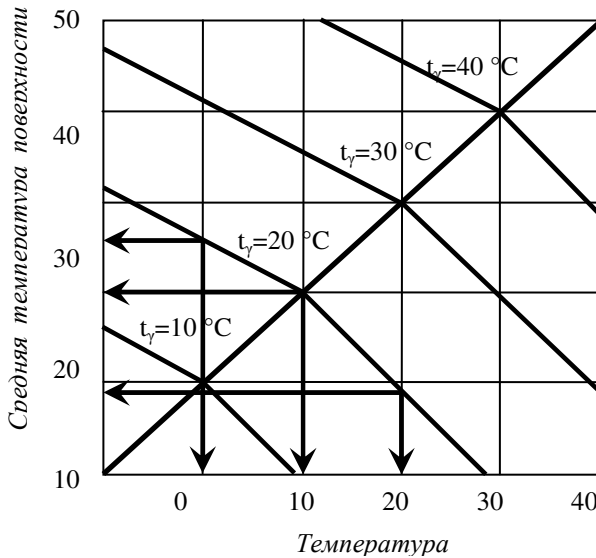


Рис. 1.1. Определение радиационно-эффективной температуры

Считают, что человек выделяет при нормальной температуре и влажности воздуха и легкой работе около 50 г влаги в час путем испарения с поверхности кожи и с выдыхаемым воздухом (скрытая теплота испарения). Но в горячих цехах и при тяжелой работе влаговыделения увеличиваются.

Различными исследователями установлено, что теплоотдача за счет конвекции при комфортных условиях составляет 33 - 35% всей теплоотдачи. Количество теплоты, отдаваемое излучением, находится в пределах 42 - 44%. Теплоотдача испарением составляет 20 - 25 % отдаваемой теплоты. При температуре воздуха ниже температуры кожи

человека количество испаряемой влаги остается практически постоянным. При более высоких температурах влагоотдача возрастает. Потоотделение начинается при температуре выше $28-29^{\circ}\text{C}$, а при температуре выше 34°C теплоотдача испарением и потоотделением является практически единственным способом теплоотдачи организма. По данным Вернона, при температуре воздуха 38°C и влажности 56% наступает предел естественной терморегуляции тела; при легкой одежде этот предел 38°C и 43 %, при обычной одежде 38°C и 39 %.

Следует иметь в виду, что изменение метеорологических условий приводит к значительным изменениям в соотношении отдельных составляющих теплоотдачи человека. При снижении температуры воздуха и увеличении его подвижности возрастает доля конвективной составляющей. При снижении температуры поверхности наружных ограждений увеличивается радиационная теплоотдача. При повышении влагосодержания воздуха повышается парциальное давление водяных паров и соответственно снижается теплоотдача испарением. Низкая относительная влажность воздуха (соответственно низкое влагосодержание воздуха) усиливает испарение влаги со слизистых оболочек дыхательных путей, что вызывает неприятные субъективные ощущения и ухудшает фильтрационные свойства слизистой оболочки верхних дыхательных путей по отношению к пыли и микрофлоре, усиливает опасность простудных заболеваний. В отношении подвижности воздуха также имеются ограничения. Совершенно неподвижный воздух способствует развитию инертности сосудистых реакций на термические раздражители и затрудняет испарение влаги с поверхности кожи. Слишком высокая подвижность может привести к переохлаждению тела.

Микроклимат помещения характеризуется температурой внутреннего воздуха t_B , радиационной температурой помещения (осредненной температурой его ограждающих поверхностей) t_R , скоростью движения (подвижностью) v и относительной влажностью φ_B воздуха. Сочетания этих параметров микроклимата, при которых сохраняется тепловое равновесие в организме человека и отсутствует напряжение в его системе терморегуляции, называют **комфортными** или **оптимальными**.

- ♦ оптимальные, которые обеспечивают комфортные условия;
- ♦ допустимые, которые допускают определенные перегрузки терморегуляционного аппарата человека и которые принимаются в качестве расчетных при проектировании систем вентиляции.

Оптимальные и допустимые метеорологические параметры воздушной среды на рабочих местах производственных помещений приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Расчетные параметры воздуха на постоянных и непостоянных рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Оптимальные нормы на постоянных и непостоянных рабочих местах			Допустимые нормы				
					температура °С			Скорость движения воздуха, м/с, не более	Влажность воздуха, %, не более
		Температура, °С	Скорость, м/с	Относительная влажность, %	На всех рабочих местах	На постоянных рабочих местах	На непостоянных рабочих местах		
Теплый период	Легкая	23-25	0,1	40-60	На 4°С выше расчетной температуры наружного воздуха (А)	28/31	30/32	0,2	75
	I-а	22-24	0,2			28/31	30/32	0,3	
	Средней тяжести	21-23	0,3			27/30	29/31	0,4	
	I-а	20-22	0,3			27/30	29/31	0,5	
	I-б								
	Тяжелая III	18-20	0,4			26/29	28/30	0,6	
Холодный и переходный периоды	Легкая	22-24	0,1	40-60	-	21-25	18-26	0,1	75
	I-а	21-23	0,1			20-24	17-25	0,2	
	Средней тяжести	18-20	0,2			17-23	15-24	0,3	
	I-а	17-19	0,2			15-21	13-23	0,4	
	I-б								
	Тяжелая III	16-18	0,3			13-19	12-20	0,5	

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности воздуха и подвижности в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещениях приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Оптимальные значения параметров микроклимата в жилых и общественных зданиях

Период года	t , °C	φ , %	ω , м/с
Теплый	20-22	30-60	0,2 - 0,3
Холодный и переходный	20-22	30-45	0,2

Примечания к табл. 1.2-1.3:

1. В числителе таблицы 1.2 приведены допустимые нормы для районов с расчетной температурой наружного воздуха (А) ниже 25 °С, а в знаменателе – выше 25 °С. В населенных пунктах с расчетной температурой наружного воздуха (А) 18 °С и ниже, вместо 4 °С допускается принимать 6 °С или выше (при расчетном обосновании).

2. В населенных пунктах с расчетной температурой наружного воздуха (А), на постоянных и непостоянных рабочих местах в теплый период года превышающей:

- ◆ 30 °С – температуру воздуха в помещении следует на 0,4 °С сверх приведенных в таблице на каждый градус превышения;
- ◆ 28 °С – на каждый градус превышения следует увеличивать скорость движения воздуха на 0,1 м/с, но не более чем на 0,3 м/с выше скорости, приведенной в таблице;
- ◆ 24 °С – на каждый градус превышения допускается принимать относительную влажность воздуха на 5% ниже относительной влажности, указанной в таблице.

3. Если допустимые нормы невозможно обеспечить по производственным или экономическим условиям, то следует предусматривать воздушное душирование или кондиционирование воздуха на постоянных рабочих местах.

Метеорологические условия в пределах оптимальных норм или один из входящих в них параметров допускается принимать вместо допустимых параметров, если это экономически обосновано.

Температуру воздуха в помещении следует принимать:

- ◆ для теплого периода года при проектировании вентиляции в помещениях с избытками явной теплоты – максимальную из допу-

стимых температур, а при отсутствии избытков теплоты – экономически целесообразную в пределах допустимых температур;

- ♦ для холодного периода года и переходных условий при проектировании вентиляции для ассимиляции избытков теплоты – экономически целесообразную в пределах допустимых температур, а при отсутствии избытков теплоты – минимальную из допустимых температур; при проектировании отопления – минимальную из допустимых температур.

В холодный период года в общественных, административно-бытовых и производственных помещениях отапливаемых зданий, когда они не используются 24 ч, в нерабочее время следует принимать температуру воздуха ниже нормируемой, но не ниже 5 °С, обеспечивая восстановление нормальной температуры к началу использования помещения или к началу работы.

Требуемый микроклимат в помещении обеспечивается сложным комплексом инженерных сооружений, включающих наружные ограждающие конструкции, защищающие помещения от непосредственных атмосферных воздействий, и системы инженерного оборудования зданий: отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Системы отопления служат для создания и поддержания в помещениях в холодный период года необходимого *теплового режима*.

В тесной связи с тепловым режимом помещений находится *воздушный режим*, под которым понимают процесс обмена воздухом между помещениями и наружным воздухом. **Системы вентиляции** предназначены для удаления из помещений загрязненного и подачу в них чистого воздуха.

Системы кондиционирования воздуха предназначены для создания и автоматического поддержания в помещениях требуемых параметров воздушной среды.

От расчета и проектирования систем обеспечения микроклимата зависят энергозатраты на отопление и вентиляцию, сохранность и долговечность строительных конструкций и оборудования, качество выпускаемой продукции.

2. Процессы тепло- и массообмена в строительных конструкциях. Тепловая защита зданий

2.1. Общая характеристика процессов тепло- и массообмена

Из физики известно, что теплота передается самопроизвольно от одного тела к другому при наличии разности температур. Такой процесс называют *теплообменом*.

Теплообмен представляет собой сложный процесс, который можно расчленить на ряд простых процессов. Различают три элементарных принципиально отличных один от другого процесса теплообмена – **теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение**.

Процесс теплопроводности происходит при непосредственном соприкосновении (соударении) частиц вещества (молекул, атомов и свободных электронов), сопровождающемся обменом энергии и их теплового движения.

В соответствии с законом Фурье плотность теплового потока q_C , Вт/м², передаваемого, например, через плоскую однослойную стенку равен

$$q_C = \frac{\lambda}{\delta}(t_{C1} - t_{C2}), \quad (2.1)$$

где δ - толщина стенки, м;

λ - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К);

t_{C1}, t_{C2} - температура горячей и холодной сторон стенки соответственно, °С.

Процесс конвекции происходит лишь в жидкостях и газах и представляет собой перенос теплоты в результате перемещения и перемешивания частиц жидкости или газа. Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью.

Единство процессов переноса теплоты конвекцией и теплопроводностью в изотермическом потоке жидкости или газа называют *конвективным теплообменом*. На практике чаще всего интересуются конвективным теплообменом между жидкостью (газами) и стенкой канала, в котором она течет. Конвективный теплообмен между стенкой и жидкостью (на стенке) называют **теплоотдачей**. Количественно интенсивность теплоотдачи характеризуется **коэффициентом теплоотдачи** α , Вт/(м²·К), определение которого дает закон Ньютона - Рихмана:

$$\alpha = q / \Delta t_{\text{ж.с.}} = Q_c / F \Delta t_{\text{ж.с.}}, \quad (2.2)$$

где q_c - плотность теплового потока на поверхности, Вт/м²;

$\Delta t_{\text{ж.с.}} = t_c - t_{\text{ж}}$ или $\Delta t_{\text{ж.с.}} = t_{\text{ж}} - t_c$ - температурный напор между стенкой и жидкостью, °С;

Q_c - тепловой поток на стенке, Вт;

F - площадь поверхности теплоотдачи, м².

Процесс теплового излучения состоит в переносе теплоты от одного тела к другому электромагнитными волнами, возникающими в результате сложных молекулярных и атомных возмущений. Лучистая энергия возникает в телах за счет других видов энергии, главным образом тепловой. В технике теплообмен излучением имеет место в котлах, в системах отопления зданий, в сушильных агрегатах и т.п. При высоких температурах теплообмен излучением преобладает над остальными видами теплообмена и имеет в связи с этим важное значение.

Теплопередача. В теплотехническом оборудовании систем теплогазоснабжения и вентиляции, а также в наружных конструкциях зданий основным рабочим процессом является теплообмен между теплоносителями (греющей и нагреваемой средами) через разделяющую их стенку. Такой теплообмен называется *теплопередачей*.

Количественно интенсивность теплопередачи описывается уравнением:

$$Q = K \cdot F (t_{\text{ж1}} - t_{\text{ж2}}), \quad (2.3)$$

где Q - тепловой поток, передаваемый через стенку, Вт;

F - площадь поверхности теплопередачи, м²;

$t_{\text{ж1}}$ и $t_{\text{ж2}}$ - температуры греющей и нагреваемой жидкости или газа соответственно, °С.

Величину K , Вт/(м²·К) называют *коэффициентом теплопередачи*.

Например, для плоской стенки он равен:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (2.4)$$

где α_1 и α_2 - коэффициенты теплоотдачи от греющей среды к стенке и от менее нагретой стороны стенки к нагреваемой среде соответственно, Вт/(м²·К);

δ - толщина стенки, м ;

λ - коэффициент теплопроводности стенки, Вт/(м·К).

Величину R , (м²·К)/Вт, обратную коэффициенту теплопередачи, называют *сопротивлением теплопередачи*.

$$R = \frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}. \quad (2.5)$$

2.2. Нормирование теплозащитных свойств ограждений

При проектировании и эксплуатации систем теплоснабжения, отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха важной задачей является теплотехнический расчет наружных ограждений здания. Теплотехнические качества наружных ограждений определяют тепловую мощность систем теплоснабжения и отопления, а значит, и затраты тепла на отопление.

Правильно выбранная конструкция ограждения должна обеспечивать его эффективные теплозащитные свойства в течение зимнего периода, а также соответствовать требованиям теплоустойчивости резким колебаниям температуры наружного воздуха в летний период эксплуатации.

Теплотехнический расчет наружных ограждений базируется на условии, что общее сопротивление теплопередаче ограждения R_o должно быть не менее требуемого $R_o^{тр}$, м²·К/Вт:

$$R_o \geq R_o^{mp}. \quad (2.6)$$

СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» [20] регламентирует определение требуемого сопротивления теплопередаче $R_o^{тр}$ по двум условиям: *санитарно-гигиеническим и условиям энергосбережения*.

Требуемое сопротивление теплопередаче, определяемое по *санитарно-гигиеническим и комфортным условиям*, равно

$$R_{o1}^{mp} = \frac{n(t_g - t_n)}{\Delta t^n \cdot \alpha_g}, \quad (2.7)$$

где t_n - расчетная температура внутреннего воздуха, °С, принимаемая согласно ГОСТ 12.1.005-88, требованиям СНиП 31-01-2003 (нормам проектирования зданий и сооружений);

t_n - расчетная зимняя температура наружного воздуха, °С, принимаемая в соответствии со СНиП 23-01-99* [27] и равная температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92;

n - коэффициент уменьшения расчетной разности температур для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от не-

отапливаемых и непосредственно не омываются наружным воздухом (принимается по [20];

Δt_n – нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции (принимается по [20];

α_b – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, Вт/(м²К).

В соответствии со СНиП 23-02-2003 [20] вводится определение *требуемого сопротивления теплопередаче* R_0^{TP} из условия энергосбережения, требующего усиления теплозащитных свойств наружных ограждений.

Значения R_0^{TP} , которые должны приниматься для проектируемых, строящихся, реконструируемых и капитально-ремонтируемых зданий, приведены в [20].

При этом требуемое сопротивление теплопередаче рассматриваемой ограждающей конструкции определяется методом интерполяции в зависимости от величины *градусо - суток отопительного периода* (ГСОП), °С·сут:

$$D_d = (t_b - t_{от.пер.}) \cdot z_{ht}, \quad (2.8)$$

где $t_{от.пер.}$ - средняя температура за отопительный период (период со средней суточной температурой наружного воздуха ниже или равной 8°C [27]), °С;

z_{ht} - продолжительность отопительного периода ([27]), сут.

По результатам расчетов требуемых сопротивлений теплопередаче, рассчитанных исходя из двух условий - санитарно-гигиенических и условий энергосбережения, *в качестве расчетной принимается большая величина*, R_0^{TP} .

При проектировании ограждающих конструкций необходимо произвести теплотехнический расчет трех основных видов наружных ограждений:

- наружной стены;
- чердачного перекрытия;
- перекрытия над техническим подпольем для полов первого этажа.

В основе расчета лежит требование (2.6), т.е. ограждение должно быть запроектировано так, чтобы фактическое сопротивление теплопередаче R_0 было большим или, по крайней мере, равным величине требуемого сопротивления теплопередаче R_0^{TP} .

Задачей расчета является определение необходимой толщины слоя утеплителя, общего сопротивление теплопередаче и коэффициента теплопередачи ограждения.

2.3. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций

Для зимнего периода времени теплотехнический расчет ограждений включает:

- определение коэффициентов сопротивления теплоотдаче ограждающих конструкций;
- проверку вероятности конденсации водяных паров на внутренней поверхности наружного ограждения.

В зимних условиях, для которых характерны устойчивые температуры наружного воздуха и постоянство температуры внутреннего воздуха, обеспечиваемого работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования, процесс теплопередачи через наружные ограждения можно считать *стационарным*. Поэтому в зимнее время теплозащитные качества ограждения характеризуются *величиной сопротивления теплопередаче* R_0 , рассчитываемой для условий стационарного режима.

Сопротивление теплопередаче измеряется в $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; оно численно равно падению температуры в градусах при прохождении теплового потока, равного 1 Вт через 1 м^2 ограждения.

Сопротивление теплопередаче наружного ограждения равно

$$R_0 = R_{\text{в}} + R_{\text{к}} + R_{\text{н}}, \quad (2.9)$$

где $R_{\text{в}}$ – сопротивление теплоотдаче внутренней поверхности, $\text{м}^2 \text{К}/\text{Вт}$, равное $R_{\text{в}} = 1/\alpha_{\text{в}}$; $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$, [20];

$R_{\text{н}}$ – сопротивление теплоотдаче наружной поверхности $\text{м}^2 \text{К}/\text{Вт}$, равное $R_{\text{н}} = 1/\alpha_{\text{н}}$; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К})$, [21];

$R_{\text{к}}$ – термическое сопротивление ограждающей конструкции с последовательно расположенными однородными слоями, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

Величина $R_{\text{к}}$ определяется как сумма *термических сопротивлений* отдельных слоев

$$R_{\text{к}} = R_1 + R_2 + \dots + R_{\text{н}} + R_{\text{в.п.}}, \quad (2.10)$$

где $R_1, R_2, \dots, R_{\text{н}}$ – термические сопротивления отдельных слоев ограждения, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;

$R_{в.п.}$ – термическое сопротивление замкнутой воздушной прослойки [21].

Термическое сопротивление каждого слоя однородной ограждающей конструкции определяется по формуле

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.11)$$

где δ – толщина слоя, м;

λ – расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, Вт/(м·К), принимаемый с учетом зоны влажности района строительства [21] и условий эксплуатации ограждения.

Санитарно-гигиенические требования ограничивают понижение температуры $\tau_{в.п.}$ на внутренней поверхности ограждений *допустимой температурой* $\tau_{в.п.}^{доп}$ [20].

Температура $\tau_{в.п.}^{доп}$ должна быть такой, чтобы человек, находясь около ограждений, не испытывал интенсивного радиационного охлаждения (должно удовлетворяться второе условие комфортности).

Кроме того, на ограждениях не допустима конденсация паров, поэтому $\tau_{в.п.}^{доп}$ *должна быть выше температуры точки росы* $t_{т.р.}$ воздуха в помещении, что обеспечивается при соблюдении условия:

$$\tau_{в.п.} - t_{т.р.} \geq 1 \div 2^{\circ}\text{C}. \quad (2.12)$$

Температура внутренней поверхности ограждения равна:

$$\tau_{в.п.} = t_{в} - \frac{t_{в} - t_{н}}{R_0} \cdot R_{в.п.} \quad (2.13)$$

Если условие (2.12) выдерживается, значит, конденсация паров на внутренней поверхности ограждения происходить не будет.

После определения проектной величины термического сопротивления R_0 определяет величина коэффициента теплопередачи строительной конструкции K , Вт/(м²·К) по формуле:

$$K = \frac{1}{R_0}. \quad (2.14)$$

3. Тепловой баланс помещений. Тепловой расчет зданий

Помещения здания изолированы от внешней среды ограждающими конструкциями, что позволяет создать в них определенный микроклимат. Наружные ограждения защищают помещения от непосредственных атмосферных воздействий, а специальные инженерные системы поддерживают определенные заданные параметры внутренней среды.

Под действием разности наружной и внутренней температур, солнечной радиации и ветра за счёт процессов теплопередачи помещение *теряет тепло* через ограждения зимой и нагревается летом. Гравитационные силы, действие ветра и вентиляция создают перепады давлений, вызывает перетекание воздуха между сообщающимися помещениями и к его фильтрации через поры материала и неплотности ограждений и тем самым формируют *внутренний режим помещения*. Атмосферные осадки, влаговыделения в помещениях, разность влажности внутреннего и наружного воздуха приводят к *лагообмену через ограждения* и формируют *важный режим помещений*. Под влиянием лагообмена возможно увлажнение материалов и ухудшение защитных свойств и долговечности наружных стен и покрытий.

Общая схема теплообмена в помещении приведена на рис. 3.1. Из неё следует, что в помещении в обмене теплом участвует ряд элементов. Это воздух основного (не занятого струйными течениями) объёма помещения, поверхности, обращенные в помещение, объёмы струй воздуха, внешние среды (наружный воздух, теплохладоноситель в приборах системы отопления – охлаждения). Между перечисленными элементами происходят следующие виды обмена теплом. *Конвективный (К) теплообмен* возникает между воздухом и поверхностями ограждений и приборов системы отопления — охлаждения, *лучистый (Л) теплообмен* между отдельными поверхностями. В результате турбулентного перемешивания неизотермических струй воздуха с воздухом основного объёма помещения происходит «*струйный*» (*Ст*) *теплообмен*. Внутренние поверхности наружных ограждений в основном *теплопроводностью (Т)* через толщину конструкций и *теплоотдачей* передают тепло наружному воздуху, а поверхности приборов также *теплопроводностью и теплоотдачей* — теплохладоносителю системы отопления — охлаждения.

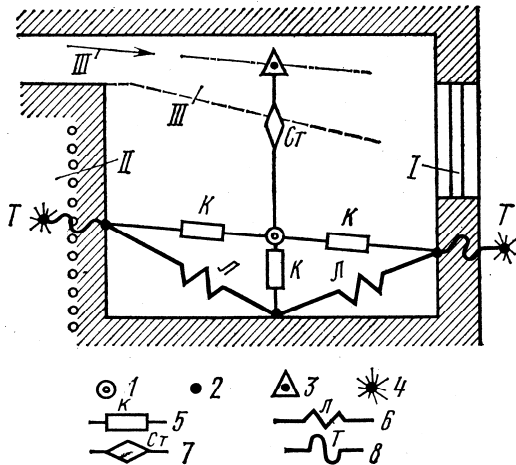


Рис. 3.1. Общая схема теплообмена в помещении:

1 – воздух основного объема помещения; 2 – поверхности, обращенные в помещение; 3 – струи воздуха; 4 – внешняя среда; 5 – конвективный теплообмен, 6 – лучистый теплообмен; 7 – конвективный теплообмен; 8 – теплообмен теплопроводностью; I – наружное ограждение; II – панель (отопительный прибор) системы отопления (охлаждения); III – неизотермическая струя приточного воздуха

Тепловой баланс помещения составляется отдельно для каждого периода года и отдельно по явной и скрытой теплоте.

Для теплого периода года можно записать:

$$Q_{m.в} + Q_p - Q_{m.н.л} = \pm \Delta Q, \quad (3.1)$$

где $Q_{m.в}$ – суммарные тепловыделения в помещении без учета теплоты солнечной радиации; Q_p – теплота солнечной радиации для остекленных поверхностей и покрытий; $Q_{m.н.л}$ – тепловые потери в помещении для теплого периода года.

Для холодного и переходного периодов года баланс теплоты в помещении будет иметь вид:

$$Q_{m.в} - Q_{m.н} = \pm \Delta Q, \quad (3.2)$$

где $Q_{m.н}$ – теплотери помещения в холодный или переходный период года через ограждающие конструкции и на нагрев инфильтрационного воздуха.

В зависимости от величин, входящих в уравнения (3.1) и (3.2), тепловой баланс помещения может иметь три вида.

Первый вид теплового баланса – тепловыделения равны теплотерям:

$$\Delta Q = 0.$$

В этом случае при работающем технологическом оборудовании температура воздуха помещения не будет изменяться. Во время неработающего оборудования (выходные дни, ночное время) тепловыделения уменьшаются и будет наблюдаться недостаток теплоты, поэтому в нерабочее время холодного периода года в помещениях должно быть предусмотрено дежурное отопление.

Второй вид теплового баланса – теплопотери превышают тепловыделения:

$$\Delta Q < 0; \Delta Q = Q_{нед},$$

где $Q_{нед}$ – недостаток теплоты в помещении.

При составлении теплового баланса по явной теплоте $Q_{нед.я}$ компенсируется установкой нагревательных приборов отопления или путем совмещения отопления с системой вентиляции. В последнем случае температура подаваемого в помещение воздуха должна превышать температуру воздуха в помещении на

$$\Delta t = \frac{Q_{нед.я}}{cG}, \quad (3.3)$$

где c – теплоемкость воздуха; G – массовый расход приточного воздуха, кг/с

Третий вид баланса – тепловыделения больше теплопотерь:

$$\Delta Q > 0; \Delta Q = Q_{изб}$$

Избыток явной теплоты $Q_{изб}$ должен поглощаться воздухом, подаваемым в помещение с температурой ниже температуры воздуха в помещении. Как и в первом случае, при неработающем оборудовании должно предусматриваться дежурное отопление.

Целью расчета теплопотерь в помещениях является определение количества передаваемой в окружающую среду теплоты, которую необходимо компенсировать теплоотдачей отопительных приборов. В жилых зданиях, согласно [17], следует учитывать потери теплоты через ограждающие конструкции; расход теплоты на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха; тепловой поток, регулярно поступающий от электрических приборов, освещения, людей и других источников.

Потери теплоты через ограждающие конструкции обусловлены теплопередачей через ограждения здания в связи с разностью температур по разные стороны ограждения. Потери теплоты через внутренние ограждающие конструкции помещений учитываются, если разность температур воздуха в этих помещениях более 3 °С.

Теплопотери рассчитывают поэтажно для всех отапливаемых помещений здания. Результаты расчетов сводятся в стандартный бланк расчета теплопотерь.

Прежде чем приступить к расчету теплопотерь, необходимо вычертить поэтажные планы здания в масштабе 1:100; толщина наружных ограждений должна быть вычерчена в масштабе в соответствии с теплотехническим расчетом.

На планах здания все отапливаемые помещения нумеруем поэтажно по ходу часовой стрелки, начиная с помещения, расположенного в верхнем левом углу плана здания. Первая цифра соответствует номеру этажа, две последующие – номеру помещения, например, для первого этажа – 101, 102, 103 и т.д.; для второго этажа – 201, 202, 203 и т.д. Лестничные клетки обозначаем буквами ЛК.

Определяющей величиной для расчета теплопотерь через ограждения является площадь ограждения, участвующая в теплообмене. Обмер ограждений зданий осуществляется в соответствии со следующими рекомендациями [20, 21] (дополнительно рис. 6.2).

Высота стен первого этажа, расположенного над неотапливаемым подвалом или подпольем, определяется нижней поверхности перекрытия подвала или подполья до поверхности пола второго этажа. Высота стен средних этажей – от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа. Высота стен верхнего этажа – от поверхности пола до верха утепляющего слоя чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия.

Длину наружных стен угловых помещений измеряют от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен, длину наружных стен неугловых помещений – между осями стен. Длину внутренних стен определяют от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

Поверхность окон и дверей измеряется по наименьшим размерам строительных проемов в свету.

Поверхности полов и потолков измеряют от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

НС – наружных стен; ВС – внутренних стен; ПЛ – пола; ПТ – потолка; О – окон

$$Q_m = K \cdot A(t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})n, \quad (3.4)$$

A – площадь ограждения, м^2 ;

Для учета ориентации ограждения при расчете теплопотерь их увеличивают на значение дополнительных потерь тепла.

Дополнительные теплопотери, определяемые ориентацией ограждения по сторонам света определяют по формуле:

$$Q_{\text{д.ор.}} = \beta_{\text{д.ор.}} Q_m, \quad (3.5)$$

где $\beta_{\text{д.ор.}}$ – коэффициент, учитывающий ориентацию ограждения по сторонам света.

Величину $\beta_{\text{д.ор.}}$ определяют, в соответствии с [1], пользуясь рис. 3.3.

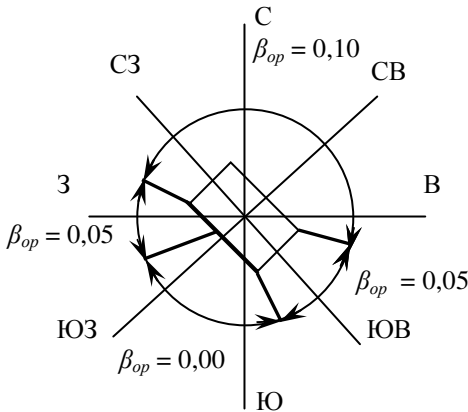


Рис. 3.3. Значение коэффициента добавок на ориентацию по сторонам света

Дополнительные теплопотери, возникающие в помещениях с двумя и более наружными стенами учитывают при помощи добавочного коэффициента $\beta_{\text{д.ос.}}$, равного 0,05 [21], для всех ограждающих конструкций помещения.

Потери тепла на нагрев инфильтрационного воздуха возникают вследствие разности температур воздуха в помещении и снаружи. За счет разности температур в помещениях зданий с естественной вентиляцией возникает перепад давлений, благодаря которому наружный воздух через неплотности ограждений поступает в вентилируемые помещения и удаляется из здания через вентиляционные каналы кухонь,

санузлов и ванных комнат. Попадающий в помещения наружный воздух необходимо нагревать до комнатной температуры.

Расход тепла на нагрев инфильтрационного воздуха составляет, кВт:

$$Q_{инф} = c \rho_e L (t_{int} - t_{ext}), \quad (3.6)$$

где c – изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C): ($c = 1,05$ кДж/(кг·°C));

ρ_e – плотность воздуха, кг/м³;

L – расход поступающего в помещение воздуха, м³/с.

Согласно [17] на 1 м² жилой площади комнат и кухню жилого дома должно приходиться 3 м³/ч наружного воздуха для квартир с жилой площадью менее 20 м² на 1 человека. Таким образом, для каждого жилого помещения квартиры и для кухни, исходя из их площади, рассчитывается количество поступающего наружного воздуха. Обеспечение подачи требуемого количества наружного воздуха осуществляется за счет выбора конструкции окон и их заделки в строительные конструкции.

В конце расчета определяют **удельную тепловую характеристику** здания q_0 , Вт/м³·К:

$$q_0 = \frac{\sum Q_{III}}{V_n \cdot (t_{int} - t_{ext})}, \quad (3.7)$$

где $\sum Q_{III}$ – сумма теплопотерь здания

V_n – наружный строительный объем здания, м³.

Эта величина характеризует теплотехническую оценку архитектурно - строительного решения здания.

4. Отопление

4.1. Требования к системам отопления

Системы отопления жилых и гражданских зданий должны обеспечивать поддержание требуемого температурного режима в отапливаемых помещениях в течение всего отопительного периода, возможность регулирования теплоотдачи, допустимый уровень шума, удобство в эксплуатации и ремонте, пожарную безопасность и требования эргономики.

Система отопления включает в себя **три основных элемента: теплогенератор**, служащий для получения теплоты и передачи ее теплоносителю, систему **теплопроводов** для транспортировки по ним теплоносителя от теплогенератора к отопительным приборам и **отопительные приборы**, передающие теплоту от теплоносителя воздуху и ограждениям всех помещений.

Системы отопления, являясь органической частью отапливаемых зданий, должны удовлетворять санитарно-гигиеническим, технико-экономическим, архитектурно-строительным, монтажным и эксплуатационным требованиям.

Санитарно-гигиенические требования заключаются в обеспечении заданной температуры воздуха в отапливаемом помещении, а также в поддержании такой температуры поверхности отопительных приборов, которая исключает возможность ожогов и пригорания пыли.

Технико-экономические требования заключаются в том, чтобы расходы на строительство и эксплуатацию отопительной системы были наименьшими.

Архитектурно-строительные требования должны предусматривать взаимную увязку всех элементов системы отопления (трубопроводов, отопительных приборов и прочего оборудования) со строительными и архитектурно-планировочными решениями помещений, обеспечивать сохранность строительных конструкций на протяжении всего срока эксплуатации здания, соответствовать требованиям отделки интерьера помещения.

Монтажные требования к системам отопления предусматривают соответствие современному уровню механизации и индустриализации заготовительных и монтажных работ.

Эксплуатационные требования к системам отопления заключаются в обеспечении надежности работы и относительной простоты обслуживания и ремонта систем.

4.2. Классификация систем отопления

В практике строительства нашли применение разнообразные системы отопления, в основе выбора которых лежит использование тех или иных особенностей систем.

Системы отопления классифицируются по следующим основным признакам:

- по месту расположения источника теплоты;
- по виду используемого теплоносителя;
- по способу перемещения теплоносителя.

По месту расположения источника теплоты системы отопления разделяют на центральные и местные.

Центральными называются системы, предназначенные для отопления группы помещений из единого теплового центра. В тепловом центре находятся теплогенераторы (котлы) или теплообменники. Они могут размещаться непосредственно в обогреваемом здании (в котельной или местном тепловом пункте) либо вне здания - в центральном тепловом пункте (ЦТП), на тепловой станции (отдельно стоящей котельной) или ТЭЦ.

Характерной особенностью местных систем отопления является размещение генератора теплоты в непосредственной близости от отапливаемого помещения или в самом отапливаемом помещении.

К местным системам отопления относятся поквартирные системы водяного отопления, печное отопление и отопление с помощью обогревателей, работающих от газовой или электрической сетей.

По виду теплоносителя, передающего теплоту отопительными приборами в помещения, центральные системы отопления подразделяются **на водяные, паровые, воздушные, комбинированные** (например, пароводяные, паровоздушные и др.).

В качестве теплоносителей в системах отопления используют воду, пар, воздух, дымовые газы.

Каждое из перечисленных веществ обладает определенными физическими свойствами и эксплуатационными характеристиками, реализуемыми в конкретных видах систем отопления.

Важнейшими физическими свойствами теплоносителей являются *теплоемкость* (массовая), *теплопроводность*, *плотность* (объемная масса). Эксплуатационными характеристиками теплоносителей являются стоимость, недефицитность, безвредность, а также неагрессивность по отношению к материалам конструкций.

В системах центрального отопления жилых и общественных зданий в нашей стране преимущественное распространение получила горячая вода, при применении которой наиболее полно обеспечивают санитарно-гигиенические условия в отапливаемых помещениях: температура поверхности нагревательных приборов не превышает допустимого гигиенического предела, а также обеспечивается достаточно равномерный прогрев воздуха в помещении.

По способу перемещения теплоносителя системы отопления делятся на системы с естественным (гравитационным) побуждением (с естественной циркуляцией) и системой с принудительным побуждением движения теплоносителя (с насосной циркуляцией).

4.3. Системы водяного отопления

Основные элементы системы элементы системы водяного отопления представлены на рис. 4.1.

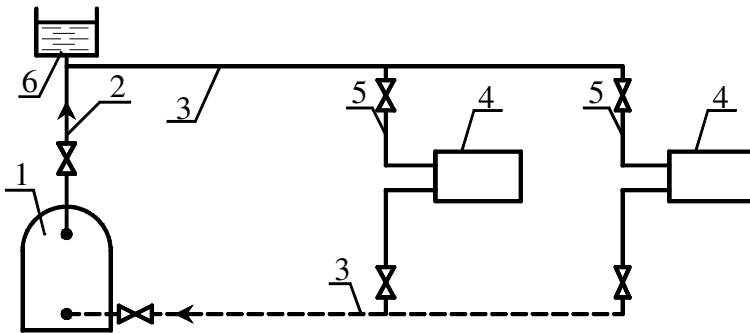


Рис. 4.1. Принципиальная схема водяной системы отопления:

1 – источник тепла (пристроенная к зданию отопительная котельная либо наружные тепловые сети от ТЭЦ или районной котельной); 2 – главный стояк, подающий теплоноситель в систему отопления здания; 3 – магистральные (подающий и обратный) трубопроводы, подающие теплоноситель к стоякам; 4 – нагревательные приборы; 5 – стояки – вертикальные трубопроводы, подводящие теплоноситель к нагревательным приборам однотипных помещений всех обслуживаемых данным стояком этажей; 6 – расширительный бак, необходимый для восприятия излишнего объема воды при ее термическом расширении в системе

Кроме того, система отопления оснащается запорно-регулирующей арматурой и устройствами для удаления воздуха из системы.

Применяемая в качестве теплоносителя в водяных системах отопления горячая вода является многократно используемым теплоносителем – она возвращается к потребителю тепла в результате циркуляции в контурах системы отопления.

Горячая вода отвечает санитарно-гигиеническим требованиям равномерного прогрева помещения и ограничения температуры нагревательных поверхностей. Кроме того, вода является доступным, экологически и токсически безопасным теплоносителем, за счет сравнительно высокой теплоемкости горячая вода позволяет доставлять необходимое количество теплоты по трубопроводам сравнительно небольшого сечения при невысокой скорости движения. К недостаткам горячей воды в качестве теплоносителя систем отопления следует отнести коррозионную активность присутствующих в воде примесей; высокую плотность, приводящую к значительным перепадам гидростатического давления, высокую инертность и большую металлоемкость систем водяного отопления.

4.4. Нагревательные приборы систем водяного отопления

Отопительные приборы являются основным элементом системы отопления и должны отвечать определенным теплотехническим, санитарно-гигиеническим, технико-экономическим, архитектурно-строительным и монтажным требованиям.

Теплотехнические требования заключаются в основном в том, что отопительные приборы должны хорошо передавать теплоту от теплоносителя (воды или пара) отапливаемым помещениям, т.е. чтобы коэффициент теплопередачи их был как можно выше, не менее $9 \dots 10 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, учитывая, что для современных конструкций отопительных приборов он находится в пределах $4,5 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Санитарно-гигиенические требования, предъявляемые к отопительным приборам, заключаются в том, чтобы конструкция и форма (вид) их поверхности не приводили к скоплению пыли и позволяли ее легко удалять.

Технико-экономические требования следующие: минимальная заводская стоимость; минимальный расход металла; соответствие конструкции прибора требованиям технологии их массового производства; секционность, позволяющая компоновать прибор с требуемой площадью поверхности нагрева.

Критерием для теплотехнической и технико-экономической оценки металлических отопительных приборов служит тепловое на-

пряжение металла прибора M , Вт/(кг·К), что представляет отношение величины теплового потока прибора при разности средних температур поверхности прибора и окружающего воздуха помещения в 1°C , отнесенной к массе металла прибора.

Чем больше тепловое напряжение металла отопительного прибора, тем он выгоднее. Современные приборы работают с тепловым напряжением металла $0,9 \dots 1,6$ Вт/(кг·К).

Архитектурно-строительные требования включают сокращение площади, занимаемой отопительными приборами, и обеспечение их приятного внешнего вида. Для выполнения этих требований отопительные приборы должны быть компактны, с легкодоступной для осмотра и очистки от пыли поверхностью, должны соответствовать интерьеру помещения.

Монтажные требования отражают прежде всего необходимость повышения производительности труда при изготовлении и монтаже отопительных приборов. Конструкция их должна благоприятствовать автоматизации производства и быть удобной в монтаже. Приборы должны быть прочными, удобными для транспортировки и монтажа, а их стенки паро- и водонепроницаемыми, температуроустойчивыми.

Большое многообразие видов и типов отопительных приборов объясняется тем, что всем рассмотренным требованиям одновременно удовлетворить очень сложно.

Все отопительные приборы подразделяют по следующим признакам: по преобладающему способу теплоотдачи; по виду поверхности; по используемому материалу; по высоте и строительной глубине.

По преобладающему способу теплоотдачи приборы делятся на 3 группы:

1. Радиационные приборы, передающие излучением не менее 50 % общего теплового потока. К первой группе относятся потолочные отопительные панели и излучатели.

2. Конвективно-радиационные приборы, передающие конвекцией от 50 до 75 % общего теплового потока. Вторая группа включает радиаторы секционные и панельные, гладкотрубные приборы, напольные отопительные панели.

3. Конвективные приборы, передающие конвекцией не менее 75% общего теплового потока. К третьей группе принадлежат конвекторы и ребристые трубы.

По используемому материалу различают металлические, комбинированные и неметаллические отопительные приборы. *Металлические приборы* выполняют в основном из серого чугуна и стали (листо-

вой стали и стальных труб). Применяют также медные трубы, листовой и литой алюминий и другие металлы.

В *комбинированных приборах* используют теплопроводный материал (бетон, керамику), в который заделывают стальные или чугунные греющие элементы (панельные радиаторы). Оребренные металлические трубы помещают в неметаллический кожух (конвекторы).

К *неметаллическим приборам* относят бетонные панельные радиаторы, потолочные и напольные панели с заделанными пластмассовыми греющими трубами или с пустотами без труб, а также керамические, пластмассовые и тому подобные радиаторы.

По высоте вертикальные отопительные приборы подразделяют на *высокие* (высотой более 650 мм), *средние* (более 400 до 650 мм) и *низкие* (более 200 до 400 мм). Приборы высотой 200 мм и менее называют плинтусными.

По глубине (толщине) применяются приборы *малой* (до 120мм), *средней* (более 120 до 200мм) и *большой* глубины (более 200мм).

Рассмотрим основные виды отопительных приборов, широко используемых в жилых, общественных и производственных зданиях.

Радиаторы — отопительные приборы, радиационная теплоотдача которых составляет значительную величину (25...50%). Радиаторы изготавливают из чугуна, стали.

Радиаторы чугунные, наиболее распространенные отопительные приборы, состоят из отдельных элементов (секций), изготовленных методом литья из серого чугуна в специальные формы.

Чугунные радиаторы обладают относительно высокими теплотехническими показателями. Коэффициент теплопередачи современных чугунных радиаторов составляет 9,1...10,6 Вт/(м²°C). Положительным свойством является их высокая коррозионная стойкость.

Однако относительно малое тепловое напряжение металла 0,29...0,36 Вт/(кг°С), большая металлоемкость, непривлекательный внешний вид, трудоемкость изготовления и монтажа, а также невысокая механическая прочность (выдерживают гидравлическое давление 0,6 МПа), приводят к сокращению их производства в нашей стране за счет увеличения производства радиаторов из стали, алюминия и сплавов.

Ребристые чугунные трубы отливают из серого чугуна с круглыми ребрами со стороны контакта с воздухом. Оребрение резко увеличивает поверхность нагрева воздуха. Теплоотдача этих нагревательных приборов конвекцией составляет 50%.

Теплотехнические показатели ребристых чугунных труб весьма высоки. Относительная простота изготовления и монтажа ребристых труб и их дешевизна способствуют широкому распространению этих отопительных приборов в промышленном и сельскохозяйственном строительстве. Однако низкие гигиенические и эстетические качества ребристых чугунных труб делают их непригодными в гражданском и жилищном строительстве.

Бетонные отопительные панели со встроенными в них стальными трубами применяются в системах панельно-лучистого отопления для размещения под окнами, в перегородках и площадках лестничных клеток. Основная часть тепловой энергии таких панелей передается в помещение лучеиспусканием. Они не занимают полезной площади, гигиеничны, обладают хорошей монтажной способностью.

К их существенным недостаткам относятся сложность ремонта и значительная инертность при регулировании тепловой производительности в процессе эксплуатации.

Алюминиевые отопительные приборы обладают большей теплоотдачей по сравнению со стальными и чугунными, имеют меньшую массу, тепловую инерцию, поддаются декоративной обработке, но обладают меньшей механической прочностью и химически менее стойки.

Биметаллические отопительные приборы представляют собой преимущественно стальные каналы для теплоносителя покрытые алюминиевыми литыми теплоотдающими элементами. Они сочетают в себе механическую прочность и химическую стойкость стальных приборов с теплотехническими характеристиками алюминиевых приборов.

Конвектор представляют собой трубчато-ребристый нагревательный элемент заключенный в кожух, обеспечивающий интенсивное обтекание ребер конвектора воздухом. В качестве нагревательного элемента часто применяют стальные трубы с напрессованными на них ребрами из листовой стали. Функции кожуха могут выполнять элементы оребрения за счет особой формы, в этом случае прибор называют конвектором без кожуха.

Основные конструктивные исполнения отопительных приборов представлены на рис. 4.2.

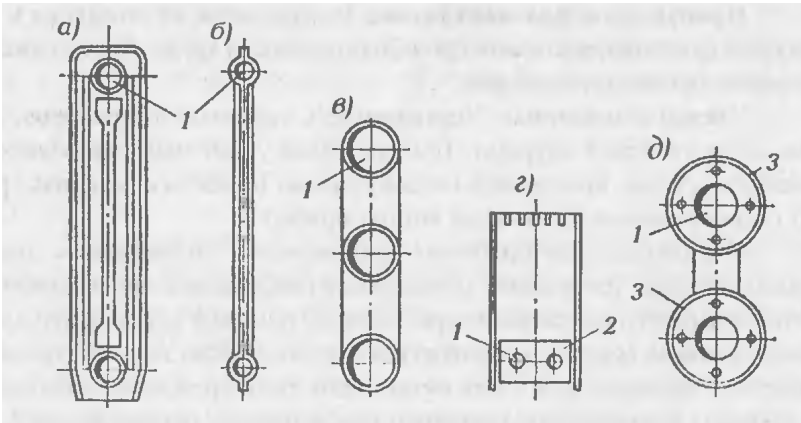


Рис. 4.2. Конструкция отопительных приборов различных типов (поперечные разрезы):

а – радиатор секционный, *б* – радиатор стальной панельный, *в* – гладкотрубный прибор (регистр), *г* – конвектор с кожухом, *д* – оребренная труба (регистр); *1* – канал для теплоносителя, *2* – оребрение из стальных пластин, *3* – присоединительный фланец.

Размещение отопительных приборов в помещениях производится в нижней зоне помещения преимущественно у наружных стен. В зданиях жилого и общественного назначения отопительные приборы размещают преимущественно в подоконных нишах как с подоконниками так и без. Такое размещение отопительных приборов обусловлено необходимостью прогрева нижней зоны помещения, защиты помещения от радиационного охлаждения со стороны наружных стен и нагрева инфильтрационного воздуха. Низкопрофильные приборы обеспечивают более равномерный прогрев помещения за счет большей длины прибора при равной теплоотдаче (рис. 4.3, *б*). Высокие и более короткие приборы вызывают интенсивный подъем потока нагретого воздуха вблизи прибора, что приводит к перегреву верхней зоны помещения и проникновению охлажденного воздуха по обеим сторонам прибора в обслуживаемую зону (рис. 4.3, *а*).

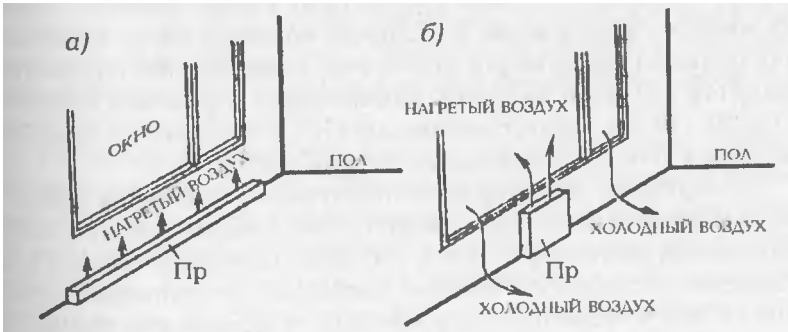


Рис. 4.3. Размещение под окном помещения отопительного прибора:
а – низкого и длинного, б – высокого и короткого

Несмотря на указанные достоинства низкопрофильных приборов их применение ограничено сравнительно большей стоимостью (в связи с большим количеством секций при той же теплоотдаче) и трудоемкостью монтажа.

Для компенсации теплотерь помещения необходимо подобрать такой типоразмер отопительного прибора, который обеспечит при проектных температурах теплоносителя теплоотдачу отопительного прибора, равную теплотерям помещения.

В настоящее время применяется методика теплового расчета отопительных приборов на основании номинального теплового потока при стандартных испытательных условиях с последующей корректировкой под проектные условия эксплуатации.

Тепловой поток радиатора Q , Вт, при условиях, отличных от нормальных (нормированных), определяется по формуле:

$$Q = Q_{\text{нр}} \left(\frac{\Theta}{70} \right)^{1+n} c \left(\frac{M_{\text{нр}}}{0,1} \right) b \beta_3 p = Q_{\text{нр}} \varphi_1 \varphi_2 b \beta_3 p = K_{\text{нр}} 70 F \varphi_1 \varphi_2 b \beta_3 p, \quad (4.1)$$

где $Q_{\text{нр}}$ - номинальный тепловой поток радиатора, Вт;

Θ - фактический температурный напор, °С, определяемый по формулам:

$$\Theta = \frac{t_n + t_k}{2} - t_n = t_n - \frac{\Delta t_{\text{нр}}}{2} - t_n \quad (4.2)$$

где t_n и t_k - начальная и конечная температуры теплоносителя в отопительном приборе, °С;

t_n - расчетная температура воздуха в помещении;

$\Delta t_{\text{нр}}$ - перепад температур теплоносителя в приборе;

c - поправочный коэффициент на схему движения теплоносителя;

n, m - эмпирические показатели степени, принимаются по данным справочной литературы;

M_{np} - фактический расход теплоносителя через прибор;

b - поправочный коэффициент на расчетное атмосферное давление;

β_3 - поправочный коэффициент на количество секций в радиаторе;

p - безразмерный поправочный коэффициент, с помощью которого учитывается специфика зависимости теплового потока и коэффициента теплопередачи радиатора от числа секций в нём при движении теплоносителя по схеме «снизу-вверх»; при движении теплоносителя по схемам «сверху-вниз» и «снизу-вниз» $p=1$.

4.5. Конструирование систем водяного отопления

Конструирование систем отопления выполняется в следующей последовательности:

- размещение отопительных приборов;
- выбор конструкции и размещение стояков;
- разводка магистралей;
- размещение теплового пункта;
- установка запорно-регулирующей арматуры, вспомогательного оборудования системы отопления.

Стояки системы отопления располагаются, прежде всего, в наружных углах здания во избежание их промерзания. В лестничных клетках предусматриваются отдельные стояки.

При выборе места стояков учитывается следующее:

- подводки от стояка к отопительному прибору не должны загораживать балконную дверь;
- архитектурный облик помещения улучшается при размещении стояка ближе к углу помещения;
- в тупиковой системе отопления металлоемкость продольных магистралей тем меньше, чем ближе стояки размещаются к поперечным магистральям.

Тип стояка выбирается в зависимости от архитектурно-планировочных решений, разводки магистралей и требований к тепловому режиму помещений здания.

На рис. 4.4 и 4.5 даны типовые схемы двухтрубных и одноконтурных стояков систем водяного отопления с нижней и верхней разводкой магистралей.

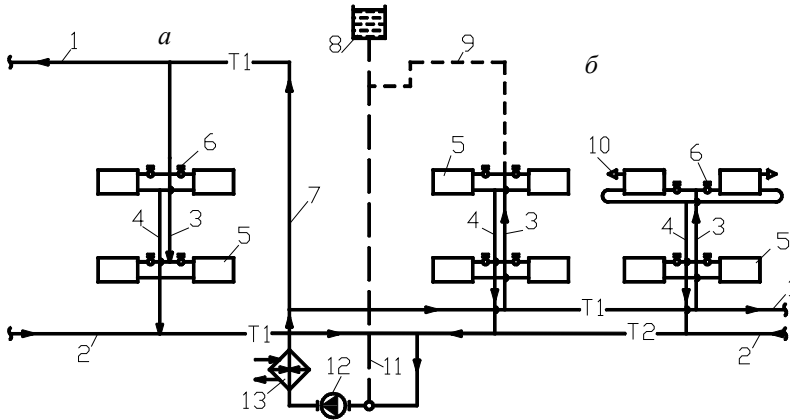


Рис. 4.4. Схемы вертикальной двухтрубной системы водяного отопления с верхней (а) и нижней (б) разводкой (при нижней разводке стояки условно различной конструкции):

1 и 2 – подающие Т1 и обратные Т2 магистрали, 3 и 4 – подающие и обратные стояки; 5 – отопительные приборы; 6 – регулирующая арматура; 7 – главный стояк; 8 – расширительный бак; 9 – воздушная линия; 10 – воздушные краны; 11 – соединительная труба для расширительного бака; 12 – циркуляционный насос; 13 – теплообменник

Для отопления жилых и общественных зданий, как правило, рекомендуются регулируемые и проточно-регулируемые стояки и стояки с осевыми и со смещенными замыкающими участками.

Для регулировки теплоотдачи нагревательных приборов применяют муфтовую запорно-регулирующую арматуру.

В качестве запорно-регулирующей арматуры применяют проточные и трехходовые краны ручной регулировки отопительных приборов и термостатические клапаны с жидким и газообразным рабочим телом.

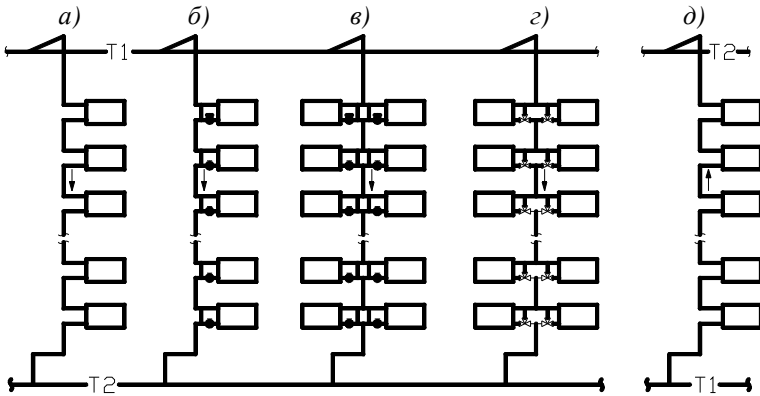


Рис. 4.5. Конструкции однотрубных стояков с верхней разводкой:
 а – проточный; г, в – проточно-регулируемый с обходными участками; б, в – регулируемый со смещенным замыкающим участком; д – проточный системы с «опрокинутой» циркуляцией

На рис. 4.6 представлены схемы П-образных стояков однотрубных систем отопления с нижней разводкой.

Стояки прокладывают открыто и располагают преимущественно у наружных стен на расстоянии 35 мм от внутренней поверхности до оси труб при диаметре ≤ 32 мм. Двухтрубные стояки размещены на расстоянии 80 мм между осями труб, причем подающий стояк располагают справа. В местах пересечения стояков и подводок огибающие скобы устраивают на стояках изгибом в сторону помещения.

Конструкция стояков должна обеспечивать унификацию узлов и деталей. Для индустриализации процесса заготовки и уменьшения трудоемкости монтажных работ рекомендуется проектировать однотрубные стояки с односторонним присоединением отопительных приборов и подводками одинаковой длины ($l \leq 500$ мм). При этом стояк однотрубной системы размещают на расстоянии 150 мм от откоса оконного проема, а не по оси простенка, как при двухсторонних подводках и в двухтрубных системах отопления.

При конструировании стояков необходимо учитывать, что теплоотдача отопительных приборов в значительной степени определяется принятой схемой присоединения приборов к трубам, системой отопления и схемой подачи теплоносителя в прибор.

Присоединение труб к отопительным приборам может быть односторонним и разносторонним. Одностороннее присоединение, чаще

используемое на практике, обеспечивает по сравнению с разносторонним меньший расход труб и больше возможности для унификации приборных узлов (рис. 4.6, *a, в, e*).

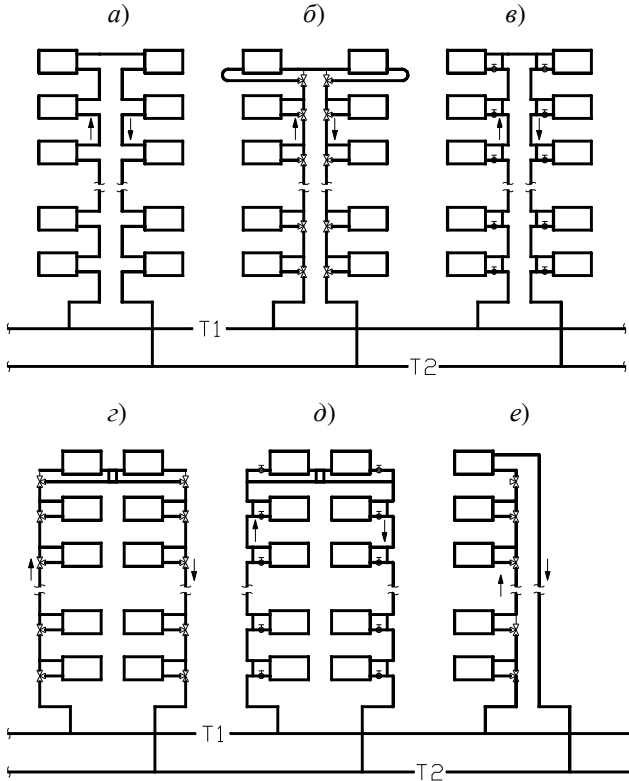


Рис. 4.6. Конструкции П-образных однетрубных стояков с нижней разводкой: *a* – проточный; *б, г, e* – проточно-регулируемый с обходными участками; *в, д* – регулируемый со смещенным замыкающим участком

При разностороннем присоединении возрастает коэффициент теплопередачи нагревательного прибора.

Указанную схему присоединения применяют в горизонтальных (рис. 4.7, *a*), П-образных стояках для приборов верхних этажей однетрубных (рис. 4.7, *б, в*), в двухтрубных системах (рис. 4.7, *г*) с нижней разводкой, а также в случае присоединения нескольких приборов последовательно (рис. 4.7, *д*), при числе секций радиаторов более 20 в

системах с принудительной циркуляцией и при числе секций более 15 в системах с естественной циркуляцией.

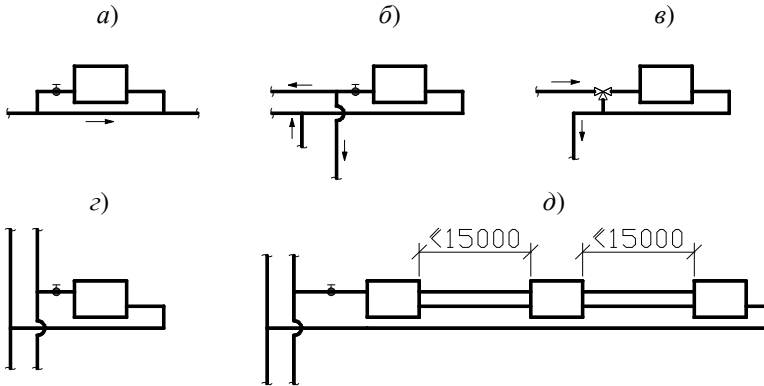


Рис. 4.7. Схемы разностороннего присоединения труб к отопительным приборам: вертикальные однотрубные (в), двухтрубные (б, г, д), горизонтальные (а) системы отопления

Присоединение приборов на сцепке, позволяющее уменьшить количество стояков, допускается применять в пределах одного помещения.

Размещение магистралей определяется назначением, архитектурно-планировочным решением здания и видом системы отопления.

Магистральные трубы систем водяного отопления прокладывают с верхней и нижней разводкой. Для удобства обслуживания в системах с верхней разводкой размещение подающих магистралей предусматривают на чердаке или техническом этаже на расстоянии 1...1,5 м от наружной стены, обратные - в подвале, технических подпольях или каналах. В системах с нижней разводкой прокладку подающих и обратных теплопроводов следует предусматривать совместную в подвале, а при его отсутствии - в технических подпольях или каналах.

Магистраль с верхней или нижней разводкой труб, как правило, рекомендуется проектировать *тупиковыми*, как более экономичными по расходу труб, чем магистраль с *попутным движением воды*.

Рекомендуется выполнять компоновку магистральных трубопроводов таким образом, чтобы систему отопления разделить на две

или более части одинаковой длины и примерно с равными тепловыми нагрузками.

Для отключения отдельных частей системы отопления на трубах магистралей, (рис. 4.8) используют муфтовые проходные краны и вентили (при диаметре ≤ 40 мм) и задвижки (при диаметре ≥ 50 мм).

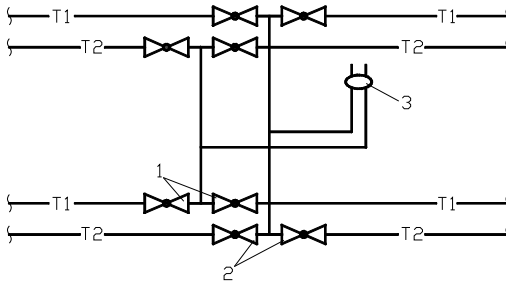


Рис. 4.8. Схема установки запорно-регулирующей арматуры на магистралях систем отопления: 1 – задвижка (кран, вентиль) на обратной магистрали; 2 – то же на подающей магистрали; 3 – узел управления

При проектировании магистральных трубопроводов необходимо предусматривать мероприятия по надежному удалению воздуха из системы.

При естественной циркуляции магистрали верхней разводки необходимо прокладывать с уклоном минимум 0,02 по направлению движения воды и удалением воздуха через расширительный бак.

При насосной циркуляции магистрали прокладывают с уклоном 0,003 против направления движения воды. Воздух при верхней разводке удаляется через проточные воздухоотборники, устанавливаемые на концах ветвей (см. рис. 4.9, а).

Обратные магистрали в системах с верхней разводкой всегда прокладывают с уклоном 0,003 в сторону теплового пункта здания, где при опорожнении системы вода спускается в канализацию (см. рис. 4.9, в).

В системах с нижней разводкой подающая и обратная магистрали прокладываются вместе, поэтому для удобства крепления при монтаже их прокладывают с уклоном 0,003 в одном направлении – в сторону пристроенной котельной или теплового пункта (рис. 4.9, б).

В системах отопления с нижней разводкой удаление воздуха целесообразно предусматривать через ручные краны конструкции Н. Б. Маевского, установленные в верхних пробках радиаторов верхних

этажей, в подводках к приборам или централизованно через воздушные трубы.

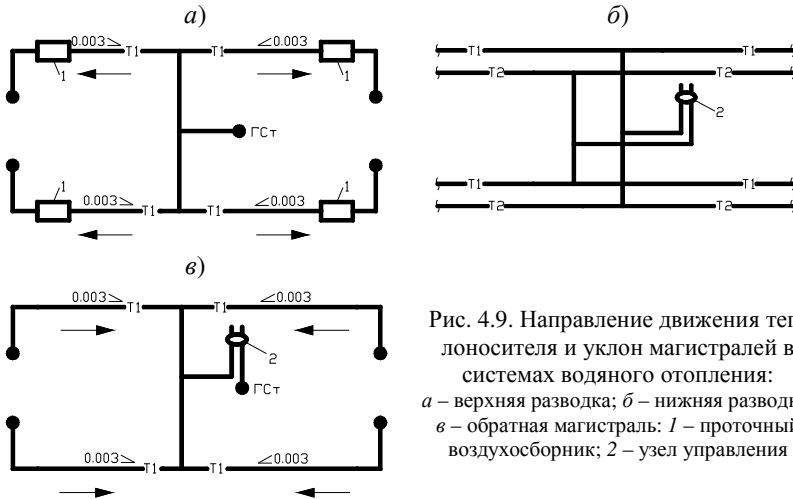


Рис. 4.9. Направление движения теплоносителя и уклон магистралей в системах водяного отопления:
 а – верхняя разводка; б – нижняя разводка;
 в – обратная магистраль; 1 – проточный воздушосборник; 2 – узел управления

Для регулирования и полного отключения отдельных стояков (рис. 4.10) на расстоянии не более 120 мм от подающей и обратной магистрали устанавливают проходные (пробочные) краны (при температуре теплоносителя до 105 °С и гидравлическом давлении 0,6 МПа) или запорные вентили - желательно с наклонным шпинделем - при температуре теплоносителя свыше 105 °С и гидравлическом давлении более 0,6 МПа.

При прокладке в неотапливаемых помещениях (чердаки, технические этажи, подвалы, подполья и др.) и в местах, где возможно замерзание теплоносителя (наружные двери, ворота, открытые проемы и др.) для снижения теплопотерь подающие и обратные магистрали и участки стояков в местах присоединения к магистралям покрывают тепловой изоляцией из негорючих материалов. В подпольных каналах вдоль стен тепловая изоляция не предусматривается.

Тепловая изоляция может быть оберточная (ленты, жгуты и ваты), сборная (штучные кольца, скорлупа и сегменты) и литая, наносимая на трубы в заводских условиях. Изоляция трубопроводов снаружи покрывается защитным слоем: асбестовым или алюминиевым листом, или синтетической негорючей пленкой.

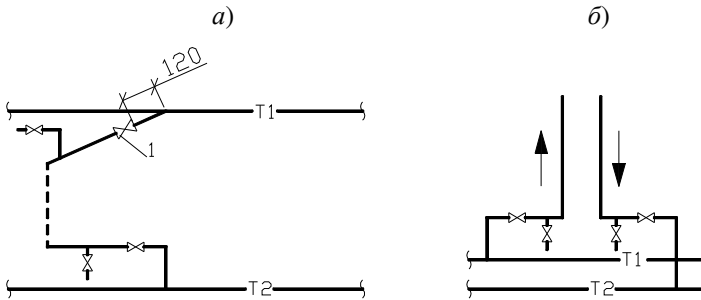


Рис. 4.10. Схема установки запорно-регулирующей арматуры на вертикальных однотрубных стояках:

а – с верхней разводкой; *б* – с нижней разводкой; 1 – запорный кран или вентиль; 2 – спускной кран (внизу со штуцером)

При прокладке нескольких изолируемых магистралей в одном помещении на каждую трубу, на наружную поверхность защитного слоя, наносят цветные обозначения.

Тепловой пункт (ИТП) размещается в отдельном помещении подвала, желательно в середине здания у наружных стен на расстоянии не более 12 м от выхода из этих зданий. В ИТП подводятся трубы теплотрассы.

4.6. Гидравлический расчет систем водяного отопления

Система водяного отопления представляет собой разветвленную замкнутую сеть труб и приборов, заполненных водой. Вода в течение отопительного сезона находится в постоянном кругообороте. По трубам - теплопроводам нагретая вода распределяется по отопительным приборам, охлажденная в приборах вода собирается воедино, нагревается в теплообменнике и вновь направляется к приборам. Теплопроводы предназначены для доставки и передачи в каждое помещение обогреваемого здания необходимого количества тепловой энергии. Так как теплопередача происходит при охлаждении определенного количества воды, требуется выполнить гидравлический расчет системы.

Исходное значение давления соответствует гидростатическому давлению в каждой точке системы в состоянии покоя. Наибольшие изменения давления в системе происходят при циркуляции максимального количества воды, температура которой достигает предельного значения при расчетной температуре наружного воздуха. Сравнивая

крайние значения при этих двух гидравлических режимах, можно судить о динамике давления в каждой точке при действии системы отопления в течение отопительного сезона.

Изменение давления в системе отопления рассматривают с целью выявления мест с чрезмерно низким или высоким давлением, вызывающим нарушение циркуляции воды или разрушение отдельных элементов системы. Это позволяет предусматривать мероприятия, обеспечивающие нормальное функционирование системы в течение всего отопительного сезона.

Установим, как изменяется давление в горизонтальных и вертикальных трубах, заполненных движущейся водой, применительно к условиям работы вертикального циркуляционного кольца системы отопления.

Запишем значение давления в любой точке потока воды - капельной несжимаемой жидкости. При установившемся движении потока воды полное давление по уравнению Бернулли составит:

$$P = \rho V^2 / 2 + \rho gh + p, \quad (4.3)$$

где ρ – плотность воды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, (9,81 м/с²);

h – вертикальное расстояние от оси потока воды до плоскости сравнения, м;

p – дополнительное статическое давление воды, Па;

V – средняя скорость движения потока воды, м/с.

По уравнению (4.3) полная энергия потока состоит из кинетической и потенциальной энергии. Кинетическая энергия движения потока воды измеряется гидродинамическим давлением. Потенциальная энергия потока воды складывается из энергии положения потока ρgh и энергии давления p в потоке.

В каком-либо сечении потока воды энергия положения ρgh зависит от положения этого сечения по отношению к плоскости сравнения. За плоскость сравнения примем свободную поверхность воды в открытом расширительном баке системы отопления, на которую действует атмосферное давление. При этом будем считать уровень, на котором находится вода в баке, неизменным. Тогда в каждом сечении потока будет определяться гидростатическое давление положения, как избыточное и пропорциональное вертикальному расстоянию h (высоте столба воды в состоянии покоя).

Энергия давления p определяется пьезометрической высотой, на которую может подняться вода над рассматриваемым сечением пото-

ка. В замкнутой системе отопления проявляется энергия давления, рассматриваемая как гидростатическое давление в каждом сечении теплопроводов, вызывающее циркуляцию воды.

Очевидно, что изменение величины гидростатического давления по высоте системы отопления даже одноэтажного здания более чем на целый порядок превышает максимально возможное изменение значения гидродинамического давления. Поэтому в дальнейшем для характеристики изменения давления воды в системе отопления будем учитывать изменение только гидростатического давления $\rho gh + p$, приближенно считая его равным полному, т. е. будем пренебрегать изменением гидродинамического давления $\rho V^2/2$.

В горизонтальной трубе при движении воды происходит изменение давления в потоке только вследствие потерь давления на трение. На рис. 4.11 показано понижение давления в отрезке трубы при движении воды слева направо, плотность воды ρ принята постоянной.

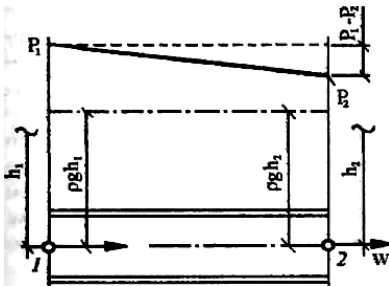


Рис. 4.11. Изменение гидростатического давления в горизонтальной трубе при движении заполняющей ее воды с постоянной скоростью (эпюра давления над трубой): 1 и 2 – начальное и конечное сечения потока; h – вертикальное расстояние от оси потока до свободной поверхности воды (верхний уровень воды в открытом расширительном баке)

Так как вертикальное расстояние от оси потока до свободной поверхности воды $h_1 = h_2$, то гидростатическое давление положения потока составляет $\rho gh_1 = \rho gh_2$ (изображено на рисунке штрихпунктирной линией). При движении воды с постоянной скоростью V от начального сечения 1, где полное давление в потоке P_1 , до конечного сечения 2 давление понижается до P_2 . Разность давления равна потерям давления на трение: $P_1 - P_2 = \Delta p_{\text{пот}}$.

В горизонтальной трубе гидростатическое давление понижается в направлении движения воды.

В вертикальной трубе при движении воды сверху вниз происходит изменение гидростатического давления не только из-за потерь давления на трение, но и вследствие изменения положения сечений потока по отношению к свободной поверхности воды. На рис. 4.12 при тех же условиях штрих-пунктирной линией изображено возрастание гидростатического давления в отрезке трубы, связанное с увеличением вертикального расстояния от h_1 до h_2 , т. е. $\rho gh_2 > \rho gh_1$. Показано, что, несмотря на потери давления на трение $\Delta p_{\text{пот}} = P_1 - P_2$ общее гидростатическое давление в сечении 2 возрастает: $\rho gh_2 + p_2 > \rho gh_1 + p_1$.

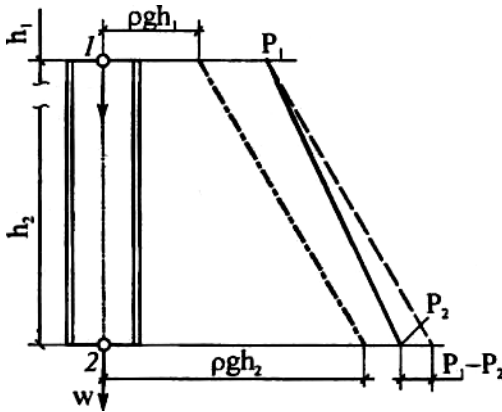


Рис. 4.12. Изменение гидростатического давления в вертикальной трубе при движении заполняющей ее воды сверху вниз (эпюра давления справа от трубы): 1 и 2 – начальное и конечное сечения потока; h – вертикальное расстояние от сечения потока до свободной поверхности воды

Из практики известно, что в вертикальных трубах систем отопления давление положения изменяется сильнее, чем давление в потоке, связанное с попутными потерями давления. Поэтому можно сделать вывод, что в вертикальных трубах систем отопления при движении воды сверху вниз гидростатическое давление возрастает.

В вертикальной трубе при движении воды снизу вверх гидростатическое давление уменьшается в результате уменьшения как вертикального расстояния (от h_1 до h_2) сечений потока от свободной поверхности воды, так и потерь давления на трение $\Delta p_{\text{пот}} = P_1 - P_2$. На рис. 4.13 штрихпунктирной линией показано, что $\rho gh_2 < \rho gh_1$, (давление по-прежнему отложено справа от отрезка трубы), и сплошной линией, что $p_2 < p_1$. Таким образом, в этом случае $\rho gh_1 + p_1 > \rho gh_2 + p_2$.

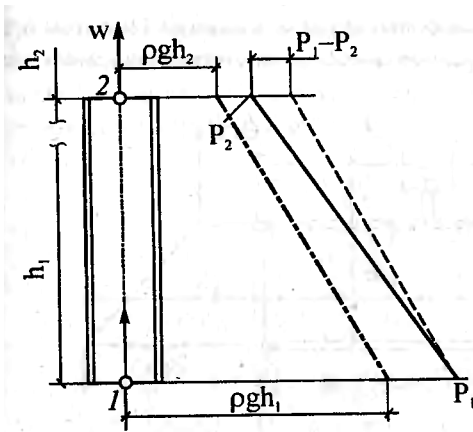


Рис. 4.13. Изменение гидростатического давления в вертикальной трубе при движении заполняющей ее воды снизу вверх (эпюра давления справа от трубы, обозначения - см. рис. 4.12)

Можно сделать вывод, что в вертикальных трубах при движении воды снизу вверх происходит наиболее интенсивное падение гидростатического давления.

Гидравлический расчет систем отопления проводится в соответствии с законами гидравлики. Расчет основан на следующем принципе: при установившемся движении воды действующая в системе разность давления (насосного и естественного) полностью расходуется на преодоление гидравлического сопротивления движению.

Гидравлический расчет выполняют по пространственной *схеме системы отопления*, вычерчиваемой обычно в аксонометрической проекции. На схеме системы выявляют циркуляционные кольца, делят их на участки и наносят тепловые нагрузки. В циркуляционное кольцо могут быть включены один (двухтрубная система) или несколько (однотрубная система) отопительных приборов, теплогенератор или теплообменник, а также побудитель циркуляции теплоносителя в насосной системе отопления.

Участком называют трубу или трубы с одним и тем же расходом теплоносителя. Последовательно соединенные участки, образующие замкнутый контур циркуляции воды через теплогенератор (теплообменник), составляют циркуляционное кольцо системы.

Тепловая нагрузка прибора (точнее прибора с прилегающим этажестояком) принимается равной расчетным теплотериям помещений Q_n (за вычетом теплопоступлений, если они имеются).

Тепловая нагрузка участка $Q_{уч}$ составляется из тепловых нагрузок приборов, обслуживаемых протекающей по участку водой:

$$Q_{\text{уч}} = \sum Q_n \quad (4.4)$$

Для участка подающего теплопровода тепловая нагрузка выражает запас теплоты в протекающей горячей воде, предназначенной для последующей (на дальнейшем пути воды) теплопередачи в помещения. Для участка обратного теплопровода - потери теплоты протекающей охлажденной водой при теплопередаче в помещения (на предшествующем пути воды). Тепловая нагрузка участка предназначена для определения расхода воды на участке в процессе гидравлического расчета.

Расход воды на участке $G_{\text{уч}}$ Гуч при расчетной разности температуры воды в системе $t_n - t_o$ равен

$$G_{\text{уч}} = Q_{\text{уч}} \beta_1 \beta_2 / (c(t_n - t_o)) \quad (4.5)$$

где $Q_{\text{уч}}$ - тепловая нагрузка участка, найденная по формуле (4.4),

β_1, β_2 - поправочные коэффициенты, учитывающие дополнительную теплоподачу в помещения;

c - удельная массовая теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·°C).

Для получения расхода воды на участке в кг/ч тепловую нагрузку в Вт следует выразить в кДж/ч, т. е. умножить на (3600/1000)=3,6.

При гидравлическом расчете потери давления на каждом участке $\Delta p_{\text{уч}}$, Па, циркуляционных колец системы отопления определяют по формуле Дарси-Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{уч}} = (\lambda/d_B) l_{\text{уч}} (\rho V^2 / 2) + \sum \zeta_{\text{уч}} (\rho V^2 / 2) \quad (4.6)$$

где λ - коэффициент гидравлического трения;

d_B - внутренний диаметр трубы, м;

$l_{\text{уч}}$ - длина участка, м;

$\sum \zeta_{\text{уч}}$ - сумма КМС на участке (значения КМС приведены в справочной литературе);

ρ и V - соответственно средняя плотность, кг/м³, и скорость движения, м/с, воды на участке.

Коэффициент местного сопротивления (КМС) зависит в основном от геометрической формы препятствий движению (арматура, приборы, воздухохоборники, грязевики, коллекторы и т. п.), изменения направления движения и расхода воды (в тройниках, крестовинах, отводах, скобах, утках, калачах и других фасонных частях).

Гидравлический расчет системы водяного отопления выполняют различными способами. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

Первый способ гидравлического расчета - *по удельной линейной потере давления*, когда подбирают диаметр труб при равных (или, как иногда говорят, постоянных) перепадах температуры воды во всех стояках и ветвях $\Delta t_{\text{ст}}$, соответствующих расчетному перепаду температуры воды во всей системе Δt_c

$$\Delta t_{\text{ст}} = \Delta t_c$$

причем $\Delta t_c = t_{\text{п}} - t_o$

Предварительно вычисляют расход воды на каждом участке по формуле (4.5). Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют раздельно по преобразованной формуле (4.6)

$$\Delta p_{\text{уч}} = (\lambda/d_B)(\rho V^2/2)l_{\text{уч}} + \sum \zeta_{\text{уч}}(\rho V^2/2) = Rl_{\text{уч}} + Z \quad (4.7)$$

где $R = (\lambda/d_B)(\rho V^2/2)$ - удельная потеря давления на трение на длине 1 м, Па/м;

$Z = \sum \zeta_{\text{уч}}(\rho V^2/2)$ - потери давления на местные сопротивления, Па.

Потери давления в циркуляционном кольце системы: *при последовательном соединении* N участков

$$\Delta p_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N (Rl_{\text{уч}} + Z)_i \quad (4.8)$$

т. е. равны сумме потерь давления на участках, составляющих кольцо; *при параллельном соединении* двух участков, стояков или ветвей

$$\Delta p_i = \Delta p_j \quad (4.9)$$

т. е. потери давления на параллельно соединенных участках, стояках или ветвях равны.

Второй способ гидравлического расчета - *по характеристикам сопротивления и проводимостям*, когда устанавливают распределение потоков воды в циркуляционных кольцах системы и получают неравные (употребляют также термины: переменные, скользящие) перепады температуры воды в стояках и ветвях

$$\Delta t_{\text{ст}} \geq \Delta t_c$$

При этом допускают отклонение $\Delta t_{\text{ст}}$ на $\pm 7^\circ \text{C}$ и ограничивают минимальную температуру воды, уходящей из стояков и ветвей в расчетных условиях, 60°C . Предварительно выбирают диаметр труб на каждом участке с учетом допустимой скорости движения воды и конструктивных соображений.

Потери давления на трение и местные сопротивления на участке определяют совместно по преобразованной формуле (4.6)

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{уч}} &= ((\lambda/d_B)l_{\text{уч}} + \sum \zeta_{\text{уч}})(\rho V_{\text{уч}}^2/2) = \\ &= (A_{\text{уч}}((\lambda/d_B)l_{\text{уч}} + \sum \zeta_{\text{уч}}))G_{\text{уч}}^2 = S_{\text{уч}} G_{\text{уч}}^2 \end{aligned} \quad (4.10)$$

где $V_{\text{уч}} = 4G_{\text{уч}}/(3600\rho\pi d_B^2)$ - скорость движения воды, м/с;

$G_{\text{уч}}$ - расход воды на рассчитываемом участке, кг/ч;

$A_{\text{уч}}$ - удельное гидродинамическое давление на участке, $\text{Па}/(\text{кг/ч})^2$, возникающее при расходе воды 1 кг/ч, которое вычисляется по формуле (после подстановки значения числа π и преобразования):

$$A_{\text{уч}} = 6,25/(10^8 \rho d_B^4) \quad (4.11)$$

$S_{\text{уч}}$ - характеристика гидравлического сопротивления участка, $\text{Па}/(\text{кг/ч})^2$, выражающая потери давления на участке при единичном расходе воды (1 кг/ч), которая определяется по формуле:

$$S_{\text{уч}} = A_{\text{уч}} ((\lambda/d_B)l_{\text{уч}} + \sum \zeta_{\text{уч}}) \quad (4.12)$$

Потери давления на участке могут быть найдены помимо формулы (4.10), т. е. по зависимости $\Delta p_{\text{уч}} = S_{\text{уч}} G_{\text{уч}}^2$, еще и исходя из проводимости участка

$$\Delta p_{\text{уч}} = (G_{\text{уч}}/\sigma_{\text{уч}})^2 \quad (4.13)$$

где $\sigma_{\text{уч}}$ - *проводимость* участка, $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0,5})$, показывающая расход воды при единичной потере давления на участке (1 Па).

Проводимость связана с характеристикой сопротивления зависимостью

$$\sigma = 1/\sqrt{S} \quad (4.14)$$

Характеристика сопротивления может быть получена как для отдельного участка, так и для нескольких участков, соединенных между собой последовательно или параллельно. Общая характеристика гидравлического сопротивления *последовательно соединенных* N участков (при одинаковых расходах теплоносителя на всех участках)

$$S_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^N S_i \quad (4.15)$$

т. е. равна сумме характеристик сопротивления участков.

Общая характеристика гидравлического сопротивления *параллельно соединенных* двух участков (характеристика сопротивления так называемого узла)

$$S_{\text{уз}} = 1/(\sigma_1 + \sigma_2)^2 = 1/\left(1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2}\right)^2 \quad (4.16)$$

т. е. характеристика сопротивления узла параллельных участков равняется обратной величине квадрата суммы проводимостей участков, его составляющих (при условии равенства естественных циркуляционных давлений, действующих в кольцах, включающих параллельно соединенные участки).

Характеристики сопротивления узлов, соединенных последовательно с участками, суммируют с характеристиками сопротивления этих участков по формуле (4.15). Следовательно, характеристика сопротивления однетрубного стояка, состоящего из последовательно соединенных приборных узлов и участков

$$S_{\text{ст}} = \sum S_{\text{уч}} + \sum S_{\text{уз}} \quad (4.17)$$

В сложные узлы могут объединяться параллельно соединенные и стояки и ветви системы для получения S_c - характеристики сопротивления системы. Тогда потери давления в системе Δp_c при известном расходе воды G_c могут быть найдены по формуле, аналогичной формуле (4.10):

$$\Delta p_c = S_c G_c^2 \quad (4.18)$$

Гидравлический расчет по первому способу раскрывает физическую картину распределения сопротивлений в системе, но выполняется с невязками потерь давления в смежных циркуляционных кольцах. Вследствие этого на практике после окончания монтажных работ требуется проводить пусконаладочное регулирование системы во избежание нарушения расчетного распределения воды по отопительным приборам.

Гидравлический расчет по второму способу применяют при повышенной скорости движения воды в системе, когда возможно использование постоянных значений коэффициентов λ и ζ . В результате расчета определяются действительные значения расхода и температуры воды в ветвях, стояках и приборах системы отопления.

При гидравлическом расчете стояков *вертикальной однетрубной системы* каждый стояк рассматривается как один общий расчетный участок. Если применяются унифицированные приборные узлы, то потери давления в них определяются по суммам КМС, приведенным в справочной литературе. Лишь для нетиповых стояков в отдельных случаях приходится рассчитывать распределение потоков воды в трубных узлах, состоящих из неравных по диаметру и длине параллельных участков. В таких случаях предварительно находятся расходы воды G_1 и G_2 в параллельных участках (или их отношение, если общий расход не известен), используя зависимость расхода воды от проводимости участков

$$G_1/G_2 = \sigma_1/\sigma_2 \quad (4.19)$$

где σ_1 и σ_2 - проводимости гидравлически параллельных участков.

При гидравлическом расчете однетрубных стояков с замыкающими участками количество воды, затекающее в отопительные приборы, рассчитывается отдельно по формуле (4.19) или принимается по значению коэффициента затекания воды, указанному в справочной литературе.

Отношение расходов воды в приборе $G_{\text{пр}}$ и в стояке $G_{\text{ст}}$ называют *коэффициентом затекания воды* в прибор

$$\alpha = G_{\text{пр}}/G_{\text{ст}} \quad (4.20)$$

Следует стремиться к повышению коэффициента затекания воды: чем больше α , тем выше будет средняя температура воды в приборе и меньше его площадь.

Значение коэффициента затекания воды зависит, прежде всего, от направления движения и расхода воды в стояках: при движении воды сверху вниз α возрастает по мере сокращения ее расхода, при движении воды снизу вверх - уменьшается.

5. Вентиляция

5.1. Вентиляция зданий. Классификация вентиляционных систем

Вентиляцией называется замена воздуха помещения наружным воздухом. Задача вентиляции состоит в создании и поддержании параметров воздушной среды в помещении, отвечающих санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям.

Побуждение вентиляции (т.е. движущая сила воздухообмена) может быть **естественным** и **механическим** (искусственным). По способу организации воздухообмен может быть **организованным** и **неорганизованным**.

Под естественной вентиляцией понимают воздухообмен, побуждаемый разностью температур подаваемого и удаляемого воздуха или ветровым (динамическим) давлением на наружные ограждения здания. Механическая вентиляция осуществляется за счет перемещения воздушных масс специализированным устройством (побудителем тяги) – например, вентилятором.

Организованной вентиляцией называют воздухообмен, происходящий за счет перемещения (подачи и удаления) воздуха по специализированным каналам, через специально предусмотренные проемы и т.д. Неорганизованная вентиляция помещений происходит при перемещении (перетекании) воздуха через не предназначенные для этого оконные и дверные проемы, проходы, неплотности ограждений, технологические каналы и галереи.

По функциональному назначению системы вентиляции разделяют на приточные, вытяжные и рециркуляционные.

Приточная система – система, с помощью которой забирают наружный воздух, обрабатывают в приточной установке или в кондиционере и подают в помещения. При этом в помещении создается избыточное давление, за счет которого воздух уходит через окна, двери, форточки наружу или в другие помещения, где давление воздуха ниже.

Приточная система применяется для вентиляции помещений, в которых нежелательны инфильтрация холодного воздуха или попадание загрязненного воздуха из соседних помещений, например фойе театра, вестибюль общественного здания.

Вытяжная система предназначена для удаления воздуха из помещения, при этом в помещении создается разрежение. Воздух сосед-

них «чистых» помещений поступает в данное помещение или инфильтрует в него извне. Вытяжную систему применяют в тех случаях, когда вредности данного помещения не должны распространяться на соседние помещения, например помещения с кратковременным пребыванием людей и с небольшим количеством удаляемого воздуха: санузлы, курительные, душевые, а также помещения, требующие больших воздухообменов при химических и биологических выделениях вредностей.

В одних помещениях в зависимости от их назначения, вида и места выделения в них вредностей, требуется осуществить только вытяжку, в других – приток, а в третьих сразу и то, и другое. Приточно-вытяжные системы являются наиболее распространенными, так как они более полно удовлетворяют условиям создания нормативных параметров воздуха помещения. Как правило, производительность вытяжной части данной системы или равна производительности приточной, или составляет долю от нее. Это зависит от решения систем вентиляции помещений, прилегающих к данному.

Конструктивно приточную и вытяжную части системы решают в виде самостоятельных систем, но в то же время их воздействие на организацию воздухообмена и микроклимата помещения находится в зависимости друг от друга.

Системы с **рециркуляцией** (частичным подмешиванием вытяжного воздуха помещения к наружному, поступающему в приточную установку или кондиционер) применяются для снижения расхода теплоты в холодный период года или для снижения расхода воздуха в системах кондиционирования в теплый период года. *Доля рециркуляции* (соотношение количества подмешиваемого вытяжного воздуха и забираемого наружного воздуха) определяется требованиями к воздушной среде помещения и его назначением.

По способу обеспечения метеорологических факторов помещения, по способу организации воздухообмена системы подразделяют на общеобменные, местные, смешанные и аварийной вентиляции.

Общеобменная вентиляция предназначена для создания средних метеорологических условий во всем объеме рабочей зоны помещений. Она применяется в том случае, когда вредные выделения поступают непосредственно в его воздух, когда рабочие места располагаются по всему помещению (не фиксированы в определенных границах) и в общественных и жилых зданиях.

Вентиляционный воздух, поступающий в помещение, распределяется в таких системах по возможности равномерно по всему его объ-

ему, где должен поглотить вредные выделения и быть удаленным из помещения.

Система местной вентиляции применяется для обеспечения метеорологических факторов непосредственно на рабочих местах и фиксированных участках выделения вредностей производственных процессов;

При системе местной локализирующей вентиляции устраивают укрытия машин, аппаратов или участков технологического процесса, от которых осуществляется вытяжка воздуха.

К системе местной приточной вентиляции относятся воздушные оазисы и душирование рабочих мест, где выделяется много теплоты, тепловые завесы для защиты помещения от прорыва холодного воздуха через различные открывающиеся проемы здания и др.

Смешанная система вентиляции является сочетанием элементов местной и общеобменной приточных или вытяжных систем. Например, локализирующая местная система удаляет выделяющуюся от оборудования теплоту, а приточная часть системы этого помещения является общеобменной.

Система аварийной вентиляции обязательна для производств, в которых возможен внезапный прорыв опасных паров, веществ и газов. К аварийной вентиляции относится также противопожарная система дымоудаления лестничных клеток зданий повышенной этажности и высотных. Такая система включается автоматически или при достижении предельно допустимой концентрации вредных выделений, или при остановке одной из основных рабочих систем вентиляции, или при повышении температуры выше предельно установленного значения при возникновении пожара.

5.2. Воздухообмен в помещениях.

Нормирование воздухообмена

Нормирование воздухообмена заключается в установлении количеств подаваемого и/или удаляемого воздуха или методов расчета установлении количеств подаваемого и/или удаляемого воздуха. Нормирование воздухообмена осуществляется в соответствии с назначением помещения, характером выполняемых в нем работ, производственных процессов, видами выделяющихся веществ.

Для ряда помещений, преимущественно санитарно-гигиенического назначения, устанавливается непосредственно величина воздухообмена, обеспечивающая необходимый уровень санитарно-

гигиенического благополучия. В табл. 5.1 приведены требуемые величины воздухообмена в ряде помещений жилых зданий.

Таблица 5.1

Воздухообмен в санитарно-гигиенических и хозяйственно-бытовых помещениях жилых зданий [17]

Помещение	Воздухообмен	
	приток, м ³ /ч	вытяжка, м ³ /ч
Гладильная, сушильная	-	90
Кухня с электроплитой	-	60
Кухня с газовой плитой	-	100
Ванная, душевая, уборная	-	25
Совмещенный санузел	-	50

В помещениях санитарно-гигиенического назначения общественных зданий величина воздухообмена преимущественно устанавливается на единицу оборудования (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Воздухообмен в санитарно-гигиенических помещениях общественных зданий [22]

Помещение	Воздухообмен	
	приток	вытяжка
Туалет	-	25 м ³ /ч на один унитаз
Душевые	-	20 м ³ /ч на одну сетку
Умывальные	-	20 м ³ /ч на одно место

Для обеспечения санитарно-гигиенического комфорта человека устанавливаются нормы воздухообмена в помещениях для нахождения людей исходя из условий и характера его деятельности. Норма воздухообмена в этом случае устанавливается на одного человека или на единицу обслуживаемой площади помещения (табл. 5.3).

Расчет количества приточного воздуха по нормативной кратности воздухообмена производится для помещений, в которых отсутствуют интенсивные источники выделения вредных веществ. В общем случае санитарные нормы допускают определять количество приточ-

ного воздуха по кратности воздухообмена оговоренной в соответствующих нормативных документах.

Таблица 5.3

Нормы воздухообмена для обеспечения санитарно-гигиенического комфорта человека

Назначение помещения, вид работ	Воздухообмен	Примечание
Жилое	$3 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$	СНиП 31-01-2003
Помещения сотрудников административных зданий	$20 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел})$	СНиП 31-05-2003
Классные помещения, учебные кабинеты, лаборатории, актовый зал – лекционная аудитория	$20 \text{ м}^3/(\text{ч} \cdot \text{чел})$	СНиП 31-06-2009

В этом случае воздухообмен, $\text{м}^3/\text{с}$, определяется по формуле:

$$L = (nV)/3600, \quad (5.1)$$

где n – нормативная кратность воздухообмена (значения n даны в соответствующих выпусках СНиП и справочниках), ч^{-1} ;

V – объем помещения, м^3 .

При расчетах воздухообмена помещений определяется расход приточного и удаляемого воздуха, необходимые для поглощения избыточной теплоты, влаги, вредных и неприятно пахнущих веществ.

Воздухообмены называются по виду вредных выделений, для поглощения которых они определяются, например воздухообмен по избыткам явной теплоты, по влаговыделениям, по двууглекислому газу и т.д.

Расчет воздухообмена по борьбе с теплоизбытками. Баланс явной теплоты помещения при наличии теплоизбытков запишется в виде

$$\Delta Q_{\text{изб.я}} + Qct_n - Qct_{yx} = 0, \quad (5.2)$$

где $\Delta Q_{\text{изб.я}}$ – избытки явной теплоты всего помещения, кВт; c – теплоемкость воздуха, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; t_n , t_{yx} – температура приточного и уходящего воздуха, К ($^{\circ}\text{C}$).

Тогда воздухообмен

$$G = \frac{\Delta Q_{изб.я}}{c(t_{yx} - t_n)}. \quad (5.3)$$

При вытяжке воздуха из рабочей зоны $t_{yx} = t_g$. Разность температур в уравнении (5.3)

$$\Delta t_p = t_g - t_n,$$

где Δt_p – рабочая разность температур.

Правильный выбор $\Delta t_p = t_g - t_n$ имеет большое значение как для расчета вентиляционного оборудования, так и для создания, необходимых метеорологических условий в цехе. При больших Δt_p уменьшается расход вентиляционного воздуха, снижаются расход электроэнергии и затраты на устройство и эксплуатацию системы.

Однако при значительных перепадах между температурами приточного воздуха и воздуха помещения будут неблагоприятные ощущения холодного дутья. При малых Δt_p получим большие расходы воздуха, вследствие чего будет увеличение расходов на систему. Кроме того, может быть также повышение скоростей воздуха в помещении, что может оказывать неблагоприятное воздействие на человека.

При выборе Δt_p необходимо так организовать распределение воздуха в помещении, чтобы перемешивание свежего воздуха с воздухом помещения и затухание приточных струй происходили вне рабочей зоны.

Воздухообмен по борьбе с влаговыведениями. Исходными данными к расчету являются: избыточная влага $G_{вл}$, кг/с, и влагосодержание уходящего d_{yx} и приточного d_n воздуха, г/кг сухого воздуха.

Если в помещении другие вредные выделения отсутствуют, то воздухообмен определяется по формуле, кг/с:

$$G = \frac{G_{вл}}{d_{yx} - d_n} 10^3. \quad (5.4)$$

Расчет воздухообмена при одновременном выделении теплоты и влаги. В промышленности встречаются технологические процессы, при которых в помещение одновременно выделяются и теплота, и влага. Энтальпия и влагосодержание приточного воздуха будут увеличиваться соответственно на $\Delta I_{пом}$ и на $\Delta d_{пом}$. Следовательно, расход воздуха для поглощения теплоты составит:

$$G = \Delta Q_{изб} / (I_{yx} - I_n) = \Delta Q_{изб} / \Delta I_{пом} \quad (5.5)$$

и для поглощения влаги

$$G = \frac{G_{вл}}{d_{yx} - d_n} 1000 = \frac{G_{вл}}{\Delta d_{ном}} 1000. \quad (5.6)$$

Воздухообмен при одновременном выделении теплоты и влаги может быть определен или по теплоизбыткам, или по влаговыделениям, т.е. по формулам (5.5), (5.6):

$$G = \Delta Q_{изб} / \Delta I_{ном} + (G_{вл} / \Delta d_{ном}) 1000. \quad (5.7)$$

Расчет воздухообмена по борьбе с вредными парами и газами. Исходными данными являются интенсивность выделения вредного вещества $G_{вв}$, мг/с; начальная и предельно допустимая концентрации вредного вещества в воздухе рабочей зоны C_n , $C_{ндк}$, мг/м³. Требуемая величина воздухообмена в этом случае составит L , м³/с:

$$L = \frac{G_{вв}}{C_{ндк} - C_n}, \quad (5.8)$$

где $G_{вв}$ – масса вредного вещества, выделившегося в помещение, мг/с; C_n , $C_{ндк}$ – концентрация вредного газа и пара в приточном воздухе и предельно допустимая, мг/м³.

Начальная концентрация вредных веществ в приточном воздухе не должна превышать 30% предельно допустимой концентрации данного вредного вещества в рабочей зоне.

Если в цехе выделяется не одно, а несколько различных вредных веществ (паров, газов), то при расчете производительности общеобменной вентиляции имеются особенности при выборе расчетного значения предельно допустимой концентрации.

При одновременном выделении в рабочую зону вредных веществ, не обладающих однонаправленным характером действия, подсчитываются объемы общеобменной вентиляции отдельно для разбавления каждого вещества до предельно допустимой концентрации. Расчетный воздухообмен такого помещения находят по наибольшему воздухообмену, полученному из расчетов для каждого вредного вещества.

8.3. Организации притока и удаления воздуха

Воздухообмен в рабочем помещении должен быть организован таким образом, чтобы заданные метеорологические условия и чистота воздуха достигались при минимальном расходе воздуха. Для правильного решения этих вопросов необходимо знать закономерности развития и взаимодействия приточных, вытяжных и конвективных струй в

помещении, так как они определяют характер движения воздуха по помещению, формируют поля температур и поля концентрации вредных веществ.

Циркуляция воздуха в помещении будет зависеть от наличия приточных, конвективных и вытяжных струй, от их взаимного расположения по площади и высоте помещения, причем действие приточных струй будет значительно большим, чем действие вытяжных струй.

На рис. 5.1. показана картина распределения и циркуляции воздуха в помещении по исследованиям В. В. Батурина и В. И. Ханжонкова [22], проведенным на моделях при разных схемах подачи и удаления воздуха и при изотермических условиях.

Равномерное распределение воздуха (рис. 5.1 *а*) достигается в том случае, если приток равномерен по ширине помещения, а вытяжка сосредоточена. Схемы на рис. 5.1 *б–г* создают замкнутые контуры циркуляции и мертвые зоны.

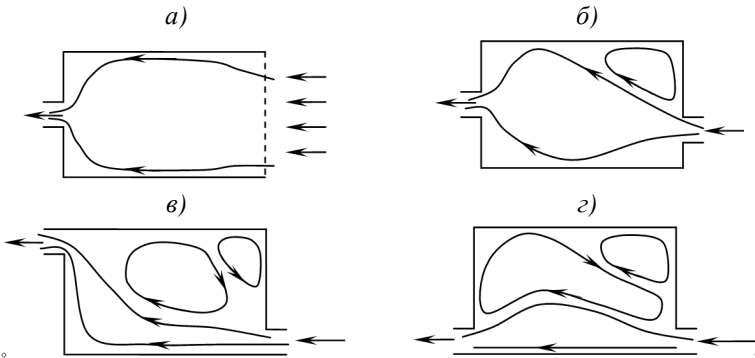


Рис. 5.1. Схемы циркуляции воздуха в помещении

С учетом движения воздушных потоков в строительной практике применяют несколько схем воздухообмена и несколько разновидностей каждой.

Выбор наиболее эффективной схемы воздухообмена помещения для конкретного случая – одна из главных задач проектирования систем микроклимата помещения.

Выбор схемы воздухообмена в многом определяется архитектурно- конструктивным и объемно-планировочным решением здания, в целом, также размером и конфигурацией помещения данного здания

в плане соотношением размеров этого помещения, расположением рабочих мест, размещением и конструкцией осветительных устройств в нем и т. п. Схеме воздухообмена увязывается с интерьером помещения и безусловно с учетом картины распределения вредностей в нем.

Характер распространения вредностей по помещению зависит от плотности по воздуху, а также от интенсивности и направления воздушных потоков помещения.

Более легкие вредности помещения (водяные пары, оксид углерода и др. устремляются в верхнюю зону помещения, а если в помещении имеются источники тепловыделений, то вместе с нагретым воздухом, как более легким, вверх помещения устремляются и другие вредности. В таких случаях вытяжку проектируют из верхней зоны, а приток в рабочую зону, применяя схему воздухообмена снизу вверх.

Более тяжелые вредности помещения концентрируются в рабочей зоне и расстилаются над полом помещения, например углекислый газ. В этом случае вытяжку делают из нижней зоны, а приток организуют сверху, применяя схему воздухообмена – сверху вниз, и ее разновидность. Эта же схема воздухообмена применима с местной вытяжкой и с общеобменным притоком в случае образования в помещении паров летучих жидкостей (ацетон, спирт, бензол и др.), пыли, опилок, стружек и т. д.

Концентрация вредностей, разносимых потоками воздуха помещения в различных его зонах не одинакова, всегда самая большая – у мест выделения этих вредностей. Места выделения вредностей оборудуют местными устройствами системы воздухообмена «снизу вниз».

Схема воздухообмена «сверху вверх» чаще применяется в жилых зданиях, административных, вспомогательных помещениях и в помещениях сельскохозяйственного назначения.

При выделении в помещении газов разной плотности или газов, состоящих из нескольких взрывоопасных компонентов, может применяться схема с однозональным нижним притоком и двухзональной (по высоте) вытяжкой; а при сосредоточенных влаговыведениях (может быть совместно с тепловыделениями) может применяться схема с однозональной верхней вытяжкой и двухзональным притоком.

Смешанная (зональная) схема воздухообмена, как правило, применяется в многоярусных помещениях (залы театров, кино, спортивные) где рабочие зоны требуют самостоятельного обслуживания.

Не является обязательным для каждого помещения создание и притока, и вытяжки. В здании всегда имеются относительно более чистые и грязные помещения. Для грязных помещений целесообразно

предусматривать вытяжную вентиляцию, а это значит создавать разрежение, а компенсирующую приточную вентиляцию организовывать для чистых помещений, прилегающих к грязному. Примером подобной организации воздухообмена служит вытяжная вентиляция курительных комнат и сантехузлов с подачей необходимого компенсирующего количества воздуха в фойе-вестибюль. Другим примером является организация воздухообмена в квартире жилого дома. Вытяжная канальная общеобменная вентиляция проектируется для кухонь и санузлов жилого дома. За счет этого в жилых комнатах квартиры возникает неорганизованный приток. При этом притоку способствует объемно-планировочное решение квартиры – «со сквозным проветриванием».

Каждая схема воздухообмена помещения имеет свои преимущества и недостатки в каком-либо случае ее применения.

Схема с нижней подачей воздуха (непосредственно в рабочую зону помещения) усложняет конструкцию перекрытия, требует организации в нижней части специального технического помещения (или под ним) больших объемов – камер статического давления и, кроме того, не допускает низких температур и высоких скоростей выпуска приточного воздуха помещения. Но зато эта схема ограничивает высоту зон обслуживания притоком, создает движение воздуха в строгом направлении вместе со свободными конвективными потоками нагретого воздуха источниками теплоты, снижая теплоту и ассимилируя все другие разновидности вредностей; равномерно душирует всю зону обслуживания; обеспечивает практическую независимость эффекта системы микроклимата от объемно-планировочного решения помещения и степени его заполнения, например людьми; при соответствующем решении воздухоудаления отработанного воздуха помещения позволяет не учитывать конвективную теплоту светильников и покрытия здания, тем самым снижая энергетическую нагрузку системы микроклимата.

Подача воздуха в помещение «сверху» дает возможность существенно понизить температуру притока и повысить скорость выпуска воздуха, но такая схема воздухообмена вызывает большую турбулентность воздушной среды помещения в его рабочей зоне.

Решая схему воздухообмена в любом случае, особенно при больших площадях зоны обслуживания (при незначительной высоте помещения) и при значительном воздухообмене, большое значение следует придавать рассредоточенной подаче приточного воздуха, так как в комфортном состоянии воздушной среды играет немалую роль подвижность воздуха рабочей зоны помещения. При сосредоточенной

раздаче воздуха получить нормативное значение подвижности очень сложно.

В настоящее время существуют технические средства для обработки воздуха, которые могут подготовить воздух любых расчетных кондиций, а в то же время организация воздухообмена помещения до сих пор далека от совершенства.

Из-за неудачной организации воздухообмена в помещении и в первую очередь неправильного выбора и расчета воздухораспределительных устройств не удается обеспечить в рабочей зоне помещения равномерные заданные параметры воздушной среды.

5.4. Естественная вентиляция

При **естественной неорганизованной вентиляции** перемещение воздуха помещения может быть под действием гравитационных сил и под действием ветра

Из-за разности температур воздуха помещения и наружного воздуха ($t_e > t_n$ или $t_e < t_n$) по обе стороны вертикальных ограждений помещения возникает разность давлений ($P_e < P_n$ или $P_e > P_n$). Разность давлений и отсутствие герметичности помещения (здания) вызывает перемещение воздуха или в одном направлении (при $t_e > t_n$) или в другом. Чаще наружный воздух имеет температуру ниже, а значит, плотность выше, чем внутренний воздух помещения ($t_e < t_n$; $\rho_n > \rho_e$), а поэтому характерным является положительный перепад давлений $\Delta P = P_n - P_e > 0$ и, как следствие, – движение наружного воздуха в нижнюю зону помещения. А так как нагретый более легкий воздух помещения стремится занять верхнее положение, возникает естественное гравитационное движение воздуха из помещения (здания) снизу вверх. Вследствие этого давление воздуха в зоне пола помещения получается ниже, а в зоне потолка – выше наружного давления. Из-за циркуляции воздуха помещения возникает область (плоскость) равных давлений, называемая нейтральной зоной. Ниже области равных давлений в помещении образуется зона разряжения (зона инфильтрации наружного воздуха), а выше – зона подпора (зона эксфильтрации внутреннего воздуха помещения). При увеличении разряжения область равных давлений смещается вверх, а при увеличении подпора – вниз.

Устройство проемов (форточек, фрамуг, фонарей, окон и дверей) в ограждениях нижней и верхних зон помещения способствует

гравитационному движению, а устройство проемов в плоскости равных давлений не влияет на движение.

Разность давлений столбов наружного и внутреннего воздуха, возникающих за счет гравитационных сил, называется тепловым естественным напором (ΔP) и выражается уравнением, Па

$$\Delta P = gh(\rho_n - \rho_e), \quad (5.9)$$

где h – высота столбов воздуха наружного или внутреннего, м;

ρ_n, ρ_e – плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

При динамическом воздействии ветра с наветренной стороны здания создается повышенное давление, а с заветренной – разрежение.

При устройстве отверстий в наружных вертикальных ограждениях можно организовать приток с наветренной стороны, а для удаления воздуха помещения – с заветренной. При этом количество воздуха приточного и вытяжного будет зависеть от многих факторов, а именно, – от направления и скорости ветра, температуры, от конфигурации здания и расположения его среди других строений.

Давление воздуха помещения, подверженного воздействию ветра, но при отсутствии гравитационного давления, как с наветренной, так и с заветренной сторон по всей высоте помещения является одинаковым.

Перед открыто стоящим зданием при воздействии на него ветра образуется область повышенных по сравнению с атмосферным давлений (подпор), имеющая ширину около пяти высот здания при длине, равной длине здания.

Одновременно за зданием образуется аэродинамическая тень – область пониженных давлений (разрежение), имеющая ширину около шести высот здания. Здание, окруженное другими строениями, может оказаться в аэродинамической тени, т. е. в зоне разрежения.

Естественная организованная вентиляция может осуществляться под действием теплового напора и под действием ветрового напора.

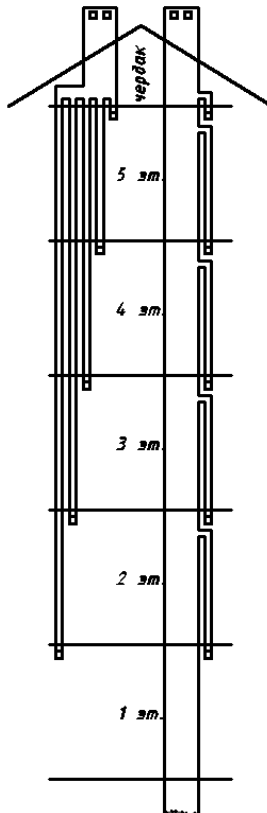
В вытяжных канальных системах вентиляции устраивают шахты – вытяжные каналы. От атмосферных осадков трубы защищают зонтами. Для эффективности естественной вентиляции устья вытяжных шахт, некоторых естественных систем вместо зонтов снижаются специальными насадками дефлекторами (флюгерами), что позволяет дополнительно к гравитационному напору использовать напор ветра и предохранять помещение от попадания дождя и снега. Разрежение,

образующееся вокруг обечайки дефлектора, создает тягу в шахте при любом направлении ветра.

В естественных канальных системах вентиляции воздух удаляется из него посредством специальных каналов (воздуховодов).

Естественные канальные системы вентиляции применяют в помещении с небольшими расчетными кратностями воздухообмена (не более 3 в кухнях, ванных и туалетных комнатах жилых зданий) при малых скоростях движения вентиляционного воздуха по каналам систем, в помещениях объекта, строящегося не в жарком климате.

а)
Вентиляционные шахты с обособленными каналами обеспечивают удаление вытяжного воздуха по отдельным каналам в конструкции стены на чердак или технический этаж, где вертикальные каналы объединяются в горизонтальный и через шахту выбрасываются в атмосферу. Такая компоновка вентиляционных шахт применяется преимущественно в зданиях высотой до 5 этажей в связи с трудностями при размещении большего числа каналов в высотных зданиях



б)
Вентиляционные шахты с каналами-спутниками обеспечивают удаление воздуха из помещений в общую вертикальную сборную шахту индивидуальными каналами от помещений, подсоединяемыми к ней через этаж для предотвращения перетеканий воздуха между этажами. При такой компоновке вентиляционных шахт ширина блока шахт не зависит от количества подсоединенных шахт (этажности здания) и применяется в зданиях повышенной этажности.

Рис. 5.2. Шахты систем естественной вентиляции с обособленными каналами (а) и каналами-спутниками (б)

В жилых зданиях воздух удаляется из помещений кухонь, санузлов, ванных комнат, сушильных. В общественных зданиях удаление воздуха системами естественной вентиляции производится из обслуживаемых помещений, санитарно-гигиенических помещений, технических помещений.

5.5. Механическая вентиляция

Механическая вентиляция может обеспечить помещение большим, независимым от метеорологических условий, регулируемым воздухообменом; может иметь большой радиус действия – до 50 м (чаще в общественных зданиях), а в некоторых промышленных зданиях до 200 м, там, где уровень производственного шума превышает уровень шума, создаваемого мощной вентиляционной установкой (прессовые отделения, кузнечные и механические цеха).

Скорости движения потоков в механической вентиляции значительно отличаются от скоростей в естественной вентиляции.

Механическая вентиляция одновременно вместе с улучшением состояния воздушной среды помещения может решать и производственные технологические задачи.

Вводимый или удаляемый воздух может быть подвергнут определенной обработке: очистке, нагреву, охлаждению, осушке, увлажнению. При механическом удалении обеспечивается локализация вредных из мест их выделения и не допускается не только их распространение в помещении, но порой и выброс в воздушный бассейн здания.

Атмосферный воздух состоит из смеси сухих газов и водяных паров. Таким образом, в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха мы всегда имеем влажный воздух, или паровоздушную смесь, причем водяной пар может находиться в воздухе или в перегретом, или в насыщенном состоянии.

Сухой воздух. Массовое содержание сухой части воздуха следующее: 75,6% азота, 23,1% кислорода, 0,05% углекислого газа и небольшие количества инертных газов (аргона, неона, криптона и др.). С достаточной степенью точности можно считать, что воздух подчиняется законам идеальных газов, тогда из уравнения Клапейрона плотность сухого воздуха, кг/м³,

$$\rho_c = p_c / RT, \quad (5.10)$$

где p_c – парциальное давление сухого воздуха, Па;

$R = 287$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная сухого воздуха;

T – температура воздуха, К.

Массовая и объемная теплоемкости сухого воздуха c_c и c_0 равны:

$$c_0 = \rho_c c_c, \quad (5.11)$$

В диапазоне температур от -20 до $+50$ °С при атмосферном давлении можно принимать $\rho_c = 1,293$ кг/м³; $c_c = 1,005$ кДж/(кг·К); $c_0 = 1,3$ кДж/(м³·К).

Энтальпия (теплосодержание) сухого воздуха, кДж/кг, при температуре t , °С

$$I_c = c_c t, \quad (5.12)$$

Водяной пар в воздухе имеет парциальное давление p_{Π} , определяемое его температурой. Парциальное давление находится по таблицам водяного пара.

В области давлений и температур, принятых в отопительно-вентиляционной технике, можно с некоторым приближением принимать и для пара уравнение состояния

$$p_{\Pi} V_{\Pi} = R_{\Pi} T, \quad (5.13)$$

где $R_{\Pi} = 461$ Дж/(кг·К) – газовая постоянная для пара.

Теплоемкость пара при атмосферном давлении в пределах температур от -20 до $+50$ °С $c_{\Pi} = 1,807$ кДж/(кг·К).

При этих значениях температур энтальпия пара, кДж/кг, может быть выражена формулой

$$i_{\Pi} = 2500 + 1,807 \cdot t_{\Pi}, \quad (5.14)$$

где t_{Π} – температура пара, °С.

Влажный воздух. По закону Дальтона барометрическое давление P_0 паровоздушной смеси равно сумме парциальных давлений сухой части воздуха и водяного пара p_c и p_{Π} , т. е.

$$P_0 = p_c + p_{\Pi}. \quad (5.15)$$

Абсолютной влажностью воздуха D называется масса водяного пара, содержащаяся в 1 м³ влажного воздуха. Абсолютная влажность и плотность пара во влажном воздухе имеют одинаковую размерность (кг/м³ или г/м³) и одинаковое выражение

$$D = \rho_{\Pi} = p_{\Pi} / (R_{\Pi} T). \quad (5.16)$$

Абсолютная влажность при насыщенном состоянии (при данной температуре) называется влажностью ρ_n воздуха.

Относительной влажностью воздуха φ называется отношение абсолютной влажности воздуха к его влажности, т. е.

$$\varphi = \rho_{\Pi} / \rho_n. \quad (5.17)$$

Величина относительной влажности может быть выражена в долях единицы или в процентах. Применяя для водяного пара в воздухе уравнение состояния (5.13), получаем:

$$\varphi = p_{\Pi} / p_n, \quad (5.18)$$

где p_n – парциальное давление насыщенного пара при данной температуре.

Влагосодержанием воздуха d называется масса водяного пара в воздухе, приходящаяся на 1 кг сухого воздуха, г/кг сухого воздуха:

$$d = (G_{\Pi} / G_c) \cdot 1000, \quad (5.19)$$

где G_{Π} и G_c – массы водяного пара и сухого воздуха в данном объеме V .

Из уравнения состояния имеем:

$$G_{\Pi} = (p_{\Pi} V) / (R_{\Pi} T); \quad (5.20)$$

$$G_c = (p_c V) / (R_c T), \quad (5.21)$$

тогда

$$d = \frac{R_c p_{\Pi} \cdot 10^3}{R_{\Pi} p_c} = 622 \frac{p_{\Pi}}{p_c}.$$

С учетом уравнений (2.6) и (2.9) можно написать

$$d = 622 \frac{p_{\Pi}}{P_{\sigma} p_{\Pi}}, \quad (5.22)$$

или

$$d = 622 \frac{\varphi p_n}{P_{\sigma} - p_n} \quad (5.23)$$

Когда массу пара выражают в килограммах, то влагосодержание принято обозначать буквой x , кг/кг сухого воздуха:

$$x = 0,622 \frac{p_{\Pi}}{P_{\sigma} - p_{\Pi}}. \quad (5.24)$$

Плотность влажного воздуха

$$\rho = G_{\sigma} / V = (G_c + G_{\Pi}) / V = \rho_c + \rho_{\Pi} \quad (5.25)$$

где G_{σ} – масса влажного воздуха.

Из уравнений (2.10), (2.15), (2.16) и (2.25) получим ρ , кг/м³ влажного воздуха:

$$\begin{aligned}
 \rho &= \frac{P_c}{R_c T} + \frac{P_{II}}{R_{II} T} = \frac{P_6 - P_{II}}{R_c T} + \frac{P_{II}}{R_{II} T} = \\
 &= \frac{P_6}{R_c T} - \frac{P_{II}}{T} \left(\frac{1}{R_c} - \frac{1}{R_{II}} \right); \\
 \rho &= \rho_c \left(1 - \frac{0,378 P_{II}}{P_6} \right), \quad (5.26)
 \end{aligned}$$

где ρ_c – плотность сухого воздуха при давлении P_6 и температуре T .

Из уравнения (5.26) видно, что плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха. Выражая значения p_{II} и $P_6 - p_{II}$ через влагосодержание d (5.22), получаем:

$$\rho = 2,17 \cdot 10^{-3} \frac{P_6}{T} \cdot \frac{1000 + d}{622 + d}. \quad (5.27)$$

Удельный объем влажного воздуха может быть отнесен к 1 кг смеси или 1 кг сухой части воздуха. Влажный воздух занимает тот же объем V , что и каждая составляющая V_c и V_{II} . Поэтому v , м³/кг сухого воздуха, можно записать:

$$v = \frac{1}{\rho_c} = \frac{R_c T}{\rho_c} = 287 \frac{T}{P_6 - p_{II}}, \quad (5.28)$$

или при известном влагосодержании

$$v = 463 \frac{T}{P_6} \cdot \frac{622 + d}{1000}, \quad (5.29)$$

где P_6 – барометрическое давление, Па.

Удельный объем, отнесенный к 1 кг смеси, м³/кг влажного воздуха,

$$v_B = 1/\rho.$$

Теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К),

$$c_e = c_c + c_{II} \frac{d}{1000} = 1,005 + 1,807 \frac{d}{1000} \quad (5.30)$$

Энтальпию влажного воздуха принято относить к 1 кг сухого воздуха. За нулевую точку принимается энтальпия сухого воздуха (при $d=0$) с температурой 0 °С. Поэтому энтальпия воздуха может иметь положительные и отрицательные значения. Энтальпия влажного воздуха равна сумме энтальпий сухого воздуха и пара, кДж/кг сухого воздуха:

$$I_e = I_c + I_{II} = c_e t + i_{II} \frac{d}{1000} = c_e t + (2500 + 1,807t) \frac{d}{1000} \quad (5.31)$$

Энтальпия воздуха, связанная с изменением температуры воздуха, характеризует изменение явной теплоты. При поступлении в воздух водяных паров с той же температурой воздуху передается скрытая теплота. Энтальпия воздуха при этом возрастает за счет изменения энтальпии влажной части воздуха. Температура воздуха не изменяется.

Процессы изменения параметров воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха наиболее наглядно изображаются в $I-d$ диаграмме влажного воздуха, предложенной в 1918 г. проф. Л.К. Рамзиным. $I-d$ диаграмма (рис. 5.3) строится в косоугольной системе координат с углом между осями 135° . На оси ординат откладываются энтальпии I , кДж/кг сухого воздуха, на вспомогательной оси Od – влагосодержания d , г/кг сухого воздуха. Через точку O_1 с параметрами $d = 0$ и $t=0$ проводится линия $I=0$. Линии $I=\text{const}$, лежащие выше $I=0$, имеют положительное значение энтальпии, ниже линии $I = 0$ – отрицательные.

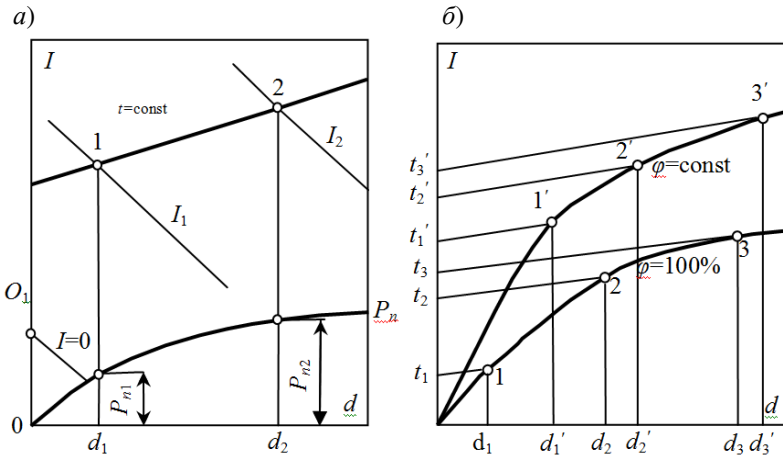


Рис.8.3. Построение на $I-d$ диаграмме: а– линий $I = \text{const}$; б – линий $\phi = \text{const}$

Диаграмма строится для определенного барометрического давления P_ϕ , обычно для $P_\phi = 1,013$ МПа (760 мм рт. ст.) и $P_\phi = 0,994$ МПа

(745 мм. рт. ст.). На диаграмму наносятся изотермы $t = \text{const}$ и линии $\varphi = \text{const}$.

Изотермы наносятся на диаграмму в соответствии с уравнением энтальпии (5.31)

$$I = c_c t + (2500 + 1,807 \cdot t) \cdot d \cdot 10^{-3}.$$

Это уравнение является уравнением прямой линии. Задаваясь для данной температуры t значениями d_1 и d_2 и вычисляя I_1 и I_2 , получаем две точки: 1 (d_1, I_1) и 2 (d_2, I_2), соединяя которые прямой, получаем линию $t = \text{const}$ (рис. 5.3 а).

Линии $\varphi = \text{const}$ строятся следующим путем (рис. 5.3 б). Линия $\varphi = 0$ характеризует отсутствие влаги в воздухе и совпадает с осью $d=0$. Линии $\varphi = 100\%$ строятся по данным таблиц водяного пара, при этом для температур t_1, t_2, \dots по таблицам находятся соответствующие им парциальные давления насыщенного пара p_{n1}, p_{n2}, \dots . Затем по формуле (5.22) определяются влагосодержания d_1, d_2, \dots . Таким образом, находится ряд точек: 1 (d_1, I_1) и 2 (d_2, I_2) и т. д., соединяя которые, получаем кривую $\varphi = 100\%$. Линия $\varphi = 100\%$ делит $I-d$ диаграмму на две части. Выше ее лежит область влажного ненасыщенного воздуха, ниже – область воздуха, в котором влага находится в капельном состоянии. Эта зона называется зоной тумана.

Линии $100 > \varphi > 0\%$ лежат в области между линией $\varphi = 100\%$ и осью ординат. Все линии $\varphi = \text{const}$ строятся аналогично построению линии $\varphi = 100\%$. Задаваясь значениями температур t'_1, t'_2, \dots по таблицам находятся значения p'_{n1}, p'_{n2}, \dots и по формуле (5.23) для данного значения φ определяются влагосодержания: d'_1, d'_2, \dots .

Соединением точек 1(t'_1, d'_1), 2(t'_2, d'_2) и т. д. получаем линию $\varphi = \text{const}$.

В нижней части $I-d$ диаграммы проводится линия парциальных давлений p_{Π} водяного пара в воздухе при данном барометрическом давлении P_o (рис. 5.3 а).

Парциальное давление p_{Π} определим из формулы (5.22);

$$p_{\Pi} = \frac{P_o d}{622 + d}. \quad (5.32)$$

Задаваясь значениями d_1, d_2, \dots получаем по формуле (5.32) соответствующие значения $p_{\Pi1}, p_{\Pi2}, \dots$. Соединяя точки с координатами ($d_1, p_{\Pi1}$), ($d_2, p_{\Pi2}$) и т. д., получаем линию p_{Π} .

Таким образом, каждая точка $I-d$ диаграммы (рис. 5.3) определяет параметры паровоздушной смеси: I, d, t и φ . Для нанесения точки

надо знать два параметра. Остальные параметры можно найти по диаграмме.

По $I-d$ диаграмме можно найти также температуру точки росы t_p и температуру мокрого термометра t_m (рис. 5.4).

Температура точки росы – это температура воздуха в насыщенном состоянии при данном влагосодержании. На $I-d$ диаграмме для определения t_p необходимо из точки данного состояния воздуха (точка A) опуститься по линии $d = \text{const}$ до пересечения с линией насыщения $\phi = 100\%$ (точка B). Изотерма, проходящая через точку B , соответствует значению t_p .

Температура мокрого термометра равна температуре воздуха в насыщенном состоянии при данной энтальпии. В $I-d$ диаграмме t_m проходят через точку пересечения изотерм с линией $\phi = 100\%$ (точка C) и практически совпадают (при параметрах, имеющих место в системах вентиляции) с линией $I = \text{const}$, проходящей через точку C .

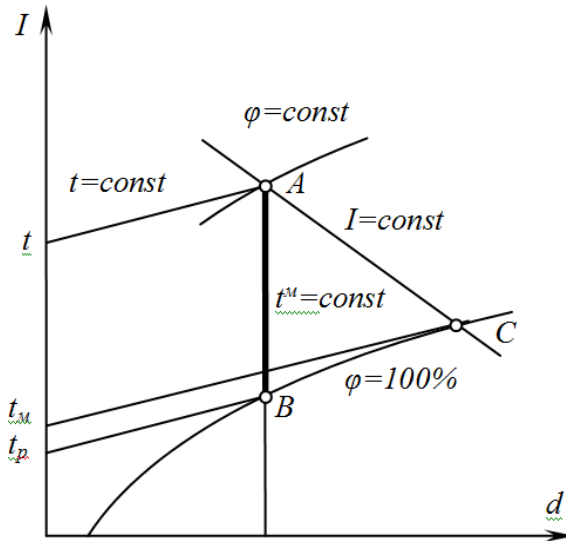


Рис. 5.4. Определение параметров воздуха в $I-d$ диаграмме

Процесс изменения параметров воздуха от начального до конечного состояний в $I-d$ диаграмме изображается прямой линией, называемой лучом процесса. На рис. 5.5 прямая 1-2 является лучом про-

цесса, характеризующим изменение состояния воздуха от начальных параметров I_1, d_1 (точка 1) до конечных параметров I_2, d_2 (точка 2).

Отношение, кДж/кг,

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{\Delta I}{\Delta d} 1000 = \varepsilon. \quad (5.33)$$

называется угловым коэффициентом процесса.

Таким образом, направление процесса характеризуется угловым коэффициентом. Если изменение состояния воздуха идет при $I = \text{const}$ ($I_1 = I_2$), то $\varepsilon = 0$. В I - d диаграмме значения угловых коэффициентов наносятся на границе диаграммы (рис. 5.5).

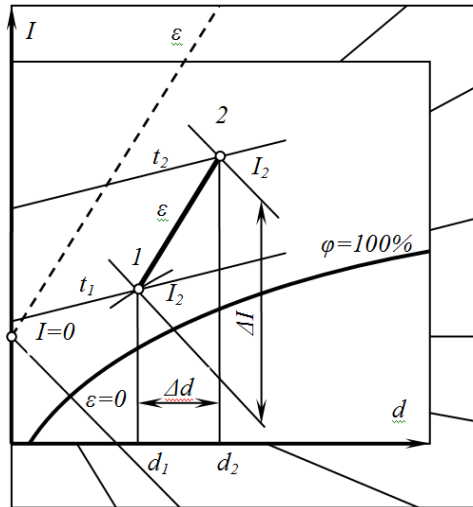


Рис. 5.5. Направление процессов изменения состояния воздуха в I - d диаграмме

Так как в процессе изменения параметров приращения энтальпии и влагосодержания могут принимать положительные и отрицательные значения, то угловой коэффициент может быть положительным или отрицательным и изменяться от $\varepsilon = -\infty$ (при $\Delta I < 0$ и $\Delta d = 0$) до $\varepsilon = +\infty$ (при $\Delta I > 0$ и $\Delta d = 0$).

Вентиляционный воздух перед подачей в помещение проходит различные виды тепловлажностной обработки. Он может нагреваться, увлажняться или осушаться, может происходить смешение масс воздуха с различными параметрами.

Процесс нагревания воздуха в поверхностном теплообменнике-калорифере в $I-d$ диаграмме (рис. 5.6) изображается вертикальной линией AB при $d=\text{const}$, так как влагосодержание воздуха при контакте с сухой горячей поверхностью не изменяется. Температура и энтальпия при нагревании возрастают, а относительная влажность убывает.

Процесс охлаждения воздуха в поверхностном теплообменнике-воздухоохладителе возможен или при постоянном влагосодержании или при уменьшении влагосодержания, т. е. при выпадении влаги из воздуха. Процесс при $d=\text{const}$ протекает в том случае, если температура поверхности воздухоохладителя будет выше температуры точки росы. Процесс пойдет по линии AB или в крайнем случае – по линии AB_1 (рис. 5.7).

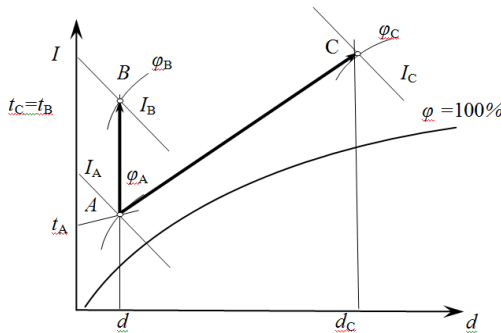


Рис. 5.6. Процессы нагревания воздуха в $I-d$ диаграмме

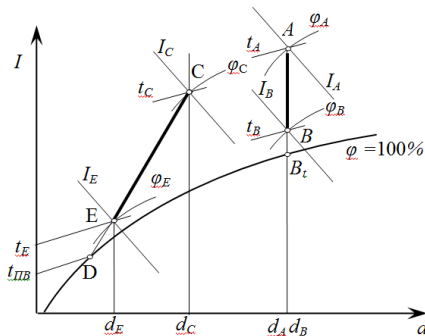


Рис. 5.7. Процессы охлаждения воздуха в $I-d$ диаграмме

Если температура поверхности воздухоохладителя становится ниже температуры точки росы, то будет происходить конденсация водяного пара в воздухе и процесс охлаждения будет сопровождаться уменьшением влагосодержания воздуха. В $I-d$ диаграмме этот процесс пойдет по линии CD , причем точка D соответствует температуре $t_{п.в}$ поверхности воздухоохладителя. На практике процесс охлаждения может заканчиваться в точке E при температуре t_E .

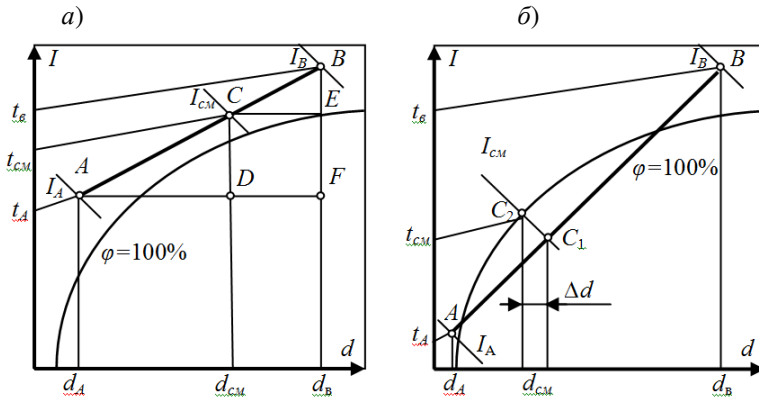


Рис.8.8. Процессы смешивания воздуха в $I-d$ диаграмме: a – точка смеси лежит выше $\phi = 100\%$; b – точка смеси лежит ниже $\phi = 100\%$

Процессы смешения воздуха различных состояний представляют большой интерес, так как системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха часто работают с рециркуляцией, при которой часть отработавшего воздуха помещения смешивается со свежим воздухом. Возможны и другие случаи смешения. Пусть воздух состояния точки A (рис. 5.8) в количестве G_A с параметрами d_A и I_A смешивается с воздухом состояния точки B в количестве G_B с параметрами d_B и I_B . Отношение $G_B/G_A = n$ показывает, какое количество воздуха состояния точки B приходится на 1 кг воздуха состояния точки A . Тогда для 1 кг воздуха состояния точки A можно написать балансы теплоты и влаги при смешении:

$$I_A + nI_B = (1+n)I_{см} \quad (5.34)$$

$$d_A + nd_B = (1+n)d_{см} \quad (5.35)$$

где $I_{см}$ и $d_{см}$ – параметры смеси.

Из уравнений (5.34), (5.35) получим:

$$n = \frac{d_{cm} - d_A}{d_B - d_{cm}} = \frac{I_{cm} - I_A}{I_B - I_{cm}}. \quad (5.36)$$

Уравнение (5.36) является уравнением прямой линии, любая точка которой указывает параметры смешения I_{cm} , d_{cm} . Положение точки смешения C на прямой AB (рис. 5.8 а) может быть найдено по соотношению сторон подобных треугольников ACD и CBE :

$$\frac{AC}{CB} = \frac{d_{cm} - d_A}{d_B - d_{cm}} = n = \frac{G_B}{G_A}, \quad (5.37)$$

т. е. точка C делит прямую AB на части, обратно пропорциональные массам смешиваемого воздуха.

Если положение точки C на прямой AB задано, то можно найти массы G_A и G_B . Из уравнения (5.37) следует

$$\frac{AC + CB}{CB} = \frac{G_B + G_A}{G_A} = \frac{G_{cm}}{G_A},$$

тогда

$$G_A = G_{cm} (CB / AB). \quad (5.38)$$

Аналогично

$$G_B = G_{cm} (AC / AB). \quad (5.39)$$

В практике возможен случай, когда в холодный период года точка смеси C_1 (рис. 5.8 б) лежит ниже линии $\varphi = 100\%$. В этом случае при смешении будет иметь место конденсация влаги. Сконденсированная влага выпадает из воздуха и будет находиться после смешения в состоянии насыщения при $\varphi = 100\%$. Параметры смеси t_{cm} , d_{cm} , I_{cm} достаточно точно определяются точкой пересечения линии $I_{cm} = \text{const}$ и линии $\varphi = 100\%$ (точка C_2). Количество выпадающей влаги равно Δd .

5.6. Обработка воздуха в вентиляционных установках

Воздухоподготовкой в системах вентиляции называют процессы изменения состояния воздушной среды с целью доведения ее до состояния, пригодного для подачи в обслуживаемые помещения, соответствующих технологическим и санитарно-гигиеническим требованиям. В большинстве случаев обработка воздуха заключается в нагреве, охлаждении, осушке, увлажнении, очистке. Воздухоподготовка (обработка воздуха) производится в элементах приточных и вытяжных

установок. На рис. 5.9, 5.10 и 5.11 показаны типовые компоновки приточных и вытяжных установок.

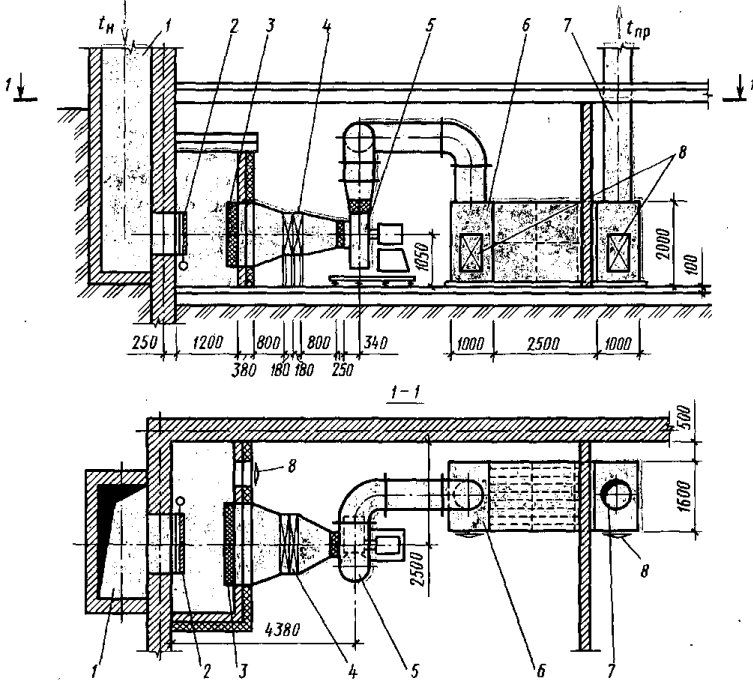


Рис. 5.9. Камера приточной установки: а, б – разрез и план; 1 – воздухозаборное устройство; 2 – утепленный клапан, заслонка; 3 – воздушные фильтры; 4 – калориферы; 5 – вентиляционный агрегат; 6 – шумоглушитель; 7 – приточный воздуховод; 8 – люк; 9 – гибкая вставка; 10 – конфузор; 11 – приемная камера; 12 – диффузор

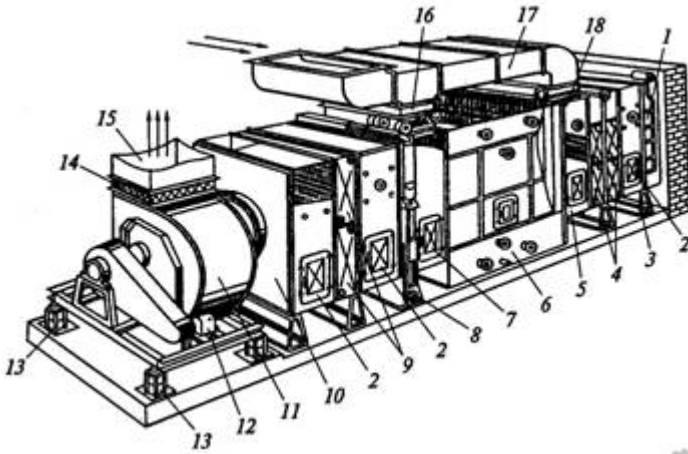


Рис. 5.10. Каркасно-панельная приточная установка: 1 – приемный клапан; 2 – секции обслуживания; 3 – подставка; 4 – калориферы первого подогрева; 5, 7 – смесительные секции; 6 – камера орошения; 8 – секция воздушного фильтра; 9 – калориферы второго подогрева; 10 – переходная секция к вентилятору; 11 – вентиляционный агрегат; 12 – электродвигатель; 13 – виброамортизаторы; 14 – гибкая вставка; 15 – воздуховод приточного воздуха; 16 – рециркуляционный воздуховод; 17 – воздуховод первой рециркуляции воздуха; 18 – проходной клапан

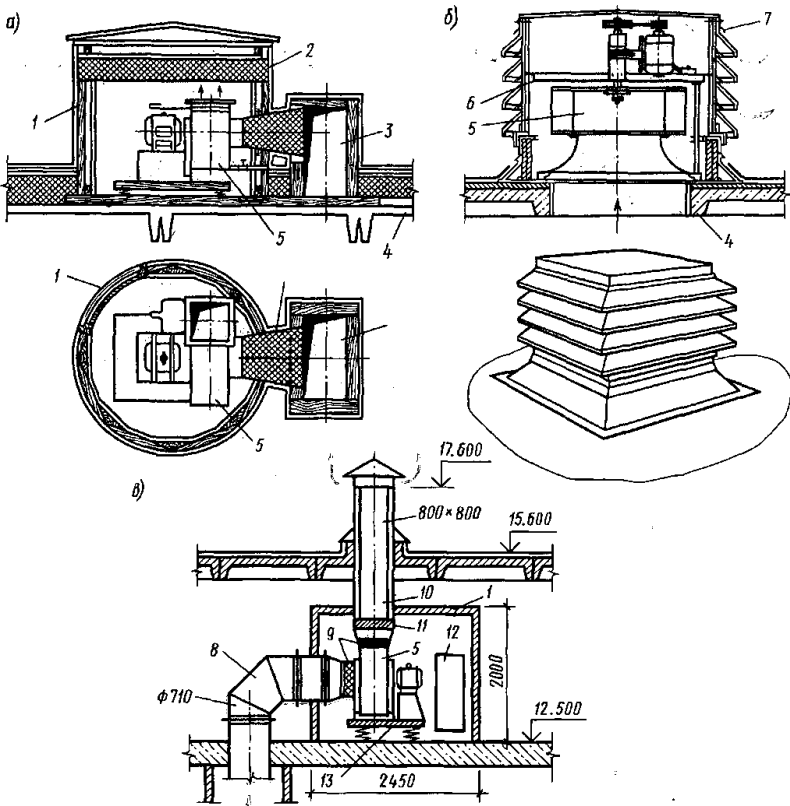


Рис. 5.11. Камеры вытяжных механических систем: *а* – камера-шахта с центробежным вентилятором, смонтированная на крыше; *б* – то же, с крышным вентилятором; *в* – вытяжная камера на чердаке; 1 – стенка камеры; 2 – сетка или решетка; 3 – утепленный короб; 4 – железобетонная плита перекрытия; 5 – вентагрегат; 6 – опора под вентилятор; 7 – штампованный металлический корпус с козырьком; 8 – воздухопровод; 9 – гибкие вставки; 10 – шахта с зонтом; 11 – утепленный многостворчатый клапан; 12 – входная дверь; 13 – пружинные амортизаторы

Изменение температуры и влажности воздуха можно осуществить с помощью поверхностных теплообменников и промывных камер; в контакте со средой, обрабатывающей воздух, а также путем смешения наружного воздуха с рециркуляционным.

Обработка воздуха в поверхностных теплообменниках – в калориферах, воздухоохладителях, утилизаторах теплоты – осуществляется

средой: теплоносителем (паром, водой, газом, электричеством, воздухом) при нагревании или хладоносителем (водой), хладоагентом при охлаждении.

При обработке воздуха в поверхностных теплообменниках получают сухой нагрев или сухое охлаждение, так как воздух не контактирует с теплопередающей средой, а теплопередача осуществляется через металлическую поверхность теплообменника. Передача теплоты в теплообменниках от рабочей среды к воздуху (при нагреве) или наоборот (при охлаждении) происходит при неизменном влагосодержании.

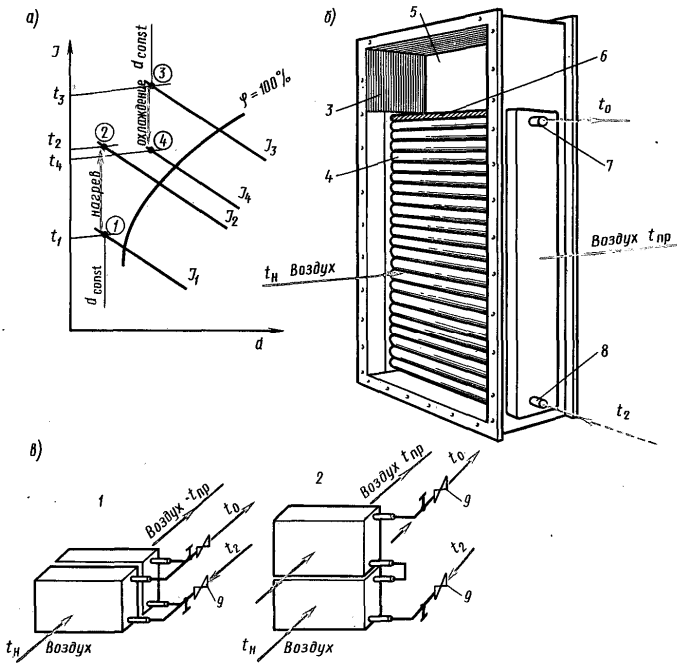


Рис. 5.12. Поверхностные теплообменники: а – фрагмент Id-диаграммы влажного воздуха (пример процесса обработки воздуха в поверхностном теплообменнике); б – секция теплообменника; в – типы обвязки теплообменников; 1 – обвязка последовательная по воде; 2 – параллельная по воздуху и последовательная по воде; 3 – каркас секции теплообменника; 4 – калорифер; 5 – обводной канал (в некоторых моделях); 6 – перегородка между калорифером и каналом; 7, 8 – штуцер для входа и выхода теплоносителя; 9 – запорная арматура теплопровода теплоносителя

Тепловая мощность Q (кВт) процессов нагревания или охлаждения воздуха посредством теплообменников (пренебрегая незначительным расходом теплоты на нагревание водяных паров) выражается формулой:

$$Q = L \cdot c \cdot \rho \cdot (t_1 - t_2) , \quad (5.40)$$

где L – количество воздуха, м³/ч, пропускаемого через теплообменник; t_1 и t_2 – температура воздуха до и после теплообменника, °С.

Калориферы – стальные и оцинкованные паровоздушные или водовоздушные теплообменники, применяемые в основном для сухого нагрева.

Поверхность калориферов – пучки труб гладких или оребренных (навивные спирали, пластины). Через коллектор, объединяющий трубки, теплоноситель поступает и отводится из калорифера.

Для обработки расчетного количества воздуха от температуры t_1 до t_2 могут потребоваться несколько калориферов и тогда их размещают и питают теплоносителем по последовательной или параллельной схеме движения воздуха и теплоносителя.

Стальные калориферы рассчитаны на рабочее давление до 1,2 МПа. По движению теплоносителя они подразделяются на однокходовые для пара и многоходовые (обычно четыре хода) для воды. Каждая модель калорифера общепромышленного применения имеет несколько номеров, отличающихся друг от друга габаритами, а значит, и поверхностью нагрева. Как правило, однокходовые калориферы, работающие на теплоносителе воде или паре, устанавливают вертикально, а многоходовые, работающие на воде, – устанавливаются горизонтально.

Для нагрева воздуха кроме паровоздушных, водовоздушных калориферов используют электрокалориферы с регулируемым электронагревом и огневоздушные кирпичные калориферы, работающие на топочных газах.

В приточных установках и в кондиционерах калориферы монтируют на специальных подставках.

Поверхностные воздухоохладители – аппараты, применяемые для охлаждения и осушки воздуха.

Конструктивное решение воздухоохладителя повторяет принцип устройства калорифера, но для охлаждения воздуха в них циркулирует или хладоноситель (холодная вода, рассолы) или хладагент

(аммиак, фреон и др.). Воздухоохладители, питаемые хладоагентами, являются испарителями холодильных установок.

Процесс охлаждения воздуха с осушкой достигается тем, что подготовленным хладоносителем обеспечивается температура теплообменной поверхности воздухоохладителя ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. В этом случае в контакте с холодной поверхностью, влага воздуха конденсируется. Такое охлаждение воздуха называется с влаговыделением и сопровождается его осушкой.

При процессе охлаждения воздуха, протекающим с осушкой, требуется отводить больше теплоты, чем без осушки, так как затрачивается теплота на парообразование при конденсации влаги.

Воздухоохладители с хладоагентами широко применяются в автономных местных кондиционерах, а воздухоохладители, питаемые холодной водой или рассолом, могут входить в состав центральных и местных неавтономных кондиционеров. Конденсат, выпадающий в воздухоохладителях во время сушки, стекает из его кожуха через отвод в систему канализации.

При пропуске через воздухоохладитель теплоносителя, он, может работать как калорифер, что является достоинством этого типа теплообменника.

Во многих зданиях, оборудованных системами приточно-вытяжной вентиляции, воздушным отоплением или СКВ, большая доля потребной тепловой энергии расходуется на нагрев холодного воздуха, забираемого системами снаружи. Вместе с тем в этих системах теряется очень большое количество теплоты в атмосферу с удаляемым из помещений воздухом, имеющим температуру порядка 22... 24 °С.

Теплообменники-утилизаторы теплоты удаляемого воздуха помещения применяют для подогрева наружного воздуха приточной установки или кондиционера.

В теплообменниках с тепловыми трубами передача теплоты холодному наружному воздуху происходит при фазовом превращении теплоносителя.

Они представляют собой пакеты из трубок, заполненных рабочим веществом с низкой температурой кипения (гелий, азот, аммиак, ацетон, ртуть, литий и др.). Одна половина пакета находится в потоке удаляемого воздуха, в другая – в зоне холодной. В зоне теплого воздуха происходит подвод теплоты удаляемого воздуха помещения к среде заполняющей тепловые трубы. Среда испаряется, отбирая на парообразование теплоту удаляемого воздуха помещения. Пар рабочего ве-

щества за счет гравитационных сил перемещается в трубках в зону холодного воздуха, где, отдавая теплоту, нагревает холодный воздух, а сам конденсируется. Размеры таких теплообменников примерно $1,6 \times 1,0 \times 0,1$ (глубина) м.

В рекуператорных стационарных утилизаторах теплообмен осуществляется через разделительные стены между холодными и теплыми потоками воздуха. Разделительные стенки – набор пластин гладких или гофрированных из алюминия, бумаги.

Утилизаторы теплоты могут размещаться в вентиляционных камерах или на открытых перекрытиях, но с условием теплоизоляции.

В камерах орошения (промывочных камеры) обработка воздуха производится паром, горячей водой или холодной водой.

Результаты обработки зависят от сочетания начальных параметров воздуха и среды, а также от интенсивности орошения воздуха этой средой. Эффективность работы камеры орошения, при прочих равных условиях, зависит от площади контакта между обрабатываемым воздухом и водой (паром). С целью увеличения поверхности контакта воду распыляют форсунками, пропускают через наборы пластин, контейнеры с шариками, полыми цилиндрами, наборы сеток; пар, преимущественно, выпускают через различные насадки.

Корпус камеры орошения с поддоном изготавливают из листовой стали толщиной 4...5 мм, а при больших размерах – из железобетона. Стальные камеры имеют внутри антикоррозионное покрытие, а снаружи – теплоизоляцию; железобетонные камеры, внутри покрываются кафельной плиткой по гидроизоляции. Камеры бывают с горизонтальным и вертикальным движением воздуха.

Камеру оборудуют системой трубопроводов с медными, бронзовыми или пластмассовыми форсунками, расположенными на стояках. Вода, подаваемая под давлением, распыляется форсунками.

Для улавливания неиспарившихся капель воды, находящихся во взвешенном состоянии, на входе и выходе камеры орошения устанавливают сепараторы – каплеотделители. Сепараторы монтируют из пластин (оцинкованная сталь толщиной 0,75 мм) зигзагообразной формы, образующих каналы той же формы, шириной 25...50 мм. Благодаря зигзагообразному движению воздуха капли воды, ударяясь о плиты, оседают на их поверхности и стекают в поддон, где собираются вместе с неиспарившейся водой.

Из поддона камеры вода частично сбрасывается в канализацию (редко полностью) и столько же добавляется до контрольного уровня поддона системой водоснабжения кондиционеров, затем фильтруется

(сетчатыми, гравийными или коксовыми фильтрами) и снова подается рециркуляционными насосами в систему форсунок.

При обработке воздуха паром или перегретой водой, которая при выпуске в камеру из-за изменения давления превращается сразу в пар, воздух не только увлажняется, но и нагревается.

При обработке воздуха водой с температурой ниже температуры воздуха в зависимости от значения этой температуры в одном случае может произойти увлажнение с охлаждением при постоянном тепло-содержании воздуха ($I_B = \text{const}$ – адиабатический процесс), в другом случае – то же самое, но с изменением всех параметров ($I_B \neq \text{const}$ – политропический процесс), а в третьих – осушка с охлаждением. Осушка с охлаждением воздуха в промывной камере происходит при контакте с водой, температура которой равна или ниже температуры точки росы влаги воздуха

В качестве теплоносителя калориферов и промывных камер при нагреве воздуха может использоваться теплоноситель (пар, вода) любого источника теплоснабжения (местного, центрального, централизованного), в качестве хладоносителя воздухоохладителей и промывных камер может использоваться вода из артезианских скважин, если она имеется в зоне строительства; вода, взятая непосредственно из водопроводной сети; а та же водопроводная вода искусственного охлаждения в холодильных установках.

Очистка воздуха от пыли может осуществляться: перед подачей наружного воздуха в вентилируемое помещение; при подмешивании к наружному воздуху рециркуляционного воздуха помещения; перед выбрасыванием загрязненного воздуха помещения в атмосферу.

Забор наружного воздуха стремятся организовать в первую очередь из чистой зоны, однако бывает этого недостаточно и чаще применяют специальную очистку воздуха.

Все обеспыливающее оборудование по назначению подразделяется на **пылеуловители** – устройства, предназначенные для очистки от пыли вентиляционного воздуха, выбрасываемого в атмосферу; и **фильтры** – устройства, предназначенные для очистки от пыли приточного или рециркуляционного воздуха в приточных системах вентиляции, в системах воздушного отопления. Классификация и характеристика пылеуловителей и фильтров приведена в специальной литературе. Очистку воздуха, удаляемого из помещения, устраивают в целях предохранения атмосферного воздуха от загрязнения производственной пылью или с целью задержания и сбора пыли, представляющей собой ценность (цементная, мукомольная, кондитерская).

Для очистки воздуха от пыли применяют устройства грубой, средней и тонкой очистки воздуха. Степень очистки воздуха характеризуется конечным пылесодержанием в 1 м^3 воздуха. При грубой очистке задерживается крупная и средняя пыль (размером более 100 мкм), при этом конечное пылесодержание воздуха не ограничивается. Такая очистка может рассматриваться, как предварительная для сильно запыленного воздуха при многоступенчатой очистке. При средней очистке задерживается сравнительно мелкая пыль (до 100 мкм) при этом конечное пылесодержание не должно превосходить 100 мг/м^3 . Тонкой очисткой, при которой задерживается очень мелкая пыль (до 10 мкм), конечное пылесодержание в воздухе приточных и рециркуляционных систем доводится до 2 мг/м^3 .

Эффективность пылеулавливания оценивается по весу задержанной пыли, выраженной в процентах от общего количества пыли, поступающей в пылеуловитель. Если требуемый эффект достигается одним пылеочистителем, очистка называется одноступенчатой. При большой запыленности вслед за первой ступенью уловителей ставится другая ступень и тогда очистка называется многоступенчатой.

Наиболее простой и эффективный способ очистки воздуха водой в камерах орошения совместно с процессами увлажнения или осушки воздуха. Однако некоторая пыль (сажа, уголь) не поддаются смачиванию.

Дезинфекция воздуха, содержащего патогенные (болезнетворные) микроорганизмы, достигается ионизацией, ультрафиолетовыми лучами бактерицидных ламп (в операционных, в перевязочных) и путем нагрева удаляемого воздуха помещения электронагревателями или дымовыми газами.

5.7. Конструирование систем вентиляции. Элементы вентиляционных систем. Аэродинамический расчет вентиляционных систем

Приточная система вентиляции может иметь следующие конструктивные элементы: приточная (приточно-рециркуляционная) установка для обработки воздуха; воздухозаборное устройство приточной установки; сеть каналов, транспортирующих воздух от приточной установки до помещения; воздухоподающие устройства помещения; шумоглушительные устройства приточной системы; виброгасительные устройства; запорно-регулирующие устройства приточной системы.

Вытяжная система вентиляции может иметь следующие конструктивные элементы: установка для удаления (и возможно очистки) воздуха помещения; воздухоудаляющие (вытяжные или рециркуляционные) устройства за для забора воздуха из помещения; сеть каналов, транспортирующих воздух помещения; вытяжная шахта для удаления воздуха в атмосферу; шумоглушительные устройства вытяжной системы; запорно-регулирующие устройства вытяжной системы.

Отдельные элементы приточных и вытяжных систем, перечисленные выше, могут не входить в состав некоторых систем, например вытяжная шахта с установкой в ней осевого крышного вентилятора может исключить сеть каналов, приточная установка, забирающая воздух через проем в стене, исключает устройство приточной шахты.

Конструктивное решение систем и выбор строительных материалов для изготовления элементов систем производится в соответствии с требованиями: санитарно-гигиеническими, противопожарными, теплотехническими, экономическими, эксплуатационными и строительно-архитектурными (эстетические и звукоизоляционные в том числе).

Подвесные каналы (воздуховоды) чаще всего выполняются из листовой черной или оцинкованной стали, но могут быть из синтетических материалов (винипласт, полиэтилен, стеклоткань, стеклопластик и др.).

Выбор материала и вида канала в каждом отдельном случае производится в зависимости от того, какие помещения обслуживает система и по каким помещениям пройдут каналы.

Каналы систем при прокладке их в зоне отапливаемого помещения могут выполняться в толще кирпичных или бетонных стен (рис. 5.2) и, кроме того, в виде приставных, подшивных и отдельно стоящих.

Минимальные размеры внутренних каналов: кирпичных – 140×140 мм кратны кирпичу ($1/2 \times 1/2$ кирпича), а диаметр бетонных – 100 мм. Минимальная толщина кирпичных стен при однорядном расположении каналов в ее толщине должна быть не менее 380 мм (1 $1/2$ кирпича), а бетонных – не менее 200 мм; при двурядном расположении каналов как кирпичных, так и бетонных должна быть не менее 380 мм. Толщина простенков между двумя каналами помещений одноименного назначения принимается не менее 140 мм, а разноименного назначения – 250 мм.

Расстояние от дверных проемов и от стыков стен до проемов внутренних каналов должно быть не менее 380 мм.

Не допускается устройство каналов в толще наружных стен (во избежание образования конденсата водяных паров) и в местах сопряжения любых стен.

Не рекомендуется устройство внутренних каналов в стенах из силикатного и красного кирпича для транспортировки влажного воздуха (более 60%). Конструкция каналов должна быть строго вертикальной, а при отступлении от вертикали, что является редким случаем, уклоны канала допускаются не менее 60°.

В зданиях, имеющих дымовые трубы печей, каминов, котлов, кухонных плит, работающих на твердом или мазутном топливе, индивидуальные вертикальные каналы или шахты систем следует примыкать к стенам дымовых каналов.

Приставные или подшивные каналы могут выполняться из плит толщиной 35...40 мм в помещениях с нормальной влажностью воздуха из асбоцементных (только вытяжные), шлакогипсовых, гипсоволокнистых и известковогипсовых, а в помещениях с повышенной влажностью – из асбоцементных и шлакобетонных. Минимальные размеры приставных каналов 100x150 мм, а высота подшивных каналов 150 мм. Прокладка приставных каналов должна осуществляться во внутренних углах помещения, а если необходима прокладка вдоль наружных стен, то требуется устройство зазоров – воздушных прослоек не менее 50 мм.

Вентиляционные каналы и воздуховоды снабжают различными воздухораспределяющими (приточными) и воздухоудаляющими (вытяжными или рециркуляционными) устройствами. При устройстве каждого из них предъявляются следующие требования: воздухораспределяющие устройства должны способствовать более полному и быстрому омыванию воздухом всего объема помещения; воздухоудаляющие устройства местных систем должны располагаться как можно ближе к местам выделения вредных веществ, но при этом не мешать технологическому процессу; как те, так и другие устройства не должны создавать дискомфортного состояния микроклимата помещения и должны обеспечивать регулирование воздухообмена; живое сечение устройств для прохода приточных и вытяжных потоков должно быть расчетным и составлять значение не меньше размера сечения подводящего или удаляющего воздух канала, иначе могут возникать большие сопротивления движущемуся потоку и шум; оформление всех устройств должно быть эстетичным и отвечающим строительно-архитектурным особенностям помещения. Конструктивное решение воздухораспредающих и воздухоудаляющих устройств помещения принимается в зависимости

от видов системы (общеобменная или местная) и схем воздухообмена (снизу вверх или сверху вниз), от места установки приточного устройства относительно рабочих мест помещения, а также от требуемого вида и способа раздачи воздуха помещения.

Так как характер распределения вредностей микроклимата помещений определяется главным образом приточными и тепловыми струями, а не вытяжными, значительное разнообразие в конструктивном отношении получили воздухоподающие, а не воздухоудаляющие устройства.

Воздухоудаляющие устройства помещений в общеобменных системах любого назначения могут оформляться в виде решеток, снабженных жалюзи, установленных на каналах или тумбах, а также в виде поперечных или продольных щелей или окон в воздуховодах, проемов в шахтах, снабженных движками или регулировочными клапанами, а в местных системах производственных помещений оформляются в виде раструбов, раструбов-отводов и др.

Определенные конструктивные решения воздухоподающих устройств могут обеспечить следующие виды подачи воздуха: вертикальную, наклонную, горизонтальную, сосредоточенную или рассредоточенную, а кроме того, следующие способы раздачи воздуха: нижнюю и верхнюю, пассивную и активную, перфорированную, веерную или сосредоточенную. Устройства вертикальной или наклонной подачи применяют, когда необходимо подать воздух местной системой, непосредственно в зону дыхания работающего у горячего технологического оборудования; горизонтальной сосредоточенной — при обслуживании всего объема помещения или зон проходов между технологическим оборудованием; горизонтальная рассеянная — при общеобменной системе воздухообмена производственных помещений или помещений больших объемов общественных зданий.

Конструктивные решения воздухоподающих устройств при нижней раздаче воздуха могут осуществляться посредством решеток с подвижными жалюзи, установленных в вертикальной плоскости подступенок пола (в залах) или напольных тумбах; в горизонтальной или вертикальной плоскостях пустотелых барьеров или в спинках кресел; в вертикальных каналах, опущенных в зону обслуживания помещения; приточных патрубков, отверстий с движками или щелей с регулировочными клапанами, сделанных в горизонтальных или вертикальных воздуховодах, расположенных или опущенных в рабочую зону помещения; перфорированных металлических стоек

К конструктивному решению устройств верхней пассивной раздачи относятся решетки, щели и пр. Такие устройства не обеспечивают равномерности раздачи воздуха. Их применяют в помещениях жилых, административных и вспомогательных зданий там, где расчетный воздухообмен незначителен.

Конструктивное решение воздухораздающих устройств при верхней перфорированной раздаче может осуществляться с помощью воздуховода прямоугольного, круглого или сферического сечения, в стенках которого размещены равномерно одинаковые отверстия малого размера с шагом между ними' в продольном и поперечном направлениях, относительно длины канала примерно 50... 100 мм. Такие устройства применяют в помещениях незначительной высоты (2,8 м) и сравнительно небольшого объема при незначительных температурных перепадах (до 1°), а также в цехах: гальванических, размолочных, малярных, швейных, деревообрабатывающих и др., где скорость выходящего малыми струйками воздуха должна быстро затухать.

При верхней активной раздаче, а также при всех разновидностях веерной и сосредоточенной раздаче воздуха применяют специальные устройства — воздухораспределители (различные насадки). Эти устройства могут применяться в зданиях различного назначения, но в помещениях больших объемов и большой высоты, в которых не выделяется пыль, ядовитые газы и пары.

Применение воздухораздающего устройства того или иного типа при различных способах раздачи позволяет изменять интенсивность перемешивания подаваемого воздуха с окружающим; выпускать воздух по-разному в рабочую зону помещения; увеличивать, уменьшать или сохранять разность температур $t_{np}-t_e$ изменять дальноточность приточной струи.

Материал воздухораздающих и воздухоприемных устройств помещений — металл, пластик, гипс — выбирают в зависимости от интерьера помещения и с учетом конструктивного решения канала (воздуховода), на которых устанавливаются эти устройства.

Цель аэродинамического расчета системы механической вентиляции — это определение размеров сечений всех участков системы при заданных расходах воздуха через них, а также потерь давления на отдельных участках и в системе в целом, что необходимо для выбора побудителя тяги (чаще всего вентилятора).

Аэродинамический расчет систем вентиляции выполняют после расчета воздухообмена, а также предварительного определения размеров сечений воздуховодов и решеток. До проведения аэродинамиче-

ского расчета принимают решение по трассировке воздухопроводов и каналов. После этого вычерчивают аксонометрическую схему системы вентиляции, которую разбивают на отдельные расчетные участки. Расчетный участок характеризуется постоянным по длине расходом воздуха. Вначале последовательно - от конца сети к вентилятору нумеруют участки основного магистрального направления, а затем - остальные. В системах с механическим побуждением магистральным является наиболее протяженное направление, имеющее большую нагрузку на участках.

Расчет можно выполнять по методу удельных потерь давления. Удельные потери на трение R , Па/м приводятся в специализированной литературе [1]. При определении удельных потерь давления в прямоугольных воздухопроводах используют таблицу и номограмму, составленные для круглых воздухопроводов, но при этом вычисляют эквивалентные диаметры. В практике проектирования, как правило, применяется эквивалентный по скорости диаметр, м:

$$d_{эв} = \frac{2ab}{a+b}, \quad (5.41)$$

где a, b - размеры сторон прямоугольного воздухопровода, м.

При расчете следует принимать нормируемые размеры круглых и прямоугольных воздухопроводов [1]. Следует иметь в виду, что в прямоугольном воздухопроводе и соответствующем ему круглом воздухопроводе с условным диаметром $d_{эв}$, при равенстве скоростей движения воздуха расходы воздуха не совпадают.

Действительную скорость в прямоугольном воздухопроводе определяют по формуле, м/с:

$$v_{np} = \frac{L}{3600ab}, \quad (5.42)$$

где L - расчетный расход воздуха на участке, м³/ч.

Удельную потерю давления для прямоугольного воздухопровода определяют по значениям $d_{эв}$ и v_{np} , не принимая во внимание фактический расход воздуха.

Потерю давления на трение на участке сети воздухопроводов длиной l определяют по формуле, Па

$$\Delta P_{mp} = Rl, \quad (5.43)$$

Потери давления на местные сопротивления определяют по формуле, Па

$$Z = \sum \xi \frac{v^2 \rho}{2}, \quad (5.44)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке;

ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Коэффициенты местных сопротивлений определяют по справочной литературе [1]. Коэффициенты местных сопротивлений для унифицированных деталей воздуховодов приведены в [2]. При выборе величины коэффициентов местных сопротивлений необходимо обращать внимание на то, к какой скорости относится табличное значение коэффициента, и при необходимости делать пересчет.

5.8. Побудители тяги вентиляционных систем. Борьба с шумом и вибрациями

Вентиляторами называются нагнетатели вращательного типа, предназначенные для подачи газов или воздуха при небольшом давлении.

Обычно различают центробежные и осевые вентиляторы. Центробежные вентиляторы применяются для подачи воздуха или газа при относительно большом давлении, а осевые – когда необходимо перемещать большое количество воздуха при малом давлении.

Наиболее широкое распространение в практике получили центробежные вентиляторы, которые применяются в разветвленных вентиляционных установках, в системах пневматического транспорта, в котельных установках в качестве тягодутьевых устройств и т. п.

Рассмотрим конструктивную схему центробежного вентилятора (рис. 5.13). Воздух в вентилятор поступает через входной патрубок 1 и направляется в рабочее колесо 2, которое состоит из: ступицы 5, ведущего диска 7, лопастей и (ведомого) покрывного кольцевого диска 9. Обычно рабочее колесо приводится во вращение при помощи ступицы 5, насаженной на рабочий вал 6, который передает движение непосредственно от двигателя или с помощью трансмиссионной передачи. На ступице смонтирован ведущий диск, к которому прикреплены лопасти рабочего колеса. Со стороны входа на лопастях рабочего колеса крепится покрывной кольцевой диск 9.

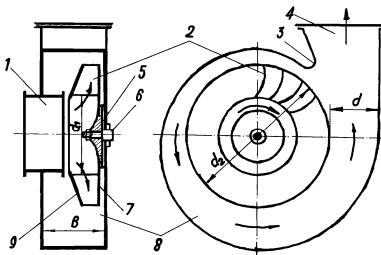


Рис. 5.13. Схема центробежного вентилятора

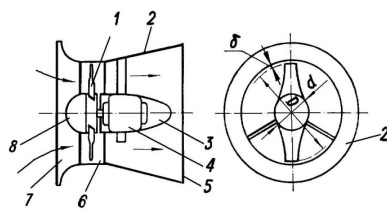


Рис. 5.14. Схема осевого вентилятора

Вращающееся рабочее колесо помещается в неподвижный спиральный кожух 8, имеющий на выходе расширяющийся патрубок 4. Воздух или газ, попадающий через входной патрубок 1 в рабочее колесо 2, лопастями отбрасывается с большой скоростью к периферии. Передача энергии воздуху завершается в рабочем колесе. Часть этой энергии вследствие силового воздействия лопастей рабочего колеса получается в виде потенциальной энергии давления. Другая часть, в зависимости от степени реактивности рабочего колеса, получается в виде кинетической энергии (скоростного напора). Воздух, поступающий с большой скоростью из рабочего колеса, тормозится в кожухе вентилятора. При этом скоростной напор преобразуется в потенциальную энергию давления. Спиральная форма кожуха способствует этому процессу. Избыток давления на выходе из вентилятора в патрубке 4 идет на преодоление сопротивлений и противодавления в нагнетательной системе трубопроводов.

Чтобы избежать утечки воздуха, который был подвергнут сжатию в вентиляторе, устанавливают различного типа уплотнения и осуществляют сопряжение входного патрубка вентилятора и входной кромки рабочего колеса с минимальным зазором ~ 1 мм. С этой же целью языки 3 спиральной камеры подводят как можно ближе к внешнему ободу рабочего колеса.

Центробежные вентиляторы различаются по создаваемому ими полному давлению (сумме статического и динамического давлений) при подаче нормального атмосферного воздуха (плотность воздуха на входе в вентилятор $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$).

Вентилятор, конструкция которого обеспечивает продольное перемещение воздуха вдоль его оси, называется осевым. Наиболее простой осевой вентилятор (рис. 5.14) состоит из следующих частей: осевого лопастного рабочего колеса 1, цилиндрического кожуха 6, вход-

ного коллектора 7, имеющего очертания плавного раструба. На выходе устанавливается диффузор 2 с выходным отверстием 5. Передняя торцевая часть втулки лопастного колеса и электродвигатель 4 вентилятора закрыты обтекателями 8 и 3.

Лопастное колесо монтируется непосредственно на валу электродвигателя или на специальной втулке, жестко посаженной на вал электродвигателя, который находится в центре воздушного потока соосно с кожухом вентилятора.

При быстром вращении лопастного колеса воздух всасывается через коллектор 7, проходит через кожух 6, диффузор 2 и выбрасывается через выходное отверстие 5. Диффузор 7 используется для преобразования части кинетической энергии воздуха в давление. Поэтому давление воздуха за лопастным колесом в диффузоре больше, чем в кожухе вентилятора.

Чтобы предотвратить перетекание воздуха из области более высокого давления (диффузора) в область всасывания (коллектор) зазор 8 между внешними кромками лопастей и кожухом вентилятора делают минимальным, не превышающим 1,5% длины лопатки.

Лопастное колесо вентилятора состоит из втулки относительно большого размера (от 40 до 70% диаметра колеса) с центральным отверстием для вала. На втулке в специальных пазах закреплены лопасти. Иногда лопасти крепятся на специальном ободе, который монтируется на внешней поверхности втулки. Лопасти могут быть поворотными или закреплены наглухо. Количество лопастей колеблется от 2 до 16, в зависимости от назначения вентилятора.

В крупных вентиляторах лопасти для облегчения делают пустотелыми, а для удобства регулирования — поворотными. В этом случае регулирование достигается установкой лопастей под разным углом к плоскости вращения. Такой способ регулирования осевого вентилятора, а также способ регулирования поворотом лопастей направляющего аппарата (если такой имеется) являются наиболее целесообразными, так как позволяют изменить характеристику вентилятора в нужном направлении, что является преимуществом перед способами регулирования задвижкой или изменением частоты вращения лопастного колеса.

Из сравнения осевых вентиляторов с центробежными следует, что осевые вентиляторы при равных эксплуатационных условиях менее громоздки, занимают меньшую площадь, конструктивно более просты и при больших подачах воздуха значительно экономичнее. Они развивают относительно меньшее давление (40—400 Па), но способны пе-

ремещать большие количества воздуха — до нескольких десятков тысяч метров кубических в час. Поэтому осевые вентиляторы применяются в вентиляционных системах с большой подачей воздуха, где отсутствуют значительные сопротивления.

Снижение вентиляционного шума является важной задачей, так как шум является серьезной производственной вредностью. Известно, что если шум на 15...20 дБ превышает допустимые значения; производительность труда снижается на 10...20%, увеличивается производственный травматизм, появляются профессиональные заболевания. Допустимый уровень шума в зданиях различного назначения регламентируют нормы. В промышленных цехах, где шум создается технологическим оборудованием, уровень шума от вентиляционных установок должен быть на 5 дБ ниже уровня производственного шума.

Шум, производимый механической вентиляцией, по своему происхождению может быть механическим и аэродинамическим, передаваемым через структуру ограждений и по воздуху. Механический шум создается вибрацией вентиляционной установки (вентилятор с электродвигателем). Он может возникать из-за неправильного выбора типа и номера вентилятора и нарушения режима работы установки (нарушение балансировки вентилятора с электродвигателем и плохой эксплуатационный уход за установкой). Аэродинамический шум связан с образованием воздушных вихрей и пульсирующим действием давления воздушного потока, обтекающего элементы вентилятора и вентиляционной сети (фасонные части, запорно-регулирующие устройства, решетки, насадки).

Передаче и распределению шума способствуют неудачно выбранные места расположения вентиляционных установок при проектировании объемно-планировочного решения здания в целом; неудачное конструктивное решение устройства основания под вентиляционные установки и присоединения каналов и оборудования камер к вентилятору; отсутствие звукоизоляции в вентиляционных каналах; заниженные размеры каналов, транспортирующих воздух.

Для снижения вентиляционного шума применяют следующие меры;

1. Вентилятор с электродвигателем располагают в отдельных камерах. Ограждение камер делают герметичным с облицовкой звукопоглотителями (минеральным войлоком, стекловолокном, акустической штукатуркой).

2. Камеры вентиляционных установок размещают в подвалах, технических этажах, чердаках, в редких случаях – в подсобном помещении обслуживаемого этажа или непосредственно в шумном цехе.

3. Виброизоляцию вентиляционных установок осуществляют устройством пружинных или резиновых амортизаторов под основание агрегата и гибких вставок до и после вентилятора для соединения его с оборудованием камеры и с магистральным приточным каналом.

4. Вентиляционные каналы изолируют от ограждающих конструкций упругими прокладками.

5. На путях движения воздуха устанавливают шумоглушители или облицовывают стенки каналов звукопоглощающим материалом.

6. Кондиционирование воздуха

Кондиционирование воздуха – автоматическое поддержание в закрытых помещениях всех или отдельных параметров воздушной среды (температуры, относительной влажности, чистоты, подвижности) на определенном уровне для обеспечения главным образом оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса и обеспечения сохранности оборудования, материалов и др.

Кондиционирование воздуха осуществляется системой кондиционирования воздуха (СКВ), т. е. комплексом технических средств и устройств для приготовления приточного воздуха с заданными автоматическими регулируемыми параметрами в целях поддержания в помещениях требуемого состояния воздуха независимо от изменения режима поступления вредных выделений и состояния наружного воздуха. Такая система в отличие от вентиляционной обеспечивает не только смену воздуха в помещении по принципу общеобменной вентиляции, но и автоматически поддерживает необходимые метеорологические условия в нем независимо от времени года и переменных поступлений теплоты и влаги в помещение. Система кондиционирования может обеспечить чистоту воздуха в помещении, его газовый состав, ароматические запахи, содержание легких ионов, а в ряде случаев определенное давление воздуха.

В соответствии с предъявляемыми требованиями устраивают *полное, частичное, круглогодичное и сезонное кондиционирование*. Перед подачей в помещение воздух проходит в системе кондиционирования (СКВ) ряд ступеней обработки: очистку от пыли, нагревание или охлаждение и увлажнение или осушку.

По назначению кондиционирование воздуха делится на *комфортное* и *технологическое*. *Комфортное* кондиционирование воздуха предназначено для создания микроклимата, оптимального для жизнедеятельности людей. *Технологическое* кондиционирование обеспечивает необходимые условия для технологических процессов.

Система кондиционирования (СКВ) включает воздухоприготовительное устройство (кондиционер), сеть воздухопроводов и сетевое оборудование (доводчики, воздухораспределители, шумоглушители, средства автоматического регулирования), источники теплоснабжения и холодоснабжения.

По характеру связи с обслуживаемым помещением СКВ разделяются на *центральные* и *местные*. По схеме обработки воздуха

СКВ разделяют на *прямоточные* и на *рециркуляционные*. Кондиционеры бывают *неавтономные* и *автономные*.

Неавтономные системы имеют единые для всего здания (или группы помещений) генераторы тепла и холода, от которых тепло- и холодоносители подводятся к местным кондиционерам.

В ряде случаев применяют *комбинированные* системы. Первичная обработка наружного воздуха производится централизованно; в доводчиках, расположенных в отдельных помещениях, ведется дополнительная обработка воздуха до требуемых параметров.

Автономные кондиционеры характеризуются наличием собственного источника холода (холодильной машины). К ним должны быть подведены электроэнергия для привода компрессора холодильной машины, вентилятора и для нагрева воздуха в электрокалорифере, а также воды или воздуха для охлаждения конденсатора холодильной машины. В последнее время широкое распространение получили СКВ на базе раздельных автономных кондиционеров (сплит-системы) зарубежного производства.

СКВ, кондиционеры которых установлены в обслуживаемых помещениях, называются местными. С помощью таких систем обеспечивается кондиционирование воздуха только для помещения, в котором располагается кондиционер.

По способу тепло- и холодоснабжения кондиционеров системы кондиционирования воздуха подразделяют на неавтономные и автономные. Кондиционеры неавтономных СКВ снабжаются теплотой (доставляемой горячей водой или паром) и холодом (доставляемым холодной водой или рассолом) от внешних источников. Кондиционеры автономных СКВ (автономные кондиционеры) имеют встроенные агрегаты, являющиеся источниками теплоты (электронагреватели) и холода (холодильные машины). Центральные СКВ, получившие наибольшее распространение, имеют неавтономные кондиционеры. Местные СКВ могут иметь неавтономные и автономные кондиционеры. Во всех случаях кондиционеры снабжаются электроэнергией для привода вентиляторов и насосов от внешних источников.

В прямоточных СКВ, принципиальная схема которых представлена на рис. 6.1 для подачи в помещение используется только наружный воздух. Эти системы забирают наружный воздух, обрабатывают его до необходимых параметров и подают в обслуживаемые помещения. Из помещений воздух удаляется системами вытяжной вентиляции.

Прямоточные СКВ применяют для помещений, в которых выделяются токсичные пары и газы, пыль и содержатся болезнетворные микроорганизмы, исключающие повторное использование удаляемого из помещения воздуха. Такие же системы применяют для помещений, в воздухе которых содержатся резко выраженные неприятные запахи, а также для помещений с выделениями взрывоопасных и пожароопасных веществ.

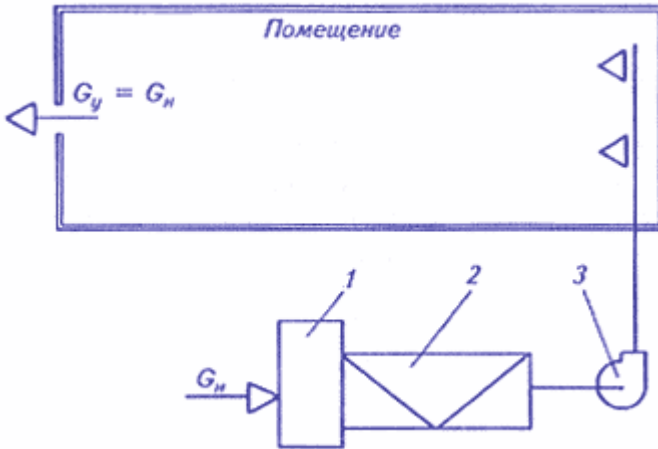


Рис. 6.1. Принципиальная схема центральной прямоточной СКВ: 1 – воздухоприемная камера; 2 – центральный кондиционер; 3 – приточный вентилятор

В рециркуляционных (замкнутых) СКВ (рис. 6.2) многократно используется один и тот же воздух, который забирается из помещения, подвергается в кондиционере необходимой обработке и снова подается в помещение. Таким образом осуществляется полная рециркуляция воздуха. Рециркуляционные системы применяют для помещений, в которых образуются только тепло- и влагоизбытки и в которых отсутствуют выделения вредных паров, газов и пыли.

Если в воздух помещений поступают вредные пары, газы и пыль, то применять СКВ с полной рециркуляцией можно лишь при включении в комплект устройств по обработке воздуха, специальных аппаратов для очистки воздуха от вредных примесей, что весьма усложняет системы и обычно экономически нецелесообразно. К такому решению также прибегают тогда, когда нельзя использовать наружный воздух.

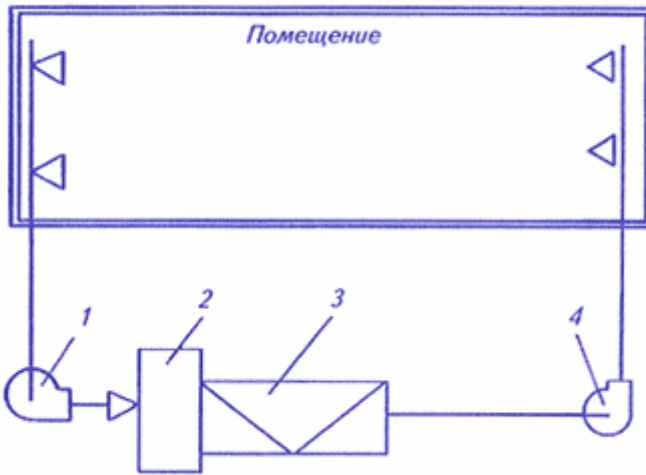


Рис. 6.2. Принципиальная схема центральной рециркуляционной (замкнутой) СКВ: 1 – вытяжной вентилятор; 2 – воздухоприемная камера; 3 – центральный кондиционер; 4 – приточный вентилятор

В СКВ с полной рециркуляцией осуществляются только очистка воздуха от пыли и тепловлажностная обработка, поэтому такие СКВ применяют для кондиционирования воздуха в помещениях, в которых требуется поддержание температурно-влажностных параметров воздуха, а потребность в наружном воздухе отсутствует или удовлетворяется другими системами. К числу таких помещений относятся многие технологические помещения с тепловыделяющим оборудованием (залы вычислительных машин, радиоцентры и т. п.).

Наиболее распространенной является СКВ с частичной рециркуляцией, в которой используется смесь наружного и рециркуляционного воздуха (рис. 6.3). Такие системы применяют при условии, что воздух, используемый для рециркуляции, не содержит токсичных паров и газов, а расчетное количество вентиляционного воздуха для удаления избытков теплоты и влаги превышает количество наружного воздуха, которое должно подаваться в помещение для ассимиляции вредных паров и газов. Кроме того, использование рециркуляционного воздуха должно приближать температурно-влажностные параметры наружного воздуха к требуемым параметрам приточного воздуха.

СКВ с частичной рециркуляцией обычно предусматривается с подачей в помещения переменных объемов наружного и рециркуляционного воздуха в зависимости от параметров наружного воздуха. Однако количество наружного воздуха в смеси, подаваемой в помещение СКВ с частичной рециркуляцией, должно быть не меньше санитарной нормы.

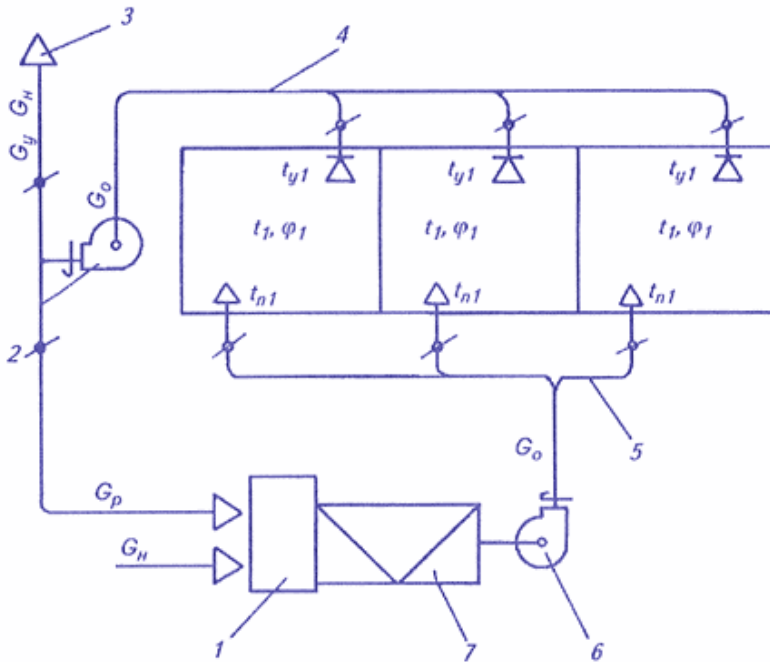


Рис. 6.3. Принципиальная схема однозональной центральной СКВ с частичной рециркуляцией: 1 – воздухоприемная камера; 2 – вытяжной вентилятор; 3 – воздуховыбросная шахта; 4 – воздуховод вытяжной системы; 5 – приточный воздуховод; 6 – вентилятор; 7 – центральный кондиционер

СКВ с частичной рециркуляцией являются наиболее гибкими: в зависимости от условий и состояния наружного воздуха они могут работать по приточной схеме, по схеме с частичной или полной рециркуляцией. В последнем случае при необходимости газовый состав воздуха по кислороду и углекислому газу в помещениях поддерживается иными средствами.

В системах с частичной рециркуляцией рециркуляционный воздух смешивается с наружным до или после камеры орошения. В первом случае система называется СКВ с первой рециркуляцией, во втором - СКВ со второй рециркуляцией. В воинских зданиях чаще применяют СКВ с первой рециркуляцией. Применение первой рециркуляции позволяет уменьшить расход теплоты на нагрев наружного воздуха в холодное время года и расход холода на охлаждение воздуха в теплое время.

Центральные СКВ, принципиальные схемы которых представлены на рис. 6.1-6.3, являются однозональными и одноканальными. Приготовленный в центральном кондиционере таких систем воздух подается в помещения по одному воздуховоду без дополнительной обработки перед выпуском в помещения. Однозональные СКВ применяют для обслуживания одного или нескольких помещений с одинаковыми требуемыми параметрами воздуха.

Если требуется подавать в помещения воздух с различными параметрами, то применяют многозональные СКВ (рис. 6.4). В многозональных СКВ приточный воздух доводится в центральном кондиционере до определенных параметров, по воздуховодам подается к помещениям, а перед выдачей в помещения подвергается дополнительной обработке в теплообменниках - доводчиках. В местных доводчиках воздух доводится до параметров, требуемых для каждого помещения.

Многозональные СКВ могут быть прямооточными, рециркуляционными, с частичной рециркуляцией. Применение многозональных СКВ более экономично, чем устройства индивидуальных систем для каждого из обслуживаемых помещений. Однако эти системы могут поддерживать с заданной точностью только один из параметров воздуха: температуру или относительную влажность. Многозональные СКВ, применяемые для общественных зданий, обычно поддерживают температуру воздуха на заданном уровне, допуская отклонения относительной влажности от расчетных значений.

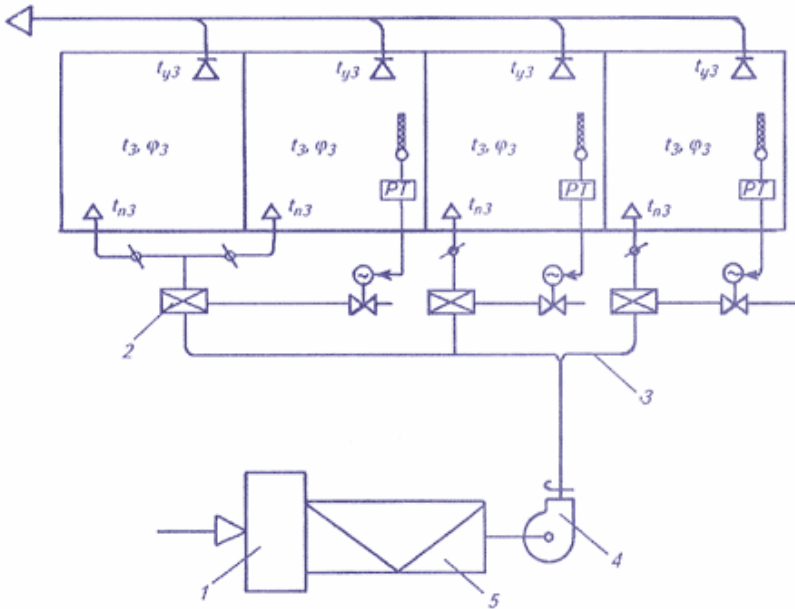


Рис. 6.4. Принципиальная схема многозональной СКВ с местными доводчиками: 1 – воздухоприемная камера; 2 – местный доводчик; 3 – воздуховоды; 4 – подающий вентилятор; 5 – центральный кондиционер

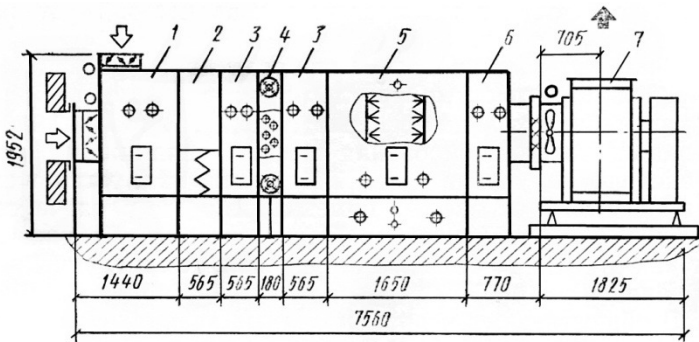
Центральные СКВ способны эффективно поддерживать в помещениях заданную температуру и относительную влажность воздуха. Оборудование, требующее систематического обслуживания, сосредоточено в малом количестве мест или даже в одном месте. Центральные СКВ имеют устройства эффективного шумо- и виброгашения. К числу недостатков центральных систем относятся: трудоемкость строительно-монтажных работ по установке кондиционеров, прокладке воздуховодов и трубопроводов; осложнение акустической изоляции одних помещений от других при наличии разветвленной сети воздуховодов; менее гибкое регулирование температуры и влажности в отдельных помещениях.

Воздухозаборное устройство, воздуховоды, воздухораздаточные устройства центральных СКВ такие же, как в центральных системах вентиляции.

Современные центральные СКВ оборудуются неавтономными кондиционерами в секционном и агрегатном использовании. Наиболее

распространенными в центральных СКВ являются секционные горизонтальные типовые кондиционеры с форсуночной камерой. В настоящее время такие кондиционеры выпускают производительностью по воздуху от 10 до 250 тыс. м³/ч.

Для всех типовых секций определенной номинальной производительности присоединительные размеры одинаковы. Это дает возможность собирать секции в такой последовательности, которая обусловлена выбранной технологической схемой обработки воздуха. Схема центрального секционного кондиционера представлена на рис. 6.5.



9.5. Схема центрального кондиционера КТЦ:

1 – блок приемный; 2 – фильтр воздушный; 3 – камера обслуживания; 4 – воздухонагреватели; 5 – камера орошения; 6 – блок присоединительный; 7 – вентиляторный агрегат

В состав центрального секционного кондиционера в общем случае входят рабочие секции (воздушный фильтр, воздухонагреватели первого и второго подогрева, воздухоохладители и камеры орошения, воздушные клапаны), а также камеры и секции корпуса кондиционера, необходимые для сборки и обслуживания рабочих секций (камеры присоединительные, смесительные, секции поворотные и др.).

Наружный воздух из воздухозаборного устройства поступает через открытый утепленный клапан в смесительную камеру. Как правило, клапан имеет пневматический или электрический привод, который через систему автоматического управления включается в схему пускателя электродвигателя вентилятора. При пуске вентилятора в работу привод открывает створки клапана, а при остановке - закрывает. Через регулирующий клапан поступает в смесительную камеру рециркуляционный воздух. Рециркуляционный и наружный воздух перемещается в смесительной камере, получившаяся смесь воздуха

проходит далее через воздушный фильтр, предназначенный для очистки воздуха от пыли. Доступ для ревизии и обслуживания фильтра осуществляется через дверки в воздушных камерах.

Из фильтра через воздушную камеру воздух поступает в теплообменники секции первого подогрева, в которых при необходимости воздух нагревается до требуемой температуры. Нагрев воздуха регулируется изменением температуры и расхода горячей воды, поступающей в теплообменники. Если в кондиционере используют теплообменники, обогреваемые паром, то здесь предусмотрен обводной канал, расход воздуха через который регулируется секционным клапаном.

Из секции первого подогрева через воздушную камеру воздух поступает в камеру орошения, в которой подвергается увлажнению, осушке, охлаждению. Иногда вместо камеры орошения используют поверхностные воздухоохладители или другие устройства, способные охладить воздух и изменять его влагосодержание.

Далее воздух через воздушную камеру поступает к теплообменникам секции второго подогрева.

К фланцам последней по ходу воздуха воздушной камеры присоединена переходная секция, посредством которой воздушный тракт секций соединяется с всасывающим патрубком вентилятора. Для обеспечения горизонтальной связки и установки секций и камер служат опоры. Нагревательное отверстие вентилятора соединяется с приточным воздуховодом, по которому подготовленный в кондиционере воздух подается в помещения непосредственно или через местные доводчики.

Рассмотренный вариант центрального кондиционера соответствует СКВ с первой рециркуляцией, в которой рециркуляционный воздух смешивается с наружным до камеры орошения.

Неавтономные агрегатные кондиционеры номинальной производительностью по воздуху от 3,15 до 20,0 тыс. м³/ч поставляются заводом-изготовителем в собранном виде с комплексом приборов автоматического регулирования и управления. Кондиционеры предназначены для круглогодичного поддержания в обслуживаемых помещениях заданных температуры и относительной влажности воздуха, необходимых по технологическим или санитарно-гигиеническим требованиям. Они могут работать как на одном наружном воздухе, так и с полной и частичной рециркуляцией воздуха. Кондиционеры могут применяться в системах кондиционирования с тепло- и холодоснабжением от центральных источников (ТЭЦ, центральная котельная, цен-

тральная холодильная станция, артскважина). Предельные значения температуры наружного воздуха, обрабатываемого в кондиционере, - от 40 до минус 45 °С и ниже.

Кондиционеры оснащены электрической системой регулирования и обеспечивают автоматическое поддержание температуры воздуха в помещениях с точностью ± 1 °С и относительной влажности с точностью ± 7 %. Принципиальная схема агрегатного кондиционера КНБ изображена на рис. 6.6.

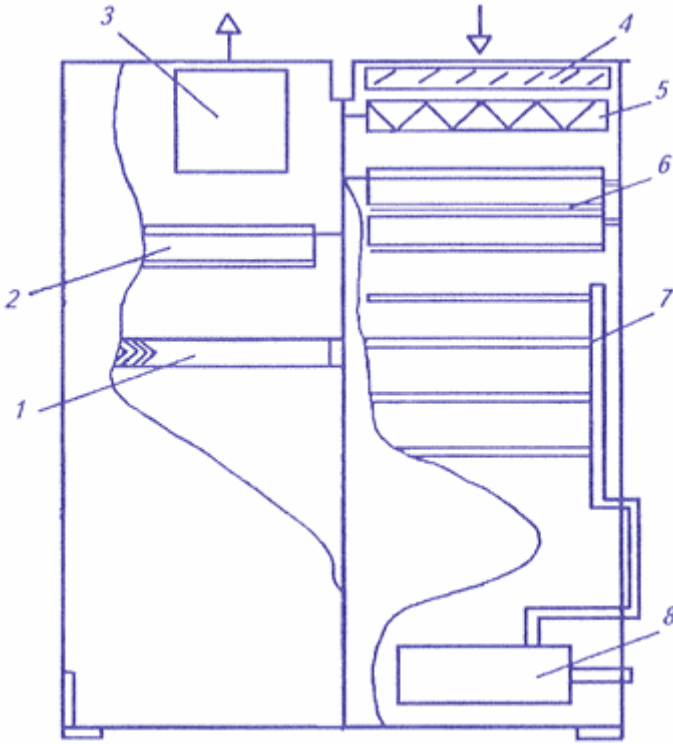


Рис. 6.6. Неавтономный кондиционер: 1 – каплеотделитель; 2 – воздухонагреватель второго подогрева; 3 – вентилятор; 4 – клапан; 5 – фильтр; 6 – воздухонагреватель первого подогрева; 7 – коллектор; 8 – насос

Кондиционер КНБ выполнен в виде шкафа, внутренний объем которого разделен на три основных блока: воздухообрабатывающий, вентиляторный и водяной. В воздухообрабатывающем блоке находят-

ся: поворотный клапан для регулирования количества наружного и рециркуляционного воздуха, фильтр для очистки воздуха от пыли, калорифер первого подогрева, два ряда форсунок для разбрызгивания воды. В вентиляторном блоке размещены вентилятор с электродвигателем, калорифер второго подогрева, сепаратор для улавливания капель воды, один ряд форсунок для разбрызгивания воды. В водяном блоке размещены бак для воды, насос, фильтр для очистки воды, забираемой насосом, поплавковый клапан для поддержания постоянного уровня воды в баке.

Сплит-системы различных производителей имеют схожую принципиальную схему. Такой кондиционер состоит из (рис. 6.7):

- внешнего блока, который размещается на улице, на стене или крыше здания;
- внутреннего блока, находящегося внутри кондиционируемого помещения.

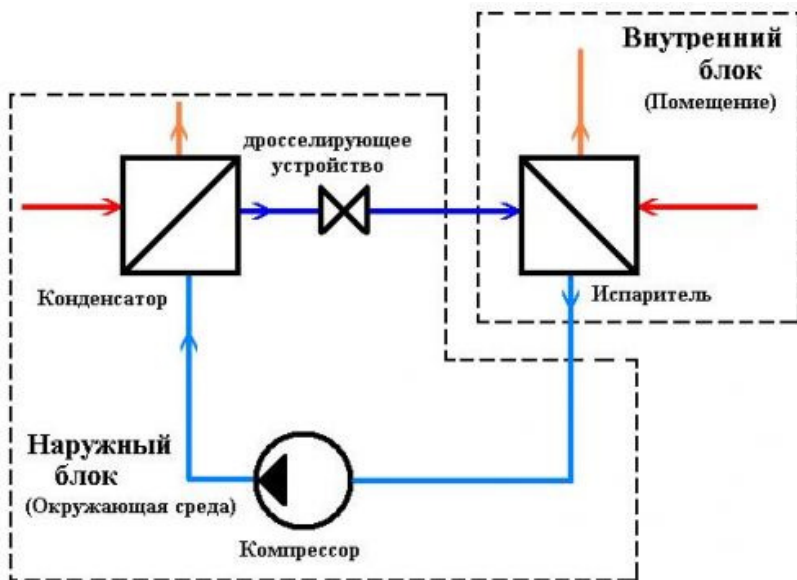


Рис. 6.7. Схема автономного кондиционера (сплит-системы)

Внешний блок сплит-системы содержит следующие компоненты:

- компрессор, который обеспечивает циркуляцию фреона внутри системы трубопроводов;
- радиатор, выполняющий функцию конденсатора фреона;
- вентилятор, создающий воздушный поток для охлаждения радиатора.

Внутренний блок включает в себя:

- радиатор, выполняющий функцию испарителя фреона;
- вентилятор, создающий воздушный поток для охлаждения помещения за счет радиатора.
- регулятор потока, управляющий давлением фреона в системе кондиционера.

Последовательность работы сплит-системы можно разделить на следующие шаги:

1. После включения кондиционера начинает работать его компрессор, сжимая газообразный фреон в трубопроводе и нагнетая его в конденсатор.

2. Внутри конденсатора в результате интенсивного теплообмена с окружающей средой, вызванного потоком воздуха от вентилятора, газообразный фреон охлаждается и конденсируется в жидкость.

3. Жидкий фреон течет по межблочному трубопроводу кондиционера во внутренний блок через регулятор давления.

4. На выходе из регулятора давление жидкого фреона резко уменьшается, что делает возможным его вскипание в испарителе.

5. Внутри испарителя внутреннего блока жидкий фреон закипает и переходит в газообразное состояние, что приводит к интенсивному охлаждению ребер радиатора.

6. Вентилятор внутреннего блока прогоняет воздух из помещения через испаритель, сильно охлаждая его, и выдувает воздух с требуемой температурой в помещение сквозь жалюзи кондиционера. Одновременно воздух осушается, так как содержащаяся в нем влага конденсируется на поверхности радиатора.

7. Сконденсированная вода сливается во внутреннюю емкость и отводится наружу помещения через дренажную трубку.

8. После прохождения испарителя газообразный фреон возвращается в компрессор и цикл работы кондиционера повторяется.

Следует отметить, что сплит-системы позволяют удалять из помещения только избыточное тепло, не обеспечивая поддержание влажностного режима и состава воздушной среды в помещении.

7. Теплоснабжение. Теплогенерирующие установки

7.1. Назначение и классификация систем теплоснабжения

Системы теплоснабжения (СТ) предназначены для обеспечения потребителей теплоты необходимым количеством тепловой энергии требуемых параметров.

По источнику приготовления тепла различают *централизованные и децентрализованные* системы теплоснабжения. При централизованном теплоснабжении теплоисточник обслуживает несколько потребителей и располагается в отдалении от них, а при децентрализованном источник находится вблизи потребителя.

Потребителями тепла системы централизованного теплоснабжения являются:

а) теплоиспользующие санитарно–технические системы зданий (системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения);

б) различного рода технологические установки, использующие тепло низкого потенциала (до 300–350°С).

По режиму потребления тепла в течение года различают две группы потребителей:

1) *сезонные* потребители, нуждающиеся в тепле только в холодный период года, с зависимостью расхода тепла в основном от температуры наружного воздуха;

2) *круглогодичные* потребители, нуждающиеся в тепле весь год, со слабо выраженной в большинстве случаев зависимостью расхода тепла от температуры наружного воздуха.

К первой группе относятся системы *отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха*, ко второй – *системы горячего водоснабжения и технологические установки*.

Потребителей, получающих тепло от централизованной системы теплоснабжения, называют *абонентами этой системы*, а расходуемое абонентами тепло – *тепловой нагрузкой источника тепла*.

Тепловые нагрузки потребителей имеют сложную структуру. Они изменяются по различным сезонным и суточным графикам и требуют теплоты различного потенциала.

В зависимости от соотношения и режимов отдельных видов теплопотребления различают три характерные группы абонентов: жилые, общественные, промышленные здания и сооружения. Для жилых зданий характерны сезонные расходы тепла на отопление и вентиля-

цию и круглогодичный расход тепла на горячее водоснабжение. В жилых зданиях преимущественно не устраивают специальной приточной вентиляции – свежий воздух поступает в помещения через форточки окон и неплотности в наружных ограждениях. Подогрев вентиляционного воздуха в этом случае возлагается на систему отопления. Для большинства общественных зданий основное значение имеют сезонные расходы тепла на отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха. У промышленных абонентов, в том числе и сельскохозяйственного направления, обычно имеются все виды теплопотребления, количественное соотношение между которыми определяется видом основного производства. Некоторые общественно-коммунальные предприятия, такие, как бани, прачечные и т.п., по характеру теплопотребления следует рассматривать как производственные объекты.

Для определения потребности в тепле абонентов системы централизованного теплоснабжения используют приближенные методы, в основе которых лежат *укрупненные показатели*.

И лишь на самой поздней стадии проектирования, когда переходят к расчету мелких (квартальных, микрорайонных) тепловых сетей, расходы тепла определяют более точно: для новых объектов – по соответствующим типовым и индивидуальным проектам, для существующих объектов – по материалам энергоаудита.

Централизованное теплоснабжение состоит из трех взаимосвязанных и последовательно протекающих стадий: подготовки, транспортировки и использования теплоносителя. В соответствии с этими стадиями каждая система централизованного теплоснабжения состоит из трех основных звеньев: источника теплоты (например, теплоэлектроцентрали или котельной), тепловых сетей (теплопроводов) и потребителей теплоты.

Наиболее совершенной формой централизованного теплоснабжения является *теплофикация*, при которой на ТЭЦ одновременно вырабатывается электрическая и тепловая энергия. Другим источником централизованного теплоснабжения являются *крупные районные или квартальные котельные*.

В централизованных системах теплоснабжения в качестве теплоносителя используются *вода и водяной пар*, в связи с чем различают водяные и паровые системы теплоснабжения.

Вода как теплоноситель имеет ряд преимуществ перед паром; некоторые из этих преимуществ приобретают особо важное значение при отпуске тепла с ТЭЦ. К последним относится возможность транспортирования воды на большие расстояния без существенной потери

ее энергетического потенциала, т. е. ее температуры (понижение температуры воды в крупных системах составляет менее 1°C на 1 км пути). Энергетический потенциал пара – его давление – уменьшается при транспортировании более значительно, составляя в среднем 0,1...0,15 МПа на 1 км пути. Таким образом, в водяных системах давление пара в отборах турбин может быть очень низким (от 0,06 до 0,2 МПа), тогда как в паровых системах оно должно составлять до 1-1,5 МПа. Повышение же давления пара в отборах турбин приводит к увеличению расхода топлива на ТЭЦ и уменьшению выработки электроэнергии на тепловом потреблении.

Кроме того, водяные системы позволяют сохранить на ТЭЦ в чистоте конденсат греющего воду пара без устройства дорогих и сложных паропреобразователей. При паровых же системах конденсат возвращается от потребителей нередко загрязненным и далеко не полностью (40–50%), что требует значительных затрат на его очистку и приготовление добавочной питательной воды котлов.

К другим достоинствам воды как теплоносителя относятся: меньшая стоимость присоединений к тепловым сетям местных водяных систем отопления, а при открытых системах еще и местных систем горячего водоснабжения; возможность центрального (у источника тепла) регулирования отпуска тепла потребителям изменением температуры воды; простота эксплуатации – отсутствие у потребителей необходимых для паровых сетей конденсатоотводчиков и насосных установок по возврату конденсата.

Пар как теплоноситель в свою очередь имеет определенные достоинства по сравнению с водой:

а) большую универсальность, заключающуюся в, возможности удовлетворения всех видов теплоснабжения, включая технологические процессы;

б) меньший расход электроэнергии на перемещение теплоносителя (расход электроэнергии на возврат конденсата в паровых системах весьма невелик по сравнению с затратами электроэнергии на перемещение воды в водяных системах);

в) незначительность создаваемого гидростатического давления вследствие малой удельной плотности пара по сравнению с плотностью воды.

Неуклонно проводимая в нашей стране ориентация на более экономичные теплофикационные системы теплоснабжения и указанные положительные свойства водяных систем способствуют их широкому применению в жилищно-коммунальном хозяйстве городов и по-

селков. В меньшей степени водяные системы применяются в промышленности, где более $\frac{2}{3}$ всей потребности в тепле удовлетворяются паром. Так как промышленное теплоснабжение составляет около $\frac{2}{3}$ всего теплоснабжения страны, доля пара в покрытии общего расхода тепла остается еще очень значительной.

На долю централизованного теплоснабжения в настоящее время приходится более 80% теплоты, потребляемой промышленностью и коммунально-бытовым сектором.

7.2. Определение тепловых нагрузок

Тепловую нагрузку обычно рассчитывают в характерном промежутке времени: час, сутки, месяц, сезон или год, причем основным расчетным значением является часовая тепловая потребность.

Тепловая нагрузка отопления имеет сравнительно постоянный суточный график и резко переменный годовой график (рис. 7.1.)

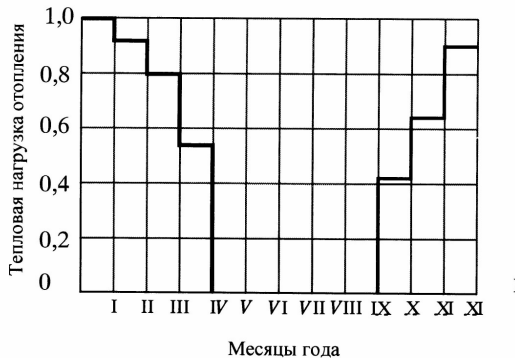


Рис. 7.1. График сезонной нагрузки на отопление

Тепловые потери здания можно представить так:

$$Q = Q_T(1 + \mu), \quad (7.1)$$

где $\mu = Q_{II} / Q_T$ — коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплотерь инфильтрацией к теплотерям теплопередачей через наружные ограждения.

Для жилых зданий коэффициент $\mu \cong 0,1 \dots 0,2$; для общественных и промышленных зданий $\mu \cong 0,25 \dots 0,3$.

К моменту начала проектирования системы теплоснабжения какого – либо строящегося района, поселка или другого объекта, как правило, отсутствуют точные данные о характере застройки и точных данных о теплопотерях.

Поэтому в практике проектирования тепловых сетей используется приближенный метод определения потребности объекта в теплоте, что необходимо для выбора мощности и оборудования источника теплоснабжения и разработки основных характеристик наружных тепловых сетей.

Этот метод основан на определении тепловых нагрузок (расходов тепла зданиями) по *укрупненным показателям*.

Теплопотери здания объемом по наружному измерению $V, м^3$, периметром в плане $P, м$, площадью в плане $S, м^2$ и высотой $H, м$, определяются по формуле

$$Q_T = (t_{\theta} - t_n) \cdot V \cdot \left\{ \frac{P}{S} [k_c + \varphi(k_{ок} - k_c)] + \frac{1}{L} [\psi_1 \cdot k_{nm} + \psi_2 \cdot k_{nl}] \right\}, \quad (7.2)$$

где $k_c, k_{ок}, k_{nl}, k_{nm}$ – коэффициенты теплопередачи стен, окон, пола нижнего этажа, потолка верхнего этажа; φ – коэффициент остекления, т.е. отношение площади окон к площади вертикальных ограждений (стен); ψ_1 и ψ_2 – поправочные коэффициенты на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания; t_{θ} – усредненная температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, $^{\circ}C$; t_n – расчетная температура наружного воздуха, $^{\circ}C$.

Выражение, заключенное в (7.2) в фигурные скобки, представляет собой потерю теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур $1^{\circ}C$, отнесенную к $1 м^3$ наружного объема здания.

Эта величина называется *удельной тепловой характеристикой* здания для расчета требуемого расхода тепловой энергии на отопление q_o .

Тогда *максимальный часовой расход тепла* на отопление

$$Q_o^{\max} = a \cdot q_o \cdot V_n \cdot (t_{\theta} - t_{но}^p) \quad (7.3)$$

где t_{θ} – расчетная температура внутреннего воздуха.

Величина q_o приводится в справочных данных, которые составлены в результате обобщения практических и опытных данных по характеристикам теплопотерь однотипных зданий.

В справочниках величины q_o рассчитаны для $t_{no}^p = -30^\circ \text{C}$.

При других величинах t_{no}^p (температуры наиболее холодной пятидневки) вводится поправочный коэффициент a (поправка на учет местных климатических условий, в частности t_n).

$t_{np}, ^\circ \text{C}$	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
a	1,45	1,29	1,17	1,08	1,0	0,95	0,9

Изменение расхода тепловой энергии при изменении t_n имеет линейную зависимость. Чтобы знать характер изменения расхода тепловой мощности в течение всего сезона, достаточно определить потребность в тепловой энергии при максимальной и минимальной температурах наружного воздуха. Обычно такое изменение представляют графически (рис. 7.2). Точки А и В соответствуют максимальному и минимальному расходам тепловой энергии. Линия АВ (линейная зависимость) характеризует изменение расходуемой тепловой мощности в течение отопительного периода. По такому графику можно определить расход тепловой мощности на отопление при любом значении t_n в указанных пределах. Для этого необходимо из точки заданного значения t_n на оси абсцисс восстановить перпендикуляр до пересечения с линией АВ. Точка пересечения будет соответствовать искомому значению расхода тепловой мощности (пунктирной линией показано определение среднего расхода Q_O^{cp} при средней температуре наружного воздуха за отопительный период t_{OT}).

Среднечасовая тепловая мощность на отопление определяется по формуле

$$Q_O^{cp} = Q_O^{\max} \cdot \frac{t_s - t_{OT}}{t_s - t_{no}^p}. \quad (7.4)$$

Значение потребления тепловой мощности на отопление за год равно

$$Q_O^{год} = 24 \cdot Q_O^{cp} \cdot z_{ht}, \quad (7.5)$$

где z_{ht} - продолжительность отопительного периода, сут.

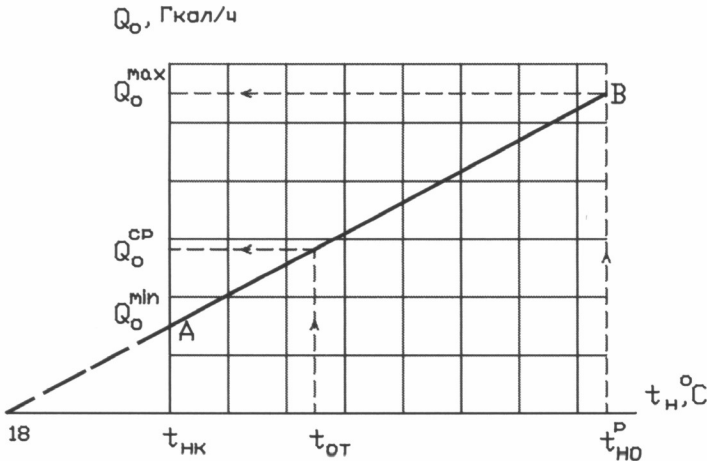


Рис. 7.2. Зависимость теплового потока на отопление от температуры наружного воздуха

Расход теплоты на вентиляцию предприятий, а также общественных зданий и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплопотребления объекта. Расход теплоты на вентиляцию принимают по проектам местных систем вентиляции или по типовым проектам зданий, а для действующих установок – по эксплуатационным данным.

При разработке схемы системы теплоснабжения расход тепловой мощности на общеобменную вентиляцию оценивают так же, как для отопления по *укрупненным измерителям*. Здесь таким измерителем согласно СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети» является *удельная тепловая вентиляционная характеристика*, отнесенная к объему здания, которая представляет собой количество тепловой энергии, необходимое для вентиляции одного кубического метра здания в единицу времени при перепаде температур в один градус. Этот показатель установлен для большинства типов зданий и приводится в справочной литературе. Расход тепловой энергии на общеобменную вентиляцию, отнесенный к объему здания, в общем виде определяется по формуле

$$Q_B^{\max} = q_v \cdot V_H (t_v - t_{но}^p) \quad (7.6)$$

где q_v - удельная вентиляционная характеристика здания;

V_H - вентилируемый объем здания, м³;

t_{no}^p -температура наружного воздуха для проектирования отопления, принимаемая по СНиП 41-01-2003 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха".

Тепловые затраты на вентиляцию, так же как и на отопление, зависят от наружной температуры. При местной и общеобменной вентиляции без рециркуляции воздуха эта зависимость аналогична отопительной. (рис 7.2, линия АВ).

Средний тепловой поток на вентиляцию при t_{OT} согласно СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети» находят следующим образом:

$$Q_B^{cp} = Q_B'^{\max} \cdot \frac{t_B - t_{OT}}{t_B - t_{HO}^p}. \quad (7.7)$$

Годовой расход тепловой энергии на вентиляцию определяют при соответствующем способе воздухообмена в зависимости от числа часов работы вентиляции z по формуле:

$$Q_B^{год} = z \cdot Q_B^{cp} \cdot z_{th}, \quad (7.8)$$

Для большинства жилых, промышленных и общественных зданий общая годовая потребность в тепловой энергии на подогрев воды составляет 10-30% потребности энергии на отопление. Однако в ряде зданий (бани, прачечные, цехи мойки деталей и т.п.) потребность в горячей воде настолько велика, что на ее подогрев затрачивается тепловой энергии больше, чем на отопление. Особенность эксплуатационного режима работы систем горячего водоснабжения заключается в том, что расход воды, разбираемой из системы, не является постоянным в течение суток или рабочей смены. Он изменяется в широких пределах и зависит от числа и продолжительности одновременного действия водоразборных точек.

Нагрузка горячего водоснабжения также зависит:

- от степени благоустройства зданий города или поселка;
- состава населения;
- распорядка его рабочего дня;
- режима работы коммунально - бытовых предприятий (бани, прачечные и т.д.).

Нагрузка горячего водоснабжения жилых домов имеет, как правило, в рабочие дни пики в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и поздние ночные часы. В домах с ваннами пиковая нагрузка горячего водоснабжения превышает среднесуточную в 2–3 раза. В выходные дни суточный график горячего водоснабжения имеет более

равномерное заполнение. Для иллюстрации на рис. 7.3 приведен суточный график расхода горячей воды жилого дома.



Рис. 7.3. Суточный график горячего водоснабжения жилого района

В соответствии со СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети» максимальные тепловые потоки на горячее водоснабжение, так же, как и максимальные тепловые потоки на отопление и вентиляцию жилых, общественных и производственных зданий следует принимать при проектировании тепловых сетей по соответствующим проектам.

При отсутствии проектов тепловые потоки на горячее водоснабжение определяют по укрупненным показателям и нормам потребления горячей воды в соответствии со СНиП 2.04.01-85.

При проектировании наружных тепловых сетей в качестве расчетных расходов тепла на горячее водоснабжение обычно принимают *среднечасовые расходы* $Q_{ГВ}^{cp}$.

Среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение жилых зданий можно определить по формуле

$$Q_{ГВ}^{cp} = m \cdot q_h. \quad (7.9)$$

где m — количество людей.

Укрупненный показатель среднего теплового потока на горячее водоснабжение q_h , определяют в соответствии со СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети».

Максимальный часовой расход тепла на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий равен

$$Q_{ГВ}^{\max} = 2,4 \cdot Q_{ГВ}^{cp}. \quad (7.10)$$

Средний тепловой поток на горячее водоснабжение в неотапительный период продолжительностью z_0 нормами предлагается определять по формуле

$$Q_{ГВ}^{cp.l.} = Q_{ГВ}^{cp.z} \frac{55 - t_{x.l.}}{55 - t_{x.z.}} \beta_1, \quad (7.11)$$

где β_1 - коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотапительный период по отношению к отопительному периоду, принимаемый при отсутствии данных для жилищно – коммунального сектора равным 0,8 (для курортных и южных городов $\beta_1 = 1,5$), для предприятий $\beta_1 = 1,0$

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение определяют по формуле:

$$Q_{ГВ}^{год} = 24 \cdot Q_{ГВ}^{cp} \cdot z_{нт} + 24 Q_{ГВ}^{cp.l.} (350 - z_o). \quad (7.12)$$

На технологические процессы тепловая энергия расходуется при изготовлении железобетонных конструкций, сушке деталей, подогреве и поддержании температуры растворов в ваннах гальванических производств, а также в стиральных отделениях прачечных, цехах мойки и пропарки оборудования, узлов, агрегатов и т.д. Тепловая энергия расходуется в виде подогретой воды или водяного пара.

Параметры и расход теплоты для технологических нужд зависят от характера технологического процесса, типа производственного оборудования, общей организации работ и т.д. Усовершенствование и рационализация технологического процесса могут вызвать коренные изменения в размере и характере тепловой нагрузки.

Как правило, тепловые нагрузки промышленных предприятий задаются технологами на основе соответствующих расчетов или данных тепловых испытаний.

7.3. Водяные тепловые сети

В настоящее время для удовлетворения отопительно-вентиляционных и бытовых потребностей в тепловой энергии жилых и общественных зданий, а также промышленных предприятий используется главным образом горячая вода, что предопределило преобладающее распространение водяных систем теплоснабжения в городах, поселках и населенных пунктах.

По количеству трубопроводов тепловой сети тепловые сети делятся на *одно-, двух-, трех и четырехтрубные*.

Наибольшее распространение получили *двух- и четырехтрубные* тепловые сети (рис. 7.4), однако, возможно применение одно- и трехтрубных тепловых сетей. Системы теплоснабжения большой и средней мощности с точки зрения экономичности предпочтительно выполнять *двухтрубными* с общим подающим трубопроводом горячей воды для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и общим обратным трубопроводом.

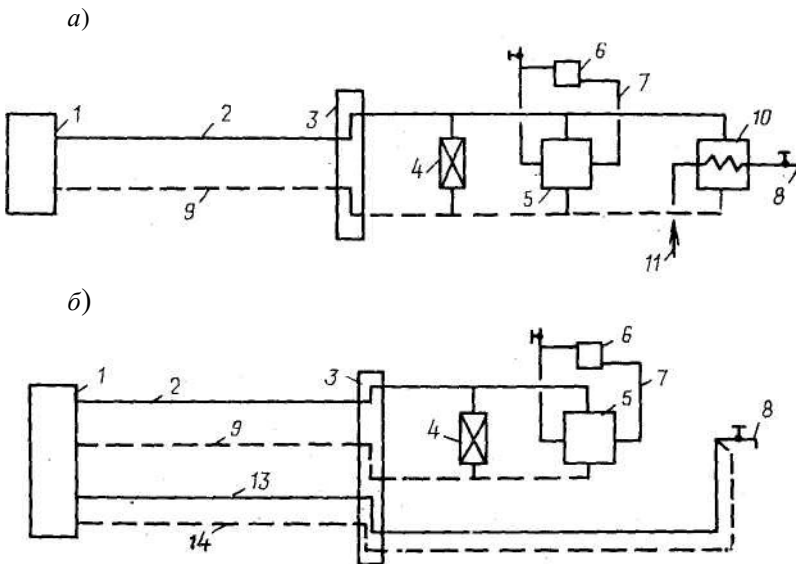


Рис. 7.4. Принципиальные схемы водяных систем теплоснабжения двухтрубной закрытой (а) и четырехтрубной (б):

1 – источник тепла; 2 – подающий трубопровод теплосети; 3 – абонентский ввод; 4 – калорифер вентиляции; 5 – абонентский теплообменник отопления; 6 – нагревательный прибор; 7 – трубопроводы местной системы отопления; 8 – местная система горячего водоснабжения; 9 – обратный трубопровод теплосети; 10 – теплообменник горячего водоснабжения; 11 – холодный водопровод; 13 – подающий трубопровод горячего водоснабжения; 14 – рециркуляционный трубопровод горячего водоснабжения

Использование *четырёхтрубных* тепловых сетей упрощает процессы подготовки теплоносителя для потребителей теплоты, так как сети включают два подающих трубопровода для подачи горячей

воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и два обратных трубопровода от потребителей (из систем отопления, вентиляции и циркуляционного трубопровода горячего водоснабжения).

Тепловые потребители могут присоединяться непосредственно к тепловым сетям через *центральные тепловые пункты* (ЦТП) или *индивидуальные тепловые пункты* (ИТП, абонентские вводы), в которых осуществляется приготовление и подача горячей воды нужных параметров для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей. ЦТП и ИТП в общем случае включают подогреватели, элеваторы, насосы, запорно-регулирующую арматуру и средства автоматического регулирования расхода и параметров теплоносителей и т.д.

Преимущественное применение в городах двухтрубных систем объясняется тем, что эти системы по сравнению с многотрубными требуют меньших начальных вложений и дешевле в эксплуатации. Двухтрубные системы применимы в тех случаях, когда всем потребителям района требуется теплота примерно одного потенциала. Такие условия обычно имеют место в городах, где вся тепловая нагрузка (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) может быть удовлетворена в основном теплотой низкого потенциала.

При применении ЦТП, с одной стороны, уменьшаются начальные затраты на сооружение подогревательной установки горячего водоснабжения, насосных установок и авторегулирующих устройств благодаря увеличению их единичной мощности и сокращению количества элементов оборудования, но, с другой – возрастают начальные затраты на сооружение и эксплуатацию распределительной сети между ЦТП и отдельными зданиями, так как вместо двухтрубной сети приходится сооружать на этих участках четырехтрубную или как минимум трехтрубную сеть (при отказе от циркуляции воды в системе горячего водоснабжения), что еще больше увеличивает потери теплоты и воды в системе горячего водоснабжения.

Закрытые и открытые системы. Двухтрубные водяные системы бывают *закрытыми* и *открытыми*. Различаются эти системы технологией приготовления воды для местных систем горячего водоснабжения (рис. 7.5). В *закрытых* системах для горячего водоснабжения используется водопроводная вода, которая подогревается в поверхностных теплообменниках водой из тепловой сети (рис. 7.5, а). В *открытых* системах воду для горячего водоснабжения берут непосредственно из тепловой сети. Отбор воды из подающей и обратной

труб тепловой сети производят в таких количествах, чтобы после смешения вода приобрела нужную для горячего водоснабжения температуру (рис. 7.5, б).

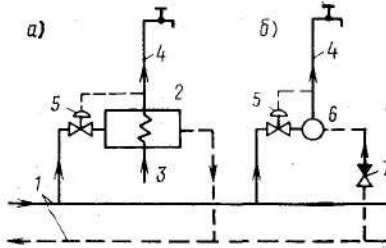


Рис. 7.5. Принципиальные схемы приготовления воды для горячего водоснабжения на абонентских вводах в двухтрубных водяных системах теплоснабжения (а – при закрытой системе; б – при открытой системе):

1 – подающий и обратный трубопроводы тепловой сети; 2 – теплообменник горячего водоснабжения; 3 – холодный водопровод; 4 – местная система горячего водоснабжения; 5 – регулятор температуры; 6 – смеситель; 7 – обратный клапан

В *закрытых* системах теплоснабжения сам теплоноситель нигде не расходуется, а лишь циркулирует между источником тепла и местными системами теплopotребления. Это значит, что такие системы закрыты по отношению к атмосфере, что и нашло отражение в их названии.

При *закрытой* системе теплоснабжения водопроводная вода, поступающая в установки горячего водоснабжения, не имеет прямого контакта с сетевой водой, так как подогрев водопроводной воды осуществляется на ЦТП или на абонентских вводах в поверхностных водоводяных подогревателях. Гидравлическая изолированность водопроводной воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, от воды, циркулирующей в тепловой сети, – преимущество закрытой системы. Благодаря гидравлической изолированности водопроводной воды от сетевой обеспечивается стабильное качество горячей воды, поступающей в установки горячего водоснабжения, такое же, как качество водопроводной воды. Чрезвычайно прост санитарный контроль системы горячего водоснабжения благодаря короткому пути прохождения водопроводной воды от ввода в здание до водоразборного крана. Прост контроль герметичности теплофикационной системы, который проводится по расходу подпитки.

Основные недостатки закрытых систем:

1) выпадение накипи в водо-водяных подогревателях и трубопроводах местных установок горячего водоснабжения при использовании водопроводной воды, имеющей повышенную карбонатную (временную) жесткость $> 7 \text{ мг-экв/л}$;

2) коррозия местных установок горячего водоснабжения из-за поступления в них недеаэрированной водопроводной воды;

3) сложность оборудования и эксплуатации абонентских вводов горячего водоснабжения из-за установки водо-водяных подогревателей.

Основной особенностью *открытых* систем теплоснабжения является разбор сетевой воды из тепловой сети для горячего водоснабжения. Это позволяет использовать для горячего водоснабжения в больших количествах отходящие теплые воды с температурой 15–30 °С, имеющиеся на электростанциях (охлаждающая вода конденсаторов турбин, охлаждающая вода топочных панелей) и на многих промышленных предприятиях. В закрытых системах теплоснабжения возможность использования этой воды весьма ограничена, так как расход на подпитку, для которой эта вода может быть применена, обычно не превышает 0,5–1 % расхода циркулирующей воды.

Использование отходящей от ТЭС теплой воды в открытых системах дает экономии топлива и снижает стоимость горячего водоснабжения.

В открытых системах упрощается оборудование абонентских вводов и абонентских установок горячего водоснабжения, так как отпадает необходимость применения на вводе водо-водяных подогревателей.

Местные установки горячего водоснабжения в открытых системах теплоснабжения не подвергаются зашламлению и коррозии, так как подпиточная вода до подачи в сеть проходит предварительную обработку – химчистку и деаэрацию.

В открытых системах для этой цели приходится сооружать мощные водоподготовительные установки.

Основные преимущества открытых систем по сравнению с закрытыми:

1) возможность использования для горячего водоснабжения низкопотенциальной отработавшей теплоты электростанций и промышленных предприятий;

2) упрощение и удешевление абонентских вводов (ИТП) и повышение долговечности местных установок горячего водоснабжения;

Недостатки открытых систем:

1) усложнение и удорожание станционной водоподготовки;
 2) нестабильность (по запаху, цветности и другим санитарным качествам) воды, поступающей в водоразбор при зависимой схеме присоединения отопительных установок к тепловой сети и высокой окисляемости водопроводной воды, что может быть устранено при практически 100 % - ном присоединении отопительных установок по независимой схеме;

3) усложнение и увеличение объема санитарного контроля системы теплоснабжения;

4) усложнение эксплуатации из-за нестабильности гидравлического режима тепловой сети, связанной с переменным расходом воды в обратной линии;

5) усложнение контроля герметичности системы теплоснабжения в связи с тем, что в открытых системах теплоснабжения расход подпитки не характеризует плотность системы.

По конфигурации тепловые сети подразделяют на *радиальные* (лучевые) и *кольцевые* (рис. 7.6.)

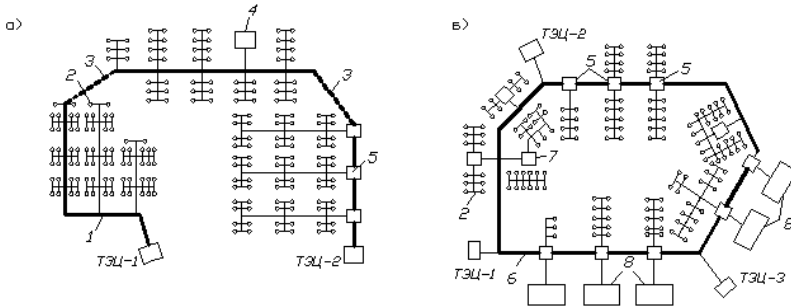


Рис. 7.6. Схемы тепловых сетей: тупиковая (а) и кольцевая (б)

1 – лучевой магистральный теплопровод; 2 – тепловые потребители; 3 – перемычки; 4 – районные (квартальные) котельные; 5 – секционирующие камеры; 6 – кольцевая магистраль; 7 – центральные тепловые пункты; 8 – промышленные предприятия

Радиальные сети (рис. 7.6,а) сооружают с постепенным уменьшением диаметров теплопроводов в направлении от источника теплоты. Такие сети наиболее просты и экономичны по начальным затратам. Их основной недостаток – отсутствие резервирования. Хотя *кольцевание сетей* существенно удорожает их, но зато в крупных системах теплоснабжения значительно повышается надежность теплоснабжения, создается возможность резервирования.

Тепловые сети разделяют па *магистральные*, прокладываемые на главных направлениях населенных пунктов *распределительные* – внутри квартала, микрорайона и *ответвления* к отдельным зданиям.

По способу прокладки различают *надземные* и *подземные тепловые сети*.

Надземная прокладка, более дешевая, (на эстакадах, мачтах, колонах) применяется на производственных площадках или вне городов и поселков.

Основным видом прокладки является *подземная* которая подразделяется на *канальную* и *бесканальную*.

Наиболее распространена прокладка в непроходных каналах из отдельных типовых блоков.

В месте ответвления к потребителю тепла обязательно устраивают специальную *камеру*, где устанавливают отключающую арматуру и неподвижные опоры, фиксирующие трубопроводы в неподвижном положении.

Камеры выполняют из сборных железобетонных элементов высотой 1.8...2.0 м.

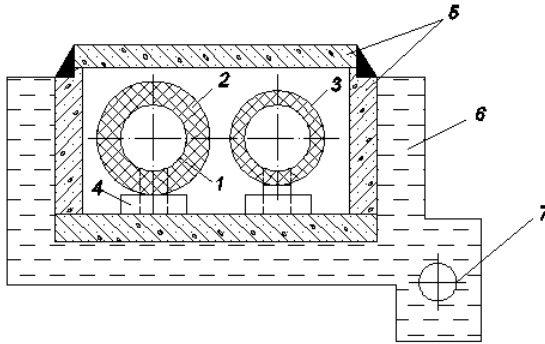


Рис. 7.7. Подземная прокладка теплопроводов в непроходном канале:
1 – трубопровод; 2 – теплоизоляция; 3 – внешняя штукатурка; 4 – бетонные подкладки; 5 – плиты и стенки каналов; 6 – гравий; 7 – дренажная труба

Для обеспечения стока воды, попавшей в подземные тепловые сети, дно каналов делают с уклоном в сторону камер, где устраивают специальный приямок. Для понижения уровня грунтовых вод вдоль теплотрассы прокладывают дренажные трубы с песчано-щебеночной отсыпкой для улучшения фильтрации воды.

Между неподвижными опорами на прямых участках трубопроводов устраивают специальные *компенсаторы* для снятия напряжения от удлинения трубопроводов, возникающего при подаче воды с высокой температурой.

Наибольшее распространение получили *П-образные-компенсаторы*, а также *угловые* (места поворота трассы). Эти компенсирующие устройства эффективны при диаметрах труб до 200...300мм. При больших диаметрах используют *сальниковые компенсаторы*, более дорогие в устройстве и эксплуатации.

Для предотвращения истирания труб опоры устраивают *подвижными*. Прокладка теплопроводов в специальных каналах позволяет повысить долговечность тепловых сетей и уменьшить потери тепла за счет сохранности тепловой изоляции.

Применяемые конструкции тепловой сети весьма разнообразны и зависят от наличия местной производительной базы их изготовления. Однако, предпочтение следует отдавать промышленным крупноблочным конструкциям.

Возможна прокладка теплопроводов *бесканальным способом*. Эта прокладка весьма индустриальна, она на 30 – 35% дешевле канальной, но требует специальных мер сохранности изоляции и теплопроводов при транспортировке и эксплуатации.

Теплопроводы перед нанесением тепловой изоляции снаружи очищают от ржавчины и покрывают антикоррозионным покрытием.

В качестве покрытия теплопроводов с температурой теплоносителя до 100°C используют бризол в два слоя по холодной изольной мастике. При температуре теплоносителя до 180°C используют термостойчивый изол.

Тепловая изоляция теплопроводов выполняется из материалов обладающих малой теплопроводностью: матами из минерального или штапельного волокна, пеноуретана, совелита, асбозурита и т. п.

Тепловые сети монтируют на сварке из стальных труб бесшовных горячекатаных (ГОСТ 8732–78) и электросварных прямошовных и со спиральным швом (ГОСТ 10704–91 и 8096–74). Для трубопроводов наружных сетей ГВС могут применяться неметаллические полимерные и винипластовые трубы.

Централизованное теплоснабжение связано с эксплуатационной трудностью обеспечения разнохарактерных требований многих потреблений тепла.

С целью сокращения количества воды, циркулирующей в теплопроводах, температуру подающей воды в расчетный зимний период

года стремятся поддерживать возможно более высокой (до 150°C). Температуру воды, возвращающейся от потребителя, стремятся иметь 70°C. При изменении тепловых потерь потребителями, в связи с изменением наружных климатических условий, регулирование отпуска тепла осуществляется централизованно путем изменения температуры сетевой воды в подающем трубопроводе без изменения ее расхода (*качественное регулирование*).

7.4. Гидравлический расчет водяных тепловых сетей

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

При проектировании тепловых сетей гидравлический расчет решает следующие задачи:

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

В некоторых случаях может быть поставлена также задача определения пропускной способности трубопроводов при известном их диаметре и заданной потере давления.

Для проведения гидравлического расчета должны быть заданы схема и профиль тепловой сети, указаны размещение источников теплоты и потребителей и расчетные расходы сетевой воды.

Трубопроводы водяных сетей рассчитываются на суммарный расчетный часовой расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

Расчетные часовые расходы сетевой воды по видам потребления определяют по формулам:

на отопление

$$G_O = Q_O^{max} / (c \cdot (\tau_1^p - \tau_2^p)); \quad (7.13)$$

на вентиляцию

$$G_B = Q_B^{max} / (c \cdot (\tau_1^p - \tau_2^p)); \quad (7.14)$$

на горячее водоснабжение при открытых системах теплоснабжения:

среднечасовой

$$G_{Г.Б.}^{cp} = Q_{ГБ}^{cp} / (c(t_e - t_{x.з.})); \quad (7.15)$$

максимально часовой

$$G_{Г.Б.}^{max} = Q_{ГБ}^{max} / (c(t_e - t_{x.з.})); \quad (7.16)$$

где c – теплоемкость теплоносителя (воды), кДж/кг·°С (Дж/кг·°С);

τ_1^p, τ_2^p – температура подаваемого и обратного теплоносителя;

$t_e, t_{x.з.}$ – температура горячей и холодной воды.

На горячее водоснабжение при *закрытых системах* теплоснабжения:

а) при параллельной схеме присоединения водонагревателей у потребителей:

среднечасовой

$$G_{ГБ}^{cp} = Q_{ГБ}^{cp} / (c \cdot (\tau'_1 - \tau'_3)) = Q_{ГБ}^{cp} / (\tau'_1 - 30); \quad (7.17)$$

максимально часовой

$$G_{ГБ}^{max} = Q_{ГБ}^{max} / (c \cdot (\tau'_1 - \tau'_3)) = Q_{ГБ}^{max} / (\tau'_1 - 30); \quad (7.18)$$

б) при двухступенчатой последовательной и смешанной схемах присоединения водонагревателей потребителей:

среднечасовой

$$G_{ГБ}^{cp} = \frac{Q_{ГБ}^{cp}}{c \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)} \cdot \frac{t_e - t_n}{t_e - t_{x.з.}}; \quad (7.19)$$

максимально часовой

$$G_{ГБ}^{max} = \frac{Q_{ГБ}^{max}}{c \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)} \cdot \frac{t_e - t_n}{t_e - t_{x.з.}}. \quad (7.20)$$

Суммарные расчетные часовые расходы воды для определения диаметров трубопроводов вычисляют суммированием расходов воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, причем последний учитывают различно, в зависимости от принятой системы теплоснабжения, способа регулирования нагрузки и схемы включения водонагревателей горячего водоснабжения у потребителей.

Двухтрубные открытые системы. Суммарный расчетный расход воды определяется в зависимости от назначения сетей, способа регулирования нагрузки и наличия у потребителей баков-аккумуляторов:

В магистральных и распределительных сетях при центральном качественном регулировании по отопительному графику

$$G_p = G_O + 0,6G_{GB}^{cp}; \quad (7.21)$$

по скорректированному графику (нагрузка горячего водоснабжения не учитывается)

$$G_p = G_O + G_B; \quad (7.22)$$

в ответвлениях к отдельным зданиям и группам жилых зданий с общим количеством жителей до 6000 человек

$$G_p = G_O + G_B + G_{GB}^{max}. \quad (7.23)$$

Двухтрубные закрытые системы. Суммарные расчетные расходы воды определяются по формуле

$$G_p = G_O + G_B + G_{GB}^{cp}. \quad (7.24)$$

Расход G_{GB}^{cp} определяется по вышеприведенным формулам для отдельных групп потребителей в зависимости от назначения сетей и схемы присоединения водонагревателей горячего водоснабжения у потребителей.

Потери давления в трубопроводе могут быть представлены как сумма двух слагаемых: потерь по длине и потерь в местных сопротивлениях:

$$\Delta p = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_m, \quad (7.25)$$

где Δp_{λ} – потери давления по длине (на трение); Δp_m – потери давления в местных сопротивлениях.

Потери давления на *трение (линейные потери)* определяют по формуле Дарси:

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho, \quad (7.26)$$

где Δp_{λ} – потери давления на трение (линейные), Па; λ – коэффициент трения; l, d – длина и диаметр участка трубопровода, м; w – скорость потока, м/с; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³.

Коэффициент трения λ зависит от режима движения жидкости, характера шероховатости внутренней поверхности трубы и высоты выступов шероховатости k .

Установившийся *турбулентный режим* характеризуется *квадратичным законом сопротивления*, когда сопротивление обусловлено наличием инерционных сил и зависит от вязкости жидкости. Коэффициент трения для этого режима рассчитывают по формуле Б.Л. Шифрина:

$$\lambda = 0,11 \cdot (k_g / d)^{0,25}, \quad (7.27)$$

где k_g – абсолютная эквивалентная равномерно-зернистая шероховатость, которая создает гидравлическое сопротивление, равное действительному сопротивлению трубопровода; k_g / d – относительная шероховатость.

Как показывают расчеты, *установившийся турбулентный режим* наступает при следующих минимальных значениях скоростей теплоносителя: $w_{np} = 0,5$ м/с (водяные тепловые сети).

Практически тепловые сети работают при больших значениях скоростей, что соответствует *турбулентному режиму* движения.

7.5. Индивидуальные тепловые пункты зданий

В местах присоединения систем отопления к тепловым сетям устраивают *тепловые пункты* (узлы управления), в которых устанавливают оборудование для подготовки теплоносителя, запорную и регулирующую арматуру, приборы для регулирования и учета расхода теплоносителя. Тепловые пункты, как правило, размещают в подвалах обслуживаемых зданий. Помещение теплового пункта должно быть изолировано и иметь самостоятельный вход. Его габариты определяются характером и количеством размещаемого в них оборудования. Размеры теплового пункта ориентировочно могут быть приняты: для жилых и общественных зданий без горячего водоснабжения – 1,5 х 4 м при высоте 2 м; для этих же зданий с горячим водоснабжением – 5 х 8 м при высоте 2,8 м. Схема и оборудование теплового пункта зависят от присоединяемой системы отопления, вида и параметров теплоносителя.

Для получения горячей воды различают *закрытые* и *открытые* схемы подключения абонентов к тепловым сетям. При закрытом подключении абонентов ГВС к тепловым сетям получение горячей воды требуемой температуры осуществляется путем нагрева сетевой холодной воды в теплообменниках горячей водой тепловой сети без контакта между ними. Таким образом, при закрытом подключении, отсутствует водоразбор из тепловых сетей. При открытом подключении получение горячей воды происходит за счет смешивания сетевой холодной воды и горячей воды из тепловых сетей в пропорции, обеспечивающей требуемую температуру.

Системы отопления подключают к тепловым сетям по *зависимой* и *независимой* схемам. При зависимом подключении теплоноситель для подачи в систему отопления получают смешивание обратного теплоносителя системы отопления и подаваемой воды тепловых сетей. При независимом подключении теплоноситель системы отопления циркулирует в обособленном от наружных тепловых сетей контуре, получая тепло от тепловых сетей посредством теплообменника. Независимое подключение систем отопления обеспечивает гидравлическую независимость и стабильность химического состава теплоносителя системы отопления.

При проектировании тепловых пунктов следует руководствоваться СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов».

Некоторые типичные схемы подключения систем отопления и ГВС к тепловым сетям представлены на рис. 7.8 – 7.10.

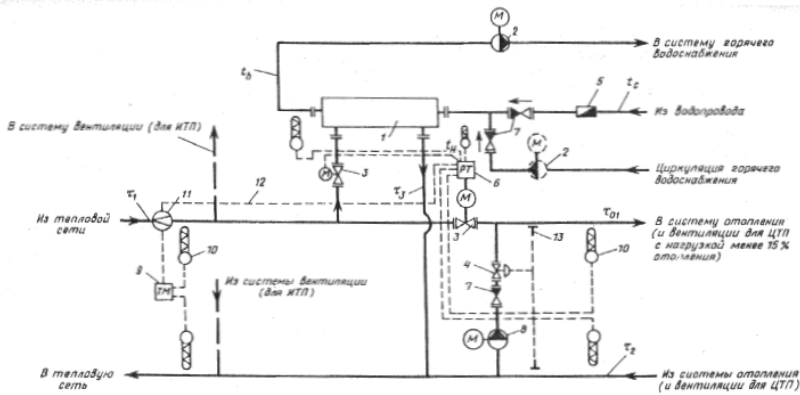


Рис. 7.8. Одноступенчатая система присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения с автоматическим регулированием расхода теплоты на отопление и зависимым присоединением систем отопления в ИТП:

1 – водоподогреватель горячего водоснабжения, 2 – повысительно-циркуляционный насос горячего водоснабжения (пунктиром – циркуляционный насос), 3 – регулирующий клапан с электроприводом, 4 – регулятор перепада давлений (прямого действия), 5 – водомер для холодной воды, 6 – регулятор подачи теплоты на отопление, горячее водоснабжение и ограничения максимального расхода сетевой воды на ввод 7 – обратный клапан, 8 – корректирующий подмешивающий насос, 9 – теплосчетчик, 10 – датчик температуры, 11 – датчик расхода воды, 12 – сигнал ограничений максимального расхода воды из тепловой сети на ввод, 13 – датчик давления воды в трубопроводе

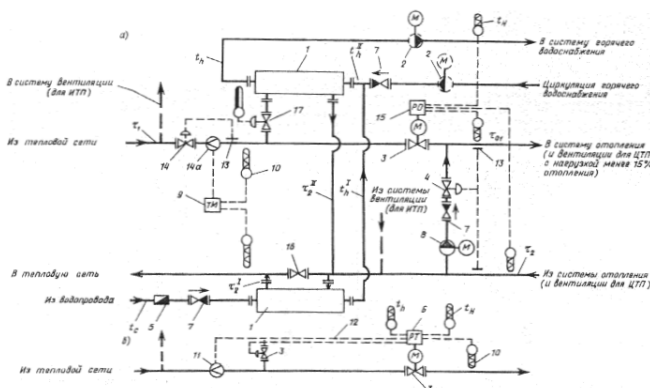


Рис. 7.9. Двухступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий с зависимым присоединением систем отопления в ИТП:

а – схема с самостоятельным регулятором ограничения расхода сетевой воды на ввод, *б* – фрагмент схемы с совмещением функций регулирования расхода теплоты на отопление, горячее водоснабжение и ограничения расхода сетевой воды в одном регуляторе 1–13 – см рис 10.8, 14 – регулятор ограничений максимального расхода воды на ввод (прямого действия), 14а – датчик расхода воды в виде сужающего устройства (камерная диафрагма), 15 – регулятор подачи теплоты на отопление, 16 – задвижка, нормально закрытая, 17 – регулятор подачи теплоты на горячее водоснабжение (прямого действия)

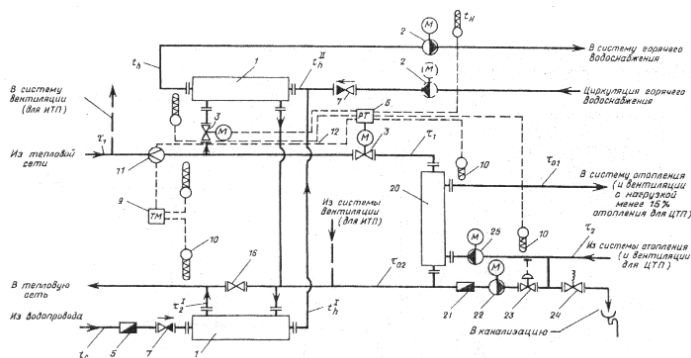


Рис. 7.10. Двухступенчатая схема присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий с независимым присоединением систем отопления в ИТП:

1–18 – см. рис. 7.8–7.9; 19 – регулятор перепада давлений, 20 – водоподогреватель отопления, 21 – водомер горячеводный, 22 – подпиточный насос отопления, 23 – регулятор подпитки, 24 – предохранительный клапан, 25 – циркуляционный насос отопления

7.6. Источники тепла. Общие сведения о топливах

Источниками тепла для систем теплоснабжения являются *котельные установки*, оборудуемые котельными агрегатами (котлами).

В котлах за счет тепловой энергии, образующейся при сжигании топлива, и теплопередачи вырабатывается теплоноситель (горячая вода или пар), обеспечивающий тепловой энергией коммунально-бытовые и промышленные потребители.

Топливом называются горючие вещества, которые экономически целесообразно использовать для получения значительных количеств тепловой энергии.

По агрегатному состоянию топливо подразделяется на *твердое, жидкое и газообразное*.

В настоящее время твердое и газообразное топливо используется, как правило, в естественном состоянии, жидкое топливо используется в качестве конечного продукта переработки исходного сырья – нефти.

Топливо характеризуется составом.

Рабочим называется состав, включающий все компоненты топлива, т.е. горючие, балластные и влагу. Состав топлива задается в % (весовых для твердого и жидкого и объемных для газового). Ценность топлива определяется содержанием в нем горючих элементов, главными из которых являются углерод *C* и водород *H*.

Основной теплотехнической характеристикой топлива является *теплота сгорания* – количество теплоты, выделяющейся при сжигании 1 кг твердого (или жидкого) или 1 м³ газообразного топлива.

Высшей теплотой сгорания Q_p^B называют количество выделившейся теплоты, включая теплоту, затраченную на испарение влаги топлива.

В тепловых расчетах используется *низшая теплота сгорания Q_p^H* , которая отличается от высшей тем, что не учитывает теплоту парообразования, поскольку теплота водяных паров бесполезно теряется с уходящими в дымовую трубу продуктами сгорания.

Для сравнения различных видов топлива введено понятие «*условное топливо*», низшая теплота которого составляет 29300 кДж на 1 кг твердого (или жидкого) или на 1 м³ газообразного топлива.

В соответствии с этим каждому топливу свойствен свой тепловой эквивалент $\mathcal{E}_T = Q_p^H / 29300$.

Из твердых топлив наиболее распространены *угли*, подразделяющиеся на бурые, каменные и антрациты. Каменные угли среднего геологического возраста имеют содержание углерода 40...70%, теплота их сгорания составляет $23 \cdot 10^3 \dots 27 \cdot 10^3$ кДж/кг.

В качестве жидкого топлива используется *мазут*, который почти целиком состоит из горючих веществ ($C = 84 \dots 87\%$, $H = 11 \dots 13\%$) и имеет теплоту сгорания $38 \cdot 10^3 \dots 39,50 \cdot 10^3$ кДж/кг.

Газообразное топливо – *природный газ* так же, как мазут, состоит почти целиком из горючих компонентов – метана CH_4 , углеводородов C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} . Теплота сгорания природного газа составляет $35 \cdot 10^3 \dots 36 \cdot 10^3$ кДж/м³.

7.7. Котельные агрегаты систем теплоснабжения

Для теплоснабжения коммунально–бытовых потребителей с системами отопления и горячего водоснабжения применяют отдельно стоящие либо пристроенные к зданиям котельные с *водогрейными котлами малой мощности*.

В паровых системах теплоснабжения промышленных предприятий источниками тепла являются отопительно–производственные котельные, оборудованные *паровыми котлами*.

Котельная установка – это комплекс устройств, предназначенных для получения пара или горячей воды. Котельная установка может быть одной из составляющих тепловой электростанции или выполнять самостоятельные функции (отопление и горячее водоснабжение, технологическое водо- и пароснабжение).

В зависимости от назначения котельная установка состоит из парового или водогрейного котла и вспомогательного оборудования, обеспечивающего его работу. Последовательно включенные элементы котельной установки образуют тракты.

Топливный тракт – комплекс оборудования для подготовки топлива к сжиганию и подачи в топку. При использовании твердого топлива в него могут входить бункера, питатели сырого топлива и пыли, углеразмельняющие мельницы, мельничные вентиляторы, сепараторы, транспортеры, пылепроводы и т.п. При сжигании газа и мазута – газопроводы и мазутопроводы, расходомеры, запорная и регулирующая арматура.

Пароводяной тракт – представляет собой систему последовательно включенных элементов оборудования, в которых движется обогреваемый теплоноситель (поверхности нагрева котла, трубопро-

воды, барабаны, сепараторы, пароохладители и теплообменники в пределах котла, запорная и регулирующая арматура).

Газовоздушный тракт состоит из последовательно расположенных воздушного и газового трактов. Первый из них включает в себя совокупность оборудования для забора воздуха из атмосферы, нагрева и подачи его в топку котла (дутьевые вентиляторы, воздушные короба, воздухоподогреватели и горелочные устройства), второй – комплекс элементов котельной установки, по которым осуществляется движение продуктов сгорания (топка и другие газоходы котла, устройства для очистки дымовых газов, дымососы).

Паровой (водогрейный) котел – это устройство, в котором для получения пара (горячей воды) требуемых параметров используют теплоту, выделяющуюся при сгорании органического топлива. Основные элементы котла – топка и теплообменные поверхности.

Если в котле используют теплоту уходящих газов других технических устройств (ГТУ, технологических установок), его называют *котлом-утилизатором*. Котел-утилизатор в некоторых случаях не имеет топки и воздухоподогревателя, а его основные элементы – поверхности нагрева.

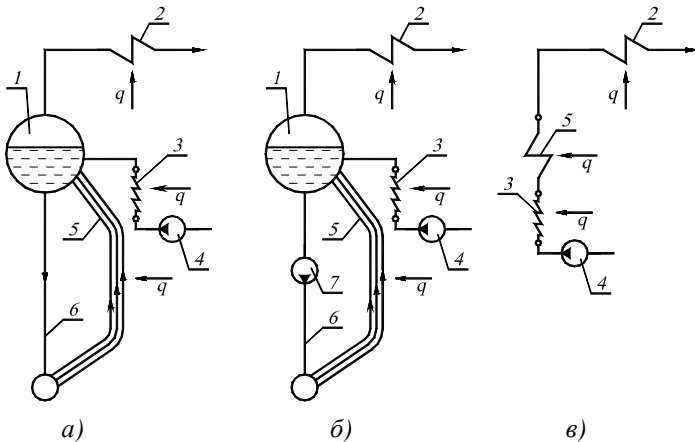


Рис. 7.11. Схемы движения воды, пароводяной смеси и пара в котлах:
 а – барабаном с естественной циркуляцией; б – барабаном с многократной принудительной циркуляцией; в – прямоточном; 1 – барабан; 2 – пароперегреватель; 3 – водяной экономайзер; 4 – питательный насос; 5 – обогреваемые трубы; 6 – опускные трубы; 7 – циркуляционный насос

Тепловой расчет теплогенерирующей (котельной) установки проводится по методике, представленной в Нормативном методе теплового расчета котлов, и может быть поверочным или конструктивным.

Методика поверочного и конструктивного расчетов является в основе общей. Различие заключается в задачах расчета, исходных данных и определяемых величинах.

Поверочный расчет проводят при переводе котла на сжигание непроектного топлива, перед реконструкцией поверхностей нагрева, для оценки возможности повышения паропроизводительности котла или параметров пара.

При поверочном расчете известны все конструктивные характеристики поверхностей нагрева (диаметр и толщина стенки труб, их шаги, площадь поверхности нагрева, проходные сечения по газам и обогреваемому теплоносителю), состав и характеристики топлива, параметры назначения.

В задачу поверочного расчета входят определение КПД котла и расхода топлива, а также параметров теплоносителей на границах всех поверхностей нагрева для оценки надежности работы котла на заданном виде топлива.

Конструктивный расчет направлен на определение размеров радиационных, полурadiационных и конвективных поверхностей нагрева, обеспечивающих заданные параметры пара на номинальной паропроизводительности котла в соответствии с принятой схемой сжигания топлива и тепловой схемой котла. Температура уходящих газов или задается или принимается по рекомендациям нормативного метода. При проведении расчета для обеспечения работы котла в требуемом диапазоне нагрузок учитывают регулирующие воздействия по поддержанию температуры перегретого пара. Значения параметров теплоносителей на границах поверхностей нагрева принимаются в соответствии с рекомендациями нормативного метода.

После выбора расчетных температур приступают к созданию общего эскиза котельного агрегата.

При конструировании нового котла, прежде всего, составляют его тепловую схему, т.е. устанавливают рациональную последовательность размещения поверхностей нагрева вдоль газового тракта и тепловосприятности поверхностей. Затем выбирают необходимую компоновку конвективных поверхностей нагрева и определяют габаритные размеры топочной камеры, горизонтального газохода и конвективной

шахты, после чего приступают к выполнению теплового расчета котельного агрегата.

При работе парового или водогрейного котла вся поступившая в него теплота расходуется на выработку полезной теплоты, содержащейся в паре или горячей воде, и на покрытие различных потерь теплоты. Суммарное количество теплоты, поступившее в котельный агрегат, называют располагаемой теплотой и обозначают Q_p . Между по-

ступившей в котельный агрегат теплотой (Q_p) и покинувшей его теплотой должно существовать равенство. Теплота, покинувшая котельный агрегат, представляет собой сумму полезной теплоты (Q_1) и потерь теплоты, связанных с технологическим процессом выработки пара или горячей воды.

Тепловым балансом парового или водогрейного котла называют равенство располагаемой теплоты сумме полезной теплоты и потерь теплоты, имеющих при работе агрегата. Тепловой баланс осуществляется применительно к установившемуся тепловому режиму котла. Все статьи теплового баланса принято относить к 1 кг твердого и жидкого топлива или к 1 м³ газа при нормальных условиях, кДж/кг (кДж/м³).

$$Q_p + Q_{в.вн} + Q_{\phi} = Q_1 + \sum Q_i \quad (7.28)$$

где $Q_{в.вн}$ – тепло, внесенное в топку воздухом, при его подогреве вне котла, кДж/кг (кДж/м³); Q_{ϕ} – тепло, внесенное в топку паровым дутьем (“форсуночным” паром), кДж/кг (кДж/м³); $\sum Q_i$ – сумма всех потерь теплоты в паровом или водогрейном котле, кДж/кг (кДж/м³).

Потери теплоты в паровом или водогрейном котле складываются из потерь теплоты с уходящими газами (Q_2), потерь от химической неполноты горения (Q_3), от механической неполноты горения (Q_4), от наружного охлаждения (Q_5), потерь в виде физической теплоты шлака (Q_6), кДж/кг (кДж/м³):

$$\sum Q_i = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (7.29)$$

Потеря теплоты с уходящими газами (Q_2) обусловлена тем, что температура продуктов сгорания, покидающих агрегат, значительно выше температуры окружающего атмосферного воздуха. Потеря теплоты с уходящими газами является наибольшей из всех указанных выше потерь теплоты и зависит от сжигаемого топлива, нагрузки котлоагрегата, температуры и объема уходящих газов, температуры воздуха, забираемого дутьевым вентилятором. Потеря теплоты с уходящими газами для современных паровых и водогрейных котлов составляет 4–10 %.

Потеря теплоты от химической неполноты горения (Q_3) появляется при наличии в уходящих продуктах сгорания горючих газов CO , H_2 , CH_4 , т.е. при неполном горении. Потеря теплоты от химической неполноты горения зависит от вида топлива и содержания в нем летучих, способа сжигания топлива и конструкции топки, коэффициента избытка воздуха в топке, от уровня и распределения температуры в топочной камере, организации смесеобразовательных процессов в топке (горелке и топочной камере).

Потеря теплоты от механической неполноты горения (Q_4) появляется только при сжигании твердого топлива и обусловлена наличием в очаговых остатках, кроме золы топлива, твердых горючих частиц. Очаговые остатки покидают топку с провалом, шлаком и уносом. Под *провалом* понимают часть очаговых остатков, провалившуюся сквозь зазоры колосникового полотна. Часть очаговых остатков, организованно удаляемых из топки, называют *шлаком*. Часть очаговых остатков, которая выносятся продуктами сгорания за пределы топочной камеры, называют *уносом*. Потеря теплоты от механической неполноты горения представляет собой сумму потерь теплоты с провалом, шлаком и уносом.

Потери теплоты с уходящими газами, от химической и механической неполноты горения зависят от коэффициента избытка воздуха. При этом потеря теплоты с уходящими газами с ростом коэффициента избытка воздуха увеличивается, а потери от химической и механической неполноты горения (в определенном интервале изменения α) снижаются. Следовательно, существует такой коэффициент избытка воздуха, при котором сумма потерь теплоты с уходящими газами, от химической и механической неполноты горения минимальна. Этот коэффициент избытка воздуха называют оптимальным, т.е. наиболее выгодным.

Потеря теплоты от наружного охлаждения (Q_5) происходит потому, что обмуровка, изолированные и неизолированные элементы агрегата имеют температуру выше температуры окружающего воздуха. Потеря теплоты от наружного охлаждения зависит от теплопроводности обмуровки, ее толщины, поверхности стен, приходящейся на единицу паропроизводительности парового или теплопроизводительности водогрейного котла.

Потеря теплоты в виде физической теплоты шлаков (Q_6) обусловлена тем, что шлак, удаляемый из топки, имеет достаточно высокую температуру.

Обычно принято потери теплоты в котельном агрегате выражать в процентах располагаемой теплоты, %

$$q_i = 100 \frac{Q_i}{Q_p} . \quad (7.30)$$

тогда

$$\sum q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (7.31)$$

где q_2 – q_6 – соответствующие потери теплоты, выраженные в процентах располагаемой теплоты.

При тепловом расчете парогенератора или водогрейного котла тепловой баланс составляется для определения КПД брутто и расчетного расхода топлива.

Коэффициентом полезного действия (КПД) парового или водогрейного котла называют отношение полезной теплоты к располагаемой теплоте. Не вся полезная теплота, выработанная агрегатом, направляется потребителям. Часть выработанной полезной теплоты в виде пара и электрической энергии расходуется на собственные нужды. Так, например, на собственные нужды расходуется пар на обдувку поверхностей нагрева, а электрическая энергия – для привода дымососа, вентилятора, питателей топлива, мельниц системы пылеприготовления и т.д. Под расходом на собственные нужды понимают расход всех видов энергии на производство пара или горячей воды. Поэтому различают КПД агрегата брутто и нетто. Если КПД агрегата определяется по выработанной теплоте, то его называют *брутто*, а если по отпущенной теплоте – *нетто*. Разность между выработанной и отпущенной теплотой представляет собой расход на собственные нужды. КПД брутто агрегата характеризует степень его технического совершенства, а КПД нетто – коммерческую экономичность.

КПД брутто котельного агрегата можно определить по уравнению *прямого баланса*, %

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_p} 100 \quad (7.32)$$

или по уравнению *обратного баланса*, если известны все потери, %

$$\eta_k = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) . \quad (7.33)$$

Определение КПД по уравнению прямого баланса применяется преимущественно при отчетности за длительный промежуток времени (декада, месяц), а по уравнению обратного баланса – при испытании котельных агрегатов. Определение КПД по обратному балансу значительно точнее, так как погрешности при измерении потерь тепла

меньше, чем при определении расхода топлива, особенно при сжигании твердого топлива.

Зная величину КПД, можно определить расход топлива, подаваемого в топку котла, кг/с ($\text{м}^3/\text{с}$)

$$B_k = \frac{Q_k}{\frac{Q_p \eta_k}{100} + Q_{в.вн} + Q_{\phi}}. \quad (7.34)$$

где Q_k – полное количество тепла, полезно использованное в котле, кВт.

7.8. Альтернативные источники теплоснабжения

Альтернативный источник энергии – способ, устройство или сооружение, позволяющее получать тепловую энергию и заменяющий собой традиционные источники энергии, вырабатывающие тепловую энергию за счет сжигания нефти, природного газа и угля и т.п. Цель поиска альтернативных источников энергии – получение ее из энергии возобновляемых или практически неисчерпаемых природных ресурсов и явлений. Важным фактором может являться также экологичность и экономичность альтернативных источников энергии.

Альтернативные источники энергии можно разделить по виду преобразуемой в тепло энергии следующим образом:

1. Ветровые <– движение воздушных масс;
2. Геотермальные <– тепло планеты;
3. Солнечные <– электромагнитное излучение солнца;
4. Гидроэнергетические <– движение воды в реках или морях;
5. Биотопливные <– теплоту сгорания возобновляемого топлива (например, спирта, биогаза).

Ветроэнергетика – отрасль энергетики, специализирующаяся на преобразовании кинетической энергии воздушных масс в атмосфере в электрическую, механическую, тепловую или в любую другую форму энергии, удобную для использования в народном хозяйстве. Такое преобразование может осуществляться такими агрегатами, как ветрогенератор (для получения электрической энергии), ветряная мельница (для преобразования в механическую энергию).

Геотермальная энергетика – направление энергетики, основанное на получении тепла за счёт энергии, содержащейся в недрах земли, на геотермальных станциях.

Солнечная энергетика – направление энергетики, основанное на непосредственном использовании солнечного излучения для получения энергии в каком-либо виде. Солнечная энергетика использует неисчерпаемый источник энергии и является экологически чистой, то есть не производящей вредных отходов. Производство энергии с помощью солнечных электростанций хорошо согласовывается с концепцией распределённого производства энергии.

Биотопливо – топливо из биологического сырья, получаемое, как правило, в результате переработки биологических отходов. Существуют также проекты, направленные на получение биотоплива из целлюлозы и различного типа органических отходов, но эти технологии находятся в ранней стадии разработки или коммерциализации. Различается жидкое биотопливо (для двигателей внутреннего сгорания, например, этанол, метанол, биодизель), твёрдое биотопливо (дрова, брикеты, топливные гранулы, щепа, солома, лузга) и газообразное (биогаз, водород).

В значительном числе случаев основным элементом альтернативной энергетической установки является «тепловой насос», позволяющий извлекать промышленно используемую тепловую энергию из низкопотенциальных источников теплоты.

Термодинамически тепловой насос аналогичен холодильной машине. Однако если в холодильной машине основной целью является производство холода путём отбора теплоты из какого-либо объёма испарителем, а конденсатор осуществляет сброс теплоты в окружающую среду, то в тепловом насосе процесс обратный. Конденсатор является теплообменным аппаратом, выделяющим теплоту для потребителя, а испаритель – теплообменным аппаратом, утилизирующим низкопотенциальную теплоту: вторичные энергетические ресурсы и (или) нетрадиционные возобновляемые источники энергии.

По виду теплоносителя во входном и выходном контурах тепловые насосы делят на восемь типов: «грунт—вода», «вода—вода», «воздух—вода», «грунт—воздух», «вода—воздух», «воздух—воздух», «фреон—вода», «фреон—воздух».

Рециркуляционный кондиционер («сплит») за счет незначительного усложнения газового тракта может не только охлаждать воздуха в помещении, но и нагревать его, работая в режиме инвертора. Системы «воздух-воздух» используются зимой при температурах до минус 25 градусов, некоторые модели продолжают работать до –40 градусов. Но их эффективность резко падает. При более сильных морозах нужно дополнительное отопление.

Скальная порода требует бурения скважины на достаточную глубину (100 – 200 метров) или нескольких таких скважин. В скважину опускается U-образный трубопровод с двумя пластиковыми трубками, составляющими контур. Трубки заполняются антифризом. По экологическим соображениям это 30 % раствор этилового спирта. Скважина заполняется грунтовыми водами естественным путём, и вода проводит тепло от камня к теплоносителю. При недостаточной длине скважины или попытке получить от грунта сверхрасчётную мощность, эта вода и даже антифриз могут замёрзнуть что и ограничивает максимальную тепловую мощность таких систем. Именно температура возвращаемого антифриза и служит одним из показателей для схемы автоматики. Ориентировочно на 1 погонный метр скважины приходится 50-60 Вт тепловой мощности. Таким образом, для установки теплового насоса производительностью 10 кВт необходима скважина глубиной около 170 м.

Самые эффективные но и самые дорогие схемы предусматривают отбор тепла от грунта, чья температура не меняется в течение года уже на глубине нескольких метров, что делает установку практически независимой от погоды. По данным 2006 года в Швеции полмиллиона установок, в Финляндии 50 000, в Норвегии устанавливалось в год 70 000. При использовании в качестве источника тепла энергии грунта трубопровод, в котором циркулирует антифриз, зарывают в землю на 30-50 см ниже уровня промерзания грунта в данном регионе. На практике – на глубине 0,7 – 1,2 метра. Минимальное рекомендуемое производителями расстояние между трубами коллектора – 1,5 метра, минимум – 1,2. Здесь не требуется бурение, но требуются более обширные земельные работы на большой площади, и трубопровод более подвержен риску повреждения. Эффективность такая же, как при отборе тепла из скважины. Специальной подготовки почвы не требуется. Но желательно использовать участок с влажным грунтом, если же он сухой, контур надо сделать длиннее. Ориентировочное значение тепловой мощности, приходящейся на 1 м трубопровода: в глине — 50-60 Вт, в песке — 30-40 Вт для умеренных широт, на севере значения меньше. Таким образом, для установки теплового насоса производительностью 10 кВт необходим земляной контур длиной 350—450 м, для укладки которого потребуется участок земли площадью около 400 м² (20х20 м).

8. Газоснабжение

8.1. Природный газ. Углеводородные газы

Доля природного газа в топливном балансе России составляет 60 %. Так как природный газ является высокоэффективным энергоносителем, в условиях экономического кризиса газификация может составить основу социально-экономического развития регионов России, обеспечить улучшение условий труда и быта населения, а также снижение загрязнения окружающей среды.

По сравнению с другими видами топлива природный газ имеет следующие преимущества:

- низкую себестоимость;
- высокую теплоту сгорания, обеспечивающую целесообразность транспортирования его по магистральным газопроводам на значительные расстояния;
- полное сгорание, облегчающее условия труда персонала, обслуживающего газовое оборудование и сети;
- отсутствие в его составе оксида углерода, что особенно важно при утечках газа, возникающих при газоснабжении коммунальных и бытовых потребителей;
- высокую жаропродуктивность (более 2000 °С);
- возможность автоматизации процессов горения и достижения высоких КПД.

Углеводородные газы состоят из простых углеводородных соединений, являющихся органическими веществами, содержащими в своем составе 2 химических элемента – углерод (С) и водород (Н). Углеводороды отличаются друг от друга количеством атомов углерода и водорода в молекуле, а также, характером связей между ними. Все углеводороды этого типа имеют формулу C_nH_{2n+2} и входят в гомологический ряд предельных углеводородов – соединений, в которых углерод до предела насыщен атомами водорода.

Самый простой углеводород, содержащий всего один атом углерода – метан (CH_4). Он является основным компонентом природного, а также, некоторых искусственных горючих газов. Следующий углеводород этого ряда – этан (C_2H_6) – имеет 2 атома углерода. Углеводород с тремя атомами углерода – пропан (C_3H_8), с четырьмя атомами углерода – бутан (C_4H_{10}). Их структурные формулы представлены на рис. 8.1.

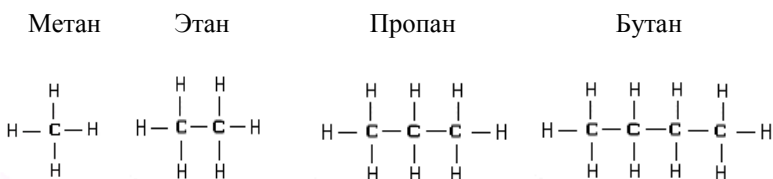


Рис. 8.1. Структурные формулы метана, этана, пропана и бутана

В промышленности и народном хозяйстве используются природные и искусственные газы.

К *природным* относят газы: добываемые из чисто газовых или газоконденсатных месторождений; попутные – нефтяные, получаемые непосредственно на промысле и нефтяные получаемые при крекинге – процессе на нефтеперерабатывающих заводах (НПЗ).

К *искусственным* относят газы, вырабатываемые на перерабатывающих заводах в процессе термической переработки жидких и твердых топлив, а также, выделяющиеся в качестве вторичных продуктов некоторых производств, например, в доменном процессе, при получении кокса и др. Качество газообразных углеводородов определяет наличие отдельных горючих и негорючих газов его составляющих и примесей.

Горючая часть газового топлива состоит из углеводородов, водорода и окиси углерода.

В негорючую часть входят углекислый газ, азот, кислород и гелий.

К *примесям* относятся сероводород, аммиак, цианистые соединения, водяные пары, нафталин, смолы и пыль.

Негорючие газы и примеси являются балластом газового топлива, и химического сырья, ухудшающие товарные теплофизические качества газа и эксплуатационные свойства оборудования транспортных систем.

Основной энергетической характеристикой газообразного топлива является удельная теплота сгорания. Под удельной теплотой сгорания понимают теплоту, выделяющуюся при полном сгорании единицы массы или объема газообразного топлива. При отнесении теплоты сгорания к единице объема газа, используют понятие нормального объема, определяемого при условиях $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P = 100000\text{ Па}$.

Удельная низшая теплота сгорания газа как смеси горючих и негорючих компонентов определяется по формуле:

$$Q_H^C = 357,97 \cdot CH_4 + 636,39 \cdot C_2H_6 + 912,72 \cdot C_3H_8 + 1189,05 \cdot C_4H_{10} + \\ + 1465,38 \cdot C_5H_{12} + 590,34 \cdot C_2H_4 + 858,29 \cdot C_3H_6 + 1134,62 \cdot C_4H_8 + \\ + 108,02 \cdot H_2 + 126,44 \cdot CO + 234,46 \cdot H_2S, \quad (8.1)$$

где 357,97; 636,39;...234,46 – низшая теплота сгорания 1% сухой массы соответственно метана, этана... сероводорода в процентах по объему, вторые множители – процентное содержание соответствующего газа.

8.2. Определение потребности в газе

Расчет годового расхода газа на бытовые, коммунальные и общественные нужды представляет собой сложную задачу, так как количество газа, расходуемого этими потребителями, зависит от большого числа факторов: газового оборудования, благоустройства и населенности квартир, оборудования городских учреждений и предприятий, степени обслуживания этими учреждениями и предприятиями, охвата потребителей централизованным горячим водоснабжением, климатических условий.

Большинство приведенных факторов не поддается точному учету, поэтому годовое потребление газа рассчитывается по средним нормам, разработанным в результате многолетнего опыта. Особенно трудно определить годовой расход газа квартирами, так как он зависит от наличия предприятий общественного питания, бань, прачечных и других учреждений, обслуживающих население. В годовых нормах расхода газа в квартирах учтено, что население частично питается в буфетах, столовых и ресторанах, а так же пользуется услугами коммунальных предприятий.

Нормирование расхода газа осуществляется установлением затрат тепла на выполнение тех или иных видов работ. На основании потребности в тепле и удельной теплоты сгорания поставляемого данным потребителям газа определяется годовой расход газа.

Годовое потребление газа городом, районом города или поселком ложится в основу проекта газоснабжения.

Все виды городского потребления газа можно сгруппировать следующим образом:

- 1) бытовое потребление газа (потребление газа в квартирах);
- 2) в коммунальных и общественных предприятиях;
- 3) на отопление, горячее водоснабжение и вентиляцию жилых и общественных зданий;
- 4) промышленное.

Бытовое потребление рассчитывается по формуле:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^n Q_I + \sum_{j=1}^n Q_J + \sum_{g=1}^n Q_g + \sum_{f=1}^n Q_f, \quad (8.2)$$

где $\sum Q_I$ - потребление газа на приготовление пищи в кварталах с центральным горячим водоснабжением от РГК, $\text{нм}^3/\text{год}$;

$\sum Q_J$ - потребление газа на приготовление пищи и горячей воды в кварталах с газовыми плитами и газовыми водонагревателями, $\text{нм}^3/\text{год}$;

$\sum Q_g$ - потребление газа на отопление, приготовление пищи и горячей воды в кварталах с отопительно-водогрейными котлами, газовыми плитами и газовыми водонагревателями, $\text{нм}^3/\text{год}$;

$\sum Q_f$ - потребление газа на стирку белья в домашних условиях, $\text{нм}^3/\text{год}$.

Бытовое потребление газа в жилых кварталах определяется по формуле:

$$\sum Q_i = \frac{g_i \sum N_i}{Q_n^c}, \quad (8.3)$$

где g_i – годовая норма потребления тепла на 1 человека в жилых кварталах на приготовление пищи, на приготовление пищи горячей воды, на приготовление пищи, горячей воды и отопление;

$\sum N_i$ – количество жителей в кварталах.

Годовое потребление газа коммунальными и общественными предприятиями рассчитывается по формуле:

$$Q_2 = Q_{\text{год}}^{\text{пр}} + Q_{\text{год}}^6 + Q_{\text{год}}^{\text{х.з.}}, \quad (8.4)$$

где $Q_{\text{год}}^{\text{пр}}$ - годовое потребление газа прачечными, $\text{нм}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{год}}^6$ - годовое потребление газа в банях, $\text{нм}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{год}}^{\text{х.з.}}$ - годовое потребление газа на хлебопекарных предприятиях, $\text{нм}^3/\text{год}$.

$$Q_3 = \frac{(Q_{\text{бн}} + Q_{\text{пк}} + Q_{\text{шк}} + Q_{\text{гс}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ну}}) \cdot P_{\eta}}{100\%}, \quad (8.5)$$

где P_{η} – процент охвата газификацией общественных зданий и сооружений;

$Q_{\text{бн}}$ – годовое потребление газа больницами, $\text{м}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{пк}}$ – годовое потребление газа поликлиниками, $\text{м}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{шк}}$ – годовое потребление газа школами, $\text{м}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{гс}}$ – годовое потребление газа гостиницами, $\text{м}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{ст}}$ – годовое потребление газа столовыми, $\text{м}^3/\text{год}$;

$Q_{\text{ну}}$ – годовое потребление газа неучтенными потребителями, $\text{м}^3/\text{год}$.

Годовое потребление газа на отопление и горячее водоснабжение централизованными тепловыми сетями рассчитывается по формуле:

$$Q_4 = Q_{\text{год}}^{\text{РГК}} = Q_{\text{от}} + Q_{\text{гвс}}, \quad (8.6)$$

где $Q_{\text{от}}$ – годовой расход газа на отопление;

$Q_{\text{гвс}}$ – годовой расход газа на горячее водоснабжение.

Годовой расход газа на отопление определяется по формуле:

$$Q_{\text{от}} = g_0 \cdot V_{\text{уд}} \cdot N \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{но}}^{\text{ср}}) \cdot 24 \cdot n_0 \cdot \frac{1 + k_1}{Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot \eta_{\text{к}}}, \quad (8.7)$$

где g_0 – удельная отопительная характеристика зданий;

$V_{\text{уд}}$ – удельная кубатура жилых зданий м^3 ;

N – число жителей в кварталах, получающих тепло и горячую воду от РГК;

$t_{\text{вн}}$ – температура воздуха внутри помещения, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{но}}^{\text{ср}}$ – средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $^{\circ}\text{C}$;

n_0 – продолжительность отопительного периода, сут;

k_1 – коэффициент, учитывающий расход газа на отопление;

$\eta_{\text{к}}$ – КПД котельной.

Годовой расход газа на горячее водоснабжение от РГК вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{гвс}} = \frac{g_{\text{гвс}} \cdot \sum N_i}{Q_{\text{н}}^{\text{с}}}, \quad (8.8)$$

где $g_{\text{гвс}}$ – годовая норма потребления газа на горячее водоснабжение от РГК;

$\sum N_I$ – общее число жителей в кварталах с централизованным ГВС.

Годовой расход газа промышленным производством определяется по формуле:

$$Q_{\text{год}}^{\text{пр}} = \frac{29330 \cdot P_{\text{пр}}^{\text{п}} \cdot b_{\text{пр}}^{\text{п}}}{Q_{\text{н}}^{\text{с}} \cdot k_m}, \quad (8.9)$$

где 29330 – теплота сгорания условного топлива, кДж/т;

$P_{\text{пр}}^{\text{п}}$ – производительность трехсменного производства, шт/час;

$b_{\text{пр}}^{\text{п}}$ – удельный расход условного топлива, т/т;

k_m – коэффициент часового максимума потребления газа.

Расчетные часовые расходы газа служат исходными данными для определения диаметров газопроводов, для выбора размеров и типов газовой арматуры, аппаратуры и оборудования:

$$Q_{\text{р}}^{\text{кв}} = (Q_1^{\text{кв}} + Q_3^{\text{кв}}) \cdot k_{\text{х.б}} + Q_{\text{инд}}^{\text{от}} \cdot k_{\text{от}}, \quad (8.10)$$

где $k_{\text{х.б}}$ – коэффициент часового максимального расхода газа на хозяйственно-бытовые нужды, вычисляется по формуле:

$$k_{\text{х.б}} = 1 / m_{\text{х.б}},$$

где $m_{\text{х.б}}$ – число часов использования максимального расхода газа на хозяйственно-бытовые нужды;

$$k_{\text{х.б}} = 1 / 1900; 1/\text{ч};$$

$k_{\text{от}}$ – коэффициент часового максимального расхода газа на отопление, вычисляется по формуле;

$$k_{\text{от}} = 1 / m_{\text{от}},$$

где $m_{\text{от}}$ – число часов использования максимального расхода газа на хозяйственно-бытовые нужды, вычисляется по формуле:

$$m_{\text{от}} = \frac{24 \cdot n_o (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о.}}^{\text{сп}})}{(t_{\text{вн}} - t_{\text{н.о.}})},$$

где $t_{\text{вн}}$ – температура внутри помещений,;

$t_{\text{н.о.}}$ – расчетная температура для проектирования отопления;

$t_{\text{н.о.}}^{\text{сп}}$ – средняя наружная температура за отопительный период,

n_o – продолжительность отопительного периода.

8.3. Газораспределительные сети. Классификация

В системах газоснабжения в зависимости от давления транспортируемого газа различают:

- 1) газопроводы высокого давления I категории (рабочее давление газа от 0,6 до 1,2 МПа);
- 2) газопроводы высокого давления II категории (рабочее давление газа от 0,3 до 0,6 МПа);
- 3) газопроводы среднего давления (рабочее давление газа от 0,005 до 0,3 МПа);
- 4) газопроводы низкого давления (рабочее давление газа до 0,005 МПа).

Газопровод является важным элементом системы газоснабжения, так как на его сооружение расходуется 70...80 % всех капитальных вложений. При этом от общей протяжённости распределительных газовых сетей 80 % приходится на газопроводы низкого давления и 20 % – на газопроводы среднего и высокого давлений.

Газопроводы низкого давления служат для подачи газа к жилым домам, общественным зданиям и коммунально-бытовым предприятиям.

Газопроводы среднего давления через газорегуляторные пункты (ГРП) снабжают газом газопроводы низкого давления, а также промышленные и коммунально-бытовые предприятия. По газопроводам высокого давления газ поступает через газораспределительные установки (ГРУ) на промышленные предприятия и газопроводы среднего давления. Связь между потребителями и газопроводами различных давлений осуществляется через ГРП и ГРУ и ГРШ, осуществляющих понижение давления до потребного пользователям.

В зависимости от расположения газопроводы делятся на наружные (уличные, внутриквартальные, дворовые, межцеховые) и внутренние (расположенные внутри зданий и помещений), а также на подземные (подводные) и надземные (надводные). В зависимости от назначения в системе газоснабжения газопроводы подразделяются на распределительные, газопроводы-вводы, вводные, продувочные, сбросные и межпоселковые.

Распределительными являются наружные газопроводы, обеспечивающие подачу газа от магистральных газопроводов до газопроводов-вводов, а также газопроводы высокого и среднего давлений, предназначенные для подачи газа к одному объекту.

Газопроводом-вводом считают участок от места присоединения к распределительному газопроводу до отключающего устройства на вводе.

Вводным газопроводом (газопровод-ввод) считают участок от отключающего устройства на вводе в здание до внутреннего газопровода.

Межпоселковыми являются распределительные газопроводы, проложенные между населенными пунктами и связывающие газопроводы различного назначения между собой.

Внутренним газопроводом считают участок от газопровода-ввода (вводного газопровода) до места подключения газового прибора или теплового агрегата.

В зависимости от материала труб газопроводы подразделяют на металлические (стальные, медные) и неметаллические (полиэтиленовые).

Различают также трубопроводы со сжиженным углеводородным газом (СУГ), а также сжиженным природным газом (СПГ), при криогенных температурах.

По принципу построения распределительные системы газопроводов делятся на кольцевые, тупиковые и смешанные. В тупиковых газовых сетях газ поступает потребителю в одном направлении, т.е. потребители имеют одностороннее питание.

В отличие от тупиковых кольцевые сети состоят из замкнутых контуров, в результате чего газ может поступать к потребителям по двум или нескольким линиям.

Надежность кольцевых сетей выше тупиковых. При проведении ремонтных работ на кольцевых сетях отключается только часть потребителей, присоединенных к данному участку.

В систему газоснабжения входят распределительные газопроводы всех давлений, газораспределительные станции (ГРС), газорегуляторные пункты и установки. Все элементы систем газоснабжения должны обеспечивать надежность и безопасность подачи газа потребителям.

В зависимости от числа ступеней и давления газа в газопроводах, системы газоснабжения городов и населенных пунктов делятся на одно-, двух-, трех- и многоступенчатые.

Одноступенчатые системы газоснабжения обеспечивают подачу газа потребителям по газопроводам только одного давления, как правило, низкого (рис. 8.2).

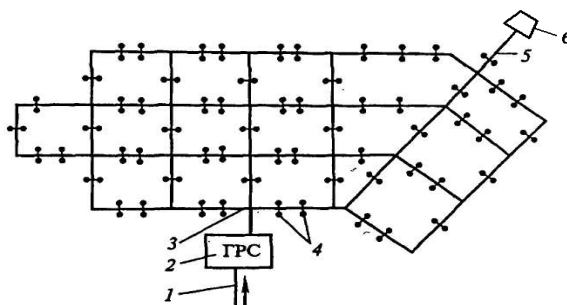


Рис. 8.2. Схема одноступенчатой системы распределения газа:
 1 – магистральный газопровод; 2 – газораспределительная станция; 3 – кольцевой газопровод; 4 – ответвления к потребителям; 5 – тупиковый газопровод;
 6 – индивидуальный потребитель газа

Двухступенчатые системы газоснабжения (рис. 8.3) обеспечивают распределение и подачу газа потребителям по газопроводам среднего и низкого или высокого и низкого давлений.

Трехступенчатая система газоснабжения позволяет осуществлять распределение и подачу газа потребителям по газопроводам низкого, среднего и высокого давлений.

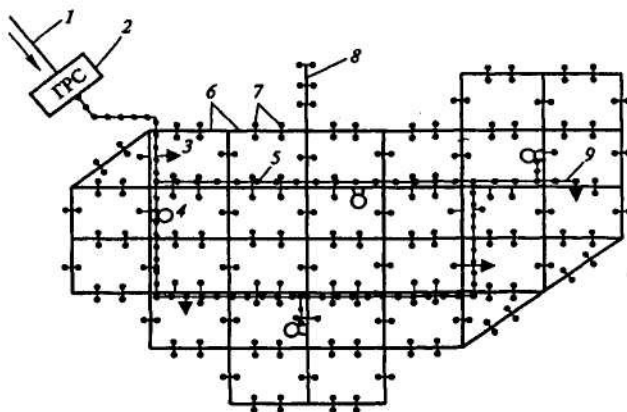


Рис. 8.3. Схема двухступенчатой системы распределения газа:
 1 – магистральный газопровод высокого давления; 2 – газораспределительная станция (ГРС); 3 – крупные потребители газа; 4 – городские газораспределительные пункты (ГРП), питающие газопроводы низкого давления; 5 – газопроводы высокого и среднего давлений; 6 – кольцевые газопроводы низкого давления; 7 – ответвления к потребителям; 8 – тупиковый газопровод низкого давления;
 9 – тупиковый газопровод среднего давления

Многоступенчатая система газоснабжения предусматривает распределение газа по газопроводам высокого I категории (до 1,2 МПа), высокого II категории (до 0,6 МПа), среднего (до 0,3 МПа) и низкого (до 0,005 МПа) давлений. Выбор системы газоснабжения зависит от характера планировки и плотности застройки населенного пункта.

8.4. Конструирование газораспределительных сетей

Система газоснабжения должна быть надежной и экономичной, что определяется правильным выбором трассы газопровода, который зависит от расстояния до потребителя, ширины проездов, вида дорожного покрытия, наличия вдоль трассы различных сооружений и препятствий, а также от рельефа местности.

Минимальная глубина заложения газопроводов должна быть не менее 0,8 м. В местах, где не предусматривается движение транспорта, глубина заложения газопровода может составлять 0,6 м.

Расстояние от газопровода до наружной стены колодцев и камер подземных сооружений должно быть не менее 0,3 м.

Допускается укладка двух и более газопроводов в одной траншее на одном или разных уровнях. При этом расстояние между газопроводами в свету должно быть достаточным для их монтажа и ремонта.

Расстояние по вертикали между подземными газопроводами всех давлений и другими подземными сооружениями и коммуникациями должно составлять:

- при пересечении водопровода, канализации, водостока, каналов телефонных и теплосети – не менее 0,2 м;
- электрокабелей и телефонных бронированных кабелей – не менее 0,5 м;
- электрокабелей маслонаполненных (на 110...220 кВ) – не менее 1,0 м.

Допускается уменьшать расстояние между газопроводом и электрокабелем при прокладке их в футлярах. При этом концы футляра электрокабеля должны выходить на 1 м по обе стороны от стенок пересекаемого газопровода.

При пересечении каналов теплосети, коллекторов, туннелей, каналов с переходом над или под ними следует предусматривать прокладку газопровода в футляре, выходящем на 2 м в обе стороны от наружных стенок пересекаемых сооружений, а также проверку физическими методами контроля всех сварных стыков в пределах пересе-

чения и на расстоянии 5 м в стороны от наружных стенок этих сооружений.

Запорную арматуру и конденсатосборники на газопроводах устанавливают на расстоянии не менее 2 м от края пересекаемой коммуникационной системы или сооружения.

Газопроводы в местах прохода через наружные стены зданий заключают в футляры диаметром не менее чем на 100...200 мм больше диаметра газопровода.

При строительстве распределительных газопроводов применяют, как правило, стальные трубы. В последнее время для подземных газопроводов широко используют полиэтиленовые и винипластовые трубы.

При строительстве систем газоснабжения используют стальные прямошовные, спиральношовные и бесшовные трубы, изготовленные из хорошо сваривающейся стали, содержащей не более 0,25 % углерода, 0,056 % серы и 0,046 % фосфора.

Для подземных и наземных газопроводов используют трубы с толщиной стенки не менее 3 мм, а для наружных надземных и наземных газопроводов – не менее 2 мм.

Соединяются стальные трубы сваркой, при этом сварочное соединение должно быть равнопрочным с основным металлом труб. Трубы стальные завод-изготовитель поставляет длиной от 4 до 12 м. Импульсные трубки для присоединения контрольно-измерительных приборов и приборов автоматики изготавливаются из стальных труб, рассчитанных на соответствующие давления. Однако для их подключения допускается применять медные, круглые, тянутые и холоднокатаные трубы общего назначения.

При эксплуатации установок, использующих газовое топливо, применяют гибкие газопроводы, например на газонаполнительных станциях (ГНС), при сливе газа из железнодорожных цистерн, наполнении газом автоцистерн, сливе газа в групповые резервуарные установки, применяют иногда для подключения газовых плит. В отличие от стальных газопроводов, резиновые и резинотканевые рукава обеспечивают безаварийную работу на более короткий срок, так как с течением времени физические и механические свойства резины и ткани изменяются, причем такое свойство резины, как эластичность, может быть полностью утрачено.

Резиновые и резинотканевые рукава должны иметь на обоих концах специальные приспособления для присоединения к трубопроводам и штуцерам сосудов и аппаратов.

Для распределительных газовых систем широко применяют стали обычного качества (поделочные стали) – стали Ст2, Ст3 и Ст4, на ответственных участках трассы – сталь 10 и сталь 20.

Для строительства магистральных газопроводов широко применяют низколегированные стали, например 17 ГС и 17 Г1С. Для трубопроводов сжиженного природного газа используют высоколегированные никелем (Ni) стали аустенитного класса, например, X18H9T или X18H10T.

Для строительства подземных газопроводов в настоящее время применяются полиэтиленовые трубы, которые имеют ряд преимуществ по сравнению со стальными:

- высокую коррозионную стойкость почти во всех кислотах (кроме органических) и щелочах, что исключает необходимость изоляции их и использования электрохимической защиты;
- незначительную массу, что обеспечивает снижение транспортных расходов, а также трудозатрат при их монтаже;
- повышенную пропускную способность (приблизительно на 20 %) благодаря гладкости их поверхности (эквивалентная шероховатость стенки стальной трубы равна 0,01 см, а полиэтиленовой – 0,002);
- достаточно высокую прочность при достаточных эластичности и гибкости.

К недостаткам полиэтиленовых труб следует отнести: горючесть, повышенную окисляемость при нагревании, деструкцию материала при температурах выше 30 °С, изменение свойств под воздействием прямых солнечных лучей, высокий коэффициент линейного расширения (при 20...30 °С $k = 0,000221$ °С), усталостные процессы (релаксационное разуплотнение), возможность накопления статического электричества в теле трубопровода.

Применение длинномерных полиэтиленовых труб, заметно снижает по сравнению с использованием мерных труб число сварных соединений, т. е. позволяет сокращать время монтажа. В настоящее время получили распространение два способа соединения полиэтиленовых труб: сварка встык с помощью электронагревательного инструмента и посредством использования муфт с закладными электронагревательными спиралями. Второй способ сварки надежнее первого, однако, высокая стоимость муфт с термоэлементами делает его экономически невыгодным для соединения полиэтиленовых труб мерной длины, в частности для труб диаметром свыше 200 мм, которые выпускаются только отрезками.

При строительстве газопроводов из полиэтиленовых труб значительно сокращаются объем земляных работ и продолжительность строительства, так как трубопровод разматывается с барабана и укладывается непосредственно в траншею.

Гибкость и эластичность полиэтилена позволяют применять трубы из него при прокладке газопроводов методом направленного бурения, т. е. когда возможны изменения направления трассы и ее изгибы большого радиуса. Способность полиэтиленовых труб удлиняться под нагрузкой (относительное удлинение при разрыве составляет не менее 350 %) обеспечивает возможность их использования в неустойчивых грунтах, т. е. в районах, подверженных сейсмической опасности, и в проседающих горных породах, а также в пучинистых грунтах.

Компенсация линейных изменений, осуществляется за счет:

а) самокомпенсации, т.е. использовании поперечной гибкости труб и неровности рельефа местности;

б) самокомпенсирующегося трубопровода, цилиндрическая часть которого выполнена в виде спиральношовной трубы с винтовыми гофрами;

в) применения гнутых (гибких) компенсаторов (Г, П, Ω, Z, V-образных);

г) применения осевых (одностороннего и двухстороннего действия) компенсаторов.

8.5. Регулирование давления в сетях газоснабжения и учет потребления газа

Регуляторы давления предназначены для снижения давления газа и поддержания его на заданном уровне и являются связующим звеном между сетями высокого, среднего и низкого давления. Регуляторы давления устанавливают на распределительных газопроводах в газорегуляторных пунктах, на газораспределительных и газгольдерных станциях, а также у коммунально-бытовых и промышленных потребителей и перед отдельными газопотребляющими установками. По принципу действия различают регуляторы прямого и непрямого действия. В регуляторах прямого действия изменение конечного (выходного) давления создает усилие, необходимое для осуществления регулирования его величины (рис. 8.4). Основными элементами этого регулятора являются корпус 1, клапан 8 и рабочая мембрана 5. Под действием груза 3 и собственного веса мембрана вместе с клапаном опускается вниз и образует отверстие для прохода газа, в результате чего после регуля-

тора (клапана) постепенно повышается давление. Это давление по соединительной трубке 6 передается в подмембранное пространство 2 и оказывает на мембрану действие, обратное действию веса груза и клапана. Мембрана с клапаном опускается до тех пор, пока после регулятора не создается давление, способное уравновесить заданную нагрузку.

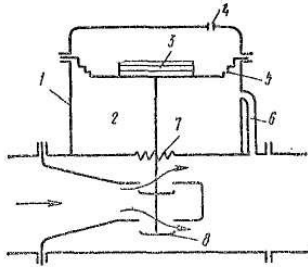


Рис. 8.4. Схема регулятора давления прямого действия:

- 1 – корпус регулятора; 2 – подмембранное пространство; 3 – груз;
4 – дыхательное отверстие; 5 – мембрана (рабочая); 6 – соединительная трубка;
7 – мембрана малая (диафрагма); 8 – клапан

При дальнейшем повышении давления за регулятором давление газа начинает преодолевать нагрузку, мембрана поднимается вверх и уменьшает величину открытия клапана. При понижении давления за регулятором, наоборот, мембрана с клапаном начинает опускаться вниз, за счет чего увеличивается проходное отверстие, а вместе с тем увеличивается расход газа и повышается давление. Таким образом, изменение выходного давления передается на мембрану, которая, опускаясь или поднимаясь, больше или меньше открывает проходное отверстие клапана и регулирует выходное давление. Практически давление после регулятора остается постоянным независимо от расхода газа. Колебание регулируемого давления не должно превышать 10% номинальной величины независимо от расхода газа.

Регуляторы давления должны удовлетворять следующим требованиям: а) процесс регулирования должен быть устойчивым; б) неравномерность регулирования (т. е. отношение разности между максимальным и минимальным значениями конечного давления к среднему) не должна превышать определенной величины; в) регулятор должен быть надежным, простым и удобным для обслуживания.

Регуляторы давления выбирают исходя из максимального расчетного расхода газа потребителями и допустимого перепада давления при редуцировании. Пропускную способность регулятора рекомендуется принимать на 15–20 % больше максимального расчетного расхода газа. Необходимо также, чтобы регулятор обеспечивал заданное регулирование давления при малых (минимальных) расходах. Это требование особенно важно для газоснабжения бытовых потребителей, у которых расход газа резко изменяется во времени.

Основное назначение газораспределительных пунктов (ГРП) и газораспределительных шкафов (ГРШ) – снижение давления газа и поддержание его постоянным независимо от изменения входного давления и расхода газа потребителями.

В состав технологического оборудования регуляторных пунктов входят следующие элементы:

- регулятор давления, понижающий или поддерживающий постоянным давление газа независимо от его расхода; предохранительный запорный клапан (ПЗК), прекращающий подачу газа при повышении или понижении его давления после регулятора сверх заданных значений;
- предохранительное сбросное устройство, предназначенное для сброса излишков газа, чтобы давление не превысило заданное в схеме регуляторного пункта;
- фильтр газа, служащий для его очистки от механических примесей;
- контрольно-измерительные приборы (КИП), которые фиксируют: давление газа до и после регулятора, а также на обводном газопроводе (манометр); перепад давлений на фильтре, позволяющий судить о степени его загрязненности (дифманометр); расход газа (расходомер); температуру газа перед расходомером (термометр).

Принципиальная схема одноступенчатого ГРП (ГРУ), (одна технологическая линия и одна резервная линия – байпас), приведена на рис. 8.5.

Она включает в себя входной газопровод 1, задвижки 2, фильтр 3, предохранительный клапан 4, регулятор давления 5, выходной газопровод 6, манометры 7. Газ, поступающий на ГРП, сначала очищается в фильтре 3 от механических примесей. Затем проходит через предохранительный клапан 4, который служит для автоматического перекрытия трубопровода в случае повышения выходного давления сверх заданного, что свидетельствует о неисправности регулятора давления

5. Контроль за работой регулятора 5 ведется также с помощью манометров 7.

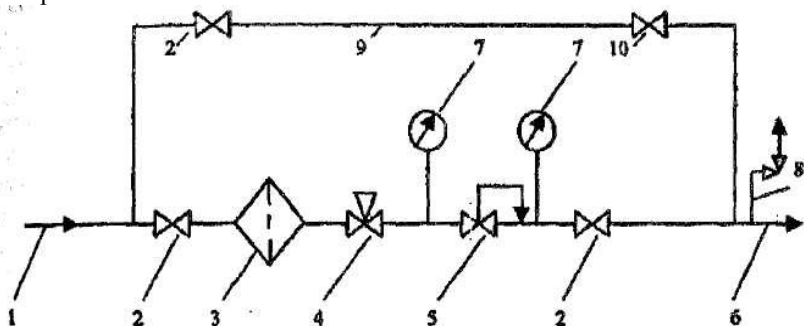


Рис. 8.5. Схема ГРП:

1 – входной газопровод; 2 – отключающие устройства; 3 – фильтр;
4 – предохранительный запорный клапан; 5 – регулятор давления после себя;
6 – выходной газопровод; 7 – манометр; 8 – предохранительный сбросной клапан; 9 – байпас; 10 – регулирующая задвижка на байпасе

Некоторые ГРП оборудуются приборами для измерения количества газа: диафрагмами в комплекте с дифференциальными манометрами или ротационными счетчиками.

Приборы, измеряющие расход вещества, называются расходомерами, а измеряющий массу и объем вещества, – счетчиком. Прибор, позволяющий одновременно измерять расход и количество вещества, называется расходомером со счетчиком.

Устройство, воспринимающее измеряемый расход (диафрагма) и преобразующее его в другую величину (перепад давлений), удобную для измерения, называют преобразователем расхода.

Количество вещества измеряют в единицах массы (т, кг, г) или в единицах объема (м^3 , см^3 , л). Расход измеряют в единицах массы или объема, отнесенных к единицам времени (кг/ч , $\text{м}^3/\text{ч}$).

Расход характеризует мощность системы, например газопровода. На практике для расчета между поставщиками и потребителями важно знать не только расход газа, подаваемого к потребителю, но и количество газа, поданного за определенный промежуток времени (сутки, месяц, год).

Так как объем измеряется счетчиком при текущих значениях рабочей температуры, давления и плотности газа, необходимо измеренную величину привести к единому постоянному физическому параметру (стандартным или нормальным физическим условиям).

Нормальные физические условия: давление – 101325 Па, температура – 273,15 К (0°C).

Стандартные условия: давление – 101325 Па, температура – 293,1 К (20 °C).

Если в газопроводе на пути потока газа установить сужающее устройство – диафрагму, то площадь поперечного сечения газового потока в этом месте уменьшится, а его средняя скорость увеличится за счет перехода части потенциальной энергии давления в кинетическую.

В результате статическое давление в узком сечении окажется меньше статического давления перед сужающим устройством. Чем больше расход газа, тем больше будет разность этих давлений. Следовательно, измеряя образовавшийся перепад давлений, можно узнать расход газа.

Счетчик типа РГ состоит из измерителя, счетного механизма и дифференциального манометра.

В чугунном корпусе измерителя расточены два полуцилиндра, в каждом из которых размещен ротор, имеющий форму восьмерки. Расположение роторов – взаимно-перпендикулярное. На шейках роторов смонтированы шестерни. Эти шестерни, находясь во взаимном зацеплении, обеспечивают синхронное вращение роторов в противоположных направлениях.

В боковых стенках корпуса смонтированы подшипники-опоры для роторов. Газ поступает в счетчик через верхний патрубок и выходит через нижний. Давление газа на выходе всегда меньше, чем на входе. Этот перепад давлений расходуется на вращение роторов. За один полный оборот роторов дважды происходит наполнение газом пространства между ними и стенками корпуса (на рисунке условно отмечено точками), являющегося измерительным объёмом, и дважды происходит выталкивание этого объема газа через нижний патрубок. Число оборотов фиксирует счетный механизм, имеющий окошко для снятия значений объема газа, пропущенного через счетчик.

Ротационные счетчики барабанного типа являются высокоточными, на изменение их показания трудно повлиять, но применяются они преимущественно при больших расходах газа. В настоящее время созданы и другие конструкции газовых счетчиков, чувствительным элементом которых является, например, вибрирующая мембрана, определяющая расход газа.

8.6. Газодинамический расчет сетей газоснабжения

При проектировании трубопроводов для транспорта газа выбор типоразмеров труб осуществляется на основании их газодинамического расчета, имеющего цель определить внутренний диаметр газопровода для пропуска необходимого количества газа при допустимых для конкретных условий потерях давления или, наоборот, потери давления при транспорте необходимого количества газа по газопроводу заданного диаметра.

При выборе системы газоснабжения района газификации следует учитывать то, что трасса газопровода должна размещаться на расстояниях, определяемых СНИП, от линии застройки, трамвайных путей, подземных инженерных коммуникаций и других сооружений, поэтому необходимо прокладывать ее не по основным магистральным улицам города, а по улицам с меньшим количеством инженерных коммуникаций.

При разработке схемы газоснабжения очень важно определить оптимальное число ГРП и правильно разместить их на территории района газификации.

Увеличение числа ГРП уменьшает радиус действия каждого из них и, следовательно, уменьшает диаметры газопроводов после ГРП и металлоемкость сети низкого давления, но это приводит к удорожанию системы за счет стоимости самих ГРП.

Приближенное общее число ГРП рассчитывается по формуле:

$$n = F/2R^2, \quad (8.11)$$

где F – газифицированная площадь, км²;

R – оптимальный радиус действия ГРП, км.

Оптимальный радиус действия ГРП принимают равным $R = 0,5 \dots 1$ км.

Перед определением среднего гидравлического уклона необходимо выделить основные питающие контуры сети низкого давления, а затем вычислить средние гидравлические уклоны основных питающих контуров по формуле:

$$\Delta P_{\text{гв}}^{\text{ср}} = 0,9 \cdot \Delta P_{\text{р}} / L_{\text{пк}}, \quad (8.12)$$

где 0,9 – доля расчетного перепада, теряемого на трение;

$\Delta P_{\text{р}}$ – перепад давления от ГРП до потребителя, $\Delta P_{\text{р}} = 1200$ Па;

$L_{\text{пк}}$ – длина питающего контура – расстояние от ГРП до наиболее удаленного потребителя, м.

На основании определенного гидравлического уклона определяется диаметр первого по контуру от ГРП газопровода. Затем определяем давление в конце рассчитываемого участка питающего контура.

9. Указания к выполнению РГЗ

«Отопление и вентиляция жилого дома»

Цель выполнения РГЗ – закрепить, систематизировать, расширить и углубить теоретический материал, полученный при изучении лекционного курса «Теплогазоснабжение и вентиляция», совершенствовать практические навыки по самостоятельному решению инженерных вопросов при проектировании систем отопления, вентиляции и теплоснабжения жилых зданий. Расчет системы отопления выполняется на примере двух смежных комнат, одна из которых является угловой на всех этажах здания, расчет системы вентиляции делается для одной вентиляционной шахты выбранной квартиры.

Исходные данные

Данные для выполнения курсового проекта выдаются преподавателем в соответствии с табл. 1, 2 приложения 1. Варианты секции поэтажных планов и ограждающих конструкций приведены в приложениях 2 и 3.

Необходимо учитывать следующее: планировка этажей зданий однотипная; количество секций здания – 2 (вторую считать зеркально отображенной заданной); подвал неэксплуатируемый, расположен под всем зданием, чердак теплый.

Проектирование систем отопления и вентиляции производится согласно СНиП 23-01-99*, СНиП 23-02-2003, СНиП 31-01-2003, СНиП 41-01-2003, СП 23-101-2004, СП 41-101-95.

Содержание и объем расчетно-пояснительной записки и графических материалов

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

- Введение
- Задание на проектирование
- Теплотехнический расчет наружных ограждений
- Расчет теплопотерь через наружные ограждения
- Общее описание проектируемой системы отопления с обоснованием выбранной схемы отопления, вида и параметров теплоносителя
- Расчет поверхности нагрева и подбор нагревательных приборов
- Гидравлический расчет трубопроводов системы отопления

- Расчет и подбор оборудования теплового пункта здания
- Проектирование и расчет систем вентиляции
- Выбор схемы вентиляции и конструктивные указания
- Расчет воздухообмена
- Расчет воздуховодов
- Библиографический список

Графическая часть РГЗ (1 лист формата А1) содержит:

- план типового этажа здания с нанесением элементов систем отопления и вентиляции (М 1:100);
- совмещенный план (при необходимости) чердака и подвала с нанесением магистралей и стояков системы отопления и элементов системы вентиляции (М 1:100);
- аксонометрическую схему системы отопления;
- схему индивидуального теплового пункта;
- аксонометрическую схему одной системы вентиляции.

Графическую часть проекта следует выполнять в соответствии с правилами ЕСКД, придерживаясь требований ГОСТ 21.205-93, ГОСТ 21.206-93, ГОСТ 21.602-2003.

9.1. Определение параметров микроклимата в помещениях здания

Параметры микроклимата в помещениях жилых многоквартирных зданий регулируются рядом нормативных документов [1 – 4]. К нормируемым параметрам относят температуру воздуха, результирующую температуру в помещении, влажность воздуха, скорость движения воздуха (подвижность), содержание вредных веществ в воздухе жилого помещения.

При установлении нормируемых значений параметров микроклимата в помещениях жилых зданий следует принимать оптимальные параметры микроклимата.

В соответствии с [1] параметры микроклимата принимаются:

а) в холодный период года в обслуживаемой зоне жилых помещений температуру воздуха - минимальную из оптимальных температур; при согласовании с органами Госсанэпиднадзора России и по заданию заказчика допускается принимать температуру воздуха в пределах допустимых норм;

б) в холодный период года в обслуживаемой или рабочей зоне жилых зданий (кроме жилых помещений), общественных, административно-бытовых и производственных помещений температуру воздуха -

минимальную из допустимых температур при отсутствии избытков явной теплоты (далее - теплоты) в помещениях; экономически целесообразную температуру воздуха в пределах допустимых норм в помещениях с избытками теплоты.

в) для теплого периода года в помещениях с избытками теплоты - температуру воздуха в пределах допустимых температур, но не более чем на 3 °С для общественных и административно-бытовых помещений и не более чем на 4 °С для производственных помещений выше расчетной температуры наружного воздуха (по параметрам А) и не более максимально допустимых температур по приложению В [1], а при отсутствии избытков теплоты - температуру воздуха в пределах допустимых температур, равную температуре наружного воздуха (по параметрам А), но не менее минимально допустимых температур по приложению В [1];

г) скорость движения воздуха - в пределах допустимых норм;

д) относительная влажность воздуха при отсутствии специальных требований не нормируется.

В теплый период года метеорологические условия не нормируются в помещениях:

а) жилых зданий;

б) общественных, административно-бытовых и производственных в периоды, когда они не используются и в нерабочее время;

Для рассчитываемого в настоящей работе здания параметры микроклимата в помещениях принимаются согласно приложению 4 в зависимости от региона строительства.

Принятые параметры микроклимата сводятся в таблице расчета теплопотерь здания.

9.2. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций

Теплотехнический расчет ограждающих конструкций производится с целью определения нормируемой величины термического сопротивления и нахождения фактических величин термического сопротивления ограждений.

В зимних условиях, для которых характерны устойчивые температуры наружного воздуха и постоянство температуры внутреннего воздуха, обеспечиваемого работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования, процесс теплопередачи через наружные ограждения можно считать стационарным. Поэтому в зимнее время теплозащитные качества ограждения характеризуются величиной сопротивления

теплопередаче R_0 , $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$, рассчитываемой для условий стационарного режима.

Сопrotивление теплопередаче многослойной, омываемой воздухом, строительной конструкции определяется по формуле:

$$R_0 = R_{\text{int}} + \sum R_i + R_{\text{ext}} = 1/\alpha_{\text{int}} + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_{\text{ext}}, \quad (9.1)$$

где R_{int} – сопротивление теплоотдаче внутренней поверхности, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$,

$\sum R_i$ – термическое сопротивление ограждающей конструкции с последовательно расположенными однородными слоями, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$,

R_{ext} – сопротивление теплоотдаче наружной поверхности, $\text{м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$,

α_{int} , α_{ext} – коэффициент теплоотдачи внутренней и наружной поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, принимается согласно табл. 1 и 2 прил. 2,

δ_i – толщина i -го слоя ограждения, м,

λ_i – коэффициент теплопроводности материала слоя, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, принимается по табл. 6 приложения 5 в зависимости от условий эксплуатации ограждающей конструкции.

В [5] устанавливаются требования к тепловой защите зданий в целях обеспечения оптимальных санитарно-гигиенических параметров микроклимата помещений и экономии энергии при долговечности ограждающих конструкций зданий и сооружений.

Величина градусо-суток отопительного периода D_d , $^{\circ}\text{C}\cdot\text{сут}$ определяется для региона строительства по формуле:

$$D_d = (t_{\text{int}} - t_{\text{ht}}) z_{\text{ht}}, \quad (9.2)$$

где t_{int} – расчетная средняя температура внутреннего воздуха здания, принимаемая для расчета ограждающих конструкций жилых зданий как минимальное значение оптимальной температуры,

t_{ht} – средняя температура наружного воздуха в отопительный период (при температуре наружного воздуха ниже 8°C), принимается по табл. 2 прилож. 1,

z_{ht} – продолжительность отопительного периода, сут, принимается по табл. 2 прилож. 1.

Величина нормируемого сопротивления теплопередаче R_{req} принимается по табл. 3 прилож. 5.

Величина требуемого сопротивления теплопередаче по санитарно-гигиеническим показателям определяется как обеспечивающая допустимый перепад температур внутренней поверхности ограждения и расчетной внутреннего воздуха. Выражая величину требуемого термического сопротивления ограждения, получим:

$$R'_{req} = \frac{n(t_{int} - t_{ext})}{\Delta t_0 \alpha_{int}}, \quad (9.3)$$

где n – коэффициент, учитывающий положение ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху, принимается по табл. 4 приложения 5.

Δt_0 – нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, принимается по табл. 5 приложения 5.

t_{ext} – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года, принимаемая равной температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92.

Нормируемое сопротивление теплопередаче наружных стен рассчитывается для фасада здания или для одного промежуточного этажа, если конструкция ограждения по высоте здания однотипная.

Для определения нормируемого сопротивления теплопередаче внутренних ограждающих конструкций при разности расчетных температур воздуха между помещениями 6 °С и выше в формуле (9.3) следует принимать $n = 1$ и вместо t_{ext} – расчетную температуру воздуха более холодного помещения.

Для теплых чердаков и техподполий, а также в неотапливаемых лестничных клетках жилых зданий с применением квартирной системы теплоснабжения расчетную температуру воздуха в этих помещениях следует принимать по расчету теплового баланса, но не менее 2 °С для техподполий и 5 °С для неотапливаемых лестничных клеток.

В качестве критерия оценки теплозащитных свойств ограждения принимается максимальное значение из требуемых сопротивлений теплопередаче по энергосберегающим R_{req} и санитарно-гигиеническим R'_{req} требованиям.

Задачей теплотехнического расчета ограждений в данной работе является определение толщины слоя утеплителя, при которой проектируемое ограждение удовлетворяет требованиям тепловой защиты:

$$R_0^{req} \geq \max [R_{req}, R'_{req}]. \quad (9.4)$$

Предлагаемая конструкция наружной стены здания представлена на рис. 9.1. Наружная стена состоит из 4 слоев, в результате расчета необходимо определить толщину слоя утеплителя δ_2 , м, с известным коэффициентом теплопроводности λ_2 , коэффициенты теплопроводности λ_i и толщины остальных слоев δ_i также известны.

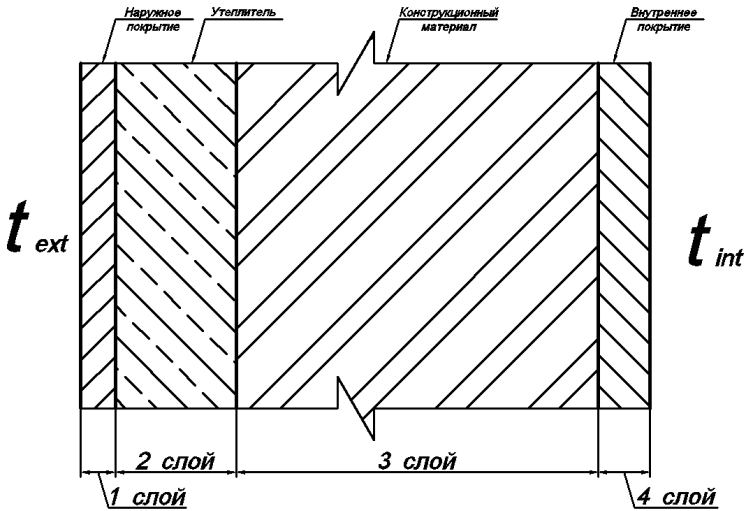


Рис. 9.1. Конструкция наружной стены

Термическое сопротивление такой конструкции будет равно:

$$R_0^{cm} = \frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{ext}}, \quad (9.5)$$

где $\alpha_{int} = 8,7$, $\alpha_{ext} = 23$.

Выражая неизвестную толщину утеплителя из (3.5) получим:

$$\delta_2 = \left(R_0^{req(ст)} - \left(\frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{ext}} \right) \right) \lambda_2. \quad (9.6)$$

Округлим полученную толщину утеплителя δ_2 в большую сторону кратно 5 мм и вычислим фактическое термическое сопротивление наружной стены R_0^{cm} по формуле (9.5).

Предлагаемая конструкция перекрытия чердака представлена на рис. 9.2. Перекрытие состоит из 3 слоев, в результате расчета необхо-

дим определить толщину слоя утеплителя δ_2 , м, с известным коэффициентом теплопроводности λ_2 , коэффициенты теплопроводности λ_i и толщины остальных слоев δ_i также известны.

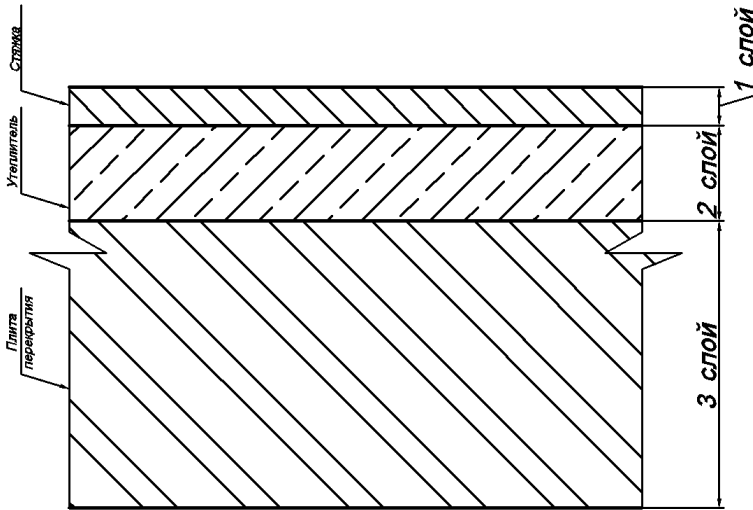


Рис. 9.2. Конструкция перекрытия чердака

Термическое сопротивление такой конструкции будет равно:

$$R_0'' = \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}}, \quad (9.7)$$

где $\alpha_{\text{int}} = 8,7$; $\alpha_{\text{ext}} = 12$.

Выражая неизвестную толщину утеплителя из (9.7) получим:

$$\delta_2 = \left(R_0^{\text{req}(\text{ч})} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} \right) \right) \lambda_2. \quad (9.8)$$

Округлим полученную толщину утеплителя δ_2 в большую сторону кратно 5 мм и вычислим фактическое термическое сопротивление перекрытия чердака $R_0^{\text{чер}}$ по формуле (9.7).

Предлагаемая конструкция пола первого этажа здания представлена на рис. 9.3. Перекрытие пола состоит из 4 слоев, в результате расчета необходимо определить толщину слоя утеплителя δ_3 , м, с извест-

ным коэффициентом теплопроводности λ_3 , коэффициенты теплопроводности λ_i и толщины остальных слоев δ_i также известны.

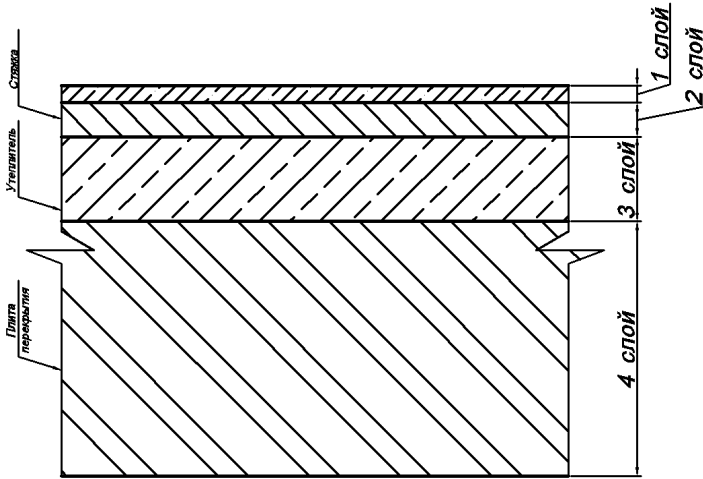


Рис. 9.3. Конструкция пола

Термическое сопротивление такой конструкции будет равно:

$$R_0^{пол} = \frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{ext}}, \quad (9.9)$$

где $\alpha_{int} = 8,7$; $\alpha_{ext} = 17$.

Выражая неизвестную толщину утеплителя из (3.9) получим:

$$\delta_3 = \left(R_0^{req(пол)} - \left(\frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{ext}} \right) \right) \lambda_3. \quad (9.10)$$

Округлим полученную толщину утеплителя δ_3 в большую сторону кратно 5 мм и вычислим фактическое термическое сопротивление пола первого этажа $R_0^{пол}$ по формуле (9.9).

9.3. Расчет теплотерь помещений

Целью расчета теплотерь в помещениях является определение количества передаваемой в окружающую среду теплоты, которую необходимо компенсировать теплоотдачей отопительных приборов. В жилых зданиях, согласно [1], следует учитывать потери теплоты через ограждающие конструкции; расход теплоты на нагревание инфльт-

рующегося наружного воздуха; тепловой поток, регулярно поступающий от электрических приборов, освещения, людей и других источников.

Потери теплоты через ограждающие конструкции обусловлены теплопередачей через ограждения здания в связи с разностью температур по разные стороны ограждения. Потери теплоты через внутренние ограждающие конструкции помещений учитываются, если разность температур воздуха в этих помещениях более 3 °С.

Теплопотери рассчитывают поэтажно для всех отапливаемых помещений здания. Результаты расчетов сводятся в стандартный бланк расчета теплопотерь (табл.4.1).

Прежде чем приступить к расчету теплопотерь, необходимо вычертить поэтажные планы здания в масштабе 1:100; толщина наружных ограждений должна быть вычерчена в масштабе в соответствии с теплотехническим расчетом.

На планах здания все отапливаемые помещения нумеруем поэтажно по ходу часовой стрелки, начиная с помещения, расположенного в верхнем левом углу плана здания. Первая цифра соответствует номеру этажа, две последующие – номеру помещения, например, для первого этажа – 101, 102, 103 и т.д.; для второго этажа – 201, 202, 203 и т.д. Лестничные клетки обозначаем буквами ЛК. Результаты расчета теплопотерь сводятся в табл. 9.1.

Определяющей величиной для расчета теплопотерь через ограждения является площадь ограждения, участвующая в теплообмене. Объем ограждений зданий осуществляется в соответствии со следующими рекомендациями [7, 8, 9] (дополнительно рис. 9.4).

Высота стен первого этажа, расположенного над неотапливаемым подвалом или подпольем, определяется нижней поверхности перекрытия подвала или подполья до поверхности пола второго этажа. Высота стен средних этажей – от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа. Высота стен верхнего этажа – от поверхности пола до верха утепляющего слоя чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия.

Длину наружных стен угловых помещений измеряют от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен, длину наружных стен неугловых помещений – между осями стен. Длину внутренних стен определяют от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

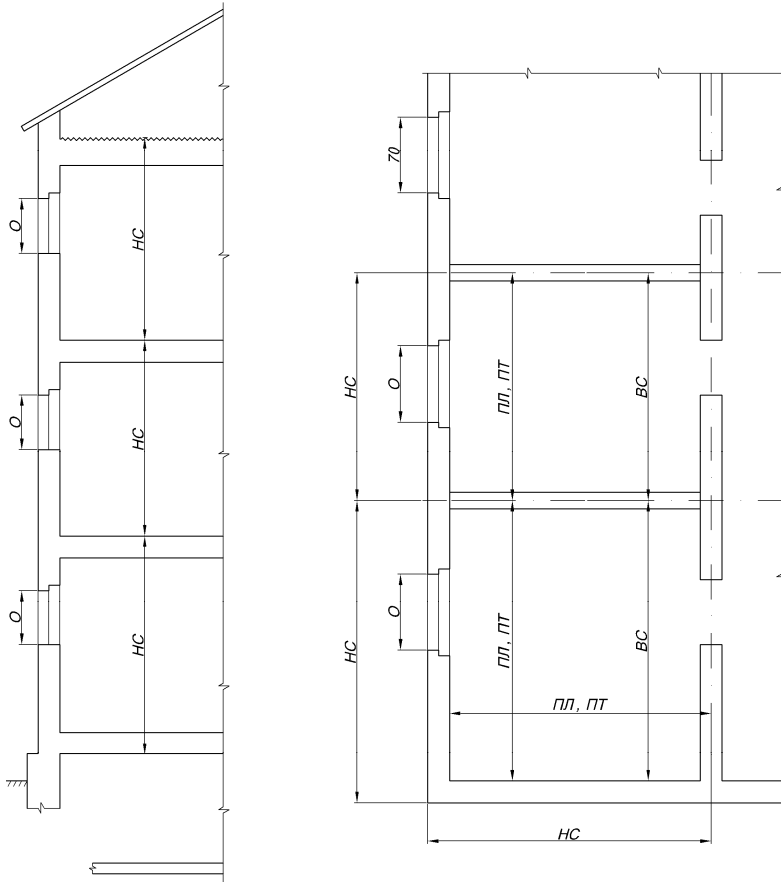


Рис. 9.4. Определение размеров наружных поверхностей здания для определения теплотерь:

НС – наружных стен; ВС – внутренних стен; ПЛ – пола; ПТ – потолка; О – окон

Поверхность окон и дверей измеряется по наименьшим размерам строительных проемов в свету.

Поверхности полов и потолков измеряют от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен.

Основные теплотери через ограждения определяют по формуле:

$$Q_m = K \cdot A(t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})n, \quad (9.11)$$

где K – коэффициент теплопередачи ограждения $K=1/R$, Вт/(м²·К);

A – площадь ограждения, м²;

Полученные теплопотери через наружные стены и пол для первого этажа, наружные стены для средних этажей, наружные стены и потолки для верхнего этажа заносят в табл. 9.1.

Для учета ориентации ограждения при расчете теплопотерь их увеличивают на значение дополнительных потерь тепла.

Дополнительные теплопотери, определяемые ориентацией ограждения по сторонам света определяют по формуле:

$$Q_{\text{д.ор.}} = \beta_{\text{д.ор.}} Q_m, \quad (9.12)$$

где $\beta_{\text{д.ор.}}$ – коэффициент, учитывающий ориентацию ограждения по сторонам света.

Величину $\beta_{\text{д.ор.}}$ определяют, в соответствии с [1], пользуясь рис. 9.5.

Дополнительные теплопотери, возникающие в помещениях с двумя и более наружными стенами учитывают при помощи добавочного коэффициента $\beta_{\text{д.дс.}}$, равного 0,05 [1] для всех вертикальных ограждающих конструкций помещения.

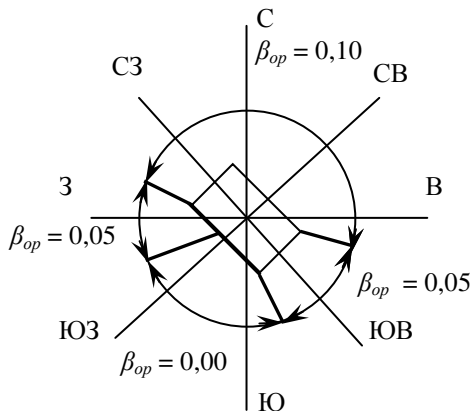


Рис. 9.5. Значение коэффициента добавок на ориентацию по сторонам света

Расчет теплопотерь помещения

№ помещения	Наименование помещения	Расчетная температура в помещении t_{int} , °C	Характеристика ограждения				Коэффициент теплопередачи ограждения K Вт/(м ² ·°C)	Расчетная разность температур $(t_{int}-t_{ext})$, °C	Основные теплопотери через ограждение, Вт	Добавочные теплопотери		Коэффициент $(1+\Sigma\beta)$	Теплопотери, Вт		
			Наименование	Ориентация по сторонам горизонта	Размеры, м	Площадь A , м ²				На ориентацию по сторонам горизонта	Прочие		Через ограждение	На нагревание infiltrирующегося воздуха	Помещения в целом
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

Потери тепла на нагрев инфильтрационного воздуха возникают вследствие разности температур воздуха в помещении и снаружи. За счет разности температур в помещениях зданий с естественной вентиляцией возникает перепад давлений, благодаря которому наружный воздух через неплотности ограждений поступает в вентилируемые помещения и удаляется из здания через вентиляционные каналы кухонь, санузлов и ванных комнат. Попадающий в помещения наружный воздух необходимо нагревать до комнатной температуры.

Расход тепла на нагрев инфильтрационного воздуха составляет, кВт:

$$Q_{инф} = c \rho_в L (t_{int} - t_{ext}), \quad (9.13)$$

где c – изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C): ($c = 1,05$ кДж/(кг·°C));

$\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м³;

L – расход поступающего в помещение воздуха, м³/с.

Согласно [1] на 1 м² жилой площади комнат и кухонь жилого дома должно приходиться 3 м³/ч наружного воздуха для квартир с жилой площадью менее 20 м² на 1 человека. Таким образом, для каждого жи-

лого помещения квартиры и для кухни, исходя из их площади, рассчитывается количество поступающего наружного воздуха, результат заносится в табл. 9.1. Обеспечение подачи требуемого количества наружного воздуха осуществляется за счет выбора конструкции окон и их заделки в строительные конструкции.

После заполнения табл. 9.1 определяется общая потребность здания в теплоте на отопление здания суммирование теплотерь всех помещений.

9.4. Выбор и обоснование схемы системы отопления

Выбор системы отопления начинается с выбора источника теплоснабжения, в качестве которого могут быть тепловые сети централизованного теплоснабжения или собственный источник тепла (котельная) и определяется местными условиями. Источник теплоснабжения и параметры теплоносителя заданы.

В системах водяного отопления температура подаваемой воды определяется назначением здания, чем более высокие санитарно-гигиенические требования предъявляются к климату помещений, тем ниже должна быть температура теплоносителя [1]. Температура теплоносителя системы отопления t_1 и t_2 , °C и перепад давления Δp_0 , Па задается в исходных данных.

Для жилых зданий рекомендуется [1] применение водяных одно- и двухтрубных систем отопления. Для малоэтажных зданий (5 и менее) возможно применение однотрубных СО с проточным подключением приборов [8], в многоэтажных зданиях предпочтительнее применение однотрубных СО с подключением приборов на перемычке или двухтрубных систем.

Способ установки отопительного прибора определяется архитектурно-планировочными решениями помещений и требованиями безопасности при эксплуатации СО.

Место размещения магистральных трубопроводов определяется архитектурной компоновкой здания и видом СО. При этом допускается размещать магистральные трубопроводы в подвале, подполье, на чердаке и в техническом этаже. Подающие трубопроводы, как правило, не размещают в помещениях квартир, а размещают в нишах лестничных клеток.

9.5. Конструирование системы отопления

Для компенсации теплотерь в отапливаемых помещениях размещают отопительные приборы.

Отопительные приборы следует размещать, как правило, под световыми проемами в местах, доступных для осмотра, ремонта и очистки. Длина отопительного прибора должна быть не менее 75% длины светового проема.

Если приборы под окнами разместить нельзя, то допускается их установка у наружных или внутренних стен, ближе к наружным. В угловых помещениях приборы необходимо размещать на обеих наружных стенах. При таком размещении движение восходящего теплового потока от отопительных приборов препятствует образованию ниспадающих холодных потоков от окон и холодных поверхностей стен и попаданию их в обслуживаемую зону.

При размещении приборов под окнами вертикальные оси прибора и оконного проема должны совпадать. Максимальное отклонение при этом не должно превышать более 50 мм. Допускается, при унификации приборного узла в жилых помещениях, гостиницах, общежитиях, административно-бытовых зданиях, смещение приборов от оси световых проемов.

Отопительные приборы в жилых зданиях следует устанавливать ближе к полу помещений на расстоянии 60 мм. Это позволяет обеспечивать равномерный прогрев воздуха у поверхности пола и в обслуживаемой зоне.

В зданиях крупнопанельного строительства отопительные приборы устанавливаются свободно у стен. В массивных зданиях из кирпичной кладки приборы устанавливают в нише и полунише.

Ширина ниши должна превышать ширину отопительного прибора на 400 мм при прямой подводке и 600 мм при подводке с уткой.

Подачу теплоносителя к отопительным приборам в водяных СО многоэтажных жилых зданий рекомендуется осуществлять по вертикальным трубопроводам – стоякам, к которым последовательно подключены отопительные приборы. Подача теплоносителя в стояки осуществляется из магистральных трубопроводов, располагаемых в подвале (подполье), на чердаке, или комбинированно. Магистральные трубопроводы прокладывают с уклоном не менее 0,003 в сторону ИТП для удаления воздуха и теплоносителя из системы.

Для отключения отдельных стояков и секций СО устанавливается запорная арматура на отводах к стояку, секции. Для слива теплоносителя и удаления воздуха из системы в нижней и верхней части стояков предусматриваются сливные и спускные краны, диаметром 15 мм. Для удаления воздуха из магистральных трубопроводов на концах ветвей

устанавливают проточные воздухооборники, на отопительных приборах применяют краны Маевского.

Схемы систем и узлы (выносные элементы) схем выполняют в аксонометрической фронтальной изометрической проекции в масштабах 1:50; 1:100; 1:200; 1:400 [10]. На схемах элементы систем, как правило, указывают условными графическими обозначениями. При необходимости отдельные элементы системы на схеме, выполняемой в аксонометрической проекции, изображают упрощенно в виде контурных очертаний [11, 12]. При большой протяженности и (или) сложном расположении воздухопроводов и трубопроводов допускается изображать их с разрывом в виде пунктирной линии. Места разрывов воздухопроводов и трубопроводов обозначают строчными буквами.

На схемах систем отопления (теплоснабжения установок) указывают [10]:

- трубопроводы и их диаметры;
- графическое обозначение изолированных участков трубопровода (при необходимости);
- буквенно-цифровые обозначения трубопроводов;
- отметки уровней осей трубопроводов;
- уклоны трубопроводов;
- размеры горизонтальных участков трубопроводов (при наличии разрывов);
- неподвижные опоры, компенсаторы и нетиповые крепления с указанием на полке линии-выноски обозначения элемента и под полкой - обозначения документа;
- запорно-регулирующую арматуру с указанием на полке линии-выноски диаметра (типа) арматуры и под полкой - обозначения арматуры по каталогу (обозначения документа);
- стояки (горизонтальные ветви) систем отопления и их обозначения;
- отопительные приборы;
- количество секций радиаторов, количество и длину ребристых труб, количество труб в регистре и длину регистра из гладких труб или обозначение регистра, а также обозначение (тип) по другим отопительным приборам. Для несложных систем отопления сведения по отопительным приборам на схеме не приводят (например, на схеме системы отопления здания несложной формы с однорядной (в плане и по высоте) установкой отопительных приборов);
- обозначения установок систем;

- закладные конструкции (отборные устройства для установки контрольно-измерительных приборов) с указанием обозначения конструкции и документа. Закладные конструкции на трубопроводах и других элементах систем указывают точками диаметром 2 мм;

- контрольно-измерительные приборы (при необходимости) и другие элементы систем. При этом буквенные обозначения измеряемых величин и функциональных признаков приборов принимают по [13].

Трубопроводы и другие элементы систем отопления (теплоснабжения установок) на схемах изображают толстой основной линией.

На листе, где изображены схемы систем отопления и теплоснабжения установок, как правило, приводят:

- схемы узлов управления системами отопления и теплоснабжения установок;

- узлы (выносные элементы) схем систем отопления и теплоснабжения установок.

9.6. Подбор отопительных приборов

Основными величинами, характеризующими процесс теплоотдачи прибора, являются температурный напор, расход теплоносителя и плотность теплового потока отопительного прибора.

Температурный напор отопительного прибора равен:

$$\Delta t = \frac{t_{nm} - t_{om}}{2} - t_{int}, \quad (9.14)$$

где t_{nm} , t_{om} - температура теплоносителя в подающих и обратных трубопроводах соответственно, °С в соответствии с заданием.

Требуемый расход теплоносителя в отопительном приборе или на участке системы равен, кг/ч:

$$G = \frac{3,6Q\beta_1\beta_2}{c \cdot \Delta t}, \quad (9.15)$$

где Q - величина компенсируемых отопительным прибором (приборами на участке) теплопотерь, Вт;

β_1 - коэффициент учета дополнительного теплового потока, определяемый по табл. 2 прилож. 6...8;

β_2 - коэффициент учета дополнительных потерь теплоты отопительными приборами у наружных ограждений, определяемый по табл. 2 прилож. 6...8;

c – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°C) (для воды $c = 4,187$ кДж/(кг·°C)).

Плотность теплового потока прибора определяется по отношению к стандартным условиям (температурный напор $\Delta t = 70$ °C, расход теплоносителя $G = 360$ кг/ч) по формуле, Вт/м²:

$$q = q_{ном} \left(\frac{\Delta t}{70} \right)^{1+n} \cdot \left(\frac{G}{360} \right)^p, \quad (9.16)$$

где $q_{ном}$ – номинальный тепловой поток прибора, определяемый по табл. 1 прилож. 6...8;

n, p – коэффициенты, определяемые по табл. 3 прилож. 6...8.

Расчетная площадь отопительного прибора рассчитывается по формуле, м²:

$$A = Q/q. \quad (9.17)$$

Порядок теплового расчета отопительных приборов зависит от типа СО и способа подключения прибора.

Однотрубные системы с подключением приборов на перемычке

При подключении прибора с перемычкой (рис. 9.6) в прибор затекает только часть теплоносителя,двигающегося по стояку. Такое подключение характеризуется уменьшением расхода теплоносителя через прибор, неравномерности распределения температуры теплоносителя в стояке и неравномерности теплоотдачи приборов.

Расход теплоносителя в таком стояке должен обеспечивать теплом все приборы стояка за счет остывания теплоносителя от t_1 до t_4 .

Средний температурный напор в стояке найдем по формуле:

$$\Delta t_{cm} = \frac{t_1 + t_4}{2} - t_{int}. \quad (9.18)$$

Доля теплоносителя, проходящего через прибор, определяется коэффициентом затекания α (табл. 1 прилож. 9).

Расчет требуемого расхода теплоносителя в стояке тогда будет производиться по формуле:

$$G_{cm} = \frac{3,6(Q_1 + Q_2 + Q_3) \beta_1 \beta_2}{c \cdot \Delta t_{cm}}. \quad (9.19)$$

Тогда расход теплоносителя, протекающего через отопительный прибор, будет равна:

$$G_1 = \alpha G_{cm} \quad (9.20)$$

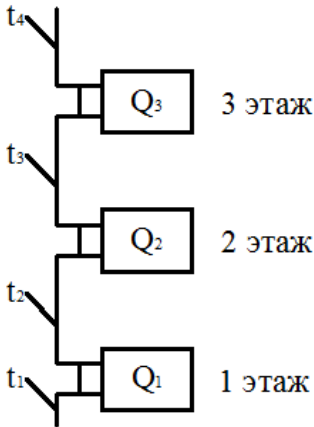


Рис. 9.6. Схема стояка однотрубной СО с подключением приборов на перемычке:

t_1 – температура теплоносителя, подаваемого в стояк; t_2 – между 1-м и 2-м приборами;

t_3 – между 2-м и 3-м приборами; t_4 – выходящего из стояка;

Q_1, Q_2, Q_3 – потребная тепловая мощность отопительных приборов 1, 2 и 3 этажей соответственно

В качестве расчетной температуры принимаем среднюю температуру стояка:

$$\Delta t_{cm} = \frac{t_1 + t_4}{2} - t_{int} \quad (9.21)$$

Расчетную плотность теплового потока 1-го прибора тогда найдем по формуле:

$$q_1 = q_{ном} \left(\frac{\Delta t_{cm}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{\alpha G_{cm}}{360} \right)^p \quad (9.22)$$

Требуемая площадь нагрева отопительного прибора на первом этаже тогда будет равна:

$$A_1 = Q_1 / q_1 \quad (9.23)$$

Таким образом, рассчитаем все отопительные приборы стояка СО. После расчета необходимо сравнить полученное значение температуры теплоносителя после стояка t_4 с принятой изначально, при этом отличие должно быть менее 10%.

Двухтрубные системы

Подача и отвод теплоносителя в двухтрубных системах производится индивидуально к каждому отопительному прибору парой подводящих трубопроводов. Таким образом, в каждый прибор подается вода

одинаковой температуры и требуемого расхода. Температурный напор равен для всех приборов, и определяется температурами t_1 и t_2 .

$$\Delta t_{cm} = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_{int}. \quad (9.24)$$

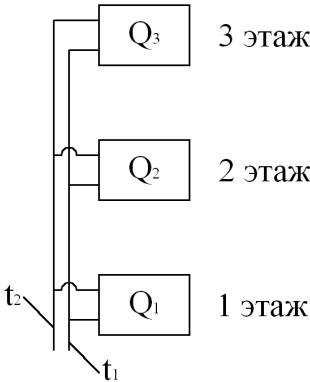


Рис. 9.7. Схема стояка двухтрубной СО:

t_1 – температура теплоносителя, подаваемого в стояк; t_2 – выходящего из стояка;

Q_1, Q_2, Q_3 – потребная тепловая мощность отопительных приборов 1, 2 и 3 этажей соответственно

Требуемый расход теплоносителя через i -й отопительный прибор будет определяться по формуле:

$$G_i = \frac{3,6 Q_i \beta_1 \beta_2}{c \cdot \Delta t_{cm}}. \quad (9.25)$$

Расчетную плотность теплового потока i -го прибора тогда найдем по формуле:

$$q_i = q_{ном} \left(\frac{\Delta t_{cm}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_i}{360} \right)^p. \quad (9.26)$$

Требуемая площадь нагрева i -го отопительного прибора будет равна:

$$A_i = \frac{Q_i}{q_i}. \quad (9.27)$$

Таким образом, по формулам (9.25-9.27), находим требуемый расход теплоносителя через каждый прибор и требуемую площадь теплоотдачи каждого прибора.

Общий расход теплоносителя стояком двухтрубной СО составляет:

$$G_{cm} = \frac{3,6(Q_1 + Q_2 + Q_3)\beta_1\beta_2}{c \cdot \Delta t_{cm}} \quad (9.28)$$

7.4. Выбор типоразмера отопительных приборов

Целью подбора отопительного прибора является определение типоразмера панельных приборов или количества секций секционных отопительных приборов.

Число секций отопительного прибора определяется по формуле:

$$N = \frac{A \beta_4}{a \beta_3}, \quad (9.29)$$

где α – площадь нагрева одной секции радиатора (табл. прилож.);

β_4 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки отопительного прибора (табл. 2 прилож. 9);

β_3 – поправочный коэффициент, учитывающий число секций в отопительном приборе (табл. 4 прилож. 6...8);

9.7. Гидравлический расчет системы отопления

Целью гидравлического расчёта систем отопления является определение расхода теплоносителя, подбор диаметров участков трубопроводов и определение потерь давления на участках и в системе в целом, при которых обеспечивается подача расчётных расходов теплоносителя во все нагревательные приборы здания.

Гидравлический расчет СО будем производить методом удельных потерь давления. Потери давления складываются из потерь на трение и в местных сопротивлениях:

$$\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_m \quad (9.30)$$

Потери давления на трение обусловлены трением жидкости о стенки трубы/канала и внутренним трением в потоке и выражаются формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho U^2}{2}, \quad (9.31)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина участка, м;

d – диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность перемещаемой среды, кг/м³;

U – скорость перемещаемой среды, м/с.

Местные потери давления обуславливаются изменением скорости потока по величине или направлению и выражаются формулой Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho U^2}{2}, \quad (9.32)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления (КМС).

Для перехода от массового G , кг/ч к объемному расходу L , м³/с используется формула:

$$L = \frac{G}{3600\rho}. \quad (9.33)$$

Скорость теплоносителя U , м/с в трубе диаметром d , м равна:

$$U = \frac{4L}{\pi d^2}. \quad (9.34)$$

На аксонометрической схеме выбирается главное циркуляционное кольцо. За главное циркуляционное кольцо принимается наиболее протяжённое и нагруженное (имеющее наибольшую тепловую нагрузку) кольцо циркуляции.

Главное циркуляционное кольцо разбивается по ходу движения теплоносителя, начиная от узла ввода, на расчётные участки с нанесением их тепловых нагрузок, длины в метрах и порядкового номера.

Участком называется отрезок трубопровода, на котором количество протекающей воды, температура теплоносителя и диаметр трубопровода остаются неизменными.

Гидравлический расчёт выполняют по форме табл. 9.2.

Сумму сопротивлений в главном циркуляционном кольце (графа 12) – $\Delta p_{\text{св}}$ записывают ниже таблицы 9.2.

Таблица 9.2

Ведомость гидравлического расчёта системы водяного отопления

Номер участка	Тепловая нагрузка Q , Вт	Длина участка l , м	Расход воды G , кг/ч	Расход воды Q , м ³ /с	Диаметр участка d , мм	Скорость воды U , м/с	Удельная потеря давления на трение R , Па/м	Потери давления на трение Rl , Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \zeta$	Потери давления на местные сопротивления Z , Па	Общие потери давления на участке $Rl + Z$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

После расчёта главного циркуляционного кольца выполняют расчёт ещё двух второстепенных циркуляционных колец (как правило, через средний и близкий к узлу ввода стояки).

Невязка потерь давления циркуляционных колец (без учёта потерь давления в общих участках) не должна превышать 15%.

При невозможности увязки потерь давления в циркуляционных кольцах, для погашения избыточного давления в стояках с малой тепловой нагрузкой предусматривают установку дроссельной диафрагмы (как правило, в нижней части стояка).

9.8. Подбор оборудования ИТП

В местах присоединения систем отопления к тепловым сетям устраивают тепловые пункты (узлы управления), в которых устанавливают оборудование для подготовки теплоносителя, запорную и регуливающую арматуру, приборы для регулирования и учета расхода теплоносителя. Тепловые пункты, как правило, размещают в подвалах обслуживаемых зданий.

Для присоединения потребителей к водяным тепловым сетям используют две принципиально отличные схемы – зависимую и независимую.

Подключение к наружным сетям по зависимой схеме

Зависимое подключение систем отопления к тепловым сетям характеризуется подачей в систему отопления здания смеси подаваемой сетевой воды и обратной воды СО с возвратом излишков теплоносителя в обратный трубопровод тепловых сетей. Гидравлический и тепловой режим такой системы зависит от режима работы тепловых сетей. В настоящее время для смешения теплоносителей при зависимом подключении применяют насосы [14]. Типовые схемы подключения СО к тепловым сетям по зависимой схеме приведены на рис. 9.8 [15].

Задачей подбора оборудования ИТП с зависимым подключением к тепловым сетям состоит в выборе схемы подключения и подборе насоса.

Коэффициент смешения u , обеспечивающий тепловой режим СО определяется по формуле:

$$u = \frac{\tau_1 - t_{nm}}{t_{nm} - t_{об}}, \quad (9.35)$$

где τ_1 – температура в подающем теплопроводе тепловых сетей, °С;

t_{nm} – температура в подающем теплопроводе СО, °С;

$t_{об}$ – температура в обратном теплопроводе СО, °С.

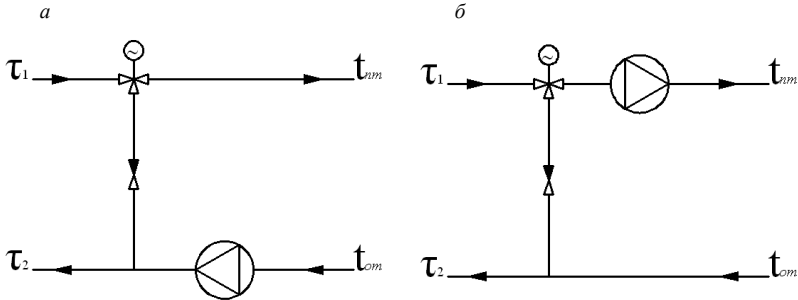


Рис. 9.8. Типовые схемы подключения СО к тепловым сетям по зависимой схеме:

а – при достаточном давлении в тепловых сетях; *б* – при недостаточном давлении в тепловых сетях

Расход теплоносителя, потребляемого из наружных тепловых сетей составляет [14], кг/ч:

$$G_{TC} = \frac{3,6 \cdot \sum Q_i}{c(\tau_1 - \tau_2)}, \quad (9.36)$$

где $\sum Q_i$ – потребность здания в тепле, Вт.

Требуемая подача насоса в этом случае составляет:

$$G = 1,1 G_{TC} (1 + u). \quad (9.37)$$

При достаточном для циркуляции теплоносителя в СО перепаде давления в тепловой сети принимают схему «а», рис. 9.1, требуемый напор циркуляционного насоса H_n принимают на 2...3 м больше потерь давления в СО Δp_{CO} .

При недостаточном для циркуляции теплоносителя в СО перепаде давления в тепловой сети принимают схему «б», рис. 9.1, требуемый напор циркуляционного насоса H_n принимают на основании соотношения перепада давления в тепловой сети и требуемого перепада давления в СО с запасом 2...3 м.

Подбор насоса производится на основании его характеристики (прилож. 11).

Подключение к наружным сетям по независимой схеме

Подключение по независимой схеме гидравлически развязывает наружные тепловые сети и систему отопления путем применения теплообменника. Теплообменник позволяет передавать тепловую энергию от теплоносителя наружных тепловых сетей системе отопления без перемешивания теплоносителя. Циркуляция теплоносителя в СО осуществляется за счет насоса, устанавливаемого преимущественно на обратной ветке СО перед теплообменником (рис. 9.8.).

Задачами подбора оборудования ИТП с независимым подключением к тепловым сетям являются подбор теплообменника и насоса.

Расчет теплообменников в системах потребления тепла централизованных систем теплоснабжения рекомендуется производить в соответствии с [14].

Расчетный расход теплоносителя в системе отопления принимается по результатам гидравлического расчета СО или по формуле, кг/ч:

$$G_{CO} = \frac{3,6 \sum Q_i}{c(t_{nm} - t_{om})}. \quad (9.38)$$

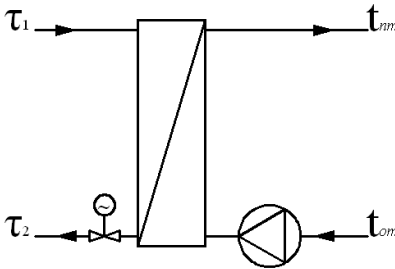


Рис. 9.8. Подключение СО к наружным тепловым сетям по независимой схеме

Требуемый расход теплоносителя наружных тепловых сетей определяем по формуле, кг/ч:

$$G_{TC} = \frac{3,6 \sum Q_i}{c(\tau_1 - \tau_2)}. \quad (9.39)$$

Оптимальное соотношение числа ходов для греющей X_{gp} и нагреваемой X_n воды в пластинчатом теплообменнике находится по формуле:

$$\frac{X_{cp}}{X_n} = \left(\frac{G_n}{G_{cp}} \right)^{0,636} \left(\frac{\Delta p_{cp}}{\Delta p_n} \right)^{0,364} \left(\frac{1000 - t_{cp}}{1000 - \tau_{cp}} \right), \quad (9.40)$$

где G_n – расход нагреваемой воды $G_n = G_{CO}$, кг/ч;

G_{cp} – расход греющей воды $G_{cp} = G_{TC}$, кг/ч;

Δp_{cp} – допустимые потери давления греющей воды, кПа;

Δp_n – допустимые потери давления нагреваемой воды, кПа;

t_{cp} – средняя температура теплоносителя в СО, °С;

τ_{cp} – средняя температура теплоносителя в тепловой сети, °С;

Если соотношение ходов получается менее 2, то принимается симметричная схема движения теплоносителей.

Требуемое число каналов в теплообменнике находят по нагреваемой воде и округляют до ближайшего большего целого:

$$m_n = \frac{G_n}{3600 w_{opt} f_k \rho}, \quad (9.41)$$

где w_{opt} – оптимальная скорость движения теплоносителя, принимает 0,4 м/с;

f_k – живое сечение межпластинчатого канала, м², принимается по табл. 1-3 прилож. 12.

Ввиду симметричной компоновки теплообменника общее живое сечение каналов греющей и нагреваемой воды в пакете совпадает:

$$f_{cp} = f_n = m_n f_k. \quad (9.42)$$

Далее находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды, м/с:

$$w_{cp} = \frac{G_{cp}}{3600 f_{cp} \rho}, \quad (9.43)$$

$$w_n = \frac{G_n}{3600 f_n \rho}. \quad (9.44)$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины находим по формуле, Вт/(м²·°С):

$$\alpha_{cp} = 1,16A \left(23000 + 283\tau_{cp} - 0,63(\tau_{cp})^2 \right) w_{cp}^{0,73}, \quad (9.45)$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, принимаемый равным 0,45.

Коэффициент тепловосприятости от стенки пластины к нагреваемой воде определяется по формуле, Вт/(м²·°C):

$$\alpha_n = 1,16A \left(23000 + 283t_{cp} - 0,63(t_{cp})^2 \right) w_n^{0,73} \quad (9.46)$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле, Вт/(м²·°C):

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{cp}} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_n}{\lambda_n}}, \quad (9.47)$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, принимается равным 0,7...0,85;

δ_n – толщина пластины, м;

λ_n – теплопроводность пластины, принимается для стали равной 58 Вт/(м·°C), для латуни — 105 Вт/(м·°C).

Температурный напор теплообменника отопления определяется по формуле, °C:

$$\Delta t_m = \frac{(\tau_1 - t_{nm}) - (\tau_2 - t_{om})}{2,3 \lg \frac{\tau_1 - t_{nm}}{\tau_2 - t_{om}}}. \quad (9.48)$$

Требуемая поверхность теплообмена определяется по формуле, м²:

$$F_{mp} = \frac{\sum Q_i}{K \Delta t_m}. \quad (9.49)$$

По данным табл. 1-3 прилож. 12 подбираем количество пластин, обеспечивающих ближайшую большую поверхность теплообмена.

Количество ходов в теплообменнике находим по формуле:

$$X = \frac{F_{mp} + f_{nl}}{2mf_{nl}}, \quad (9.50)$$

где f_{nl} – поверхность нагрева одной пластины, м².

Потери давления, кПа в пластинчатых теплообменниках определяется по формуле:

для нагреваемой воды

$$\Delta p_n = \varphi B (33 - 0,08t_{cp}) w_n^{1,75} X, \quad (9.51)$$

для греющей воды

$$\Delta p_{cp} = \varphi B (33 - 0,08t_{cp}) w_{cp}^{1,75} X. \quad (9.52)$$

Циркуляционный насос в независимой системе отопления подбирается на подачу расхода G_{CO} при давлении $\Delta p_{CO} + \Delta p_n$ с запасом 10%.

Потери давления в греющей секции теплообменника $\Delta p_{гр}$ должны быть меньше располагаемого перепада давления в тепловых сетях.

9.9. Определение воздухообмена в помещениях

Нормы вытяжки из помещений жилых многоквартирных зданий принимаются согласно [1], [16] (табл. 1 прилож. 13).

Удаление воздуха предусматривается из помещений кухни, санузла, ванной комнаты, совмещенного с ванной санузла. Удаление воздуха из жилых комнат осуществляется через вентиляционную решетку кухни. Результаты расчета воздухообменов сводятся в табл. 9.3.

В графу 5 заносятся расчетные воздухообмены всех обслуживаемых решеткой (графа 1) помещений, в графу 6 – сумма воздухообменов из графы 5, удаляемых рассчитываемой решеткой.

Площадь живого сечения жалюзийной решетки $F_{жс}$, m^2 определяется по формуле

$$F_{жс} = \frac{L}{3600 w_{жс.р.}}, \quad (9.53)$$

где L – суммарный воздухообмен через жалюзийную решетку, $m^3/час$;

$w_{жс.р.}$ – скорость воздуха при входе в жалюзийную решетку, принимаемая от 0,5 м/с для помещений верхних этажей до 1 м/с для помещений нижних этажей.

Таблица 9.3

Расчет воздухообмена

№ и наименование помещения, в котором установлена жалюзийная решетка	№ обслуживаемых помещений	Площадь помещения, m^2	Норма вытяжки, $m^3/час$	Воздухообмен помещения, $m^3/час$	Суммарный воздухообмен через решетку, $m^3/час$	Площадь живого сечения жалюзийной решетки, m^2	Размеры жалюзийной решетки, мм
1	2	3	4	5	6	7	8

Габаритные размеры жалюзийной решетки назначается, исходя из того, что «живое сечение» решетки составляет 60% общей ее площади, в соответствии с табл. 2 прилож. 13.

9.10. Конструирование системы вентиляции

При проектировании вентиляции необходимо руководствоваться следующими рекомендациями

1. Кухни, ванные, уборные или объединенные санитарные узлы должны иметь вытяжную вентиляцию непосредственно из помещений. Вытяжная вентиляция жилых комнат в квартирах должна осуществляться через вытяжные каналы кухонь.

Вытяжные системы кухонь должны быть рассчитаны на удаление воздуха из жилых комнат, в которых извлечение загрязненного воздуха не предусмотрено.

При устройстве вентиляции из санитарных узлов допускается объединение вентиляционных каналов ванной и уборной одной квартиры.

2. Вертикальные каналы, как правило, следует располагать во внутренних кирпичных стенах. Если это невозможно, допускается устройство приставных каналов. Устройство вентканалов в наружных стенах или приставных каналов (без отступа) у наружных стен не допускается.

Размеры вертикальных каналов в кирпичных стенах должны быть кратными размерам кирпича. Расстояния между двумя каналами, а также между каналом и поверхностью стены нужно принимать в полкирпича.

4. Вытяжные отверстия в помещениях необходимо располагать на 0,5 м от потолка.

Минимально допустимый размер вентиляционных каналов в кирпичных стенах $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$ кирпича (140×140 мм). Толщина стенок канала принимается не менее $\frac{1}{2}$ кирпича.

Если нет внутренних кирпичных стен, устраивают приставные воздуховоды из блоков или плит; минимальный размер их 100×150 мм.

Воздуховоды, прокладываемые на чердаках или в неотапливаемых помещениях, выполняют из двойных гипсошлаковых или шлакобетонных плит толщиной 100 мм. Сборные воздуховоды на чердаке размещают по железобетонному перекрытию с подстилкой одного ряда плит, который заливают цементным раствором, слоем не менее 5 мм. Размер горизонтальных воздуховодов, расположенных на чердаках, следует принимать не менее 200×200 мм, а их длина в системе естественной вентиляции не должна превышать 8 м.

Вытяжная шахта для выброса воздуха должна быть выведена выше конька крыши не менее чем на 0,5 м. Шахты с обособленными каналами могут быть выполнены из бетонных блоков с утеплителем фибролитом с утолщенными стенками из шлакобетона, керамзитобетона или

другого малотеплопроводного и влагостойкого материала, а также каркасными с эффективным утеплителем.

На план типового этажа необходимо нанести вертикальные вытяжные каналы и жалюзийные решетки, а на план чердака вертикальные вытяжные каналы, сборные горизонтальные каналы и вытяжные шахты.

Каждой вытяжной системе присваивается номер (BE-1, BE-2 и т.д.). После нанесения на планы всех элементов вентиляционных систем вычерчивается аксонометрическая схема одной системы, подлежащей аэродинамическому расчету.

9.11. Аэродинамический расчет системы вентиляции и разработка мероприятий по интенсификации воздухообмена в здании

Целью расчета являются подбор сечения вентиляционных каналов, обеспечивающих удаление расчетных расходов воздуха из вентилируемых помещений.

Расчет воздуховодов в системах вентиляции с естественным побуждением начинают с установления располагаемого гравитационного давления, определяя его по формуле, Па:

$$P_p = gh(\rho_{ext} - \rho_{int}), \quad (9.54)$$

где ρ_{ext} , ρ_{int} – плотность наружного и внутреннего воздуха, соответственно, кг/м³.

После определения объемов воздухообмена и располагаемого давления вычерчивают расчетную аксонометрическую схему системы вентиляции, разбивают ее на участки; при этом первым участком является вертикальный канал, наиболее удаленный от вытяжной шахты. Каждому расчетному участку присваивается номер, в числителе выносной линией указывается объем воздуха, м³/час, движущегося по участку, а в знаменателе – длина участка.

Задавая скорость воздуха w в пределах 0,3...1 м/с, определяют площадь живого сечения канала;

$$f = \frac{L}{3600w}. \quad (9.55)$$

По площади живого сечения принимают размеры канала ($a \times b$), при этом в кирпичных стенах они должны быть кратными размеру кирпича, в противном случае необходимо сделать перерасчет скорости.

Так как гидравлический расчет ведется для круглых воздуховодов, необходимо определить диаметр круглого воздуховода, который эквивалентен по потерям на трение принятому прямоугольному или квадратному воздуховоду.

Эквивалентный диаметр определяют по формуле, м

$$d_e = \frac{2ab}{a+b} \quad (9.56)$$

Потери давления складываются из потерь на трение и в местных сопротивлениях:

$$\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_m. \quad (9.57)$$

Потери давления на трение обусловлены трением жидкости о стенки трубы/канала и внутренним трением в потоке и выражаются формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho U^2}{2}, \quad (9.58)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина участка, м;

d – диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность перемещаемой среды, кг/м³;

U – скорость перемещаемой среды, м/с.

Местные потери давления обуславливаются изменением скорости потока по величине или направлению и выражаются формулой Вейсбаха:

$$\Delta p_m = \zeta \frac{\rho U^2}{2}, \quad (9.59)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления (КМС).

Аэродинамический расчет производится для наиболее удаленных от вытяжной шахты каналов, удаляющих воздуха с первого и последнего этажа. Результаты расчета сводятся в табл. 9.4.

После расчета каждой ветви определяется суммарное аэродинамическое сопротивление ветви. Для удаления требуемого расхода воздуха полученное сопротивление ветви должно быть менее $0,9P_p$ для помещения, где расположена расчетная вентиляционная решетка. В противном случае необходимо увеличить сечение решетки и вентиляционных каналов. В случае невозможности подбора требуемых сечений решетки и каналов по архитектурно-планировочным условиям необхо-

дима разработка мероприятий для интенсификации удаления воздуха, например установка дефлектора с блоком поддержания постоянного разрежения в шахте.

Таблица 9.4

Аэродинамический расчет вентиляционных каналов

Номер участка	Длина участка l , м	Объем воздуха L , м ³ /ч	Скорость движения воздуха v , м/с	Площадь сечения канала F , м ²	Размер канала $a \times b$, мм	Эквивалентный диаметр канала $d_{экв}$, мм	Удельная потеря на трение R , Па/м	Коэффициент увеличения потерь β	Потери на трение, $Rl\beta$, Па	Скоростное давление $P_{ск}$, Па	Сумма коэффициентов м.с. $\Sigma \xi$	Потери на м.с. Z , Па	Суммарные потери давления, $Rl\beta + Z$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14

10. Пример расчетно-графического задания по ТГВ

Исходные данные

Вариант плана здания – 8.

Количество этажей – 5.

Высота этажа – 2,7 м.

Район строительства – г. Белгород (температура наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92 по [17] равна -23°C , продолжительность периода с температурой наружного воздуха менее 8°C составляет 191 день со среднесуточной температурой $-1,9^\circ\text{C}$).

Вариант конструкции наружных ограждений:

- наружной стены – 1;
- пол первого этажа – 1;
- перекрытие чердака – 1.

Система отопления – централизованная, двухтрубная вертикальная с нижней разводкой.

Температура в подающем трубопроводе – 90°C .

Температура в обратном трубопроводе – 70°C .

Схема подключения системы отопления к тепловым сетям – независимая, температура теплоносителя ТС в подающем 150 °С и в обратном 90 °С.

Допустимый перепад давления в теплообменнике греющей воды 40 кПа.

Допустимый перепад давления в теплообменнике нагреваемой воды 100 кПа.

Давление в подающем трубопроводе тепловой сети 600 кПа.

Давление в обратном трубопроводе тепловой сети 380 кПа.

10.1. Определение параметров микроклимата в помещениях здания

В соответствии с [1, 2, 3, 4] и прилож. 4 принимаем параметры микроклимата в помещениях и сводим в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Параметры микроклимата в помещениях жилого здания

Наименование помещений	Температура воздуха, °С	Результирующая температура, °С	Относительная влажность, %	Скорость движения воздуха, м/с
	Оптимальная	Оптимальная	Оптимальная	Оптимальная
Холодный период года				
Жилая комната	22	20	45-30	0,15
Кухня	20	19	-	0,15
Туалет	21	20	-	0,15
Ванная, совмещенный санузел	25	26	-	0,15
Межквартирный коридор	20	19	45-30	0,15
Теплый период года				
Жилая комната	22	20	60-30	0,2

10.2. Теплотехнический расчет ограждающих конструкций

Конструкция наружного ограждения принимаем в соответствии с прилож. 3 (табл. 10.2, 10.3, 10.4).

Таблица 10.2

Конструкция наружной стены

Номер варианта	1 слой	2 слой	3 слой	4 слой
1	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$, $\lambda=0,7 \text{ Вт/моС}$	Пеностекло ($\rho=200 \text{ кг/м}^3$), $\lambda=0,08 \text{ Вт/моС}$	Кирпич глиняный обыкновенный на цементно-песчаном растворе, $\delta=510 \text{ мм}$, $\lambda=0,7 \text{ Вт/моС}$	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$, $\lambda=0,7 \text{ Вт/моС}$

Таблица 10.3

Конструкция перекрытия чердака

Номер варианта	1 слой	2 слой	3 слой
1	Цементно-песчаная стяжка ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=40 \text{ мм}$, $\lambda=0,7 \text{ Вт/моС}$	Пенополистирол ($\rho=150 \text{ кг/м}^3$), $\lambda=0,052 \text{ Вт/моС}$	Железобетонная плита ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=220 \text{ мм}$, $\lambda=1,92 \text{ Вт/моС}$

Таблица 10.4

Конструкция пола первого этажа

Номер варианта	1 слой	2 слой	3 слой	4 слой
1	Линолеум поливинилхлоридный на тканевой основе ($\rho=1600 \text{ кг/м}^3$), $\delta=5 \text{ мм}$, $\lambda=0,29 \text{ Вт/моС}$	Стяжка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=45 \text{ мм}$, $\lambda=0,7 \text{ Вт/моС}$	Пенопласт ($\rho=125 \text{ кг/м}^3$), $\lambda=0,06 \text{ Вт/моС}$	Железобетонная плита ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=220 \text{ мм}$, $\lambda=1,92 \text{ Вт/моС}$

В [5] устанавливаются требования к тепловой защите зданий в целях обеспечения оптимальных санитарно-гигиенических параметров

микроклимата помещений и экономии энергии при долговечности ограждающих конструкций зданий и сооружений.

Величина градусо-суток отопительного периода D_d , °C·сут определяем по формуле (9.2):

$$D_d = (t_{\text{int}} - t_{\text{ht}}) z_{\text{ht}} = (20 + 1,9) \cdot 191 = 4182,9 \text{ °C} \cdot \text{сут};$$

где $t_{\text{int}} = 20$ – расчетная средняя температура внутреннего воздуха здания, °C, принимаемая для расчета ограждающих конструкций жилых зданий как минимальное значение оптимальной температуры (Приложение 4),

$t_{\text{ht}} = -1,9$ – средняя температура наружного воздуха в отопительный период (при температуре наружного воздуха ниже 8 °C), °C, принимается по табл. 1 прилож.1,

$z_{\text{ht}} = 191$ – продолжительность отопительного периода, сут, принимается по табл. 1 прилож.1,

Величина нормируемого сопротивления теплопередаче из условия энергосбережения R_{req} принимаем по табл. 3 прилож.5 (табл. 10.5).

Таблица 10.5

Принятые значения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций [5]

Категория зданий и помещений, коэффициенты a и b	Граду-со-сутки отопи-тельно-го пе-риода D_d , °C·сут	Нормируемые значения сопротивления теплопередаче R_{req} , м ² · °C/Вт ограждающих конструкций			
		стен	покрытий и перекрытий над проездами	перекрытий чердачных, над неотапливаемыми подпольями и подвалами	окон и балконных дверей, витрин и витражей
Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты, гостиницы и общежития	4182,9	2,86	4,29	3,78	0,46

Затем по формуле (9.3) определяем величину сопротивления теплопередачи из условия комфортности (по санитарно-гигиеническим показателям).

Результаты расчета требуемого сопротивления ограждения:

$$R'_{req} = \frac{1 \cdot (20 + 23)}{4 \cdot 8,7} = 1,24 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт};$$

- для наружной стены:

$$R'_{req} = \frac{0,9 \cdot (20 + 23)}{3 \cdot 8,7} = 1,48 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт};$$

- для чердачного перекрытия:

$$R'_{req} = \frac{0,4 \cdot (20 + 23)}{2 \cdot 8,7} = 0,98 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C/Вт}.$$

- для пола первого этажа:

В дальнейшем для расчета принимаем большее из полученных значений сопротивления теплопередачи по энергосберегающим R_{req} и санитарно-гигиеническим R'_{req} требованиям.

Чтобы проектируемое ограждение удовлетворяло требованиям тепловой защиты величина фактического термического сопротивления должна быть больше или равна величины требуемого сопротивления теплопередачи (9.4).

Задачей теплотехнического расчета ограждений в данной работе является определение толщины слоя утеплителя, при которой проектируемое ограждение удовлетворяет требованиям тепловой защиты

Конструкция наружной стены здания представлена на рис. 9.1.

Выражая неизвестную толщину утеплителя из (9.5) получим:

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \lambda_2 \left(R_0^{req(cm)} - \left(\frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{ext}} \right) \right) = \\ &= 0,08 \left(2,86 - \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,51}{0,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right) \right) = 0,153 \text{ м}; \end{aligned}$$

где λ_2 - коэффициент теплопроводности утеплителя наружного ограждения, принимаем по табл.1 прил.3 и табл.6 прил.5, Вт/(м·°C);

$R_0^{req(cm)}$

- требуемое сопротивление теплопередачи наружной стены, принимаем из условия энергосбережения, так как оно больше полученного значения сопротивления по санитарно-гигиеническим показателям, м²·К/Вт;

$\alpha_{\text{int}}, \alpha_{\text{ext}}$ - коэффициент теплоотдачи внутренней и наружной поверхности стены, принимаем по табл.1 и 2 прил.5, Вт/(м²·°C);

$\lambda_1, \lambda_3, \lambda_4$ - коэффициент теплопроводности слоев наружного ограждения (стена), принимаем по табл.1 прил.3 и табл. 6 прил.5, Вт/(м·°C);

$\delta_1, \delta_3, \delta_4$ - толщина слоев наружного ограждения (табл.1 прил.3), м;

Округлим полученную толщину утеплителя δ_2 в большую сторону кратно 5 мм ($\delta_2 = 0,16$) и вычислим фактическое термическое сопротивление наружной стены по формуле (3.5), м²·°C/Вт :

$$R_0^{cm} = \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} =$$

$$= \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,16}{0,08} + \frac{0,51}{0,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} = 2,94$$

Предлагаемая конструкция пола первого этажа здания представлена на рис. 9.3.

Выражая неизвестную толщину утеплителя из (9.9) получим:

$$\delta_3 = \lambda_3 \left(R_0^{req(cm)} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} \right) \right) =$$

$$= 0,06 \left(4,29 - \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,005}{0,29} + \frac{0,045}{0,7} + \frac{0,22}{1,92} + \frac{1}{17} \right) \right) = 0,235 \text{ м};$$

где λ_3 - коэффициент теплопроводности утеплителя пола первого этажа, принимаем по табл. 3 прил. 3 и табл. 6 прил. 5, Вт/(м·°C);

$R_0^{req(cm)}$ - требуемое сопротивление теплопередачи пола первого этажа, принимаем из условия энергосбережения, так как оно больше полученного значения сопротивления по санитарно-гигиеническим показателям, м²·K/Вт;

α_{int} - коэффициент теплоотдачи внутренней и наружной поверхности пола первого этажа, принимаем по табл. 1 и 2 прил. 5, Вт/(м²·°C);

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_4$ - коэффициент теплопроводности слоев наружного ограждения (пол первого этажа), принимаем по табл. 3 прил. 3 и табл. 6 прил.5, Вт/(м·°C);

$\delta_1, \delta_2, \delta_4$ - толщина слоев наружного ограждения (табл.3 прил.3), м;

Округлим полученную толщину утеплителя δ_2 в большую сторону кратно 5 мм ($\delta_2 = 0,24$) и вычислим фактическое термическое сопротивление пола первого этажа $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ по формуле (9.9):

$$\begin{aligned} R_0^{пол} &= \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} = \\ &= \frac{1}{8,7} + \frac{0,04}{0,7} + \frac{0,24}{0,052} + \frac{0,22}{1,92} + \frac{1}{12} = 4,37; \end{aligned}$$

Предлагаемая конструкция перекрытия чердака представлена на рис. 3.2.

Выражая неизвестную толщину утеплителя из (9.7) получим:

$$\begin{aligned} \delta_2 &= \lambda_2 \left(R_0^{req(cm)} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} \right) \right) = \\ &= 0,052 \left(3,78 - \left(\frac{1}{8,7} + \frac{0,04}{0,7} + \frac{0,22}{1,92} + \frac{1}{12} \right) \right) = 0,177 \text{ м}; \end{aligned}$$

где λ_2 - коэффициент теплопроводности утеплителя чердачного перекрытия, принимаем по табл.3 прил.3 и табл.6 прил.5, Вт/(м·°C);

$R_0^{req(cm)}$ - требуемое сопротивление теплопередачи чердачного перекрытия, принимаем из условия энергосбережения, так как оно больше полученного значения сопротивления по санитарно-гигиеническим показателям, $\text{м}^2 \cdot \text{K}/\text{Вт}$;

α_{int} - коэффициент теплоотдачи внутренней и наружной поверхности чердачного перекрытия, принимаем по табл.1 и 2 прил.5, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$;

λ_1, λ_3 - коэффициент теплопроводности слоев наружного ограждения (чердачное перекрытие), принимаем по табл.3 прил.3 и табл.6 прил.5, Вт/(м·°C);

δ_1, δ_3 - толщина слоев наружного ограждения табл.3 прил.3, м;

Округлим полученную толщину утеплителя δ_2 в большую сторону кратно 5 мм ($\delta_2 = 0,185$) и вычислим фактическое термическое сопротивление перекрытия чердака по формуле (3.7), $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$:

$$R_0^u = \frac{1}{\alpha_{\text{int}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{\text{ext}}} =$$

$$= \frac{1}{8,7} + \frac{0,04}{0,7} + \frac{0,185}{0,052} + \frac{0,22}{1,92} + \frac{1}{12} = 3,93;$$

Коэффициент теплопередачи принятого наружного ограждения стены k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, определяем из уравнения:

$$k_{\text{ок}} = \frac{1}{R_0^{\phi}};$$

где R_0^{ϕ} – общее фактическое сопротивление теплопередаче наружного ограждения, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Полученные и принятые значения фактического термического сопротивления и коэффициенты теплопередачи принятого наружного ограждения заносим в таблицу 10.6.

Таблица 10.6

Результаты теплотехнического расчета наружных ограждений

Вид наружного ограждения	Нормируемое значение сопротивления теплопередачи R_{req} , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$	Толщина слоя утеплителя, м	Толщина ограждения, м	Коэффициент теплопередачи k , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
1	2	3	4	5
Наружная стена	2,86	0,16	0,71	0,34
Чердачное перекрытие	3,78	0,185	0,445	0,254
Полы	4,29	0,24	0,5	0,228
Однокамерный стеклопакет	0,46			0,51

10.3. Расчет теплопотерь помещений

Целью расчета теплопотерь в помещениях является определение количества передаваемой в окружающую среду теплоты, которую необходимо компенсировать теплоотдачей отопительных приборов.

Основные теплопотери через ограждения определяют по формуле:

$$Q_m = K \cdot A(t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})n,$$

где K – коэффициент теплопередачи ограждения $K = 1/R$, Вт/(м²·К), для стен, пола и потолка принимаем по результатам теплотехнического расчета, для окон по табл. 7 прил. 5;

A – площадь ограждения, м²;

n – коэффициент, учитывающий положение ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху, принимаем по табл. 4 прил. 5.

Для помещения 101 общие теплопотери складываются из теплопотерь через стены (НС), окна (двойное остекление ДО), пол (Пл) и также теплопотери на инфильтрацию (нагрев поступающего наружного воздуха в помещение):

$$Q_{\text{НСсевер}} = 0,34 \cdot 8,59 \cdot (22+23) \cdot 1 = 131,43 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{НСзапад}} = 0,34 \cdot 13,34 \cdot (22+23) \cdot 1 = 204,15 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{ДОсевер}} = 2,5 \cdot 2,29 \cdot (22+23) \cdot 1 = 258,1 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{Пл}} = 0,23 \cdot 10,62 \cdot (22+23) \cdot 0,9 = 98,38 \text{ Вт};$$

Дополнительные теплопотери, определяемые ориентацией ограждения по сторонам света определяют по формуле:

$$Q_{\text{д.ор}} = \beta_{\text{д.ор}} \cdot Q_m$$

где $\beta_{\text{д.ор.}}$ – коэффициент, учитывающий ориентацию ограждения по сторонам света (рис.9.4).

Так как помещение 101 является угловым (имеет две и более наружных стены), то необходимо учесть добавочного коэффициента $\beta_{\text{д.дс.}}$, равного 0,05 [1], для всех ограждающих конструкций помещения:

$$Q_{\text{допНСсевер}} = (0,1+0,05) \cdot 131,43 = 19,72 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{допНСзапад}} = (0,05+0,05) \cdot 204,15 = 20,41 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{допДОсевер}} = (0,1+0,05) \cdot 258,1 = 38,72 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{Пл}} = (0,05) \cdot 98,38 = 4,92 \text{ Вт};$$

Теплопотери на инфильтрацию 101 помещения в соответствии с формулой (4.3) составят:

$$Q_{\text{инф}} = 0,28 \cdot c \rho_{\text{в}} L (t_{\text{int}} - t_{\text{ext}}) = 0,28 \cdot 1,05 \cdot 1,2 \cdot 22,86 \cdot (22+23) = 362,9 \text{ Вт};$$

где c – изобарная теплоемкость воздуха равная $1,05 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$;

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха принимаем равной $1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$;

L – расход поступающего в помещение воздуха, принимается согласно [1] на 1 м^2 жилой площади комнат и кухонь жилого дома должно приходиться $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ наружного воздуха для квартир с жилой площадью менее 20 м^2 на 1 человека.

К общим теплопотерям 101 помещения прибавим теплопотери коридора расположенного рядом:

$$Q_{\text{ПЛ}} = 0,23 \cdot 4,05 \cdot (22+23) \cdot 0,9 = 37,73 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{НСзапад}} = 0,34 \cdot 5,27 \cdot (22+23) \cdot 1 = 80,55 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{допПЛ}} = (0,05+0,05) \cdot 37,73 = 3,73 \text{ Вт};$$

$$Q_{\text{допНСзапад}} = (0,05) \cdot 80,55 = 4 \text{ Вт};$$

Итого суммарные теплопотери 101 помещения составили 1267 Вт.

Для остальных помещений расчет выполняем аналогично, результаты расчета заносим в табл. 10.7.

Таблица 10.7

Расчет теплопотерь здания

№ помещения	Наименование помещения	Расчетная температура в помещении t_{int} , °С				Характеристика ограждения		Коэффициент теплопередачи ограждения K Вт/(м ² ·°С)	Расчетная разность температур ($t_{int}-t_{ext}$), °С	Основные теплопотери через ограждение, Вт	Дополнительные теплопотери		Коэффициент $(1+\Sigma\beta)$	Теплопотери, Вт		
		Наименование	Ориентация по сторонам горизонта	Размеры, м	Площадь A , м ²	На ориентацию по сторонам горизонта	Прочие				Через ограждение	На нагревание инфлянтрующейся воздуха		Помещения в целом		
1		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
101	ЖК	22	НС	С	3,51х3,1	8,59	0,34	45	131,43	0,1	0,05	1,15	151,1		1266,9	
		22	НС	З	3,8х3,51	13,34	0,34	45	204,15	0,05	0,05	1,1	224,6			
		22	ЛО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0,05	1,15	296,8			
		22	ПЛ	-	2,45х2,7	10,62	0,23	45	98,38	0	0,05	1,05	103,3			
	Коридор	22	НС	З	1,5х3,51	5,27	0,34	45	80,55	0,05	0,05	1,1	88,6			
		22	ПЛ	-	1,5х2,7	4,05	0,23	45	37,73	0	0,05	1,05	39,6	362,9		
102	КУХНЯ	20	НС	С	3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0,1	0	1,1	143,8		1133,6	
		20	ЛО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3			
		20	ПЛ	-	3,2х4,9	12,38	0,23	43	110,19	0	0	1	110,2			
	Ванная	25	ПЛ	-	1,4х1,5	2,1	0,23	48	20,87	0	0	1	20,9			
	СУ	21	ПЛ	-	0,8х1,5	1,2	0,23	44	10,93	0	0	1	10,9	576,5		
103	ЖК	22	НС	С	2,5х3,51	6,481	0,34	45	99,16	0,1	0	1,1	109,1		940,5	
		22	ЛО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0	1,1	283,9			
	ЖК+корид	22	ПЛ	-	2,5х4,85	12,125	0,23	45	112,94	0	0	1	112,9	434,6		
104	КУХНЯ	20	НС	С	2,4х3,51	6,13	0,34	43	89,62	0,1	0	1,1	98,6		857,6	
		20	ЛО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3			
		20	ПЛ	-	2,4х4,8	8,22	0,23	43	73,17	0	0	1	73,2			
	Ванная	25	ПЛ	-	1,4х1,5	2,1	0,23	48	20,87	0	0	1	20,9			
	СУ	21	ПЛ	-	0,8х1,5	1,2	0,23	44	10,93	0	0	1	10,9	382,8		

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
105	КУХНЯ	20	НС	С	2,4х3,51	6,13	0,34	43	89,62	0,1	0	1,1	98,6	374,1	848,9
		20	ДЮ	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
		20	ПЛ	-	2,4х4,8	8,22	0,23	43	73,17	0	0	1	73,2		
	Ванная	25	ПЛ	-	1,4х1,5	2,1	0,23	48	20,87	0	0	1	20,9		
	СУ	21	ПЛ	-	0,8х1,5	1,2	0,23	44	10,93	0	0	1	10,9		
106	ЖК	22	НС	С	2,5х3,51	6,481	0,34	45	99,16	0,1	0	1,1	109,1	434,6	940,5
		22	ДЮ	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0	1,1	283,9		
	ЖК+корид	22	ПЛ	-	2,5х4,85	12,125	0,23	45	112,94	0	0	1	112,9		
107	КУХНЯ	20	НС	С	3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0,1	0	1,1	143,8	563,4	1120,5
		20	ДЮ	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
		20	ПЛ	-	3,2х4,9	12,38	0,23	43	110,19	0	0	1	110,2		
	Ванная	25	ПЛ	-	1,4х1,5	2,1	0,23	48	20,87	0	0	1	20,9		
	СУ	21	ПЛ	-	0,8х1,5	1,2	0,23	44	10,93	0	0	1	10,9		
108	ЖК	22	НС	С	3,51х3,1	8,59	0,34	45	131,43	0,1	0,05	1,15	151,1	362,7	1280,9
		22	НС	В	3,8х3,51	13,34	0,34	45	204,15	0,1	0,05	1,15	234,8		
		22	ДЮ	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0,05	1,15	296,8		
		22	НС	-	2,45х2,7	10,62	0,23	45	98,38	0	0,05	1,05	103,3		
	Коридор	22	НС	В	1,5х3,51	5,27	0,34	45	80,55	0,1	0,05	1,15	92,6		
		22	ПЛ	-	1,5х2,7	4,05	0,23	45	37,73	0	0,05	1,05	39,6		
109	ЖК	22	НС	В	5,2х3,51	18,25	0,34	45	279,37	0,05	0,05	1,1	307,3	497,2	1350,6
		22	НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	45	136,81	0	0,05	1,05	143,6		
		22	ДЮ	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0,05	1,05	271,0		
		22	ПЛ	-	2,8х4,8	13,44	0,23	45	125,19	0	0,05	1,05	131,5		
110	КУХНЯ	20	НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0	0	1	130,7	548,9	1065,3
		20	ДЮ	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0	0	1	246,6		
		20	ПЛ	-	3,2х4,8	12,06	0,23	43	107,35	0	0	1	107,3		
	Ванная	25	ПЛ	-	1,4х1,5	2,1	0,23	48	20,87	0	0	1	20,9		
	СУ	21	ПЛ	-	0,8х1,5	1,2	0,23	44	10,93	0	0	1	10,9		

Продолжение табл. 10.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
111	ЖК	22	НС	Ю	3,2*3,51	11,23	0,34	45	171,92	0	0	1	171,9	451,5	997,8
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
		22	ПЛ	-	2,6x4,8	9,48	0,23	45	88,31	0	0	1	88,3		
	коридор	22	ПЛ	-	1,2x2,5	3	0,23	45	27,95	0	0	1	27,9		
112	ЖК	22	НС	Ю	2,6x3,51	6,832	0,34	45	104,53	0	0	1	104,5	594,4	1073,3
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
		22	ПЛ	-	2,6x4,8	12,48	0,23	45	116,25	0	0	1	116,3		
113	ЖК	22	НС	Ю	2,4x3,51	6,13	0,34	45	93,79	0	0	1	93,8	548,7	1007,8
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
		22	ПЛ	-	2,4x4,8	11,52	0,23	45	107,31	0	0	1	107,3		
114	ЖК	22	НС	Ю	2,4x3,51	6,13	0,34	45	93,79	0	0	1	93,8	548,7	1007,8
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
		22	ПЛ	-	2,4x4,8	11,52	0,23	45	107,31	0	0	1	107,3		
115	ЖК	22	НС	Ю	2,6x3,51	6,832	0,34	45	104,53	0	0	1	104,5	594,4	1073,3
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
		22	ПЛ	-	2,6x4,8	12,48	0,23	45	116,25	0	0	1	116,3		
116	ЖК	22	НС	Ю	3,2*3,51	11,23	0,34	45	171,92	0	0	1	171,9	451,5	997,8
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
		22	ПЛ	-	2,6x4,8	9,48	0,23	45	88,31	0	0	1	88,3		
	коридор	22	ПЛ	-	1,2x2,5	3	0,23	45	27,95	0	0	1	27,9		
117	КУХНЯ	20	НС	Ю	3,2x3,51	8,94	0,34	43	130,73	0	0	1	130,7	548,9	1065,3
		20	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	43	246,61	0	0	1	246,6		
		20	ПЛ	-	3,2x4,8	12,06	0,23	43	107,35	0	0	1	107,3		
	Ванная	25	ПЛ	-	1,4x1,5	2,1	0,23	48	20,87	0	0	1	20,9		
	СУ	21	ПЛ	-	0,8x1,5	1,2	0,23	44	10,93	0	0	1	10,9		
118	ЖК	22	НС	З	5,2x3,51	18,25	0,34	45	279,37	0,05	0,05	1,1	307,3	497,2	1350,6
		22	НС	Ю	3,2x3,51	8,94	0,34	45	136,81	0	0,05	1,05	143,6		
		22	ДО	Ю	1,55x1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0,05	1,05	271,0		

Продолжение табл. 10.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
			22 ПЛ	-	2,8х4,8	13,44	0,23	45	125,19	0	0,05	1,05	131,5		
ЛК-1	Лест. клет	18 НС	С	15,24х2,7	31,97	9,18	0,34	41	445,87	0,1	0,3	1,1	490,5		2029,2
		18 ДО	С	1,55х1,48	2,5	41	940,54	0,1	105,41	0	0	1	105,4		
		18 ПЛ	-	2,7х4,6	12,42	41	105,41	0	116,62	0	0	1	116,6		
		18 ПП	-	2,7х4,6	12,42	41	116,62	0	105,41	0	0	1	105,4		
ЛК-2	Лест. клет	18 НС	С	15,24х2,7	31,97	9,18	0,34	41	445,87	0,1	0	1,1	490,5		2029,2
		18 ДО	С	1,55х1,48	2,5	41	940,54	0,1	105,41	0	0	1,1	1316,8		
		18 ПЛ	-	2,7х4,6	12,42	41	105,41	0	116,62	0	0	1	105,4		
		18 ПП	-	2,7х4,6	12,42	41	116,62	0	105,41	0	0	1	116,6		
201	ЖК	22 НС	С	3,51х3,1	8,59	45	0,34	45	131,43	0,1	0,05	1,15	151,1	362,9	1124,0
		22 НС	3	3,8х3,51	13,34	45	0,34	45	204,15	0,05	0,05	1,1	224,6		
		22 ДО	С	1,55х1,48	2,29	45	2,5	45	258,08	0,1	0,05	1,15	296,8		
	Коридор	22 НС	3	1,5х3,51	5,27	45	0,34	45	80,55	0,05	0,05	1,1	88,6		
202	КУХНЯ	20 НС	С	3,2х3,51	8,94	43	0,34	43	130,73	0,1	0	1,1	143,8	576,5	991,6
		20 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
203	ЖК	22 НС	С	2,5х3,51	6,481	45	0,34	45	99,16	0,1	0	1,1	109,1	434,6	827,6
		22 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	45	258,08	0,1	0	1,1	283,9		
204	КУХНЯ	20 НС	С	2,4х3,51	6,13	43	0,34	43	89,62	0,1	0	1,1	98,6	382,8	752,7
		20 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
205	КУХНЯ	20 НС	С	2,4х3,51	6,13	43	0,34	43	89,62	0,1	0	1,1	98,6	374,1	744,0
		20 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
206	ЖК	22 НС	С	2,5х3,51	6,481	45	0,34	45	99,16	0,1	0	1,1	109,1	434,6	827,6
		22 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	45	258,08	0,1	0	1,1	283,9		
207	КУХНЯ	20 НС	С	3,2х3,51	8,94	43	0,34	43	130,73	0,1	0	1,1	143,8	563,4	978,5
		20 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	43	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
208	ЖК	22 НС	С	3,51х3,1	8,59	45	0,34	45	131,43	0,1	0,05	1,15	151,1	362,7	1138,0
		22 НС	В	3,8х3,51	13,34	45	0,34	45	204,15	0,1	0,05	1,15	234,8		
		22 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	45	258,08	0,1	0,05	1,15	296,8		

Продолжение табл. 10.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	Коридор	22	НС	В	1,5х3,51	5,27	0,34	45	80,55	0,1	0,05	1,15	92,6		
209	ЖК	22	НС	В	5,2х3,51	18,25	0,34	45	279,37	0,05	0,05	1,1	307,3	497,2	1219,2
		22	НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	45	136,81	0	0,05	1,05	143,6		
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0,05	1,05	271,0		
210	КУХНЯ	20	НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0	0	1	130,7	548,9	926,2
		20	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0	0	1	246,6		
211	ЖК	22	НС	Ю	3,2*3,51	11,23	0,34	45	171,92	0	0	1	171,9	451,5	881,5
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
212	ЖК	22	НС	Ю	2,6х3,51	6,832	0,34	45	104,53	0	0	1	104,5	594,4	957,0
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
213	ЖК	22	НС	Ю	2,4х3,51	6,13	0,34	45	93,79	0	0	1	93,8	548,7	900,5
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
214	ЖК	22	НС	Ю	2,4х3,51	6,13	0,34	45	93,79	0	0	1	93,8	548,7	900,5
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
215	ЖК	22	НС	Ю	2,6х3,51	6,832	0,34	45	104,53	0	0	1	104,5	594,4	957,0
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
216	ЖК	22	НС	Ю	3,2*3,51	11,23	0,34	45	171,92	0	0	1	171,9	451,5	881,5
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
217	КУХНЯ	20	НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0	0	1	130,7	548,9	926,2
		20	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0	0	1	246,6		
218	ЖК	22	НС	З	5,2х3,51	18,25	0,34	45	279,37	0,05	0,05	1,1	307,3	497,2	1219,2
		22	НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	45	136,81	0	0,05	1,05	143,6		
		22	ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0,05	1,05	271,0		
501	ЖК	22	НС	С	3,51х3,1	8,59	0,34	45	131,43	0,1	0,05	1,15	151,1		1282,7
		22	НС	З	3,8х3,51	13,34	0,34	45	204,15	0,05	0,05	1,1	224,6		
		22	ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0,05	1,15	296,8		
		22	ПТ	-	2,45х2,7	10,62	0,25	45	109,39	0	0,05	1,05	114,9		
	Коридор	22	НС	З	1,5х3,51	5,27	0,34	45	80,55	0,05	0,05	1,1	88,6		

Продолжение табл. 10.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
		22 ПТ	-		1,5х2,7	4,05	0,25	45	41,74	0	0,05	1,05	43,8	362,9	
502	КУХНЯ	20 НС	С		3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0,1	0	1,1	143,8		1148,7
		20 ДО	С		1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
		20 ПТ	-		3,2х4,9	12,38	0,25	43	121,91	0	0	1	121,9		
	Ванная	25 ПТ	-		1,4х1,5	2,1	0,25	48	23,08	0	0	1	23,1		
	СУ	21 ПТ	-		0,8х1,5	1,2	0,25	44	12,09	0	0	1	12,1	576,5	
503	ЖК	22 НС	С		2,5х3,51	6,481	0,34	45	99,16	0,1	0	1,1	109,1		952,5
		22 ДО	С		1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0	1,1	283,9		
	ЖК+корид	22 ПТ	-		2,5х4,85	12,125	0,25	45	124,95	0	0	1	125,0	434,6	
504	КУХНЯ	20 НС	С		2,4х3,51	6,13	0,34	43	89,62	0,1	0	1,1	98,6		868,8
		20 ДО	С		1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
		20 ПТ	-		2,4х4,8	8,22	0,25	43	80,95	0	0	1	80,9		
	Ванная	25 ПТ	-		1,4х1,5	2,1	0,25	48	23,08	0	0	1	23,1		
	СУ	21 ПТ	-		0,8х1,5	1,2	0,25	44	12,09	0	0	1	12,1	382,8	
505	КУХНЯ	20 НС	С		2,4х3,51	6,13	0,34	43	89,62	0,1	0	1,1	98,6	374,1	860,1
		20 ДО	С		1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
		20 ПТ	-		2,4х4,8	8,22	0,25	43	80,95	0	0	1	80,9		
	Ванная	25 ПТ	-		1,4х1,5	2,1	0,25	48	23,08	0	0	1	23,1		
	СУ	21 ПТ	-		0,8х1,5	1,2	0,25	44	12,09	0	0	1	12,1		
506	ЖК	22 НС	С		2,5х3,51	6,481	0,34	45	99,16	0,1	0	1,1	109,1	434,6	952,5
		22 ДО	С		1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0	1,1	283,9		
	ЖК+корид	22 ПТ	-		2,5х4,85	12,125	0,25	45	124,95	0	0	1	125,0		
507	КУХНЯ	20 НС	С		3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0,1	0	1,1	143,8	563,4	1135,6
		20 ДО	С		1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0,1	0	1,1	271,3		
		20 ПТ	-		3,2х4,9	12,38	0,25	43	121,91	0	0	1	121,9		
	Ванная	25 ПТ	-		1,4х1,5	2,1	0,25	48	23,08	0	0	1	23,1		
	СУ	21 ПТ	-		0,8х1,5	1,2	0,25	44	12,09	0	0	1	12,1		
508	ЖК	22 НС	С		3,51х3,1	8,59	0,34	45	131,43	0,1	0,05	1,15	151,1	362,7	1296,7

Продолжение табл. 10.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
			22 НС	В	3,8х3,51	13,34	0,34	45	204,15	0,1	0,05	1,15	234,8		
			22 ДО	С	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0,1	0,05	1,15	296,8		
			22 ПТ	-	2,45х2,7	10,62	0,25	45	109,39	0	0,05	1,05	114,9		
	Коридор		22 НС	В	1,5х3,51	5,27	0,34	45	80,55	0,1	0,05	1,15	92,6		
			22 ПТ	-	1,5х2,7	4,05	0,25	45	41,74	0	0,05	1,05	43,8		
509	ЖК		22 НС	В	5,2х3,51	18,25	0,34	45	279,37	0,05	0,05	1,1	307,3	497,2	1364,6
			22 НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	45	136,81	0	0,05	1,05	143,6		
			22 ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0,05	1,05	271,0		
			22 ПТ	-	2,8х4,8	13,44	0,25	45	138,50	0	0,05	1,05	145,4		
510	КУХНЯ		20 НС	Ю	3,2х3,51	8,94	0,34	43	130,73	0	0	1	130,7	548,9	1080,1
			20 ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	43	246,61	0	0	1	246,6		
			20 ПТ	-	3,2х4,8	12,06	0,25	43	118,76	0	0	1	118,8		
	Ванная		25 ПТ	-	1,4х1,5	2,1	0,25	48	23,08	0	0	1	23,1		
	СУ		21 ПТ	-	0,8х1,5	1,2	0,25	44	12,09	0	0	1	12,1		
511	ЖК		22 НС	Ю	3,2*3,51	11,23	0,34	45	171,92	0	0	1	171,9	451,5	1010,1
			22 ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
			22 ПТ	-	2,6х4,8	9,48	0,25	45	97,69	0	0	1	97,7		
	коридор		22 ПТ	-	1,2х2,5	3	0,25	45	30,92	0	0	1	30,9		
512	ЖК		22 НС	Ю	2,6х3,51	6,832	0,34	45	104,53	0	0	1	104,5	594,4	1085,6
			22 ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
			22 ПТ	-	2,6х4,8	12,48	0,25	45	128,61	0	0	1	128,6		
513	ЖК		22 НС	Ю	2,4х3,51	6,13	0,34	45	93,79	0	0	1	93,8	548,7	1019,3
			22 ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
			22 ПТ	-	2,4х4,8	11,52	0,25	45	118,72	0	0	1	118,7		
514	ЖК		22 НС	Ю	2,4х3,51	6,13	0,34	45	93,79	0	0	1	93,8	548,7	1019,3
			22 ДО	Ю	1,55х1,48	2,29	2,5	45	258,08	0	0	1	258,1		
			22 ПТ	-	2,4х4,8	11,52	0,25	45	118,72	0	0	1	118,7		
515	ЖК		22 НС	Ю	2,6х3,51	6,832	0,34	45	104,53	0	0	1	104,5	594,4	1085,6

[illegible]

10.4. Выбор и обоснование схемы системы отопления

При выборе системы отопления следует обосновать принятие решения: вида разводки магистралей (верхней или нижней, тупиковой или с попутным движением воды); посекционной прокладки магистралей или с использованием пофасадного регулирования; типа отопительных приборов и способа регулирования их теплоотдачи; способа удаления воздуха; типа запорно-регулирующей арматуры и т.д.

Выбирая систему отопления, необходимо учитывать санитарно-гигиенические, экономические, строительные, монтажные и эксплуатационные требования [18]. Система отопления должна обеспечивать расчетную температуру и равномерное нагревание воздуха в течение всего отопительного периода, гидравлическую и тепловую устойчивость, взрывопожарную безопасность и доступность для очистки и ремонта. Система отопления, вид отопительных приборов и параметры теплоносителя предусматриваются в соответствии с объемно-планировочным решением и назначением здания.

10.5. Конструирование системы отопления

Отопительные приборы размещаем, под световыми проемами в местах, доступных для осмотра, ремонта и очистки. Длина отопительного прибора должна быть не менее 75% длины светового проема. В угловых комнатах также предусматривается установка отопительных приборов также и у наружных стен.

При размещении приборов под окнами вертикальные оси прибора и оконного проема должны совпадать. Максимальное отклонение при этом не должно превышать более 50 мм. Допускается, при унификации приборного узла в жилых помещениях, гостиницах, общежитиях, административно-бытовых зданиях, смещение приборов от оси световых проемов.

Отопительные приборы в жилых зданиях следует устанавливать ближе к полу помещений на расстоянии 60 мм. Это позволяет обеспечивать равномерный прогрев воздуха у поверхности пола и в рабочей зоне.

Подача теплоносителя к отопительным приборам в СО осуществляется по вертикальным трубопроводам – стоякам, к которым последовательно подключены отопительные приборы. Подача теплоносителя в стояки осуществляется из магистральных трубопроводов, располагаемых в подвале (подполье). Магистральные трубопроводы про-

кладывают с уклоном не менее 0,003 в сторону ИТП для удаления воздуха и теплоносителя из системы.

Для отключения отдельных стояков и секций СО устанавливается запорная арматура на отводах к стояку, секции. Для слива теплоносителя и удаления воздуха из системы в нижней и верхней части стояков предусматриваются сливные и спускные краны, диаметром 15 мм. Для удаления воздуха из трубопроводов на отопительных приборах верхних этажей устанавливают автоматические воздухоотборники или краны Маевского.

10.6. Подбор отопительных приборов

В качестве отопительных приборов принимаем стальные секционные радиаторы «Arbonia» 3060.

По формуле (9.14) определяем температурный напор отопительных приборов расположенных в помещении 101, °C:

$$\Delta t_{cm} = \frac{t_1 + t_2}{2} - t_{int} = \frac{90 + 70}{2} - 22 = 58;$$

где t_1 – температура теплоносителя в подающем трубопроводе, принимаем в соответствии с вариантом, °C;

t_2 – температура теплоносителя в обратном трубопроводе, принимаем в соответствии с вариантом °C;

t_{int} – температура внутри помещения, принимаем в соответствии с [1, 2, 3, 4] и Приложением 4, °C.

Требуемый расход теплоносителя через отопительный прибор будет определяться по формуле (9.15), кг/ч:

$$G_i = \frac{3,6 Q_i \beta_1 \beta_2}{c \cdot (t_{под} - t_{обрат})} = \frac{3,6 \cdot 633 \cdot 1,01 \cdot 1,05}{4,187 \cdot (90 - 70)} = 28,9 ;$$

где Q – величина компенсируемых отопительным прибором (приборами на участке) теплотер, табл. 13.7, Вт;

β_1 – коэффициент учета дополнительного теплового потока. определяемый по табл.2 прилож.7 и табл.2 прилож.8;

β_2 – коэффициент учета дополнительных потерь теплоты отопительными приборами у наружных ограждений, определяемый по табл. 2 прилож. 7 и табл. 2 прилож. 8;

Расчетную плотность теплового потока прибора тогда найдем по формуле (9.16), Вт/м²:

$$q_i = q_{ном} \left(\frac{\Delta t_{cm}}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_i}{360} \right)^p = 660 \left(\frac{58}{70} \right)^{1+0,3} \left(\frac{28,9}{360} \right)^0 = 516,86 ;$$

где $q_{ном}$ – номинальный тепловой поток прибора, определяемый по табл.1 прилож.6, 7 и 8 ;

n, p – коэффициенты, определяемые по табл.3 прилож.6, 7 и 8.

Требуемая площадь нагрева отопительного прибора будет равна, $м^2$:

$$A_i = \frac{Q_i}{q_i} = \frac{633}{516,86} = 1,22$$

где Q_i – требуемая тепловая мощность отопительного прибора, принимается по результатам расчета теплопотерь, Вт;

q_i – расчетная плотность теплового потока, Вт/ $м^2$.

Число секций отопительного прибора определяется по формуле (9.29), шт:

$$N = \frac{A}{a} \frac{\beta_4}{\beta_3} = \frac{1,22}{0,15} \cdot \frac{1,03}{1,02} = 8,2$$

где a – площадь нагрева одной секции радиатора (табл.1 прилож.6, 7 и 8);

β_4 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки отопительного прибора (табл.2 прилож.9);

β_3 – поправочный коэффициент, учитывающий число секций в отопительном приборе (табл.4 прилож.6, 7 и 8).

К установке в пом.101 принимаем два радиатора «Arbonia» 3060 по 9 секций.

Для остальных помещений подбор отопительных приборов аналогично и результаты расчета заносим в табл. 10.8.

Таблица 10.8

Подбор отопительных приборов

№ помещения	Теплотерм компенсиром, Вт	Требующий расход теплоносителя, кг/ч	β_1	β_2	$t_{in}, ^\circ\text{C}$	$t_{out}, ^\circ\text{C}$	$t_{lim}, ^\circ\text{C}$	qном, Вт/м ²	n	p	Температурный напор, $^\circ\text{C}$	Расчетная плотность теплового потока q, Вт/м ²	Расчетная площадь отопительного прибора A, м ²	Площадь наружной поверхности нагреваемой секции a, м ²	β_3	β_4	Расчетное число секций в отопительном приборе	Количество секций отопительного прибора
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
101	633	28,9	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,22	0,15	1,02	1,03	8,2	9
101	633	27,9	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,22	0,15	1,02	1,03	8,2	9
102	1134	50,0	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	2,10	0,15	1	1,03	14,4	15
103	941	41,5	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,82	0,15	1	1,03	12,5	13
104	858	37,8	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,59	0,15	1	1,03	10,9	11
105	849	37,4	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,57	0,15	1	1,03	10,8	11
106	941	41,5	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,82	0,15	1	1,03	12,5	13
107	1121	49,4	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	2,08	0,15	1	1,03	14,3	15
108	640,5	29,2	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,24	0,15	1,02	1,03	8,3	9
108	640,5	28,2	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,24	0,15	1,02	1,03	8,3	9
109	675,5	30,8	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,31	0,15	1,02	1,03	8,8	9
109	675,5	29,8	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,31	0,15	1	1,03	9,0	9
110	1066	47,0	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,97	0,15	1	1,03	13,6	14
111	998	44,0	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,93	0,15	1	1,03	13,3	14
112	1073	47,3	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	2,08	0,15	1	1,03	14,3	15
113	1008	44,4	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,95	0,15	1	1,03	13,4	14
114	1008	44,4	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,95	0,15	1	1,03	13,4	14
115	1074	47,3	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	2,08	0,15	1	1,03	14,3	15
116	998	44,0	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,93	0,15	1	1,03	13,3	14
117	1066	47,0	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,97	0,15	1	1,03	13,6	14
118	675	30,8	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,31	0,15	1	1,03	9,0	9
118	675	29,7	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,31	0,15	1	1,03	9,0	9

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ЖК-1	1014,5	44,7	1,01	1,015	90	70	18	660	0,3	0	62	563,67	1,80	0,15	1	1,03	12,4	13
ЖК-1	1014,5	44,7	1,01	1,015	90	70	18	660	0,3	0	62	563,67	1,80	0,15	1	1,03	12,4	13
ЖК-2	1014,5	44,7	1,01	1,015	90	70	18	660	0,3	0	62	563,67	1,80	0,15	1	1,03	12,4	13
ЖК-2	1014,5	44,7	1,01	1,015	90	70	18	660	0,3	0	62	563,67	1,80	0,15	1	1,03	12,4	13
201	562	25,6	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,09	0,15	1,02	1,03	7,3	8
201	562	24,8	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,09	0,15	1,02	1,03	7,3	8
202	992	43,7	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,84	0,15	1	1,03	12,6	13
203	828	36,5	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,60	0,15	1	1,03	11,0	11
204	752	33,1	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,39	0,15	1	1,03	9,6	10
205	744	32,8	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,38	0,15	1	1,03	9,5	10
206	828	36,5	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,60	0,15	1	1,03	11,0	11
207	979	43,1	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,81	0,15	1	1,03	12,4	13
208	569	25,9	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,10	0,15	1,02	1,03	7,4	8
208	569	25,1	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,10	0,15	1,02	1,03	7,4	8
209	609,5	27,8	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,18	0,15	1,02	1,03	7,9	8
209	609,5	26,9	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,18	0,15	1,02	1,03	7,9	8
210	926	40,8	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,71	0,15	1	1,03	11,8	12
211	881	38,8	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,70	0,15	1	1,03	11,7	12
212	957,00204	42,2	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,85	0,15	1	1,03	12,7	13
213	900,53856	39,7	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,74	0,15	1	1,03	12,0	12
214	900,53856	39,7	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,74	0,15	1	1,03	12,0	12
215	957,00204	42,2	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,85	0,15	1	1,03	12,7	13
216	881,5068073	38,8	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,71	0,15	1	1,03	11,7	12
217	926,1959223	40,8	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,71	0,15	1	1,03	11,8	12
218	609,5	27,8	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,18	0,15	1,02	1,03	7,9	8
218	609,5	26,9	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,18	0,15	1,02	1,03	7,9	8
501	642	29,3	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,24	0,15	1	1,03	8,5	9
501	642	28,3	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,24	0,15	1	1,03	8,5	9
502	1150	50,7	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	2,13	0,15	1	1,03	14,6	15
503	953	42,0	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,84	0,15	1	1,03	12,7	13
504	867	38,2	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,61	0,15	1	1,03	11,0	11
505	861	37,9	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	1,59	0,15	1	1,03	10,9	11

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
506	953	42,0	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,84	0,15	1	1,03	12,7	13
507	1136	50,1	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	2,10	0,15	1	1,03	14,4	15
508	648,5	29,6	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,25	0,15	1	1,03	8,6	9
508	648,5	28,6	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,25	0,15	1	1,03	8,6	9
509	682,5	31,1	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,32	0,15	1	1,03	9,1	9
509	682,5	30,1	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,32	0,15	1	1,03	9,1	9
510	1081	47,6	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	2,00	0,15	1	1,03	13,7	14
511	1011	44,6	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,96	0,15	1	1,03	13,4	14
512	1086	47,9	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	2,10	0,15	1	1,03	14,4	15
513	1020	45,0	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,97	0,15	1	1,03	13,6	14
514	1020	45,0	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,97	0,15	1	1,03	13,6	14
515	1086	47,9	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	2,10	0,15	1	1,03	14,4	15
516	1011	44,6	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,96	0,15	1	1,03	13,4	14
517	1081	47,6	1,01	1,015	90	70	20	660	0,3	0	60	540,15	2,00	0,15	1	1,03	13,7	14
518	682,5	31,1	1,01	1,05	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,32	0,15	1	1,03	9,1	9
518	682,5	30,1	1,01	1,015	90	70	22	660	0,3	0	58	516,86	1,32	0,15	1	1,03	9,1	9

10.7. Гидравлический расчет системы отопления

Целью гидравлического расчёта систем отопления является подбор диаметров трубопроводов и определение потерь давления в них затрачиваемых на подачу требуемого расхода теплоносителя к отопительным приборам.

Выбираем главное циркуляционное кольцо и разбиваем его на участки рис. 10.1.

На участке 1 определяем суммарные потери давления по формуле (9.30), Па:

$$\Delta p = \Delta p_{mp} + \Delta p_m = 793 + 1302 = 2095;$$

Потери давления на трение обусловлены трением жидкости о стенки трубы/канала и внутренним трением в потоке и выражаются формулой Дарси-Вейсбаха, Па:

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho U^2}{2} = 0,029 \frac{2,5}{0,04} \cdot \frac{978 \cdot 0,94^2}{2} = 793 ;$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина участка, м;

d – диаметр трубопровода, м;

ρ – плотность перемещаемой среды, кг/м³;

U – скорость перемещаемой среды, м/с.

Скорость теплоносителя U , м/с в трубе диаметром d , м равна:

$$U = \frac{4L}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,00118}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,94 ;$$

Объемный расход теплоносителя L , м³/с:

$$L = \frac{G}{3600 \rho} = \frac{4166}{3600 \cdot 978} = 0,00118 ;$$

Коэффициент гидравлического трения:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,2}{40} \right)^{0,25} = 0,029 ;$$

где k_s – шероховатость трубопровода, для стального трубопровода принимаем 0,2 мм.

Местные потери давления обуславливаются изменением скорости потока по величине или направлению и выражаются формулой Вейсбаха, Па:

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho U^2}{2} = 3 \frac{978 \cdot 0,94^2}{2} = 1302$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления (КМС), табл. 1, прил. 10.

Для всех остальных участков потери давления определяются аналогично и суммируются по главной магистрали, результаты расчета заносятся в табл. 10.9.

Потери давления на главной магистрали составили 29 369 Па.

10.8. Подбор оборудования ИТП

Схема подключения системы отопления к наружным тепловым сетям – независимое.

Расчетный расход теплоносителя в системе отопления принимается по результатам гидравлического расчета СО или по формуле (9.38), кг/ч:

$$G_{\text{СО}} = \frac{3,6 \cdot \sum Q_i}{c(t_{\text{nm}} - t_{\text{om}})} = \frac{3,6 \cdot 94527}{4,187 \cdot (90 - 70)} = 4064;$$

где $t_{\text{nm}}, t_{\text{om}}$ – температура в подающем и обратном теплопроводе СО, °С;

$\sum Q_i$ – суммарные теплотери всего здания, Вт;

c – теплоемкость теплоносителя, кДж/(кг·°С) (для воды $c = 4,187$).

Требуемый расход теплоносителя наружных тепловых сетей определяем по формуле (9.39), кг/ч:

$$G_{\text{ТС}} = \frac{3,6 \cdot \sum Q_i}{c(\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,6 \cdot 94527}{4,187 \cdot (150 - 90)} = 1355$$

где τ_1, τ_2 – температура в подающем и обратном трубопроводе тепловой сети, °С

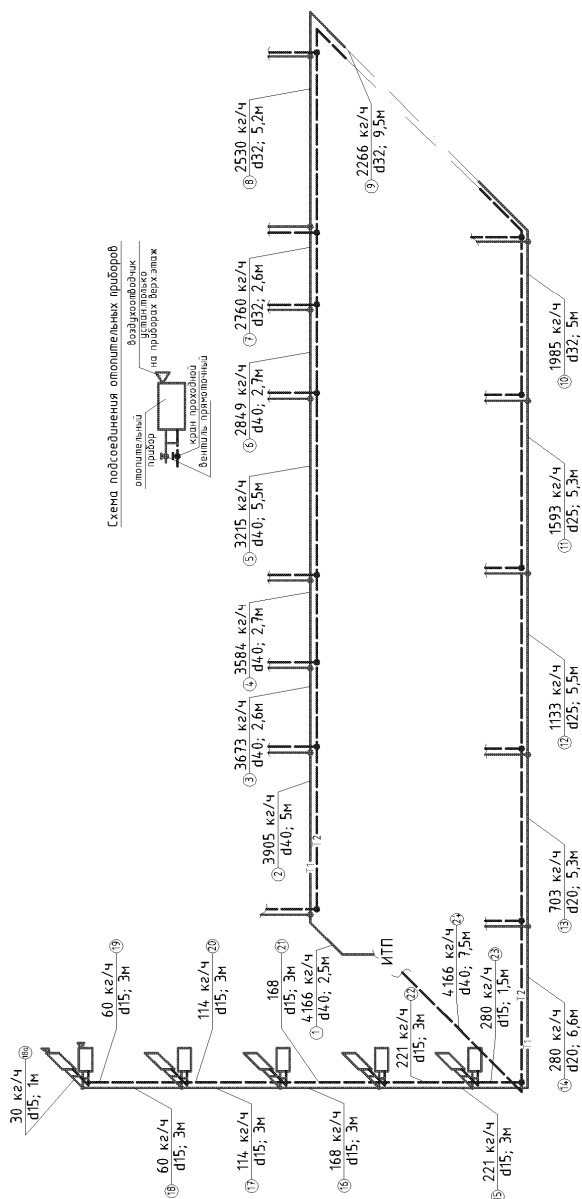


Рис. 10.1. Расчетная схема системы отопления

Таблица 10.9

Гидравлический расчет системы отопления

Номер участка	Тепловая нагрузка Q , Вт	Длина участка l , м	Расход воды G , кг/ч	Расход воды, м ³ /с	Диаметр участка d , мм	Скорость воды U , м/с	Коэффициент гидравлического трения λ	Удельная потеря давления на трение, R, Па/м	Потери давления на трение, R _l , Па	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$	Потери давления на местные сопротивления Z, Па	Общие потери давления на участке R _l +Z, Па
1	94527	2,5	4165,94	0,00118	40	0,94	0,029	317,36	793,39	3	1301,95	2095,34
2	88605	5	3904,95	0,00111	40	0,88	0,029	278,84	1394,19	1	381,31	1775,50
3	83345	2,6	3673,13	0,00104	40	0,83	0,029	246,71	641,46	1	337,38	978,84
4	81316	2,7	3583,71	0,00102	40	0,81	0,029	234,85	634,09	1	321,15	955,24
5	72957	5,5	3215,32	0,00091	40	0,73	0,029	189,05	1039,76	1	258,52	1298,28
6	64637	2,7	2848,64	0,00081	40	0,64	0,029	148,39	400,65	1	202,92	603,57
7	62608	2,6	2759,22	0,00078	32	0,97	0,031	449,23	1168,01	1	464,79	1632,80
8	57414	5,2	2530,32	0,00072	32	0,89	0,031	377,79	1964,50	1	390,87	2355,38
9	51422	9,5	2266,24	0,00064	32	0,80	0,031	303,05	2878,96	2	627,09	3506,04
10	45049	5	1985,37	0,00056	32	0,70	0,031	232,59	1162,93	1	240,64	1403,57
11	35472	5,3	1563,30	0,00044	25	0,91	0,033	527,03	2793,27	1	400,51	3193,78
12	25713	5,5	1133,21	0,00032	25	0,66	0,033	276,93	1523,12	1	210,45	1733,57
13	15952	5,3	703,03	0,00020	20	0,64	0,035	343,93	1822,84	1	197,75	2020,59
14	6372	6,6	280,82	0,00008	20	0,25	0,035	54,88	362,19	2	47,33	409,52
15	5022	3	221,33	0,00006	15	0,36	0,037	154,36	463,07	1	61,94	525,01

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16	3804	3	167,65	0,00005	15	0,27	88,56	265,69	1	35,54	301,23
17	2586	3	113,97	0,00003	15	0,18	40,93	122,79	1	16,42	139,21
18	1364	3	60,11	0,00002	15	0,10	11,39	34,16	2	6,85	41,01
18a	682	1	30,06	0,00001	15	0,05	2,85	2,85	12	13,14	15,98
19	1364	3	60,11	0,00002	15	0,10	11,39	34,16	2	6,85	41,01
20	2586	3	113,97	0,00003	15	0,18	40,93	122,79	1	16,42	139,21
21	3804	3	167,65	0,00005	15	0,27	88,56	265,69	1	35,54	301,23
22	5022	3	221,33	0,00006	15	0,36	154,36	463,07	1	61,94	525,01
23	6372	1,5	280,82	0,00008	20	0,25	54,88	82,32	2	47,33	129,64
24	94527	7,5	4165,94	0,00118	40	0,94	317,36	2380,18	2	867,97	3248,14
										ΔP_{CO}	29368,73

Оптимальное соотношение числа ходов для греющей X_{cp} и нагреваемой X_n воды в пластинчатом теплообменнике находится по формуле (9.40):

$$\frac{X_{cp}}{X_n} = \left(\frac{G_n}{G_{cp}} \right)^{0,636} \left(\frac{\Delta p_{cp}}{\Delta p_n} \right)^{0,364} \left(\frac{1000 - t_{cp}}{1000 - \tau_{cp}} \right) =$$

$$= \left(\frac{4064}{1355} \right)^{0,636} \left(\frac{40}{100} \right)^{0,364} \left(\frac{1000 - 80}{1000 - 120} \right) = 1,51$$

где $G_n = 4064$ – расход нагреваемой воды $G_i = G_{co}$, кг/ч;

$G_{cp} = 1355$ – расход греющей воды $G_{\bar{\omega}} = G_{\bar{\omega}}$, кг/ч;

$\Delta p_{cp} = 40$ – допустимые потери давления греющей воды, кПа;

$\Delta p_n = 100$ – допустимые потери давления нагреваемой воды, кПа;

$t_{cp} = \frac{t_{nm} + t_{om}}{2}$ – средняя температура теплоносителя в СО, °С;

$\tau_{cp} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$ – средняя температура теплоносителя в тепловой сети, °С;

Так как соотношение ходов получается менее 2, то принимается симметричная схема движения теплоносителей.

Требуемое число каналов в теплообменнике находят по нагреваемой воде и округляем до ближайшего большего целого:

$$m_n = \frac{G_n}{3600 w_{opt} f_k \rho} =$$

$$= \frac{4064}{3600 \cdot 0,4 \cdot 0,0002 \cdot 971,83} = 14,52;$$

где w_{opt} – оптимальная скорость движения теплоносителя, принимается 0,4 м/с;

$f_k = 0,0002$ – живое сечение одного межпластинчатого канала теплообменника Alfa Laval M3-XFG, м², принимается по табл.1, 2, 3 прилож.12;

ρ – плотность среды, кг/м³ (для воды с $t=80^\circ\text{C}$, $\rho=971,83$);

G_i – расход нагреваемой воды $G_n = G_{co} = 4064$, кг/ч.

Ввиду симметричной компоновки теплообменника общее живое сечение каналов греющей и нагреваемой воды в пакете совпадает (9.41), (m_n принимаем равным 15):

$$f_{cp} = f_n = m_n f_k = 15 \cdot 0,0002 = 0,003$$

Далее находим фактические скорости греющей и нагреваемой воды по формулам (9.43 и 9.44), м/с:

$$w_{cp} = \frac{G_{cp}}{3600 f_{cp} \rho} = \frac{1355}{3600 \cdot 0,003 \cdot 943,1} = 0,133$$

$$w_n = \frac{G_n}{3600 f_n \rho} = \frac{4064}{3600 \cdot 0,003 \cdot 971,83} = 0,39$$

Коэффициент теплоотдачи от греющей воды к стенке пластины находим по формуле (9.45), Вт/(м²·°C):

$$\alpha_{cp} = 1,16A \left(23000 + 283\tau_{cp} - 0,63(\tau_{cp})^2 \right) w_{cp}^{0,73} =$$

$$= 1,16 \cdot 0,45 \left(23000 + 283 \cdot 120 - 0,63(120)^2 \right) 0,13^{0,73} = 5637$$

где A – коэффициент, зависящий от типа пластин, принимаем равным 0,45.

Коэффициент тепловосприятия от стенки пластины к нагреваемой воде определяется по формуле (9.46), Вт/(м²·°C):

$$\alpha_n = 1,16A \left(23000 + 283t_{cp} - 0,63(t_{cp})^2 \right) w_n^{0,73} =$$

$$= 1,16 \cdot 0,45 \left(23000 + 283 \cdot 80 - 0,63(80)^2 \right) 0,39^{0,73} = 10923;$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле (9.47), Вт/(м²·°C):

$$K = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_{cp}} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}} = \frac{0,8}{\frac{1}{5637} + \frac{1}{10923} + \frac{0,0005}{58}} = 2882$$

где β – коэффициент, учитывающий уменьшение коэффициента теплопередачи из-за термического сопротивления накипи и загрязнений на пластине, принимается равным 0,7...0,85;

δ_{cm} – толщина пластины принимаем по табл.1, 2, 3 прил.12, для стального теплообменника Alfa Laval M3-XFG равна 0,0005 м (0,5 мм);

$\lambda_{ст}$ – теплопроводность пластины, принимается для стали равной 58 Вт/(м · °С), для латуни — 105 Вт/(м · °С).

Температурный напор теплообменника отопления определяется по формуле, °С:

$$\Delta t_m = \frac{(\tau_1 - t_1) - (\tau_2 - t_2)}{2,3 \lg \frac{\tau_1 - t_1}{\tau_2 - t_2}} = \frac{(150 - 90) - (90 - 70)}{2,3 \lg \frac{150 - 90}{90 - 70}} = 36,45$$

Требуемая поверхность теплообмена определяется по формуле, м²:

$$F_{mp} = \frac{\sum Q_i}{K \cdot \Delta t_m} = \frac{94527}{2882 \cdot 36,45} = 0,9$$

По данным табл.1, 2, 3 прилож. 12 подбираем количество пластин (28 пластин), обеспечивающих ближайшую большую поверхность теплообмена.

Количество ходов в теплообменнике находим по формуле:

$$X = \frac{F_{mp} + f_{nl}}{2mf_{nl}} = \frac{0,9 + 0,032}{2 \cdot 14,52 \cdot 0,032} = 1,003$$

где f_{nl} – поверхность нагрева одной пластины, м².

Потери давления, кПа в пластинчатых теплообменниках определяется по формуле:

для нагреваемой воды

$$\begin{aligned} \Delta p_n &= \varphi B (33 - 0,08 t_{cp}) w_n^{1,75} X = \\ &= 2 \cdot 4,5 \cdot (33 - 0,08 \cdot 80) \cdot 0,39^{1,75} \cdot 1,003 = 46,22; \end{aligned}$$

для греющей воды

$$\begin{aligned} \Delta p_{cp} &= \varphi B (33 - 0,08 \tau_{cp}) w_{cp}^{1,75} X = \\ &= 1 \cdot 4,5 \cdot (33 - 0,08 \cdot 120) \cdot 0,133^{1,75} \cdot 1,003 = 3,1; \end{aligned}$$

где φ – коэффициент, учитывающий накипеобразование, который для греющей сетевой воды равен единице, а для нагреваемой воды должен приниматься по опытным данным, при отсутствии таких данных можно принимать $\varphi=1,5 \dots 2$;

B — коэффициент, зависящий от типа пластины, принимается равным 4;

Циркуляционный насос в независимой системе отопления подбирается на подачу расхода $G_{CO} = 4,26 \text{ м}^3 / \text{час}$ при давлении $\Delta P = \Delta p_{CO} + \Delta p_n$ с запасом 10...20 кПа.

$$\Delta P = (\Delta p_{CO} + \Delta p_n) + \Delta p_{запас} = (30 + 46,22) + 10 = 86,22 \text{ кПа}$$

По приложению 11 подбираем циркуляционный насос Grundfos TRE 32-120/2 для системы отопления.

Потери давления в греющей секции теплообменника $\Delta p_{гр}$ должны быть меньше располагаемого перепада давления в тепловых сетях.

$$\Delta p_{гр} \leq \Delta P_{pnTC};$$

$$3,1 \text{ кПа} \leq 220 \text{ кПа}$$

где ΔP_{pnTC} - разница давлений в подающем и обратном трубопроводе тепловой сети, табл. 2 прилож. 1.

10.9. Определение объемов вентиляции

Нормы вытяжки из помещений жилых многоквартирных зданий принимаются согласно [1], [16] (табл.1 прилож.13).

Удаление воздуха предусматривается из помещений кухни, санузла, ванной комнаты, совмещенного с ванной санузла. Удаление воздуха из жилых комнат осуществляется через вентиляционную решетку кухни.

Габаритные размеры жалюзийной решетки назначается, исходя из того, что «живое сечение» решетки составляет 60% общей ее площади, в соответствии с табл. 2 прилож. 13.

Результаты расчета объемов удаляемого воздуха из помещений жилого дома и подбора вентиляционных решеток сведены в табл. 10.10.

10.10. Конструирование системы вентиляции

Система вентиляции запроектирована естественная вытяжная. Компенсация удаляемого воздуха осуществляется, как за счет поступления наружного воздуха, так и за счет перетекания воздуха из других помещений. Поступление наружного воздуха происходит через окна, фрамуги, форточки и через неплотности окон и дверей.

Вытяжка из жилых комнат предусмотрена через вытяжные каналы расположенные во внутренних стенах кухонь, уборных и ванных. Вытяжная вентиляция из санузлов и ванных комнат объединена в один канал.

Вытяжная шахта для выброса воздуха должна выведена выше конька крыши на 0,5 м.

Вытяжные отверстия в помещениях расположены на 0,3 м от потолка.

Таблица 10.10

Расчет объемов удаляемого воздуха

№ и наименование помещения, в котором установлена жалюзийная решетка	№ обслуживаемых помещений	Площадь помещения, м ²	Норма вытяжки, м ³ /час	Воздухообмен помещения, м ³ /час	Суммарный воздухообмен через решетку, м ³ /час	Площадь живого сечения жалюзийной решетки, м ²	Размеры жалюзийной решетки, мм
1	2	3	4	5	6	7	8
102, кухня	102		90	90	90	0,0289	200x250
102, СУ	102СУ		25	25	25	0,013	150x150
102, ванная	102ванная		25	25	25	0,013	150x150
	101	8,4	25,2				
	118	12,25	36,75				
кухня	104	5,9	90	90	90	0,0289	200x250
104, СУ	104СУ		25	25	25	0,013	150x150
104, ванная	104ванная		25	25	25	0,013	150x150
	103	7	21				
	114	9,8	29,4				
117, кухня	117	10,4	90	90	90	0,0289	200x250
117, СУ	117СУ		25	25	25	0,013	150x150
117, ванная	117Ванная		25	25	25	0,013	150x150
	116	8,3	24,9				
	115	11	33				

10.11. Аэродинамический расчет системы вентиляции и разработка мероприятий по интенсификации воздухообмена в здании

Определяем располагаемое давление для помещений первого этажа по формуле (9.54), Па:

$$P_{p1} = gh_1(\rho_n - \rho_e) = 9,81 \cdot 13,6 \cdot (1,27 - 1,2) = 9,34$$

где ρ_n – плотность наружного воздуха, принимаемая по нормам при температуре 5 °С равная 1,27 кг/м³;

ρ_e – плотность внутреннего воздуха, кг/м³;

h_1 – расстояние от оси решетки до плоскости выпускного отверстия, м.

По аналогии определяем располагаемое давление для всех этажей:

$$P_{p2} = 7,35 \text{ Па};$$

$$P_{p3} = 5,29 \text{ Па};$$

$$P_{p4} = 3,23 \text{ Па};$$

$$P_{p5} = 1,17 \text{ Па};$$

После определения объемов воздухообмена и располагаемого давления вычерчиваем расчетную аксонометрическую схему системы вентиляции (рис. 10.2), разбивают ее на участки; при этом первым участком является вертикальный канал, наиболее удаленный от вытяжной шахты. Каждому расчетному участку присваивается номер, в числителе выносной линией указывается объем воздуха, м³/час, движущегося по участку, а в знаменателе - длина участка.

Задавая скорость воздуха w в пределах 0,3...1 м/с, определяем площадь живого сечения канала результаты заносим в 5 столбец табл. 10.11, м²:

$$f_{BE-1} = \frac{L}{3600w} = \frac{90}{3600 \cdot 0,6} = 0,04$$

где L – расход воздуха перемещаемого по расчетному каналу, м³/час;
 w – задаваемая скорость воздуха в канале, м/с.

По площади живого сечения принимаем размеры канала системы ВЕ-1 (270×140) при этом в кирпичных стенах они должны быть кратными размеру кирпича, затем необходимо сделать перерасчет скорости по формуле, м/с (результаты расчета заносим в столбец 4 табл. 10.11):

$$v = \frac{4 \cdot L}{3600 \cdot \pi \cdot d_{\text{экв}}^2} = \frac{4 \cdot 90}{3,14 \cdot 0,184^2 \cdot 3600} = 0,94;$$

где d – диаметр круглого воздуховода, который эквивалентен по потерям на трение принятому прямоугольному или квадратному каналу, м.

Эквивалентный диаметр определяют по формуле, м

$$d_{\text{экв}} = \frac{2a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0,27 \cdot 0,14}{0,27 + 0,14} = 0,184;$$

Определяем потери давления системы ВЕ-1, Па:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} = 1,55 + 1,92 = 3,47 ;$$

где $\Delta p_{\text{тр}}, \Delta p_{\text{м}}$ – потери давления на трение (по длине) и местные сопротивления соответственно, Па.

После расчета каждой ветви определяется суммарное аэродинамическое сопротивление ветви. Для удаления требуемого расхода воздуха полученное сопротивление ветви должно быть менее $\Delta p_{\text{м}}$ для помещения, где расположена расчетная вентиляционная решетка. В противном случае необходимо увеличить сечение решетки и вентиляционных каналов. В случае невозможности подбора требуемых сечений решетки и каналов по архитектурно-планировочным условиям необходима разработка мероприятий для интенсификации удаления воздуха, например установка дефлектора с блоком поддержания постоянного разрежения в шахте.

Потери давления на трение обусловлены трением жидкости о стенки трубы/канала и внутренним трением в потоке и выражаются формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho w^2}{2} = 0,04 \frac{13,6 \cdot 1,213 \cdot 0,94^2}{0,184 \cdot 2} = 1,55 ,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

l – длина участка, м;

$d_{\text{экв}}$ – эквивалентный диаметр воздуховода принимается в соответствии с расчетом, м;

ρ – плотность перемещаемой среды принимаем 1,213 кг/м³;

w – фактическая скорость перемещаемой среды для системы ВЕ-1 равная 0,94 м/с.

Коэффициент гидравлического трения определяем по формуле:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d_{\text{экс}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,003}{0,184} + \frac{68}{12110} \right)^{0,25} = 0,04$$

где Δ - абсолютная шероховатость воздухопроводов принимаем равной 0,003, м;

Re – число Рейнольдса находим по формуле:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\mu} = \frac{0,94 \cdot 0,184 \cdot 1,213}{17,3 \cdot 10^{-6}} = 12110 ,$$

где μ – динамическая вязкость, для воздуха $\mu = 17,3 \cdot 10^{-6}$ Па·с;

Местные потери давления обуславливаются изменением скорости потока по величине или направлению и выражаются формулой Вейсбаха, Па:

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = 3,61 \frac{1,213 \cdot 0,94^2}{2} = 1,92 ,$$

где ζ – сумма коэффициент местного сопротивления (КМС) принимаемая по таблице 3 Приложения 13.

Аэродинамический расчет производится для наиболее удаленных от вытяжной шахты каналов, удаляющих воздуха с первого и последнего этажа. Результаты расчета сводятся в табл. 10.11.

Для других систем вентиляции расчет выполняется аналогично.

Аэродинамический расчет системы вентиляции

Таблица 10.11

Номер участка	Длина участка l , м	Объем воздуха L , м ³ /ч	Фактическая скорость движения воздуха v , м/с	Расчетная площадь сечения канала F , м ²	Размер канала $a \times b$, мм	Эквивалентный диаметр канала $d_{экв}$, м	Потери на трение, Па	Динамическое давление Δp_d , Па	Сумма коэффициентов $\sum \xi$	Потери на м.с. Z , Па	Суммарные потери давления, $R+Z$, Па	0,9 $p_{расч}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
BE-1	13,60	90	0,94	0,04	270x140	0,1844	1,55	0,53	3,61	1,92	3,47	8,41
BE-2	10,70	90	0,94	0,04	270x140	0,1844	1,22	0,53	3,61	1,92	3,14	6,61
BE-3	7,70	90	0,94	0,04	270x140	0,1844	0,88	0,53	3,61	1,92	2,80	4,76
BE-4	4,70	90	0,94	0,04	270x140	0,1844	0,54	0,53	3,61	1,92	2,46	2,90
BE-5	1,70	90	0,44	0,04	270x270	0,2700	0,03	0,12	3,61	0,42	0,45	1,05
BE-6												
1	1,50	25	0,45	0,01	140x140	0,1400	0,06	0,12	1,66	0,21	0,27	
2	13,60	50	0,90	0,02	140x140	0,1400	2,18	0,49	3,61	1,78	4,23	8,41
BE-7												
1	1,50	25	0,45	0,01	140x140	0,1400	0,06	0,12	1,66	0,21	0,27	
2	10,70	50	0,90	0,02	140x140	0,1400	1,72	0,49	3,61	1,78	3,77	6,61

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
BE-8												
1	1,50	25	0,45	0,01	140x140	0,1400	0,06	0,12	1,66	0,21	0,27	
2	7,70	50	0,90	0,02	140x140	0,1400	1,23	0,49	3,61	1,78	3,29	<
BE-9												4,76
1	1,50	25	0,45	0,01	140x140	0,1400	0,06	0,12	1,66	0,21	0,27	
2	4,70	50	0,90	0,02	140x140	0,1400	0,75	0,49	3,61	1,78	2,81	<
BE-10												2,90
1	1,50	25	0,45	0,01	140x140	0,1400	0,06	0,12	1,66	0,21	0,27	
2	1,70	50	0,52	0,02	270x140	0,1844	0,06	0,16	3,61	0,59	0,93	<
												1,05

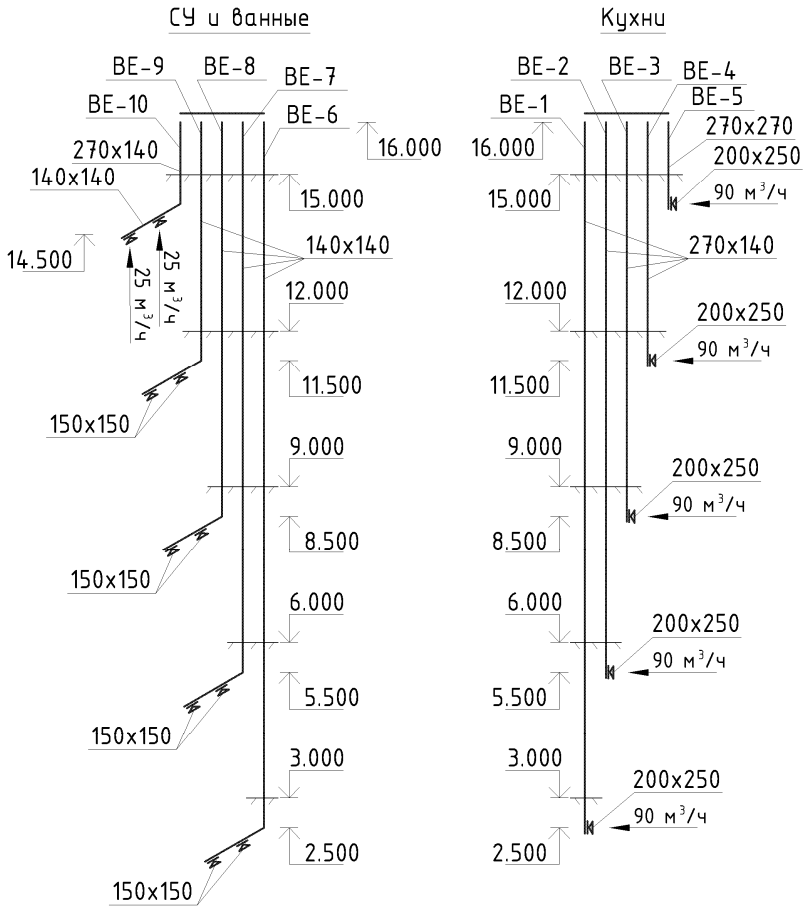


Рис. 10.2. Схемы вентиляционных шахт кухонь, ванных комнат и санузлов

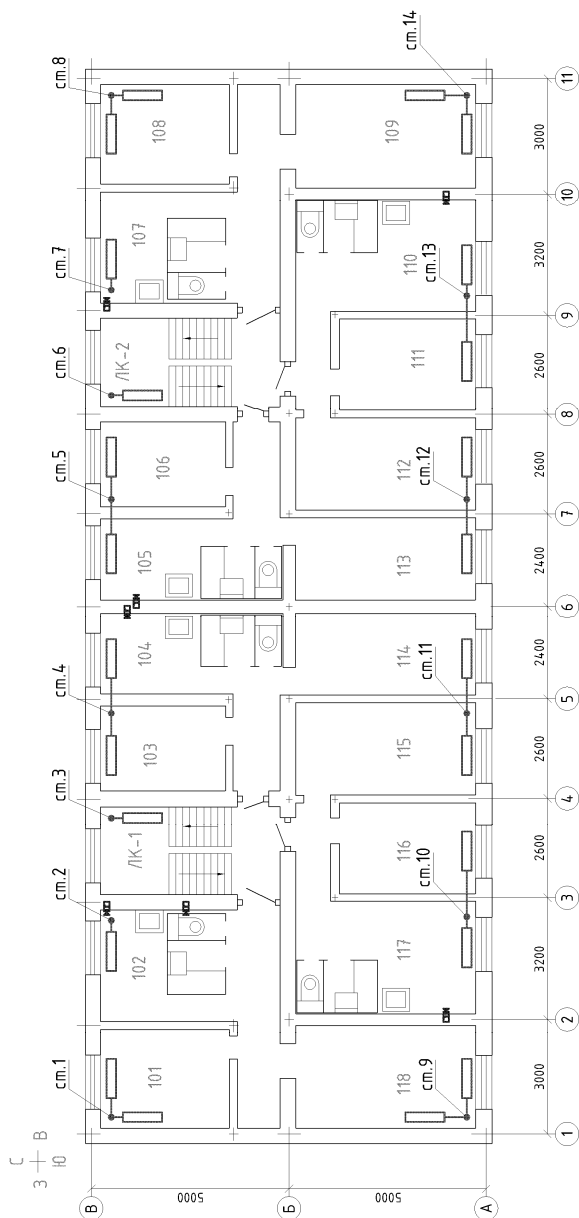


Рис. 10.3. План типового этажа

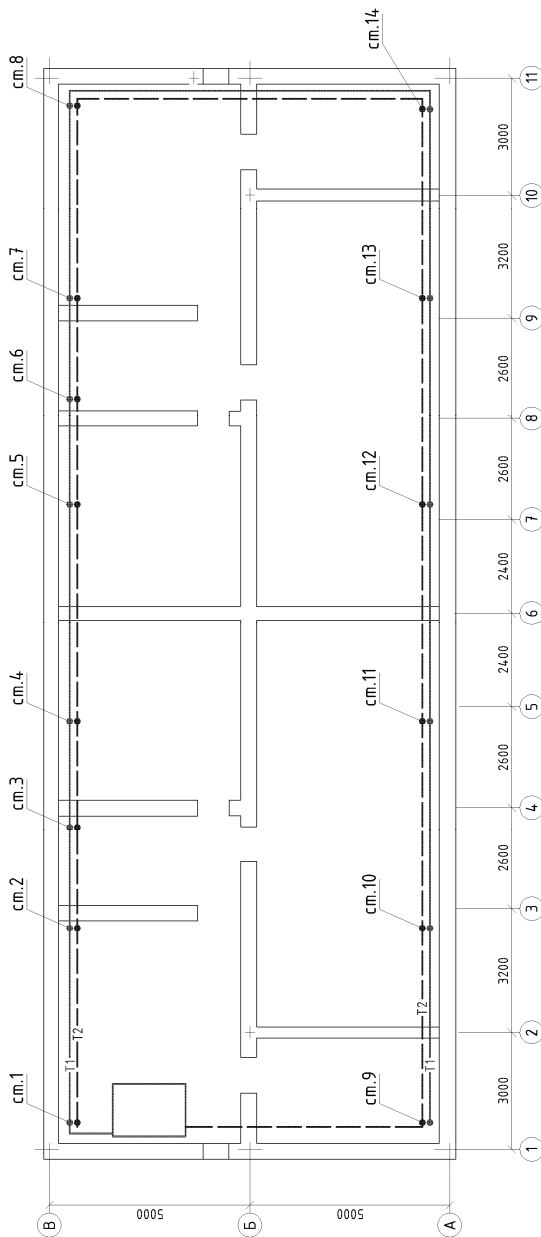
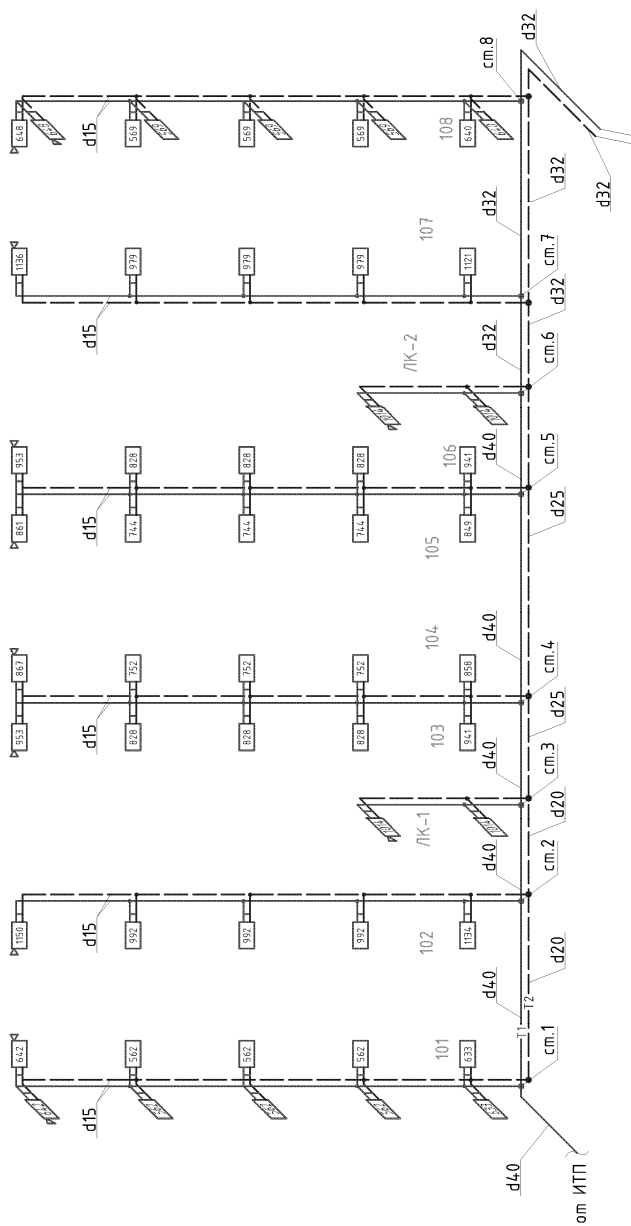


Рис. 10.4. План подвала



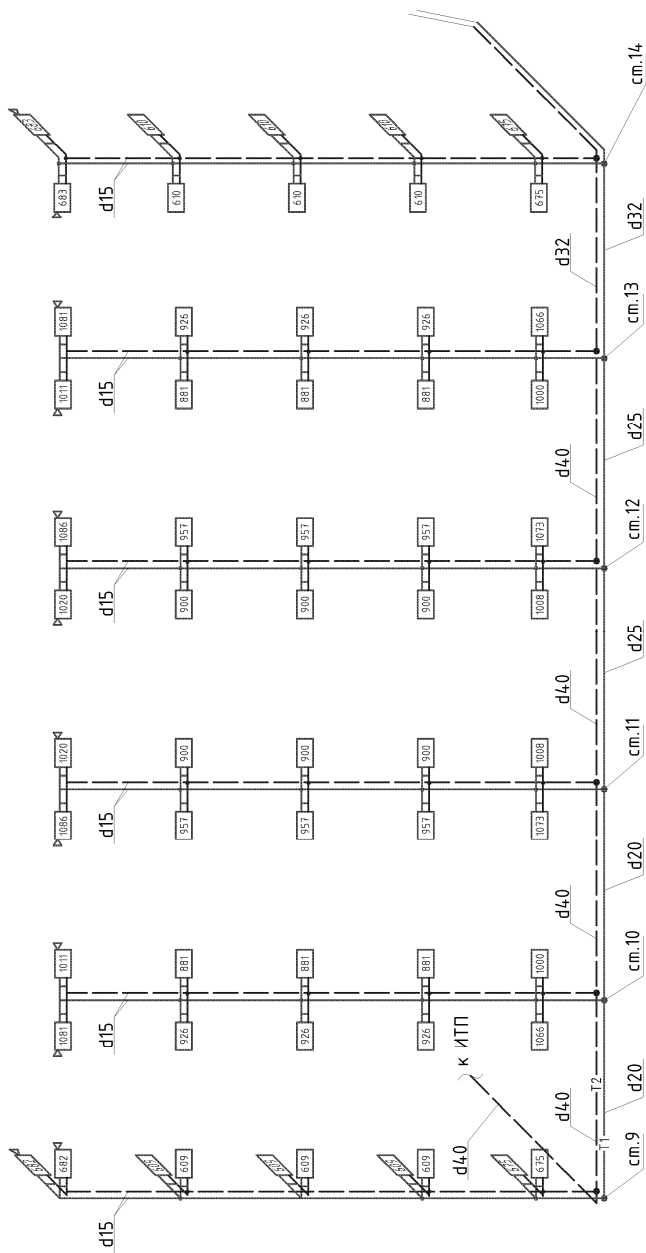


Рис. 10.5. Схема системы отопления

Контрольные вопросы

Контрольные вопросы к главе 1

1. Общие сведения о микроклимате зданий. Гигиенические и технологические задачи систем ТГВ.
2. Влияния параметров окружающей среды на самочувствие человека. Тепловой баланс человека.
3. Факторы, обеспечивающие требуемый микроклимат помещения.
4. Тепловой комфорт и его составляющие. Зона, точка оптимума и условия теплового комфорта.
5. Требования к содержанию вредных веществ, влажности и подвижности воздуха в помещениях зданий, их зависимость от назначения здания.
6. Расчетные параметры внутреннего воздуха (оптимальные и допустимые), факторы, влияющие на их величину.
7. Расчетные параметры наружного воздуха, их выбор при проектировании систем вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха.

Контрольные вопросы к главам 2 и 3

1. Процесс теплопередачи, тепловой поток. Передача тепла теплопроводностью, конвективным и лучистым теплообменом.
2. Термическое сопротивление. Процесс передачи тепла через наружное ограждение. Коэффициент теплопередачи, тепловосприятости и теплоотдачи ограждения.
3. Требуемое сопротивление теплопередаче.
4. Воздухопроницаемость строительных ограждений. Методика расчета тепла на нагрев инфильтрационного воздуха.
5. Паропроницаемость строительных ограждений, общее сопротивление паропроницанию.
6. Теплопотери через ограждающие конструкции.
7. Расчет основных теплопотерь.
8. Расчет дополнительных теплопотерь
9. Расчет потерь тепла зданием по удельной тепловой характеристике.

Контрольные вопросы к главе 4

1. Требования к системам отопления
2. Классификация систем отопления
3. Виды систем отопления
4. Системы водяного отопления
5. Понятие об обеспеченности расчетных условий
6. Характеристики наружного климата холодного периода года
7. Теплообмен на поверхности в помещении
8. Стационарная передача теплоты
9. Тепловой баланс помещения
10. Выбор основной схемы отопления
11. Классификация приборов
12. Размещение приборов в помещении
13. Коэффициент теплопередачи отопительных приборов
14. Плотность теплового потока прибора
15. Тепловой расчет отопительных приборов
16. Регулировка теплоотдачи приборов
17. Размещение теплопроводов в здании
18. Присоединение приборов к стоякам
19. Размещение запорно-регулирующей арматуры
20. Одно- и двухтрубные системы водяного отопления
21. Системы отопления с естественной и напорной циркуляцией
22. Схема подключения насосов, выбор насосов
23. Схема смешивания воды с использованием насоса
24. Элеваторный узел (схема, основы выбора элеватора)
25. Схема теплового пункта при зависимом подсоединении систем
26. Схема теплового пункта при независимом подсоединении систем
27. Гидравлический расчет систем отопления

Контрольные вопросы к главе 5

1. Требования, предъявляемые к вентиляции.
2. Основные виды вредных выделений и их воздействие на организм человека.
3. Расчётные параметры внутреннего и наружного воздуха.
4. Классификация систем вентиляции.
5. Общие сведения об устройстве и действии естественной вентиляции.

6. Расчет естественной вентиляции в общественных и жилых зданиях
7. Общие сведения об устройстве и действии механической вентиляции.
8. Воздушный режим здания.
9. Схемы движения воздуха в вентилируемых помещениях.
10. Классификация устройств для очистки воздуха от пыли.
11. Назначение и параметры работы воздушных фильтров.
12. Основные типы воздушных фильтров.
13. Выбор воздушных фильтров.
14. Калориферы систем вентиляции
15. Охлаждение воздуха в системах вентиляции
16. Увлажнение воздуха в системах вентиляции
17. Открытые местные отсосы. Вытяжные зонты. Конструкция. Классификация.
18. Аэрация. Область применения. Принципы осуществления.
19. Дефлекторы. Принцип работы и расчёт.
20. Воздушные души. Назначение. Конструктивное исполнение.
21. Особенности проектирования и расчёт воздушных завес.
22. Аэродинамическое сопротивление вентиляционной сети.
23. Порядок расчёта потерь давления.
24. Шум. Общие сведения. Источники шума. Глушение шума.

Контрольные вопросы к главе 6

1. Расчетные внутренние условия кондиционируемых помещений.
2. Требования к системам кондиционирования воздуха.
3. Определение требуемого для СКВ количества наружного воздуха.
4. Структурная схема системы кондиционирования воздуха.
5. Классификация систем кондиционирования воздуха.
6. Способы тепловлажностной обработки воздуха в центральных СКВ.
7. Однозональная приточная центральная СКВ.
8. Многозональная приточная центральная СКВ.
9. Местно-центральная СКВ.
10. Конструкция и режимы работы центрального кондиционера.
11. Кондиционеры сплит-системы.
12. Принцип работы холодильной машины.

1. Структура ТЭК России. Место и значение теплоснабжения.
2. Классификация потребителей тепла. Сезонные и круглогодичные потребители.
3. Графики сезонного и суточного теплопотребления. Характеристика методов определения расчетных тепловых нагрузок.
4. Определение максимально часовых и среднечасовых расходов тепла на отопление и вентиляцию зданий по укрупненным показателям. Удельная тепловая характеристика здания и её определение.
5. Определение максимально часовых и среднечасовых расходов тепла на отопление и вентиляцию жилых и общественных зданий. Укрупненные показатели максимальных тепловых потоков на отопление.
6. Определение среднечасовых и максимально часовых расчетных расходов тепла на горячее водоснабжение жилых, общественных и промышленных зданий. Укрупненные показатели среднечасового теплового потока.
7. Определение годовых расходов тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение..
8. Классификация систем теплоснабжения: структурная схема, виды систем, характеристика теплоносителей – воды и пара, их достоинства и недостатки, технико-экономическое обоснование применения.
9. Общая характеристика водяных тепловых сетей (классификация, закрытые и открытые системы теплоснабжения, их достоинства и недостатки). Причины преимущественного распространения 2-х трубных водяных Тепловых сетей.
10. Принципиальные схемы присоединения местных систем теплопотребления к наружным тепловым сетям. Достоинства и недостатки схем, область применения. Назначение индивидуальных (ИТП) и центральных (ЦТП) тепловых пунктов.
11. Схемы абонентских вводов ИТП закрытых систем теплоснабжения со связанной подачей теплоты (параллельная одноступенчатая схема, последовательные одноступенчатая и 2х – ступенчатая схемы; принцип действия схем, режимы регулирования, достоинства и недостатки, область применения).
12. Схемы абонентских вводов ИТП закрытых систем теплоснабжения с нормальной подачей теплоты (параллельная 1-

ступенчатая и 2х – ступенчатая схемы; принцип действия, режимы регулирования).

13. Температурные графики режимов центрального качественного регулирования отпуска тепла потребителям и их применение в теплоснабжении.
14. Теоретическое обоснование методики гидравлического расчета трубопроводов водяных тепловых сетей (применение уравнения Дарси, предельное число Рейнольдса, практические скорости теплоносителя, гидравлический режим работы).
15. Задачи и общие положения методики инженерного гидравлического расчета трубопроводов тепловых сетей. Определение расчетных расходов теплоносителя и потерь напора в разветвленных водяных тепловых сетях.
16. Теплоизоляционные материалы и изделия. Тепловой расчет тепловых сетей..
17. Классификация топлива. Высшая и низшая теплота сгорания, влажность, зольность, сернистость.
18. Принципиальная схема преобразования химической энергии органического топлива в тепловую энергию водяного пара.
19. Котлы на органическом топливе. Основные направления развития.
20. Методика конструктивного и поверочного теплового расчёта котельных агрегатов. Определение коэффициента избытка воздуха.
21. Алгоритм теплового расчёта и материальный баланс котельного агрегата. Объём и состав продуктов сгорания.
22. Тепловой и эксергетический баланс котельного агрегата. КПД котла и пути его повышения.
23. Проектирование ТГУ. Компонировка отопительной котельной.
24. Возобновляющиеся энергетические ресурсы. Вторичные топливно-энергетические ресурсы (ВЭР) различных производств, основные направления их использования.

Контрольные вопросы к главе 8

1. Какие газы относятся к природным газам?
2. Какие газы относятся к искусственным газам?
3. Горючая часть топливных газов
4. Негорючая часть топливных газов

5. Классификация по давлению распределительные газопроводы. Область применения газопроводов низкого, среднего и высокого давления
6. Одно-, двух- и трехступенчатая система распределения газа
7. Глубина прокладки газопроводов, расстояния между ними и другими инженерными коммуникациями и условиях прокладки газопроводов в футлярах
8. Материалы газораспределительных трубопроводов.
9. Классификация потребителей газа.
10. Определение бытовой потребности в газе.
11. Определение потребности в газе промышленных и коммунальных предприятий.
12. Назначение регуляторов давления Представьте схему регулятора давления прямого действия.
13. Основное назначение ГРП, ГРУ, где они размещаются, чем отличаются
14. Представьте схему ГРП, расскажите о принципе его работы.
15. По какому принципу выбирается регулятор давления?
16. Измерение расхода потребляемого газа.
17. Конструкции устройств для замера расхода газа.
18. Определение количества газорегулирующих установок и зоны их обслуживания.
19. Газодинамический расчет газопроводов.

Исходные данные для проектирования

Приложение 1

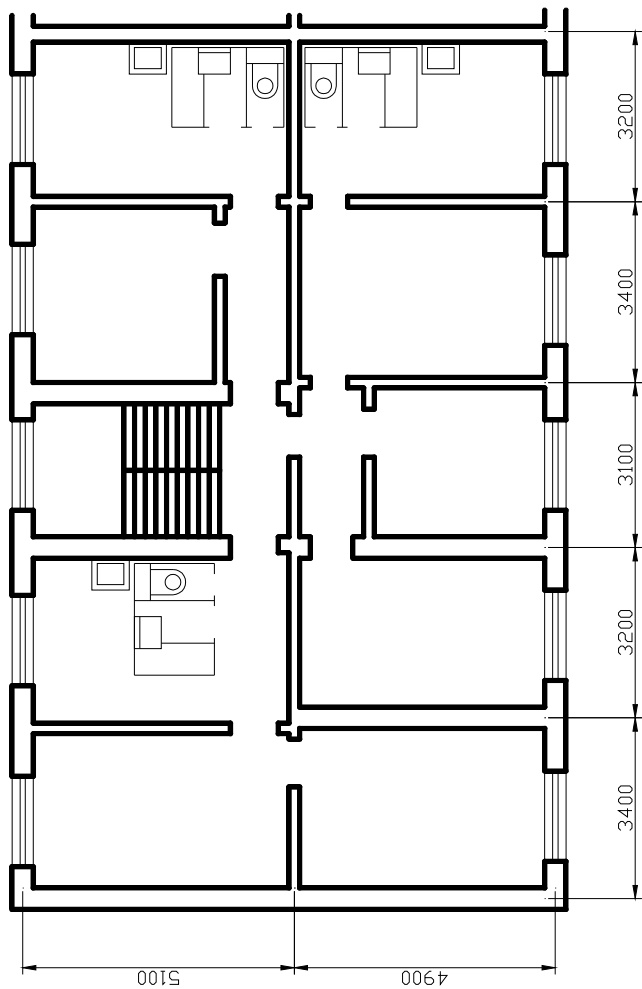
Исходные величины	Последняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Высота этажа (от пола до пола), м	2,9	3,0	3,1	2,8	2,9	3,0	3,1	2,9	3,0	3,1
Количество этажей	3	4	5	4	3	3	4	5	4	3
Перепад давления в ТС, атм.	2	3	2,5	2,1	1,5	1	1,8	2,3	2,7	1,9
Схема подключения к ТС	Зависимая									
Система отопления	Двухтрубная		Однотрубная				Двухтрубная			
	нижняя		верхняя		нижняя		верхняя		нижняя	
Разводка трубопроводов	нижняя		верхняя		нижняя		верхняя		нижняя	
Номер варианта плана типового этажа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Исходные величины	Предпоследняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Вариант конструкции наружных ограждений: - пол - стены - перекрытие чердака	1	2	1	2	1	2	1	2	2	1
	2	3	4	1	1	2	3	2	4	3
	2	1	1	2	1	2	1	1	2	2
Район строительства (см. табл.2 прил.1)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Температура в подающем и обратном трубопроводе CO ₂ °C	90-70		80-60		95-70		85-65		80-65	
Температура в подающем и обратном трубопроводе ТС. °C	150-110			150-95		130-100		130-90		

Таблица 2

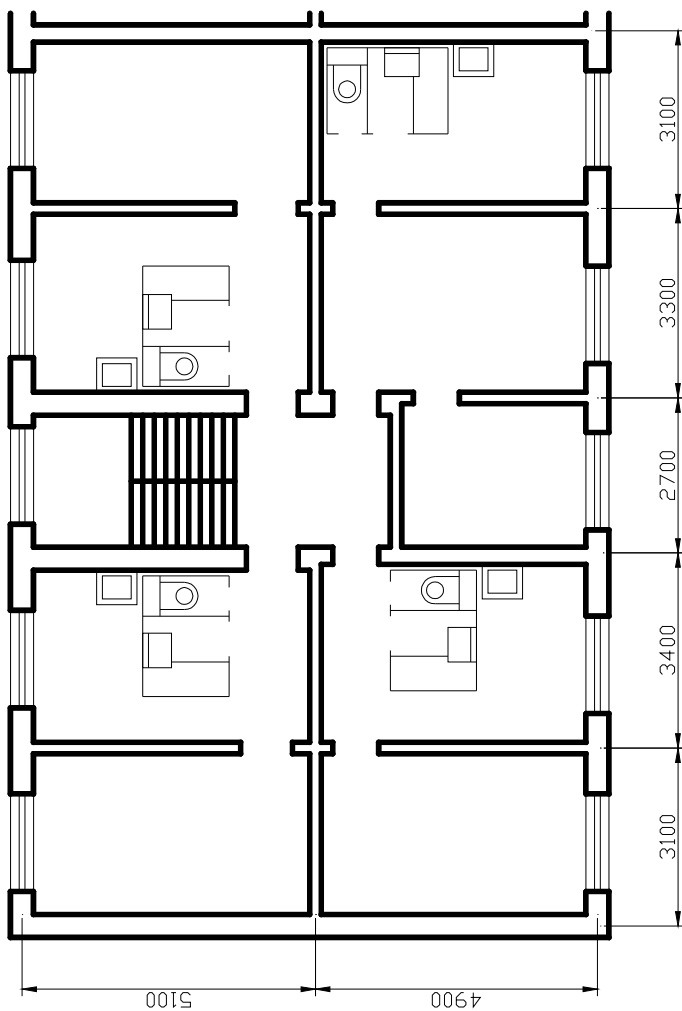
Климатические параметры холодного периода года [17]

Вариант	Республика, край, область, пункт	Температура воздуха наиболее холодной пятидневки, °С, обеспеченностью		Продолжительность периода со средней суточной температурой воздуха $t_{ext} \leq 8\text{ }^{\circ}\text{C}$	средняя температура
		0,98	0,92	продолжительность	
1	Белгород	-27	-23	191	-1,9
2	Москва	-30	-28	214	-3,1
3	Семипалатинск	-40	-36	203	-7,8
4	Сочи	-5	0	72	6,4
5	Томск	-44	-40	236	-8,4
6	Калининград	-21	-19	193	1,1
7	Калуга	-30	-27	210	-2,9
8	Екатеринбург	-38	-35	230	-6
9	Грозный	-20	-18	160	0,9
10	Дербент	-11	-9	138	3,7

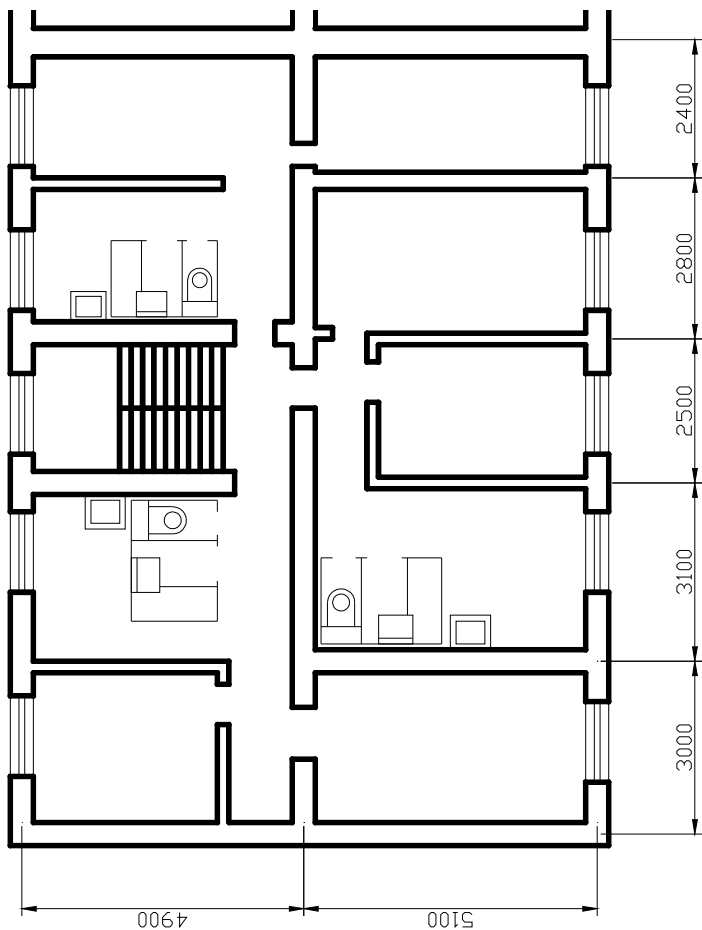
Варианты поэтажных планов



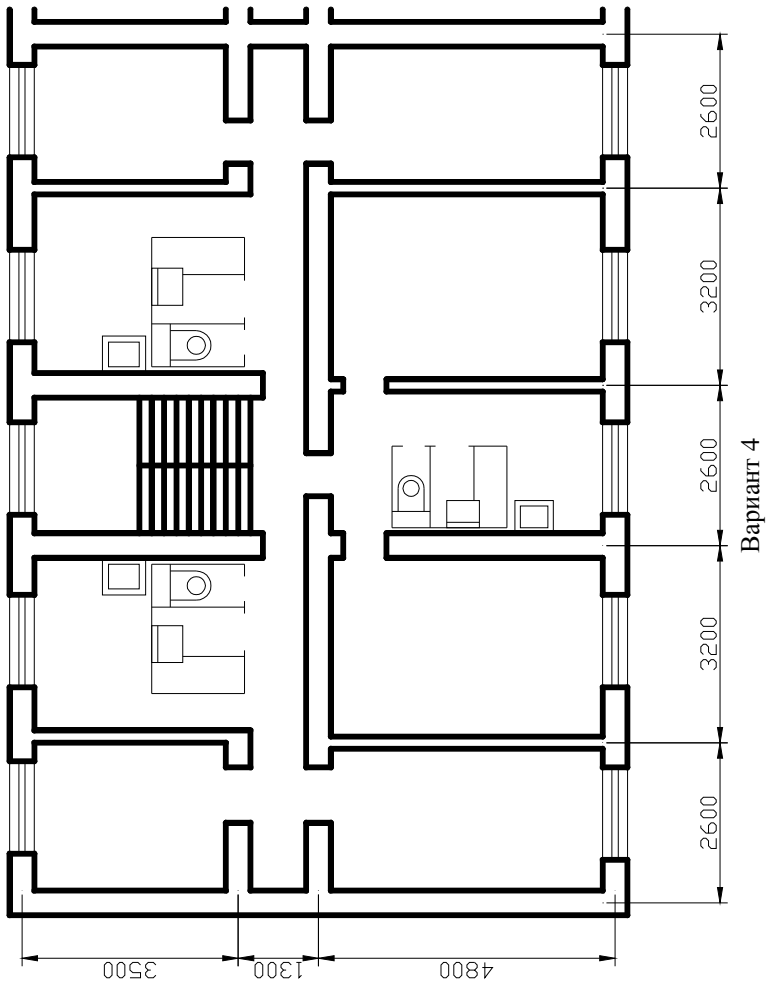
Вариант 1

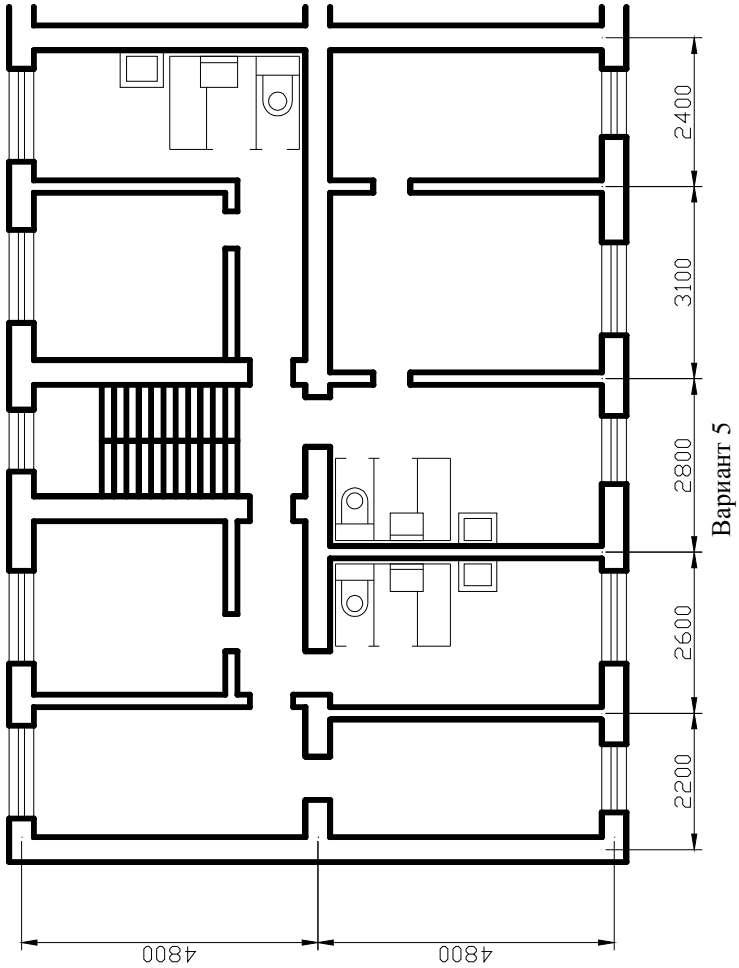


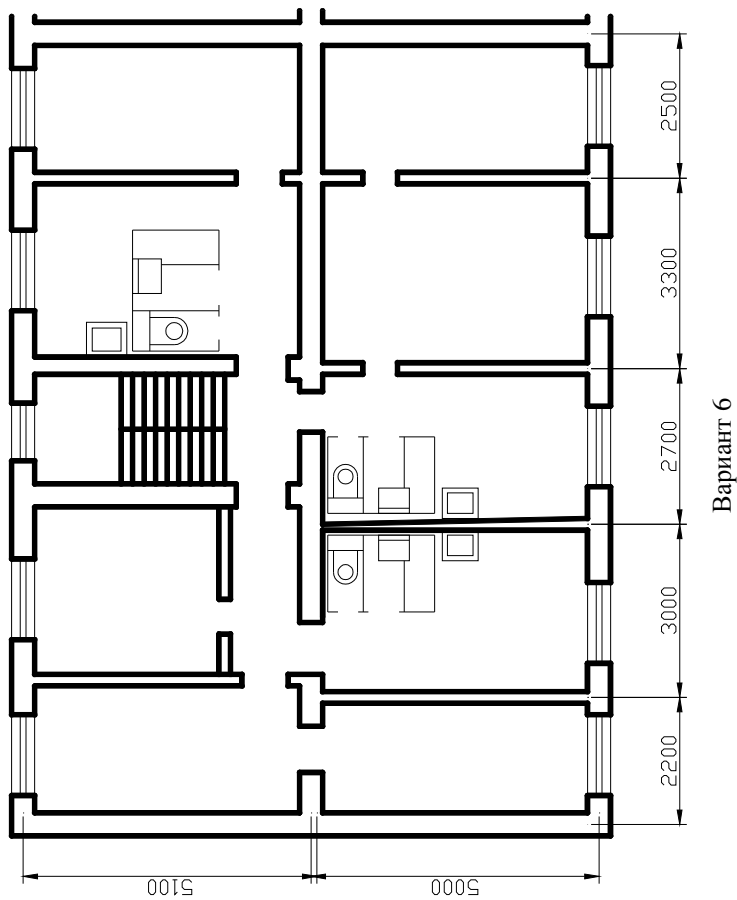
Вариант 2

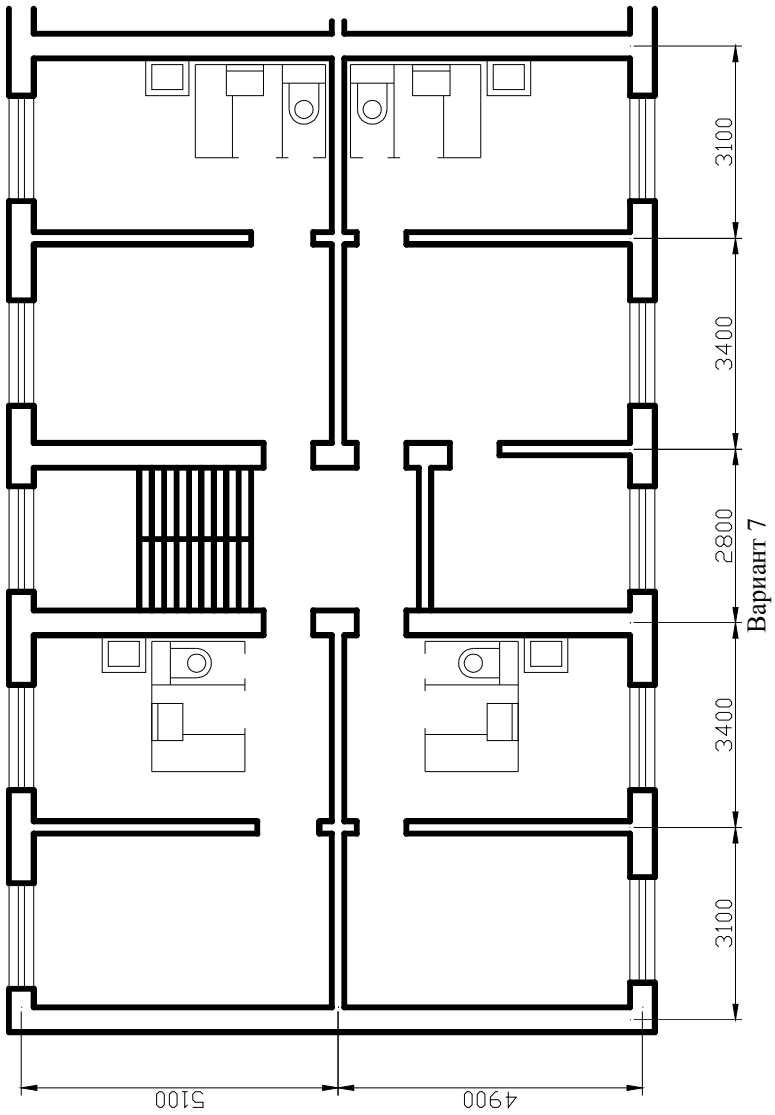


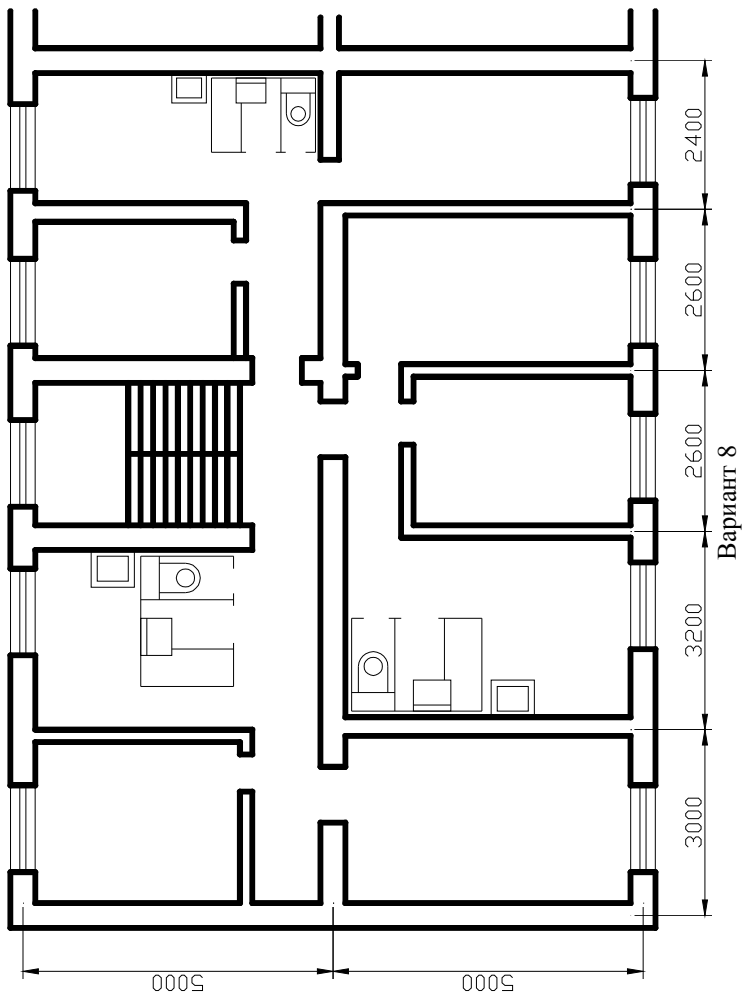
Вариант 3

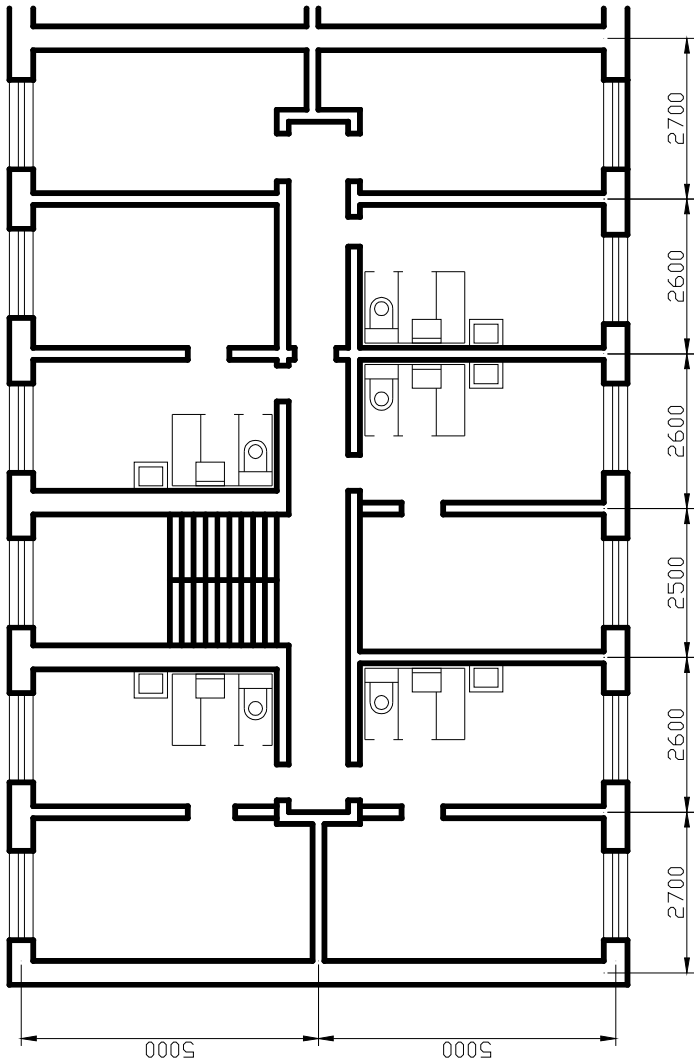




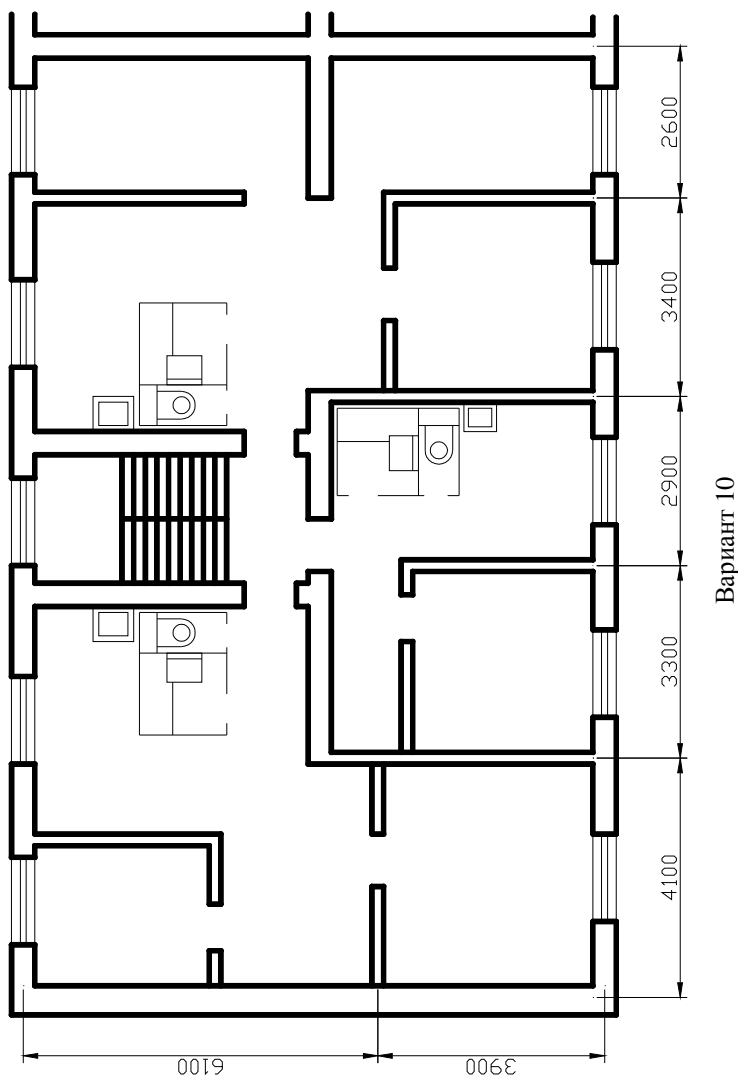








Вариант 9



Приложение 3

Варианты ограждающих конструкций

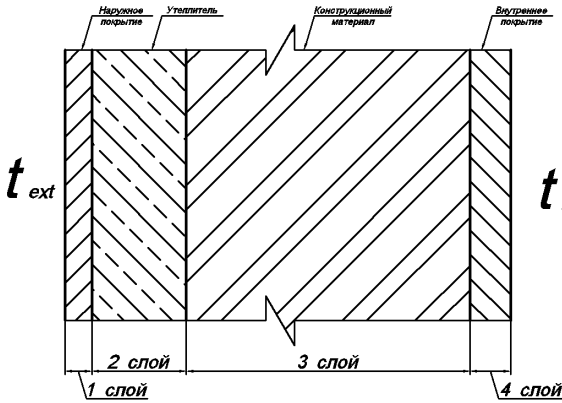


Рис. 1.
Конструкция
наружных
стен

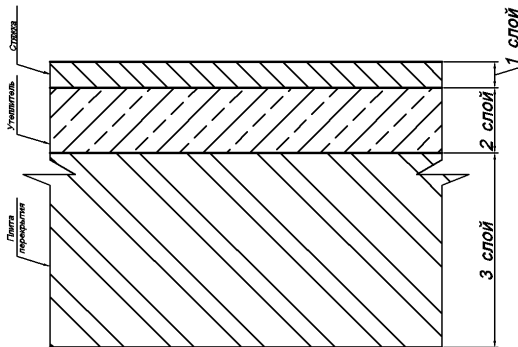


Рис. 2.
Конструкция
перекрытий
чердака

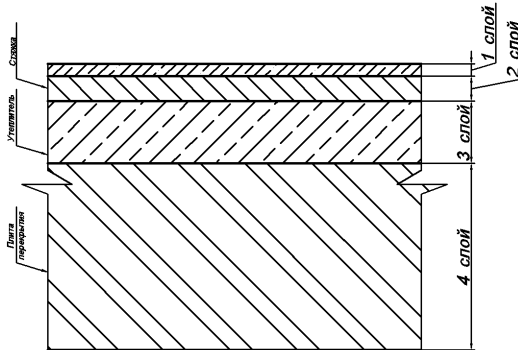


Рис. 3.
Конструкция
пола первого
этажа

Таблица 1

Варианты материалов конструкции наружных стен

Номер варианта	1 слой	2 слой	3 слой	4 слой
1	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$	Пеностекло ($\rho=200 \text{ кг/м}^3$)	Кирпич глиняный обыкновенный на цементно-песчаном растворе, $\delta=510 \text{ мм}$	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$
2	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$	Газосиликат ($\rho=300 \text{ кг/м}^3$)	Кирпич силикатный на цементно-песчаном растворе, $\delta=510 \text{ мм}$	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=15 \text{ мм}$
3	Силикатный кирпич на цементно-песчаном растворе, $\delta=120 \text{ мм}$	Пенополиуретан ($\rho=80 \text{ кг/м}^3$)	Кирпич силикатный пустотный на цементно-песчаном растворе, $\delta=510 \text{ мм}$	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$
4	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$	Плиты из стеклянного штапельного волокна «URSA» ($\rho=45 \text{ кг/м}^3$)	Кирпич силикатный на цементно-песчаном растворе, $\delta=510 \text{ мм}$	Штукатурка известково-песчаная ($\rho=1600 \text{ кг/м}^3$), $\delta=15 \text{ мм}$
5	Штукатурка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$	Плиты минераловатные на органо-фосфатном связующем ($\rho=200 \text{ кг/м}^3$)	Железобетонная панель ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=500 \text{ мм}$	Штукатурка известково-песчаная ($\rho=1600 \text{ кг/м}^3$), $\delta=20 \text{ мм}$

Таблица 2

Варианты материалов перекрытий чердаков

Номер варианта	1 слой	2 слой	3 слой
1	Цементно-песчаная стяжка ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=40 \text{ мм}$	Пенополистирол ($\rho=150 \text{ кг/м}^3$)	Железо-бетонная плита ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=220 \text{ мм}$
2	Цементно-песчаная стяжка ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=40 \text{ мм}$	Пеностекло ($\rho=300 \text{ кг/м}^3$)	Железо-бетонная плита ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=220 \text{ мм}$

Таблица 3

Варианты материалов конструкции пола первого этажа

Номер варианта	1 слой	2 слой	3 слой	4 слой
1	Линолеум поливинилхлоридный на тканевой основе ($\rho=1600 \text{ кг/м}^3$), $\delta=5 \text{ мм}$	Стяжка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=45 \text{ мм}$	Пенопласт ($\rho=125 \text{ кг/м}^3$)	Железо-бетонная плита ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=220 \text{ мм}$
2	Линолеум поливинилхлоридный на тканевой подоснове ($\rho=1600 \text{ кг/м}^3$), $\delta=5 \text{ мм}$	Стяжка цементно-песчаная ($\rho=1800 \text{ кг/м}^3$), $\delta=55 \text{ мм}$	Пенополистирол ($\rho=100 \text{ кг/м}^3$)	Железо-бетонная плита ($\rho=2500 \text{ кг/м}^3$), $\delta=220 \text{ мм}$

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в помещениях жилых зданий [3]

Наименование помещений	Температура воздуха, °С		Результирующая температура, °С		Относительная влажность, %		Скорость движения воздуха, м/с	
	Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая	Оптимальная	Допустимая
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Холодный период года								
Жилая комната	20 - 22	18 - 24	19 - 20	17 - 23	45 - 30	60	0,15	0,2
То же, в районах наиболее холодной пятидневки (минус 30 °С и ниже)	21 - 23	20 - 24	20 - 22	19 - 23	45 - 30	60	0,15	0,2
Кухня	19 - 21	18 - 26	18 - 20	17 - 25	Н/Н*	Н/Н	0,15	0,2
Туалет	19 - 21	18 - 26	18 - 20	17 - 25	Н/Н	Н/Н	0,15	0,2
Ванная, совм. санузел	24 - 26	18 - 26	23 - 27	17 - 26	Н/Н	Н/Н	0,15	0,2
Межквартирный коридор	18 - 20	16 - 22	17 - 19	15 - 21	45 - 30	60	0,15	0,2
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вестибюль, лестничная клетка	16 - 18	14 - 20	15 - 17	13 - 19	Н/Н	Н/Н	0,2	0,3
Клаповые	16 - 18	12 - 22	15 - 17	11 - 21	Н/Н	Н/Н	Н/Н	Н/Н
Теплый период года								
Жилая комната	22 - 25	20 - 28	22 - 24	18 - 27	60 - 30	65	0,2	0,3

Н/Н – не нормируется

Приложение 5

Таблица 1

**Коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности
ограждающей конструкции [5]**

Внутренняя поверхность ограждения	Коэффициент теплоотдачи α_{int} , Вт/(м ² ·°C)
Стен, полов, гладких потолков	8,7
Окон	8,0

Таблица 2

**Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности
ограждающей конструкции [6]**

Наружная поверхность ограждения	Коэффициент теплоотдачи α_{ext} , Вт/(м ² ·°C)
Наружных стен, покрытий, перекрытий над проездами и над холодными (без ограждающих стенок) подпольями в Северной строительной-климатической зоне	23
Перекрытий над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; перекрытий над холодными (с ограждающими стенками) подпольями и холодными этажами в Северной строительной-климатической зоне	17
Перекрытий чердачных и над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	12
Перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли, и над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	6

Таблица 3
Нормируемые значения сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций [5]

Категория зданий и помещений, коэффициенты a и b	Градуco-сутки отопительного периода D_d , °C·сут	Нормируемые значения сопротивления теплопередаче R_{req} , м ² ·°C/Вт ограждающих конструкций					
		стен	покрытий и перекрытий над проездами	перекрытий чердачных, неотапливаемых и подпольями и подвалами	окон балконных дверей, витрин и витражей	фонарей вертикальным остеклением	с
Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты, гостиницы и общежития	2000	2,1	3,2	2,8	0,3	0,3	
	4000	2,8	4,2	3,7	0,45	0,35	
	6000	3,5	5,2	4,6	0,6	0,4	
	8000	4,2	6,2	5,5	0,7	0,45	
	10000	4,9	7,2	6,4	0,75	0,5	
	12000	5,6	8,2	7,3	0,8	0,55	
	a	0,00035	0,0005	0,00045	-	0,000025	
	b	1,4	2,2	1,9	-	0,25	

Значения R_{req} для величин D_d , отличающихся от табличных, следует определять по формуле:

$$R_{req} = aD_d + b$$

Значения коэффициентов a и b следует принимать согласно вышеприведенной таблице, за исключением графы 6, где для интервала до 6000 °C·сут: $a = 0,000075$, $b = 0,15$, для интервала 6000...8000 °C·сут: $a = 0,00005$, $b = 0,3$, для интервала 8000 °C·сут и более: $a = 0,000025$, $b = 0,5$

Таблица 4

Коэффициент, учитывающий положение ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху [5]

Ограждающие конструкции	Коэффициент n
1. Наружные стены и покрытия (в том числе вентилируемые наружным воздухом), зенитные фонари, перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными (без ограждающих стенок) подпольями в Северной строительной-климатической зоне	1
2. Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными (с ограждающими стенками) подпольями и холодными этажами в Северной строительной-климатической зоне	0,9
3. Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,75
4. Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли	0,6
5. Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4

Таблица 5

Нормируемый температурный перепад между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции [5]

Здания и помещения	Нормируемый температурный перепад Δt_0 , °C, для		
	наружных стен	покрытий и чердачных перекрытий	перекрытий над проездами, подвалами и подпольями
1. Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты	4,0	3,0	2,0

Таблица 6

**Расчетные теплотехнические показатели
строительных материалов и изделий [6]**

Материал	Характеристики материалов в сухом состоянии				Расчетный коэффициент теплопроводности (при условиях эксплуатации по СНиП 23-02) λ , Вт/(м·°C)	
	плотность ρ_0 , кг/м ³	удельная теплоемкость c_0 , кДж/(кг·°C)	коэффициент теплопроводности λ_0 , Вт/(м·°C)	4	A	Б
1	2	3	4		5	6
Пенополистирол	150	1,34	0,05		0,052	0,06
Пенополистирол	100	1,34	0,041		0,041	0,052
Пенопласт ПХВ-1 и ПВХ-1	125	1,26	0,052		0,06	0,064
Пенополиуретан	80	1,47	0,041		0,05	0,05
Плиты минераловатные повышенной жесткости на органическом связующем	200	0,84	0,064		0,07	0,076
Плиты из стеклянного штапельного волокна "URSA"	45	0,84	0,039		0,041	0,045
Пеностекло	200	0,84	0,07		0,08	0,09
Газосиликат	300	0,84	0,08		0,11	0,13

Окончание табл. 6

1	2	3	4	5	6
Кирпичная кладка из сплошного кирпича глиняного обыкновенного на цементно-песчаном растворе	1800	0,88	0,56	0,7	0,81
1	2	3	4	5	6
Кирпичная кладка из сплошного кирпича силикатного на цементно-песчаном растворе	1800	0,88	0,7	0,76	0,87
Кирпичная кладка из силикатного одинадцатипустотного кирпича на цементно-песчаном растворе	1500	0,88	0,64	0,7	0,81
Железобетон	2500	0,84	1,69	1,92	2,04
Раствор цементно-песчаный	1800	0,84	0,58	0,76	0,93
Раствор известково-песчаный	1600	0,84	0,47	0,7	0,81
Линолеум поливинилхлоридный на теплоизолирующей подоснове	1800	1,47	0,38	0,38	0,38
Линолеум поливинилхлоридный на тканевой основе	1600	1,47	0,29	0,29	0,29

Таблица 7

Сопротивления теплопередаче светопрозрачных конструкций [6]

№ п/п	Заполнение светового проема в деревянных или ПВХ переплетах	Сопротивление теплопередаче R , $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$
1	Двойное остекление из обычного стекла в спаренных переплетах	0,4
2	Двойное остекление из обычного стекла в раздельных переплетах	0,44
3	Однокамерный стеклопакет в одинарном переплете из стекла с твердым селективным покрытием	0,51
4	Тройное остекление из обычного стекла с раздельно-спаренных переплетах	0,55
5	Обычное стекло и двухкамерный стеклопакет в раздельных переплетах	0,65
6	Два однокамерных стеклопакета в раздельных переплетах	0,75
7	Четырехслойное остекление из обычного стекла в двух спаренных переплетах	0,8

Приложение 6

Таблица 1

Технические характеристики стальных секционных радиаторов «Arbonia»

Модель радиатора	Количество труб по глубине секции, шт	Номинальная плотность теплового потока $q_{ном}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$	Площадь наружной поверхности нагрева секции a , м^2
3050	3	640	0,128
3055	3	645	0,14
3060	3	660	0,15
4037	4	801	0,120
4050	4	816	0,163
4055	4	822	0,179
4060	4	842	0,191
5037	5	986	0,148
5050	5	1005	0,201
5055	5	1013	0,220
5060	5	1036	0,236
6037	6	1168	0,175
6050	6	1190	0,238
6055	6	1200	0,260
6060	6	1228	0,279

Таблица 2

Значения коэффициентов β_1 и β_2 стальных секционных радиаторов «Arbonia»

Число труб в секции, шт	β_1	β_2 при установке	
		у наружной стены	у наружного остекления
3	0,01	1,015	1,05
4	1,02	1,012	1,04
5	1,03	1,01	1,033
6	1,04	1,008	1,028

Таблица 3

Усредненные значения коэффициентов n и p стальных секционных радиаторов «Arbonia»

Схема движения теплоносителя	n	p
Сверху-вниз	0,3	0
Снизу-вверх	0,3	0,01
Снизу-вниз	0,33	0,07

Таблица 4

Усредненные значения коэффициента β_3 стальных секционных радиаторов «Arbonia»

Количество секций в радиаторе, шт	6-8	9-16	17-24	35-34	35-60
β_3	1,02	1	0,98	0,96	0,95

Приложение 7

Таблица 1

Технические характеристики радиаторов «Opera»

Модель радиатора	Номинальная плотность теплового потока $q_{ном}$, Вт	Площадь наружной поверхности нагрева секции a , м ²
Двухколонная	400	0,968
Трехколонная	267	1,452

Таблица 2

Значения коэффициентов β_1 и β_2 радиаторов «Орега»

Монтажная высота радиатора, мм	β_1	β_2 при установке	
		у наружной стены	у наружного остекления
500	1,0047	1,015	1,06

Таблица 3

Усредненные значения коэффициентов n и p радиаторов «Орега»

Схема движения теплоносителя	n	p
Сверху-вниз	0,3	0
Снизу-вверх	0,3	0,15
Снизу-вниз	0,3	0,01

Таблица 4

Усредненные значения коэффициента β_3 радиаторов «Орега»

Количество секций в радиаторе, шт	3	4	5	6-7	8-10	11-15	16-20
β_3	1,04	1,02	1	0,99	0,98	0,97	0,95

Приложение 8

Таблица 1

Технические характеристики биметаллических радиаторов «BILUX Plus»

Модель радиатора	Номинальная плотность теплового потока $q_{ном}$, Вт	Площадь поверхности секции a , м ² наружной нагрева
«BILUX Plus» 300	475	0,221
«BILUX Plus» 500	445	0,382

Таблица 2

Значения коэффициентов β_1 и β_2 биметаллических радиаторов «BILUX Plus»

Тип радиатора	β_1	β_2 при установке	
		у наружной стены	у наружного остекления
«BILUX Plus» 300	1,015	1,018	1,065
«BILUX Plus» 500	1,037		

Таблица 3

Усредненные значения коэффициентов n и p биметаллических радиаторов «BILUX Plus»

Схема движения теплоносителя	n	p
Сверху-вниз	0,3	0,015
Снизу-вверх	0,33	0,15
Снизу-вниз	0,3	0,015

Таблица 4

Усредненные значения коэффициента β_3 биметаллических радиаторов «BILUX Plus»

Тип радиатора	Значение β_3 при количестве секций в радиаторе					
	3	4	5-6	7-10	11-14	15 и более
«BILUX Plus» 300	1,02	1,013	1,01	1	0,98	0,96
«BILUX Plus» 500	1,03	1,06	1	0,98	0,97	0,95

Приложение 9

Таблица 1

Усредненные значения коэффициента затекания α радиаторных узлов с перемычкой

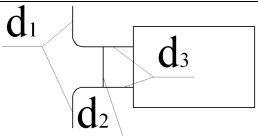
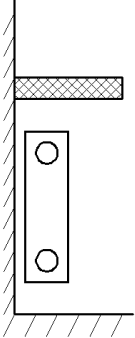
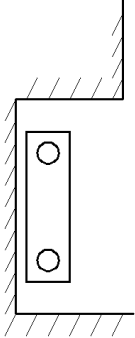
Схема узла	d_1	d_2	d_3	При скорости движения теплоносителя, м/с			
				0,1	0,2	0,3	>0,4
				0,52	0,46	0,43	0,43
	15	15	15	0,46	0,42	0,39	0,37
	20	15	15	0,26	0,2	0,18	0,18
	25	20	15				

Таблица 2

Усредненные значения коэффициента β_4

Схема установки прибора		
Описание схемы установки	У стены без ниши, накрыт доской, подоконником.	В стенной нише
β_4	1,03	1,07

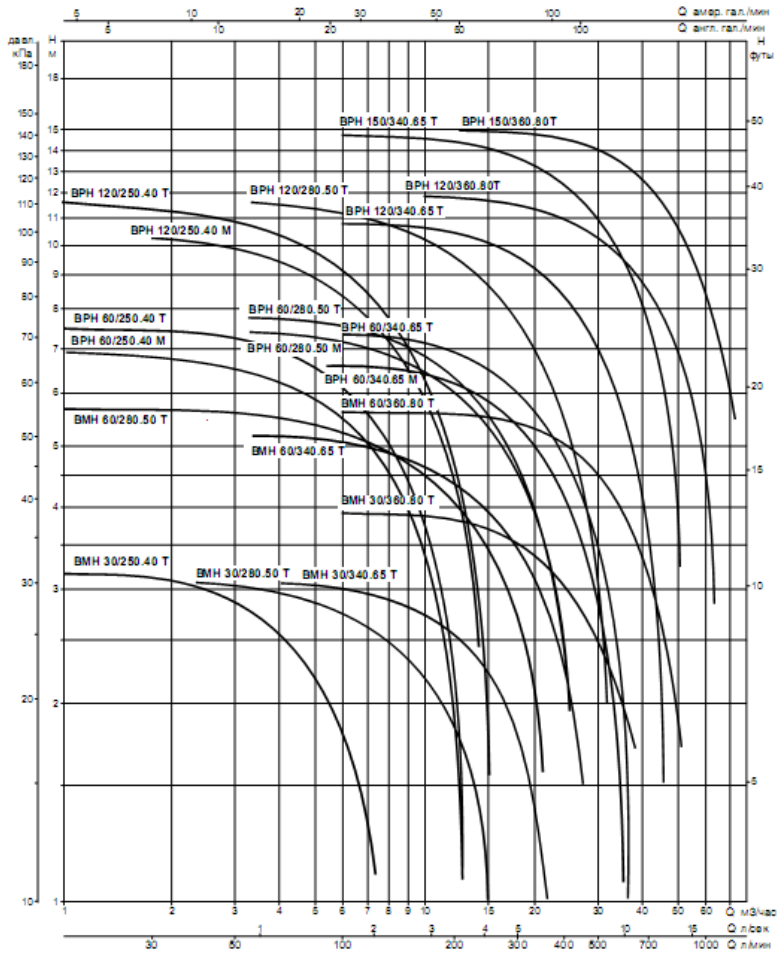
Приложение 10

Таблица 1

Коэффициенты местных сопротивлений элементов систем отопления

Элементы систем отопления	Значение КМС при диаметре трубопровода, мм					
	15	20	25	32	40	50
Тройник на проход	1	1	1	1	1	1
Тройник на ответвление	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Отвод широкий	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Вентиль прямоточный	3	3	3	2,5	2,5	2
Задвижка				0,5	0,5	0,5
Кран проходной	4	2	2	2		
Радиатор	2	2	2	2	2	2

Скорость движения теплоносителя принимается в пределах 0,5...1,5 м/с. Эквивалентная шероховатость трубопроводов принимается 0,2 мм.



Приложение 12
Таблица 1
Технические характеристики стальных теплообменников Alfa Laval [14]

Показатель	Неразборные паяные				Разборные с резиновыми прокладками				
	CB-51	CB-76	CB-300	M3-XFG	M6-MFG	M10-BFG	M15-BFG8		
Поверхность нагрева пластин, м ²	0,05	0,1	0,3	0,032	0,14	0,24	0,62		
Живое сечение межпластинчатого канала, м ²	0,0004	0,001	0,0025	0,0002	0,0014	0,0024	0,0062		
Минимальная толщина пластины, мм	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5		
Максимальное число пластин в установке, шт.	80	150	200	95	250	275	700		
Стандартное число пластин	10,20,30,40,50,60,80	20,30,40,50,60,70,80,90,100,110,120,130,140,150							

Таблица 2
Технические характеристики стальных теплообменников СЕТЕРАС [14]

Показатель	CP410	CP415	CP422, CP422-2V	CP500, CP500-2V
Поверхность нагрева пластин, м ²	0,025	0,05	0,095	0,28
Живое сечение межпластинчатого канала, м ²	0,00025	0,0005	0,001	0,003
Минимальная толщина пластины, мм	0,4	0,4	0,4	0,4
Максимальное число пластин в установке, шт.	150	80	150	200

Таблица 3
Технические характеристики стальных теплообменников АРВ [14]

Показатель	Неразборные паяные				Разборные с резиновыми прокладками				
	BD4	BD7	BF2		N25	N35	N50	N60	N92
Поверхность нагрева пластины, м ²	0,04	0,07	0,14		0,25	0,35	0,5	0,6	0,92
Живое сечение межпластинчатого канала, м ²	0,0004	0,0007	0,0014		0,0025	0,0025	0,005	0,006	0,01
Минимальная толщина пластины, мм	0,4	0,4	0,4		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Максимальное число пластин в установке, шт.	93	93	123		39/83*	39/83*	39/83*	91/151*	91/151*
Стандартное число пластин в установке	7,11,17,25,33,43,63,93	7,11,17,25,33,43,63,93	7,11,17,25,33,43,63,93,123		—	—	—	—	—

Приложение 13

Таблица 1

Нормы вытяжки из помещений жилых зданий [2]

Помещение	Норма вытяжки, м ³ /ч
Жилая комната квартиры	3 ^{*)}
Кухня квартиры в газифицированных зданиях при установке газовой плиты :	
двухконфорочной	60
четырёхконфорочной	90
Индивидуальная ванная	25
Индивидуальный санузел	25
Объединенный санузел	50

* Норма вытяжки приведена на 1 м² обслуживаемой площади

Таблица 2

Стандартные жалюзийные решетки

a×b, мм	150×150	150×200	150×250	150×300	200×200
$f_{ж.р.}, \text{м}^2$	0,0130	0,0173	0,0217	0,026	0,0231
a×b, мм	200×250	200×250	250×250	200×350	
$f_{ж.р.}, \text{м}^2$	0,0289	0,0246	0,0361	0,0405	

Таблица 3

Коэффициенты местных сопротивлений для систем канальной вытяжной вентиляции [9]

Местные сопротивления	Коэффициент местного сопротивления
Жалюзийная решетка декоративная	1,21
Колено прямоугольное $\alpha=90^\circ$	1,1
Тройник на стыке участков (на проход)	0,45
Тройник на слияние	1,4
Зонт обычный на выходе из вытяжной шахты	1,3

Эквивалентная шероховатость кирпичных вентиляционных каналов принимается 4 мм, шлакобетонных каналов – 1,5 мм.

Библиографический список

1. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование
2. СНиП 31-01-2003 Здания жилые многоквартирные
3. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях
4. СанПиН 2.1.2.1002-00 Санитарно-эпидемиологические требования к жилым зданиям и помещениям
5. СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий
6. СП 23-101-2004 Проектирование тепловой защиты зданий.
7. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование. / Под ред. проф. Б.М. Хрусталева. – М.: Изд-во АСВ, 2008. – 784 с.
8. Сканави А.Н. Отопление: Учебник для студентов ВУЗов, обучающихся по направлению «Строительство», специальности 290700 / А.Н. Сканави, Л.М. Махов. – М.: АСВ, 2002. – 576 с.
9. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для ВУЗов / В.М. Гусев, Н.И. Ковалев, В.П. Попов, В.А. Потрошков, под ред. В.М. Гусева. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отделение, 1981. – 343 с.
10. ГОСТ 21.602-2003. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования.
11. ГОСТ 21.205-93. Условные обозначения элементов санитарно-технических систем.
12. ГОСТ 21.206-93. Условные обозначения трубопроводов.
13. ГОСТ 21.404-85 СПДС. Автоматизация технологических процессов. Обозначения условные приборов и средств автоматизации в схемах.
14. СП 41-101-95 Проектирование тепловых пунктов
15. Пырков В.В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование. – К.: ИДП «Такі справи», 2007. – 252 с.
16. СНиП 23-01-99* Строительная климатология
17. Циркуляционные насосы Wilo [электронный ресурс]. – режим доступа: <http://promstore.ru/wilo/wrn.html>, свободный, – Загл. с экрана. – Яз. рус., англ.
18. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование. / Под ред. проф. Б.М. Хрусталева. – М.: Изд-во АСВ, 2008. – 784 с.
19. Еремкин А И, Королева Т И Тепловой режим зданий: Учебное пособие. - М.: Издательство АСВ, 2000 - 368 с.

20. Сканави А.Н. Отопление: Учебник для студентов ВУЗов, обучающихся по направлению «Строительство», специальности 290700 / А.Н. Сканави, Л.М. Махов. – М.: АСВ, 2002. – 576 с.
21. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для ВУЗов / В.М. Гусев, Н.И. Ковалев, В.П. Попов, В.А. Потрошков, под ред. В.М. Гусева. – Л.: Стройиздат. Ленингр. отделение, 1981. – 343 с.
22. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям, наладке. – М.: Термокул, 2004 - 373 с.
23. Каменев П.Н., Тертичник Е.И. Вентиляция: Учебное пособие. – М.: Изд-во АСВ, 2008 - 624 с.
24. Ананьев В.А. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика: Учебное пособие / В.А. Ананьев, Л.Н. Балужева, А.Д. Гальперин и др. – М.: "Евроклимат", издательство "Арина", 2000 – 416 с.
25. Овсянников Ю.Г. Теоретические основы создания микроклимата в помещении: Учебное пособие. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2005. – 125 с.
26. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем / под ред. А.С. Юрьева. – С-Пб: АНО НПБ "Мир и семья", 2001. – 1154 с.
27. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях. – М.: Евроклимат, 2006. – 640 с.
28. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. – М.: Евроклимат, 2003. – 400 с.
29. Ильина Т.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2006. – 197 с.
30. Васьков Е. Т. Термодинамические основы тепловых насосов: учеб. пособ. для студ. спец. 270109, 270105, 190601/ СПб. гос. архит.-строит. ун-т. – СПб., 2007. – 127 с.
31. Сотникова О.А., Мелькумов В.Н. Теплоснабжение: Учебное пособие. – М.: Издательство Ассоциации строительных ВУЗов, 2009. – 296 с.
32. СНиП 41-02-2003 Тепловые сети
33. Фокин В.М. Теплогенерирующие установки систем теплоснабжения. М.: Машиностроение, 2006. – 240 с
34. Кушев Л. А. Комплексное проектирование теплогенерирующей установки : учеб. пособие для студентов специальности 270109 / Л. А. Кушев. – Белгород : Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2005. – 139 с.

35. Карауш С.А., Хуторной А.П. Теплогенерирующие установки систем теплоснабжения. - Томск: ТГАСУ, 2003. - 161 с.
36. СНиП 42-01-2002 Газораспределительные системы.
37. ОСТ 153-39.3-051-2003 Техническая эксплуатация газораспределительных систем.
38. Брюханов О.Н. Газоснабжение: учеб. пособие для студ. ВУЗов / О.Н. Брюханов, В.А. Жила, А.И. Плужников. - М.: Издательский центр "Академия", 2008. - 448 с.
39. Ионин А.А. Газоснабжение: Учеб. для ВУЗов. - М.: Стройиздат, 1989. - 439 с

Учебное издание

Подпоринов Борис Федорович
Староверов Сергей Владимирович
Феоктистов Алексей Юрьевич

ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ВОДООТВЕДЕНИЕ
ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ
Часть 2. «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Учебное пособие

Подписано в печать _____ Формат _____. Усл. печ. л. _____. Уч.-изд. л. _____.

Тираж 300 экз. Заказ Цена

Отпечатано в Белгородском государственном технологическом университете

им. В.Г. Шухова

308012, г. Белгород, ул. Костюкова, 46