

Владимирский государственный университет

Н. А. МАРКОВ

ОТОПЛЕНИЕ

Учебное пособие

Владимир 2025

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Н. А. МАРКОВ

ОТОПЛЕНИЕ

Учебное пособие

Электронное издание



Владимир 2025

ISBN 978-5-9984-2074-0

© Марков Н. А., 2025

УДК 697.1
ББК 38.762

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент
зав. кафедрой тепловых двигателей и энергетических установок
Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
А. Ю. Абалев

Кандидат технических наук
генеральный директор ООО «Zebra. Инженерные сети»
А. Н. Кашинский

Марков, Н. А.

Отопление [Электронный ресурс] : учеб. пособие / Н. А. Марков ;
Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во
ВлГУ, 2025. – 160 с. – ISBN 978-5-9984-2074-0. – Электрон. дан.
(5,50 Мб). – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Систем. требования: Intel
от 1,3 ГГц ; Windows XP/7/8/10 ; Adobe Reader ; дисковод CD-ROM. –
Загл. с титул. экрана.

Содержит лекционный материал по дисциплине «Отопление», охватываю-
щий теорию, практические аспекты проектирования, монтажа и эксплуатации раз-
личных видов систем отопления, а также контрольные вопросы.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки
08.03.01, 08.04.01 – Строительство (профиль «Теплогазоснабжение и вентиля-
ция»). Может быть полезно специалистам, работающим в сфере проектирования,
монтажа и эксплуатации систем отопления.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соот-
ветствии с ФГОС ВО.

Табл. 3. Ил. 85. Библиогр.: 30 назв.

ISBN 978-5-9984-2074-0

© Марков Н. А., 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ.....	7
<i>Контрольные вопросы</i>	20
Глава 2. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ	22
2.1. Обеспеченность расчетных условий.....	22
2.2. Характеристики наружного климата холодного периода года....	23
2.3. Теплоустойчивость	25
<i>Контрольные вопросы</i>	27
Глава 3. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ	29
3.1. Расчетные основные теплопотери помещения	29
3.2. Потери теплоты на нагревание наружного воздуха при инfiltrации	31
<i>Контрольные вопросы</i>	33
Глава 4. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ	34
4.1. Классификация отопительных приборов	36
4.2. Выбор и размещение отопительных приборов.....	41
4.3. Теплопередача отопительных приборов	43
4.4. Тепловой поток от отопительных приборов	46
4.5. Тепловой расчет отопительных приборов	48
4.6. Регулирование теплопередачи отопительных приборов	51
<i>Контрольные вопросы</i>	52

Глава 5. ТЕПЛОПРОВОДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ	55
5.1. Размещение теплопроводов в здании	61
5.2. Присоединение теплопроводов к отопительным приборам	67
5.3. Запорно-регулирующая арматура	69
5.4. Удаление воздуха из системы отопления.....	73
5.5. Изоляция теплопроводов	77
<i>Контрольные вопросы</i>	79
 Глава 6. СИСТЕМА ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ	80
6.1. Теплоснабжение системы водяного отопления.....	81
6.2. Тепловой пункт системы водяного отопления	86
6.3. Циркуляционный насос системы водяного отопления.....	95
6.4. Смесительная установка системы водяного отопления	103
6.5. Расширительный бак системы водяного отопления	107
6.6. Система отопления с естественной циркуляцией	114
6.7. Децентрализованная система водо-водяного отопления	
<i>Контрольные вопросы</i>	123
 Глава 7. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ.....	125
7.1. Изменение давления при движении воды в трубах	125
7.2. Динамика давления в системе водяного отопления.....	127
7.3. Естественное циркуляционное давление	133
<i>Контрольные вопросы</i>	144
 Глава 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ.....	146
<i>Контрольные вопросы</i>	155
 ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	156
 БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	157

ВВЕДЕНИЕ

В условиях глобального роста потребления энергии и увеличения требований к использованию ресурсов, вопросы теплоснабжения жилых зданий становятся наиболее актуальными. Эффективное управление энергоресурсами требует интеграции новых технологий и методов, направленных на сокращение затрат и улучшение качества обслуживания. Важно отметить, что стремительное увеличение энергопотребления обусловлено не только урбанизацией и развитием инфраструктуры, но и изменением жизненных стандартов населения.

Современные системы отопления нуждаются в повышении эффективности, что подразумевает внедрение инновационных решений и оптимизацию существующих систем. Одним из таких решений является когенерация – ведущая технология, позволяющая одновременно производить тепло и электроэнергию, способная значительно повысить эффективность теплоснабжения. Формирование эффективных рынков теплоснабжения требует учета интересов всех участников: производителей, поставщиков, потребителей и регулирующих органов, чтобы обеспечить сбалансированность и устойчивость поставки энергии.

Повышение надежности и эффективности теплосетевого комплекса – ключевой аспект устойчивого теплоснабжения. Оно включает в себя модернизацию инфраструктуры, переход на современные материалы и технологии, а также внедрение систем мониторинга и управления. Принципы «альтернативной котельной» подразумевают использование возобновляемых источников энергии и децентрализованных систем отопления, что позволит снизить нагрузку на центральные теплосети и повысить общую энергетическую безопасность.

Современные подходы к отоплению жилых зданий рассматривают проблемы и решения, направленные на создание эффективных, надежных и экологически безопасных систем теплоснабжения, соответствующих требованиям времени.

Использование тепловой энергии на отопление зданий и сооружений обусловлено необходимостью компенсации тепловых потерь через наружные ограждающие конструкции при превышении внутренних тепловыделений внутри помещений и поддержания необходимой заданной комфортной температуры.

Изменение тепловых потерь связано в первую очередь с метеорологическими факторами, такими как изменения продолжительности солнечного дня, поступление солнечной радиации, скорость и направление ветра. Кроме того, количество тепловой энергии для возмещения этих потерь характеризуется периодичностью в течение года и должно постоянно регулироваться: при понижении температуры наружного воздуха – увеличиваться, при повышении – уменьшаться.

Отличающийся климат городов для различных широт, районов строительства и расположения зданий также влияет на количество тепловой энергии, используемой для отопления.

В процессе возведения здания или непосредственно после этого система отопления уже должна быть спроектирована и запланирована, все элементы увязаны со строительными конструкциями здания и внутренним интерьером, а ее характеристики удовлетворять требованиям и назначению помещений.

Таким образом, теплоснабжение населенных мест и, в частности, отопление зданий и сооружений – сложная инженерная задача, для решения которой требуются глубокие теоретические знания для правильного выбора, расчета и строительства эффективных и энергосберегающих систем.

Глава 1. ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Отопление предназначено для поддержания необходимой температуры внутреннего воздуха путем компенсации тепловых потерь через наружные ограждающие конструкции в холодное время года, превышающие внутренние теплопоступления.

В системах отопления тепло генерируется в специальных установках, после чего передаётся через тепловые сети с помощью теплоносителя к конечным потребителям. Затем охлаждённый теплоноситель возвращается обратно к источнику для последующего нагрева (рис. 1.1).

Система отопления – это комплекс элементов, предназначенных для компенсации тепловых потерь и поддержания требуемой температуры внутреннего воздуха.

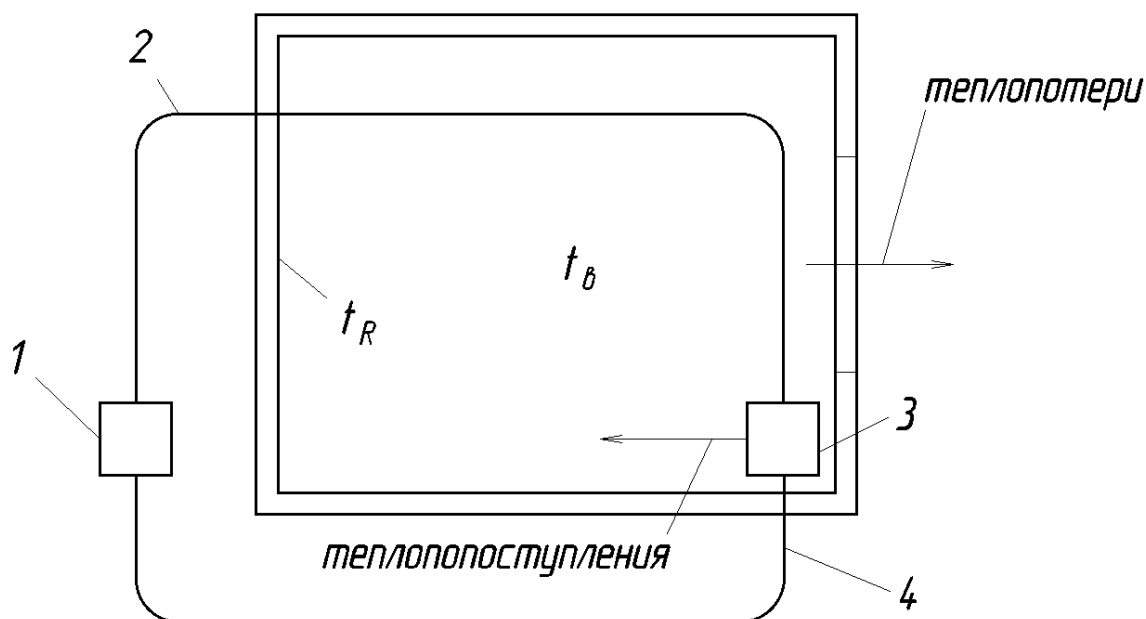


Рис. 1.1. Схема работы системы отопления: 1 – теплогенерирующая установка, 2 – трубопровод подачи нагретого теплоносителя, 3 – радиатор (отопительный прибор), 4 – магистраль возврата охлажденного теплоносителя

Системы отопления должны соответствовать ряду основных требований:

- *гигиенические и санитарные нормы* – обеспечение заданных температурных параметров воздуха внутри помещений и нагревательных поверхностей;

- *экономическая эффективность* – минимизация капитальных затрат, экономный расход материалов и тепловой энергии;
- *архитектурно-планировочные условия* – гармоничное сочетание с интерьером, компактность размещения, интеграция в строительные конструкции, соблюдение сроков возведения здания;
- *технологичность монтажа и производства* – сокращение сроков изготовления и установки компонентов системы;
- *эксплуатационные* – эффективность работы, надежность.

Система отопления относится к конвективному типу в случаях, когда наблюдается превышение температуры внутреннего воздуха (t_v) над температурой поверхностей ограждающих конструкций (t_R).

Если же температура поверхностей при работе системы отопления поддерживается выше, чем температура внутреннего воздуха ($t_R > t_v$), отопление называется *лучистым*.

Количество тепла, поступающего к потребителю от источника тепла, должно соответствовать *расчетной тепловой мощности* при среднесуточной температуре наружного воздуха $t_{н.р}$ и расходовать частично в течении холодного периода года при температуре $t_{н.i}$.

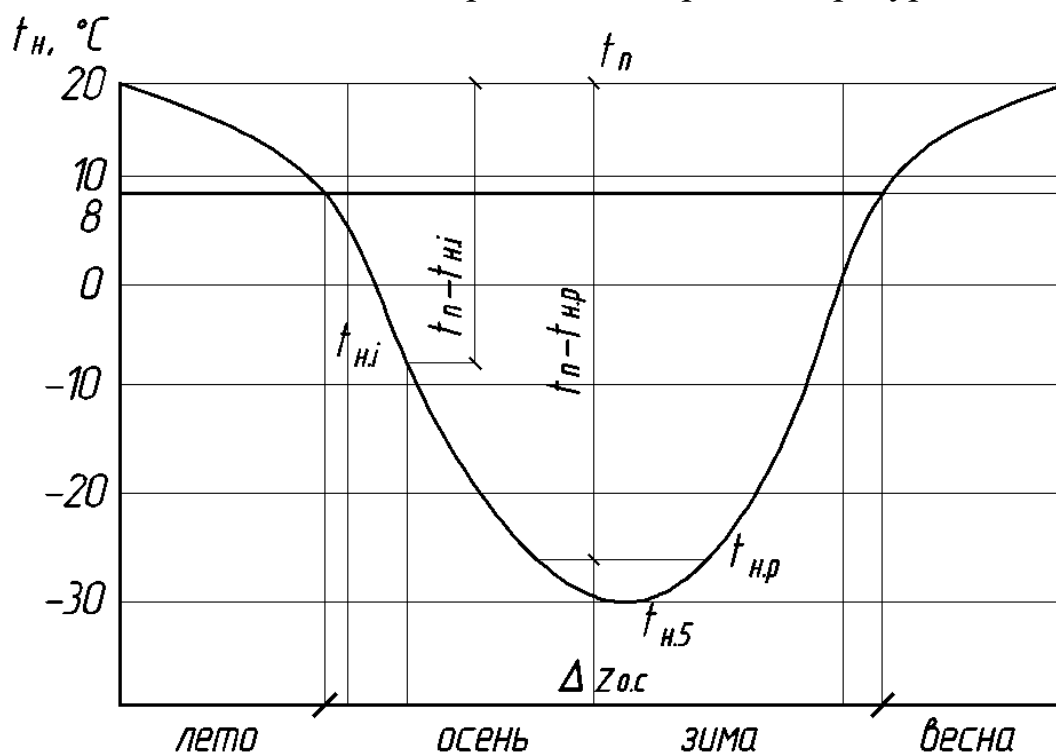


Рис. 1.2. Годовой ход изменения среднесуточных температур наружного воздуха: t_n – расчетная температура помещения, t_n – среднесуточная температура наружного воздуха

Пуск отопительной системы производится, когда среднесуточная температура наружного воздуха $t_{н.д}$ в течение трёх последовательных дней сохраняется ниже $8\text{ }^{\circ}\text{C}$, а отключение – выше $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 1.2). Этот период называют отопительным сезоном $\Delta z_{о.с.}$. Продолжительность отопительного периода для различных районов строительства устанавливают по результатам многолетних наблюдений как среднее число дней в году с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха ниже $8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура $t_{н.д}$ принимается как возможное отклонение значений от $t_{н.р}$ и может наблюдаться во время холодных дней зимы. В нормативных документах она учитывается как среднесуточная температура наружного воздуха в течении пяти дней (температура холодной пятидневки) по результатам многолетних наблюдений для определенного района строительства. Данное значение учитывается при выборе расчетной тепловой мощности и для систем отопления определяется расчетной среднесуточной температурой воздуха обеспеченностью 0,92, что означает, что лишь в четырех зимах из пятидесяти или восьми из ста могут быть такие отклонения.

Системы отопления классифицируются по расположению основных элементов на местные и центральные. В местных системах все компоненты находятся рядом с отопительными приборами или непосредственно в отапливаемом помещении. Такое расположение дает важное преимущество - возможность использовать малоинерционные теплоносители с небольшой теплоемкостью, такие как воздух или пар.

Центральные системы отличаются тем, что их основные элементы вынесены за пределы отапливаемых помещений. Тепло в этом случае вырабатывается в отдельном тепловом пункте или котельной, а затем распределяется по зданию через разветвленную сеть трубопроводов.

Местные системы обладают рядом практических достоинств. Благодаря компактному размещению оборудования они быстрее выходят на рабочий режим, проще в управлении и обслуживании. Использование легких теплоносителей позволяет сократить энергозатраты на нагрев и транспортировку тепла. Кроме того, такие системы можно гибко регулировать под потребности каждого отдельного помещения.

Оба типа систем имеют свои области применения: местное отопление часто используют в небольших зданиях или отдельных помещениях, где важна автономность и быстрый прогрев; центральные системы больше подходят для многоквартирных домов и крупных объектов, где требуется согласованная работа многих отопительных приборов.

Центральное теплоснабжение предназначено для отопления нескольких потребителей, а источник тепла находится на сравнительно большом расстоянии. В этом случае тепло доставляется от крупного источника (тепловой станции, центральной котельной) по тепловым сетям (магистралям) до *теплого пункта* (ТП), расположенного в отдельно стоящем сооружении или внутри здания, и распределяется по внутренней системе отопления.

Теплоноситель – рабочая среда, аккумулирующая тепло и транспортируемая по теплопроводам от источника к потребителю; может быть жидкой (вода, водные растворы и т.д.) или газообразной (пар, воздух, газы) (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Сравнение основных теплоносителей для отопления

Параметры	Теплоноситель		
	вода	пар	воздух
Температура, разность температур, °С	150-70=80	130	60-15=45
Плотность, кг/м ³	917	1,5	1,03
Удельная массовая теплоемкость, кДж/(кг·°С)	4,31	1,84	1,0
Удельная теплота конденсации, ккал/кг	-	519,49	-
Количество теплоты для отопления в объеме 1 м ³ теплоносителя, кДж	316370	3263	46,4
Скорость движения, м/с	1,5	80	15
Соотношение площади поперечного сечения теплопроводов	1	1,8	680

В современных системах отопления наиболее распространены такие теплоносители как вода, пар, воздух, в наиболее холодных районах для предотвращения замерзания – водяные растворы с добавками, например, 27%-ого хлористого калия или этиленгликоля.

В случае использования газообразных теплоносителей часто возникают попутные потери тепла при транспортировании их до помещений.

Теплоноситель, с помощью которого тепло транспортируется до потребителя, может быть, как *первичным*, так и *вторичным*.

Вторичный теплоноситель используется лишь для передачи тепла от теплообменного аппарата ТП до потребителя. *Первичный высокотемпературный теплоноситель* доставляется от крупного источника либо до ТП и возвращается для повторного нагрева, либо поступает непосредственно в систему отопления здания.

Системы отопления с использованием **водяного** теплоносителя классифицируются по следующим категориям:

- по способу циркуляции теплоносителя в системе отопления различают два вида циркуляции теплоносителя: естественную (гравитационную) и принудительную (насосную).
- по температуре теплоноситель различают *низкотемпературные* ($t_z < 70\text{ }^{\circ}\text{C}$), *среднетемпературные* (t_z от 70 до 100 $^{\circ}\text{C}$) и *высокотемпературные* ($t_z > 100\text{ }^{\circ}\text{C}$).
- по положению теплопроводов разделяют *вертикальные* и *горизонтальные* системы отопления.
- по способу соединения отопительных приборов – *однотрубные*, *бифилярные* и *двухтрубные*.

По способу возврата конденсата **паровые** системы отопления классифицируются на *замкнутые* (самотечные) и *разомкнутые* (насосные) (рис. 1.3).

При движении пароконденсатной смеси по трубопроводу происходит частичная конденсация пара вследствие тепловых потерь через стенки. В связи с этим плотность теплоносителя рассчитывают с учетом степени сухости пара (доли сухого насыщенного пара в смеси).

Образующийся конденсат увлекается потоком пара, что приводит к характерным шумам (щелчкам, треску) и гидравлическим ударам. Для предотвращения этих явлений:

- при верхней и средней разводке паропроводы проектируют не более чем на два этажа (рис. 1.4, б);
- при нижней разводке устанавливают гидравлические затворы с отводом конденсата в конце линии (рис. 1.4, а).

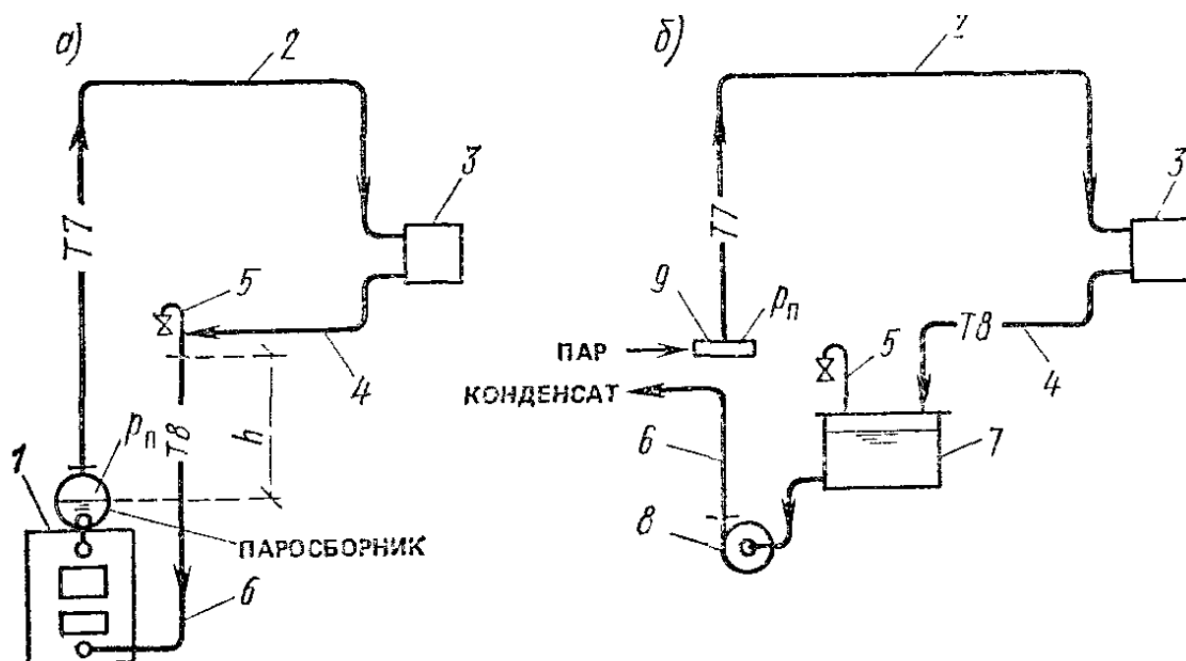


Рис. 1.3. Конструктивные схемы парового отопления: 1 – генератор пара (паровой котел), 2 – подающая магистраль, 3 – отопительный прибор, 4 – гравитационная линия возврата конденсата, 5 – воздухоотводчик, 6 – напорный конденсатопровод, 7 – конденсатный бак, 8 – циркуляционный насос, 9 – коллектор распределения пара

В качестве защитного элемента системы от прорыва пара применяют U-образные гидравлические затворы. Необходимая высота затвора h_3 (м), предотвращающая прорыв пара, определяется расчетным путем по формуле (1.1):

$$h_3 = 100\Delta p + 0,2, \quad (1.1)$$

где Δp – разность давления до и после затвора, МПа.

Паровое отопление связано с передачей в помещение скрытой теплоты парообразования, выделяющейся при конденсации пара (при этом пар не перегревают, т.к. количество теплоты при использовании перегретого пара сравнительно меньше, чем теплота конденсации). Удельная энтальпия сухого насыщенного пара t_n , ккал/кг, зависит от давления и определяется по формуле (1.2):

$$t_{\text{п}} = t_{\text{ж}} + r, \quad (1.2)$$

где $t_{\text{ж}}$ – удельная энтальпия воды, ккал/кг;

r – удельная теплота парообразования, ккал/кг.

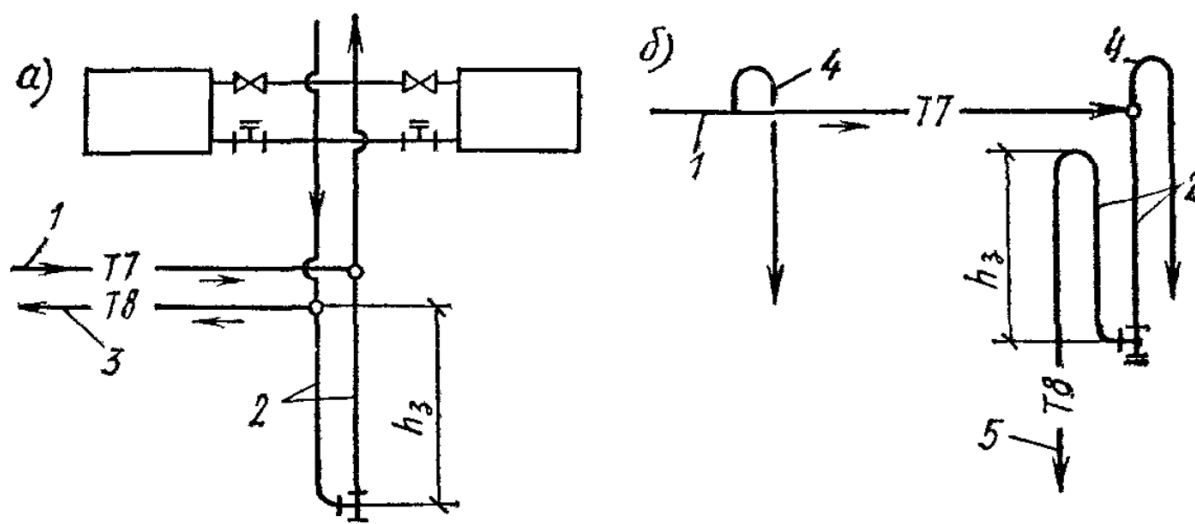


Рис. 1.4. Схемы осушки пара с нижней разводкой (а) и верхней разводкой (б): 1 – паропровод, 2 – гидравлический затвор, 3 – линия отвода конденсата, 4 – П-образный компенсатор (поворот на 180град.), 5 – вертикальный конденсатоотвод

Теплотехнические параметры паровых систем отопления определяются физическими свойствами рабочего тела. Удельная энтальпия сухого насыщенного пара складывается из энтальпии кипящей жидкости и теплоты парообразования. Например, при рабочем давлении 0,02 МПа энтальпия пара достигает 641 ккал/кг (104,853 ккал/кг – жидкость плюс 536,2 ккал/кг – теплота фазового перехода).

Особое внимание в паровых системах уделяется поведению воздуха. Благодаря меньшей плотности по сравнению с паром (0,92 против 0,58 кг/м³), воздушные массы скапливаются в верхних точках системы. Для их эффективного удаления предусматриваются специальные воздухоотводчики с запорной арматурой.

В практике отопления применяют три типа паровых систем, различающихся рабочим давлением. Вакуумные системы, работающие при давлениях ниже атмосферного (менее 0,11 МПа), обеспечивают температуру теплоносителя до 100°C. Системы низкого давления (0,11-0,17 МПа) и высокого давления (0,17-0,27 МПа) позволяют достигать температур 115-130°C соответственно.

Замкнутые схемы парового отопления, хотя и применяются редко, демонстрируют интересный физический принцип работы. Циркуляция в них обеспечивается перепадом давления, создаваемым столбом конденсата и давлением в паросборнике. Это требует строгого соблюдения высотных отметок при проектировании – отопительные приборы необходимо располагать значительно выше котла.

На практике системы низкого давления чаще выполняют по замкнутой схеме, тогда как для высоких давлений предпочтительны разомкнутые решения. Такой подход обусловлен разницей в физических свойствах пара при различных параметрах и требованиями к безопасности эксплуатации.

Высокое давление пара после его получения в технологических установках редуцируют (понижают) для систем отопления в *разомкнутых системах* (рис. 1.5). Конденсат скапливается в конденсатном баке (открытом с самотечными конденсатопроводами – сообщаясь с атмосферой и используемом при низком давлении, или закрытом – для предотвращения вторичного вскипания и уменьшении тепловых потерь при высоком давлении).

Полезный объем конденсатного бака $V_{к.б}$, м³, находится по формуле (1.3):

$$V_{к.б} = \frac{zQ_c}{\rho_k r}, \quad (1.3)$$

где z – продолжительность накопления конденсата, ч;

Q_c – тепловая мощность системы отопления, ккал/ч;

r – удельная теплота конденсатообразования, ккал/кг.

Начальное давление пара в разомкнутой системе зависит от потерь давления и конечного давления по формуле:

– с открытым конденсатным баком:

$$p_{п} = \Delta p_{пар} + p_{пр}, \quad (1.4)$$

$\Delta p_{пар}$ – потери давления в паропроводе от теплового пункта до наиболее удаленного отопительного прибора;

$p_{пр}$ – необходимое давление перед вентилем последнего прибора (2000 Па – без конденсатоотводчика и 3500 Па – при использовании термостатического конденсатоотводчика).

– с закрытым баком:

$$p_{\Pi} = \Delta p_{\text{пар}} + \Delta p_{\text{конд}} + \Delta p_{\text{кон}}, \quad (1.5)$$

где $\Delta p_{\text{конд}}$ – потери давления в напорном конденсатопроводе (включая конденсатоотводчик);

$\Delta p_{\text{кон}}$ – конечное избыточное давление в закрытом баке (0,02-0,05 МПа).

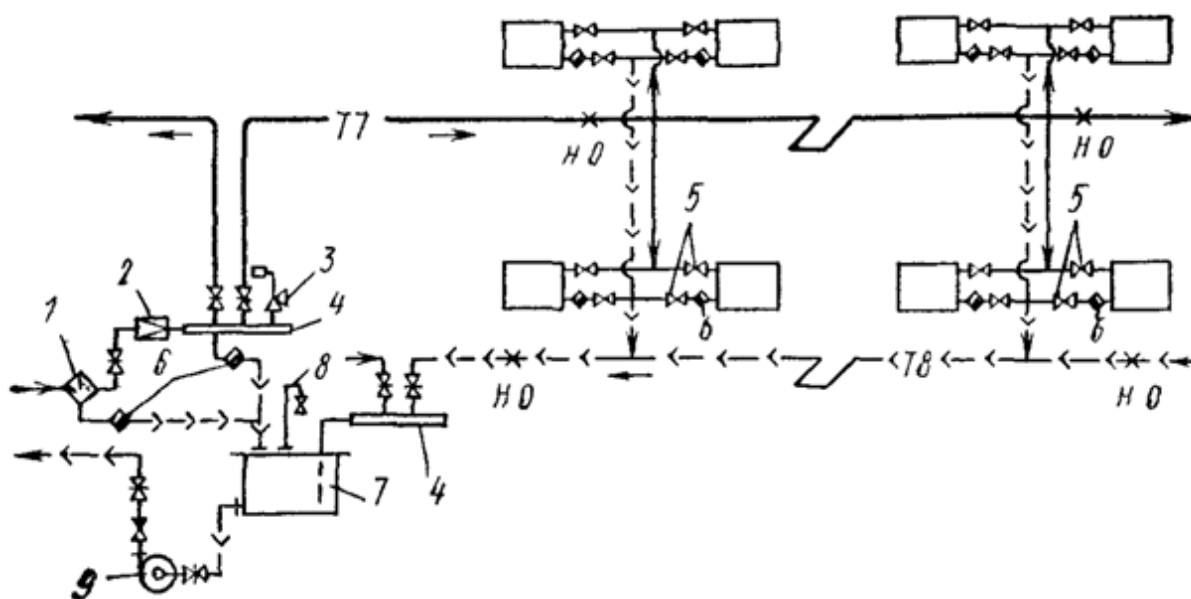


Рис. 1.5. Схема разомкнутой паровой системы отопления высокого давления со средней разводкой: 1 – водоотделитель, 2 – редукционный клапан, 3 – предохранительный клапан, 4 – распределительный коллектор, 5 – паровой вентиль, 6 – конденсатоотводчик, 7 – накопительный бак, 8 – воздушная трубка, 9 – конденсатный насос

Конденсатоотводчики устанавливаются после нагревательных приборов для отделения пара от конденсата. Выбор модели зависит от давления:

- До 0,1 МПа – сильфонные термостатические (рис. 1.6, а);
- Свыше 0,1 МПа – термодинамические (рис. 1.6, б).

Термостатические конденсатоотводчики работают за счет температурной чувствительности специального сильфона, заполненного легкокипящей жидкостью. Когда в устройство поступает горячий пар температурой выше 90-95°C, жидкость внутри сильфона вскипает, вызывая его расширение. Это приводит к перемещению золотника, который

перекрывает проходное отверстие. По мере заполнения корпуса конденсатом и снижения температуры на 8-20 градусов, пары жидкости конденсируются, сильфон сжимается и открывает путь для отвода охлажденного конденсата.

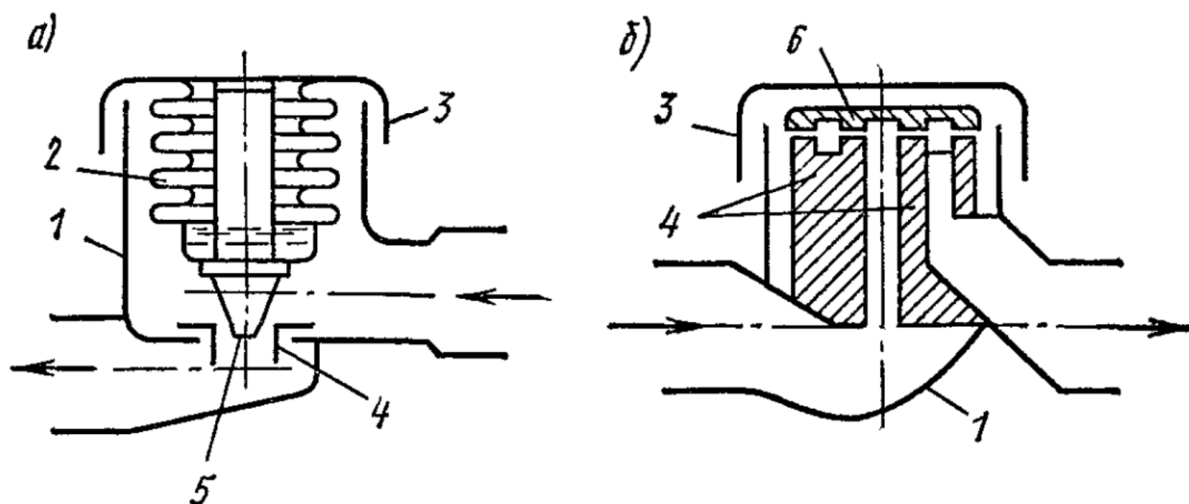


Рис. 1.6. Термостатический (а) и термодинамический (б) конденсатоотводчики: 1 – корпус, 2 – сильфон, 3 – крышка, 4 – седло, 5 – золотник, 6 – диск

В термодинамических моделях используется другой принцип действия. При поступлении конденсата снизу диск приподнимается, позволяя жидкости протекать через кольцевой зазор в седле к выходному отверстию. Однако при попадании пара ситуация меняется – пар заполняет пространство над диском, создавая повышенное давление. Поскольку площадь диска значительно превышает размер входного отверстия, возникающая разница давлений плотно прижимает диск к седлу, надежно перекрывая выход.

Для эффективной работы конденсатных насосов важно их правильное расположение. Насосы устанавливают на 0,4-0,5 метра ниже дна конденсатного бака (по схеме «под залив»), что предотвращает возможное вскипание конденсата при понижении давления. Необходимый напор насоса для возврата конденсата в котел рассчитывается по специальной формуле, учитывающей параметры конкретной системы.

Давление насоса для перекачки конденсата в котел Δp_n , Па, определяют по формуле (1.6):

$$\Delta p_n = 10^6 p_{\text{п}} + \gamma_k (h + 1) + \Delta p_{\text{пот}}, \quad (1.6)$$

где γ_k – удельный вес конденсата, Н/м³;

h – вертикальное расстояние от уровня в котле и баке, м, с запасом 1 м;

$\Delta p_{\text{пот}}$ – потери давления по пути конденсатного бака, Па.

Замкнутая двухтрубная система парового отопления низкого давления (рис. 1.7) работает по принципу тупикового движения теплоносителя – пар и конденсат движутся в магистралях в противоположных направлениях. Перед запуском системы в работу ее предварительно заполняют водой до определенного уровня, обозначенного на схеме как I-I.

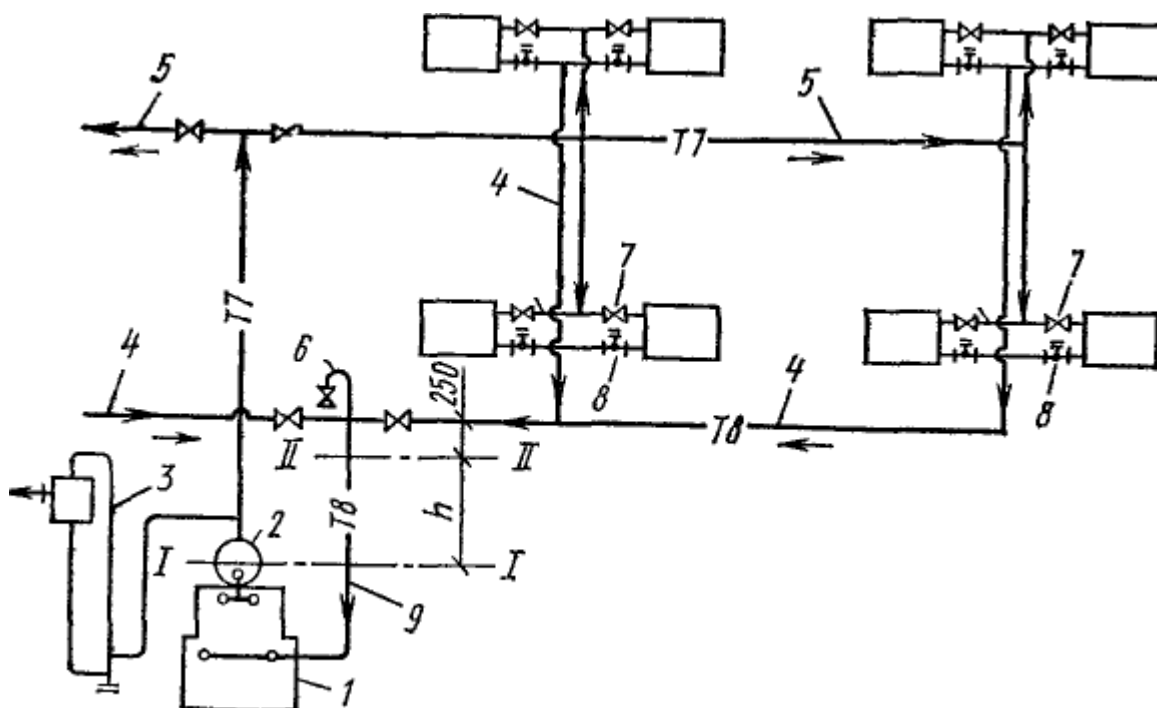


Рис. 1.7. Замкнутая система парового отопления низкого давления со средней разводкой: 1 – котел, 2 – паросборник (сепаратор), 3 – предохранительное устройство, 4 – конденсатопровод, 5 – паропровод, 6 – воздушная труба, 7 – паровой вентиль, 8 – тройник с пробкой, 9 – мокрый конденсатопровод

Такая конструкция характерна для систем с рабочим давлением пара, не превышающим 0,17 МПа. Особенностью данной схемы является замкнутый цикл движения теплоносителя, где конденсат самотеком возвращается в котел без использования дополнительного насосного оборудования. Предварительное заполнение системы водой до заданного уровня обеспечивает создание необходимого гидравлического режима и предотвращает перегрев оборудования при пуске.

Давление пара определяет высоту h , м, определяющая гидростатического давления, уравновешивающее давление пара в котле:

$$h = \frac{p_{\text{изб}}}{\gamma_{\text{к}}}, \quad (1.7)$$

где $p_{\text{изб}}$ – избыточное давление пара в котле, Па;

$\gamma_{\text{к}}$ – удельный вес конденсата, Н/м³.

При работе системы фактическая высота столба воды больше для преодоления сопротивления движению конденсата из-за чего высоту делают с запасом не менее 0,25 м.

Воздушные системы отопления классифицируют:

- по способу циркуляции – на *гравитационные* и *механические*;
- по способу забора воздуха – на *прямоточные*, с *частичной* или *полной* циркуляцией и с использованием рекуператоров;
- по расположения источника нагрева – *местные* и *центральные* (рис. 1.8).

При проектировании систем воздушного отопления необходимо учитывать санитарно-гигиенические требования к температуре подаваемого воздуха. Для помещений с постоянным пребыванием людей (более 2 часов подряд) установлено, что максимальная температура нагретого воздуха $t_{\text{г}}$ на выходе из воздухораспределительных устройств не должна превышать 60°C. Это требование обусловлено необходимостью обеспечения комфортных условий и предотвращения перегрева организма.

Расчет необходимого количества воздуха для отопления $G_{\text{от}}$ (в кг/с) выполняется на основе трех ключевых параметров:

- заданной температуры подаваемого горячего воздуха $t_{\text{г}}$;
- требуемой внутренней температуры воздуха в помещении $t_{\text{в}}$;
- величины теплотерь помещения $Q_{\text{п}}$, выраженных в кДж/с или кВт.

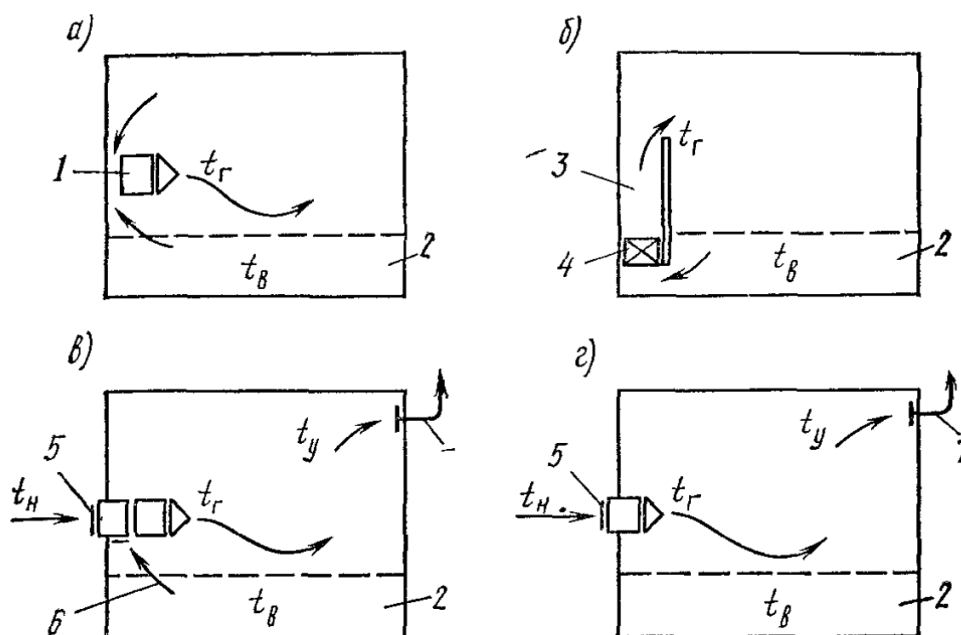


Рис. 1.8. Принципиальные схемы местного воздушного отопления: а – полностью циркуляционная механическая; б – полностью циркуляционная естественная, в – с частичной рециркуляцией, г – прямоточная, 1 – источник нагрева, 2 – рабочая зона, 3 – канал нагретого воздуха, 4 – калорифер, 5 – воздухозабор, 6 – рециркулирующий воздух, 7 – канал вытяжной вентиляции

Формула расчета учитывает разницу между температурой подаваемого воздуха и внутренней температурой, а также величину тепловых потерь помещения. Такой подход позволяет точно определить объем воздушного потока, необходимый для компенсации тепловых потерь и поддержания комфортной температуры в обслуживаемой зоне:

$$G_{от} = \frac{Q_{п}}{c_p(t_r - t_b)}, \quad (1.8)$$

где c_p – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С).

Выбор схемы зависит от расхода воздуха для системы отопления и количества воздуха $G_{вент}$, необходимое для вентиляции:

- только для отопления выбирается по рециркуляционной;
- если $G_{от} \geq G_{вент}$ – прямоточной или с частичной рециркуляцией;
- если $G_{вент} > G_{от}$ – прямоточной и температуру горячего воздуха находят по формуле:

$$t_r = t_b + \frac{Q_{п}}{cG_{вент}}, \quad (1.9)$$

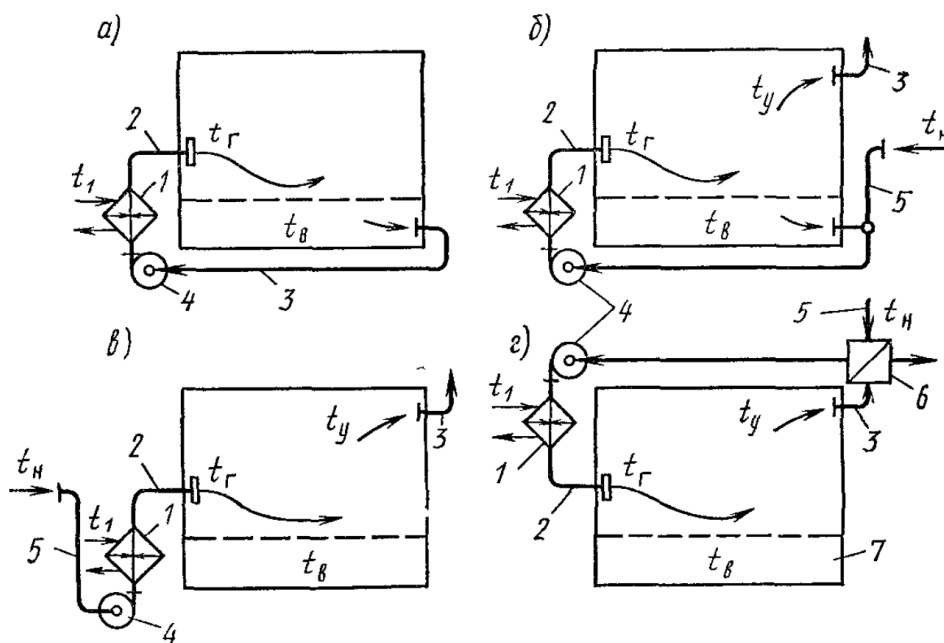


Рис. 1.9. Принципиальные схемы центральной системы воздушного отопления: а – полностью циркуляционная, б – частично циркуляционная, в – прямоточная, г – рекуперативная, 1 – теплообменник-калорифер, 2 – канал нагретого воздуха с воздухораспределителем, 3 – канал внутреннего воздуха, 4 – вентилятор, 5 – канал наружного воздуха, 6 – рекуператор (воздухо-воздушный теплообменник), 7 – рабочая зона

Деление систем воздушного отопления по месту расположения источника нагрева обусловлено быстрым остыванием воздуха при движении по воздуховодам, поэтому она применима для небольшого количества помещений здания.

Контрольные вопросы

1. Объясните принцип работы системы отопления и ее основные функции в здании.
2. В чем разница между конвективным и лучистым отоплением? Приведите примеры каждого типа.
3. Опишите основные различия между местными и центральными системами отопления.
4. Перечислите основные категории классификации систем водяного отопления.
5. Объясните, как работает замкнутая система парового отопления и в чем ее отличие от разомкнутой.

6. Почему воздушные системы отопления редко используют для больших зданий? Какие ограничения у этого типа систем?
7. Как определяется продолжительность отопительного сезона и какие факторы учитываются при его расчете?
8. Что такое "температура холодной пятидневки" и как она влияет на проектирование систем отопления?
9. Какие требования предъявляются к системам отопления и почему они важны?
10. Дайте определение понятию – расчетная тепловая мощность?

Глава 2. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ

Внутренние помещения защищены от внешних климатических воздействий ограждающими конструкциями, а системы отопления, вентиляции и кондиционирования поддерживают необходимые параметры микроклимата.

Тепловой режим здания – это совокупность факторов и процессов, которые под действием внешних и внутренних воздействий, а также работы инженерных систем формируют тепловую обстановку в помещениях.

При потере теплоты через ограждающие конструкции, температура их внутренних поверхностей становится холодной. Элементы систем отопления, являющейся одной из главных для поддержания тепловой обстановки, являются более нагретыми.

Совокупность холодных и нагретых поверхностей вызывает конвективные воздушные потоки, при конвективном отоплении, создающие холодную зону у пола, а более теплую у потолка помещения. Эта разность тем больше, чем ниже температура наружного воздуха. Именно поэтому проектирование системы отопления должно проводится для наиболее холодного периода года и соответствовать тепловым ощущениям человека в рабочей зоне.

2.1. Обеспеченность расчетных условий

Разные типы зданий предъявляют различные требования к микроклимату. Параметры внутренней среды определяются исходя из назначения помещений и санитарных норм. В жилых и общественных зданиях, а также в некоторых производственных помещениях эти показатели обычно совпадают.

Эти параметры имеют диапазон, который должен быть обеспечен в течение всего времени работы систем поддержания микроклимата. Однако, для различных зданий или помещений существует показатель обеспеченности внутренних условий, по которому устанавливают частоту отклонения от заданных расчетных показателей.

По показателю обеспеченности заданных внутренних условий принимают показатель обеспеченности $k_{об}$ расчетных параметров наружного климата (табл. 2.1)

Таблица 2.1

Коэффициенты обеспеченности внутренних условий
для холодного периода года

Характеристика помещений	Уровень требований	Коэффициент обеспеченности
I – помещения с повышенными требованиями	П (повышенные)	1,0
II – круглосуточное пребывание людей или постоянный технологический режим	В (высокие)	0,9
III – ограниченное по времени пребывание людей	С (средние)	0,7
IV – кратковременное пребывание людей	Н (низкие)	0,5

В СП расчетные параметры наружного воздуха для теплотехнического расчета ограждений даны с коэффициентом обеспеченности 0,92 (В) и 0,98 (П), для расчета системы отопления – 0,92.

2.2. Характеристики наружного климата холодного периода года

При проектировании теплового режима здания важно учитывать единые климатические параметры для всех расчетов – теплозащиты ограждений, теплопотерь и других составляющих. Это обусловлено тем, что они характеризуют целостный процесс теплообмена в помещении.

Ключевым фактором холодного периода года служит динамика температуры наружного воздуха t_n . На основе многолетних наблюдений для различных климатических зон были построены типовые кривые температурных изменений во время резких похолоданий. Несмотря на региональные различия, эти кривые имеют схожие характерные очертания.

Типичная температурная кривая включает несколько фаз: сначала наблюдается плавное постепенное снижение температуры, затем следует резкий перепад с последующим восстановлением (рис. 2.1). При медленном охлаждении, соответствующем начальному участку кривой, температурное распределение в ограждающих конструкциях

практически соответствует *стационарным* условиям. Однако при резком похолодании характер теплопередачи через ограждения существенно меняется, приобретая *нестационарный* характер.

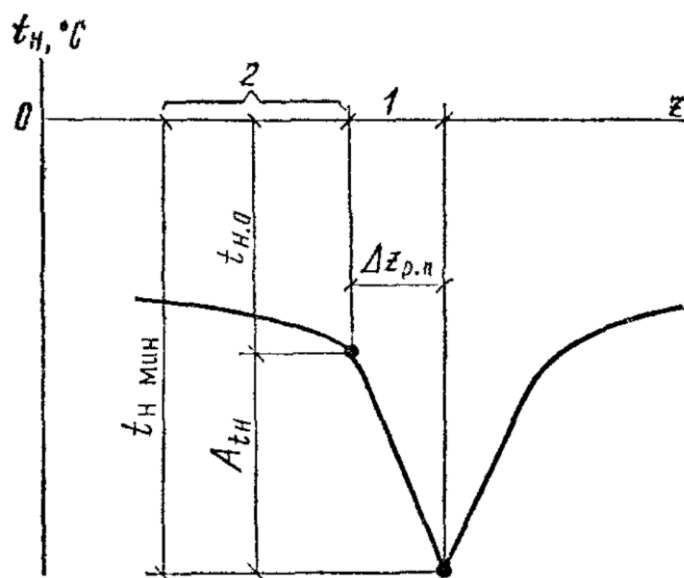


Рис. 2.1. Характерная расчетная кривая изменения температуры наружного воздуха в период резкого похолодания: 1 – период резкого похолодания; 2 – период устойчивой зимней температуры

Продолжительность стояния дней с определенной температурой неодинакова. Особенно устойчивыми оказываются погодные условия, когда температура приближается к $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При стационарных тепловых условиях происходит постоянный теплообмен через ограждающие конструкции. В этом случае температуры внутреннего и наружного воздуха длительное время сохраняются неизменными, а система отопления компенсирует ровно такое количество тепла, которое теряется через наружные поверхности здания.

В действительности наблюдается *нестационарный* режим теплопередачи, когда тепlopоступления и тепlopотери периодически изменяются и в помещении происходят колебания температуры воздуха и радиационной температуры.

2.3. Теплоустойчивость

Теплоустойчивость представляет собой способность ограждающих конструкций поддерживать стабильную температуру при периодических изменениях теплового воздействия. Это свойство проявляется в двух основных аспектах: устойчивости к колебаниям внутренних температур и тепловых потоков, а также сопротивлению проникновению внешних температурных колебаний через всю конструкцию ограждения.

- теплоустойчивость ограждения относительно колебаний температуры и тепловых потоков в помещении (рис. 2.2, а);
- теплоустойчивость ограждения относительно сквозного проникновения колебаний температуры наружного воздуха через всю толщу ограждения в помещение (рис. 2.2, б).

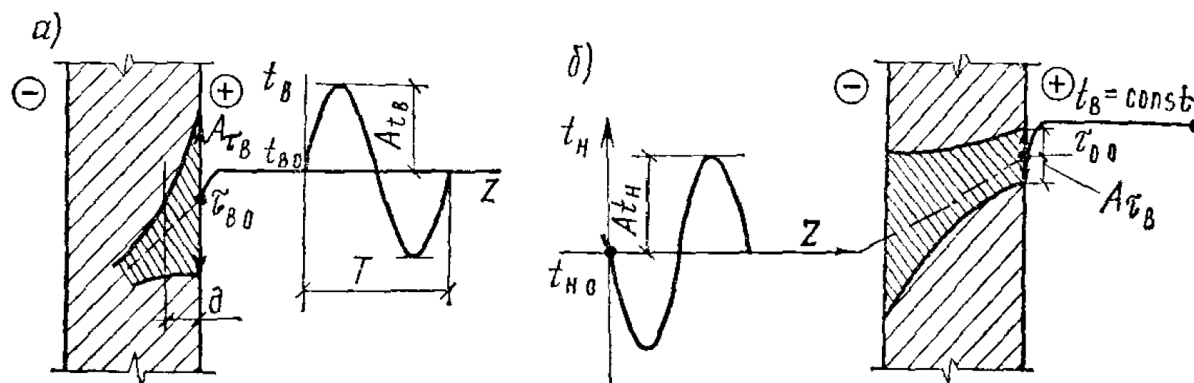


Рис. 2.2. Теплоустойчивость относительно колебаний температуры и теплового потока в помещении (а) и относительно сквозного проникновения через ограждение в помещение колебаний температуры наружного воздуха (б)

В помещениях теплоустойчивость обычно рассматривается при установившихся периодических тепловых воздействиях, однако тепловая инерция проявляется и при других изменениях теплового режима. Особое значение это приобретает при проектировании систем отопления, когда необходимо учитывать реакцию помещений на перебои в подаче тепла. Такие ситуации могут возникать как при авариях, так и при работе параллельных систем горячего водоснабжения в централизованных теплосетях.

При остановке системы отопления процесс охлаждения помещения происходит поэтапно. Сначала быстро снижается температура воздуха, выравниваясь со средней температурой поверхностей. Затем

начинается одновременное понижение температуры всех элементов помещения. Наибольшие теплотери в таких случаях происходят через оконные проемы, в то время как массивные ограждающие конструкции, постепенно остывая, могут временно отдавать накопленное тепло внутреннему воздуху.

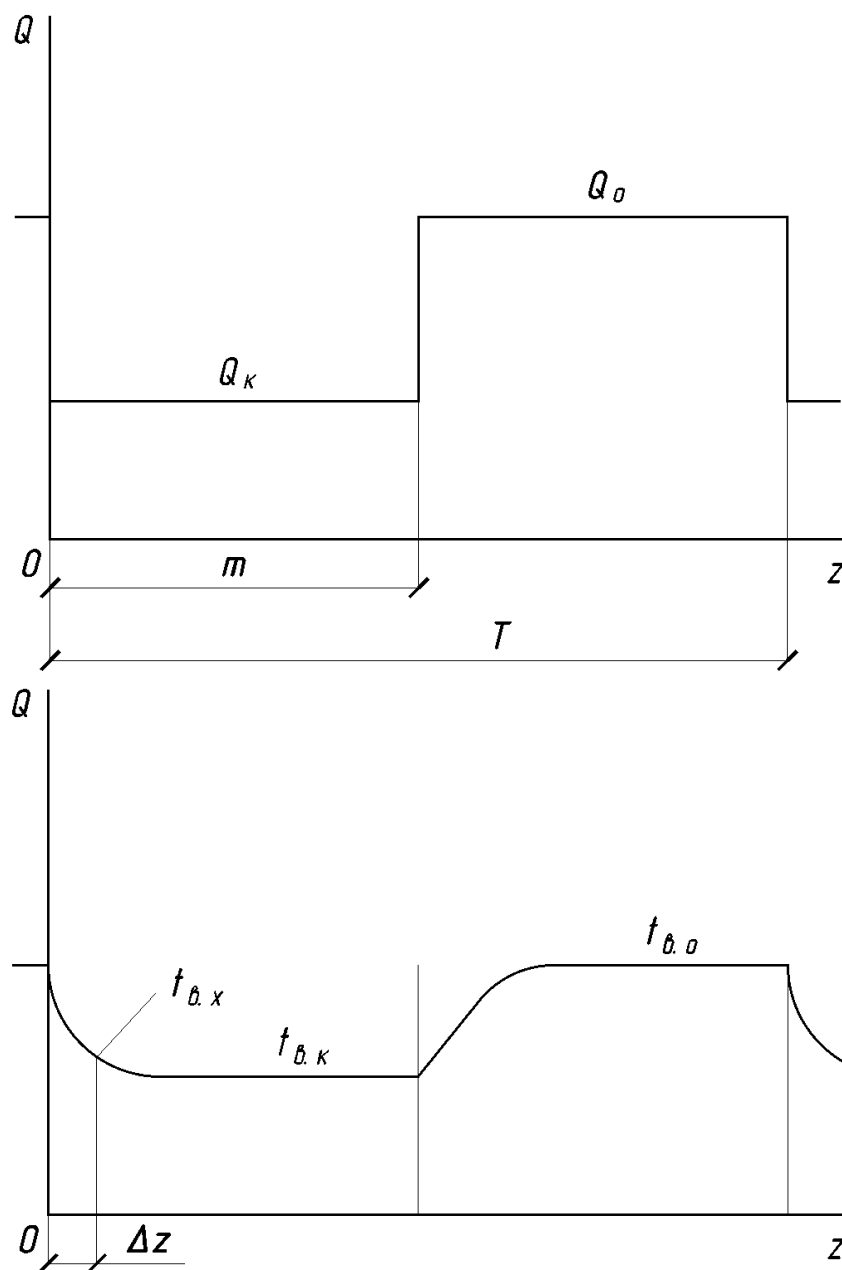


Рис. 2.3. Охлаждение помещения в интерпретации теории теплоустойчивости как часть периодического процесса длительного охлаждения и нагрева: а – периодические длительные прекращение и подача теплоты, б – соответствующее изменение температуры воздуха в помещении

В этом случае (рис. 2.3) начальная температура воздуха в помещении $t_{в.о}$ будет соответствовать установившейся температуре в период подачи начального количества теплоты Q_0 , а температура воздуха $t_{в.к}$ в помещении будет соответствовать установившемуся стационарному состоянию температуры в период подачи нового количества теплоты Q_k .

При решении задачи об остывании (нагревании) помещения нас интересует начальная часть кривой понижения температуры в начале периода, например, температура $t_{в.х}$ спустя время Δz . Понижение температуры $\Delta t_b = t_{в.о} - t_{в.к}$ в результате понижения теплоподачи в помещение на величину $\Delta Q = Q_0 - Q_k$ в соответствии с теорией теплоустойчивости можно определить по формуле:

$$\Delta t_b = \Omega \Delta Q / Y_{\pi}, \quad (2.1)$$

где Ω – коэффициент прерывистости, при заданном соотношении m/T зависящий от $\Delta z/T$;

Y_{π} – коэффициент теплоусвоения помещения.

Ограждения зданий являются капиллярно-пористыми коллоидными телами – воздухо- и влагопроницаемыми, что не должно приводить к переохлаждению или переувлажнению конструкций помещения.

– инфильтрация наружного воздуха через окна, которые имеют наибольшую воздухопроницаемость, связана с увеличением теплопотерь, инфильтрация через массив и стыки в основном вызывает понижение температуры внутренней поверхности ограждений;

– теплофизические характеристики материалов при расчете системы отопления следует выбирать по среднегодовой влажности материалов (в холодный период – декабрь, январь).

Контрольные вопросы

1. Какие факторы формируют тепловой режим здания?
2. Как ограждающие конструкции влияют на тепловую обстановку в помещении?
3. Почему при конвективном отоплении возникает разница температур у пола и потолка?

4. Какие параметры микроклимата учитываются при проектировании систем отопления?
5. Как функциональное назначение здания влияет на выбор расчетных условий микроклимата?
6. Что такое коэффициент обеспеченности внутренних условий и как он применяется в расчетах?
7. Какие уровни требований к микроклимату помещений существуют и чем они отличаются?
8. Как изменяется температура наружного воздуха в холодный период года?
9. Чем отличается стационарный и нестационарный режимы теплопередачи через ограждения?
10. Что такое теплоустойчивость ограждающих конструкций?
11. Какие виды теплоустойчивости ограждений существуют?
12. Как помещение реагирует на прекращение подачи теплоты?
13. Какие факторы влияют на охлаждение помещения при аварийном отключении отопления?
14. Как рассчитывается понижение температуры воздуха в помещении при изменении теплоподачи?
15. Какие процессы происходят в ограждениях зданий при инфильтрации наружного воздуха?
16. Почему при расчетах систем отопления учитывается среднегодовая влажность материалов?
17. Как воздухопроницаемость окон влияет на теплопотери здания?
18. Какие параметры наружного климата являются ключевыми для расчета теплового режима здания?

Глава 3. ТЕПЛОВАЯ МОЩНОСТЬ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Тепловой баланс составляется в случаях, когда тепловые потери из помещения значительно превышают тепlopоступления при заданном коэффициенте обеспеченности тепловой обстановки.

Поступления тепла в помещение может происходить от людей, солнечной радиации, осветительных или бытовых приборов, или от технологического оборудования.

Тепловые потери происходят через наружные ограждающие конструкции, на нагревание холодного воздуха, поступающего за счет инфильтрации или врывания через проемы.

3.1. Расчетные основные тепlopотери помещения

Трансмиссионные тепlopотери через ограждающие конструкции составляют основную часть общих тепловых потерь здания. Их величина зависит от трех ключевых факторов: площади ограждений, их теплотехнических характеристик и разницы между внутренней и наружной расчетными температурами.

К ограждающим конструкциям, через которые происходят эти потери, относятся:

- наружные стены;
- светопрозрачные конструкции (окна);
- входные группы (двери);
- перекрытия и полы, граничащие с неотапливаемыми пространствами.

Для точного определения величины тепlopотерь каждого помещения используется специальная расчетная формула, учитывающая все перечисленные параметры. Особое внимание уделяется конструкциям, разделяющим отапливаемые и неотапливаемые зоны здания, так как через них также происходит значительная утечка тепла.

Основные потери тепла определяются для каждого помещения в здания по формуле:

$$Q_{\text{осн}} = A_i K_i n_i (t_{\text{в.и}} - t_{\text{н.п.}}) (1 + \beta_i), \quad (3.1)$$

где A_i – площадь i -ой ограждающей конструкции в рассматриваемом помещении, м^2 , по правилу обмера наружных ограждений (рис. 3.2);

n_i – коэффициент, учитывающий понижение температуры при расположении неотапливаемого пространства за i -ым помещением;

β_i – добавочный коэффициент;

$t_{в,i}$ – расчетная температура внутреннего воздуха (для жилых помещений выбирают по [24]), $^{\circ}\text{C}$.

$t_{н.р.}$ – расчетная температура наружного воздуха, определяемые по СП 131.13330;

K_i – коэффициент теплопередачи i -ой ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, определяемый по формуле:

$$K_i = 1/R_{o,i}, \quad (3.2)$$

$R_{o,i}$ – приведенное сопротивление теплопередаче i -ой ограждающей конструкции, определяемое по [26, прил. Е], $(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})/\text{Вт}$.

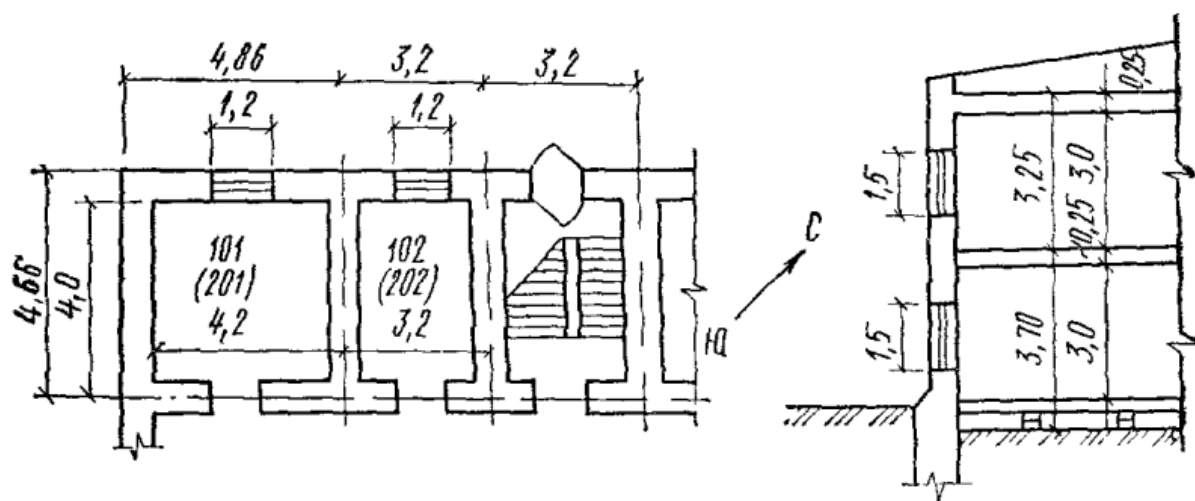


Рис. 3.1. Правила обмера наружных ограждений в плане и разрезе

Добавочные теплотери учитываются как доля от основных $1 + \beta_i$ и принимаются:

– как добавка на ориентацию по сторонам горизонта на все вертикальные и наклонные поверхности (рис. 3.1);

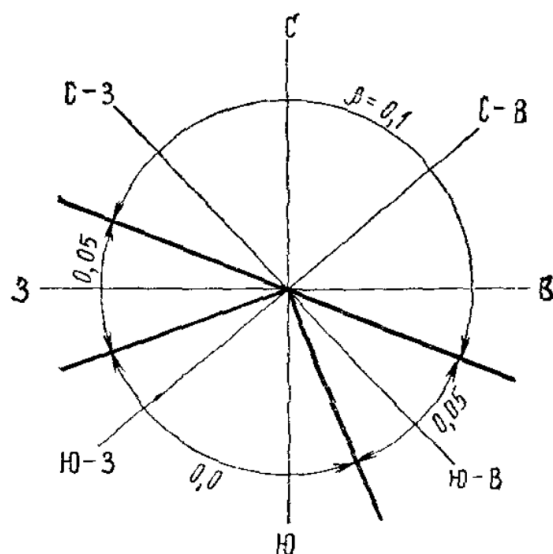


Рис. 3.2. Схема учета добавок к основным теплопотерям на ориентацию по сторонам горизонта

- для общественных, административных или производственных зданий при наличии двух и более наружных стен добавки по сторонам горизонта увеличиваются на 0,05-0,13;
- на врывание холодного воздуха при их кратковременном открывании (без воздушных завес) при высоте здания H , м, для тройных дверей с двумя тамбурами $\beta = 0,2H$, для двойных дверей с тамбурами $\beta = 0,27H$, для двойных дверей без тамбура $\beta = 0,34H$, для одинарных дверей – $\beta = 0,22H$, наружных ворот без тамбура – $\beta = 3$, при наличии тамбура – $\beta = 1$, в общественных зданиях при частом открывании дверей рекомендуется учитывать в размере 400-500%;
- при высоте помещений свыше 4 м добавки составляют 2% на каждый метр, но не более 15%.

3.2. Потери теплоты на нагревание наружного воздуха при инфильтрации

Значительная часть теплопотерь здания (30-40% от общих) происходит из-за инфильтрации - неконтролируемого проникновения холодного воздуха через наружные ограждающие конструкции. На интенсивность этих потерь влияют три основных фактора: сила ветра, разница температур между улицей и помещением, а также степень гер-

метичности строительных конструкций. Чем выше воздухопроницаемость окон, дверей и других элементов ограждения, тем больше тепла теряется за счет инфильтрации.

Расход тепла на подогрев инфильтрующего воздуха i -го помещения $Q_{\text{инф}}$ определяется по формуле (3.3):

$$Q_{\text{и}} = 0,28(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})G_{\text{инф}}c_{\text{р}}, \quad (3.3)$$

0,28 – переводной коэффициент;

$c_{\text{р}}$ – удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·°С);

$G_{\text{и}}$ – расчетный массовый расход инфильтрующегося воздуха в помещение, кг/ч, определяемый по формуле:

$$G_{\text{и}} = \left(\frac{\Delta P_{\text{п}}}{\Delta P_0}\right)^{\frac{2}{3}} \frac{A_i}{R_{\text{и},i}} + \left(\frac{\Delta P_{\text{п}}}{\Delta P_0}\right)^{\frac{1}{3}} \frac{A_j}{R_{\text{и},j}}, \quad (3.4)$$

где $\Delta P_{\text{п}}$ – расчетная разность давлений на наружной и внутренней поверхностях ограждающей конструкции:

$$\Delta P_{\text{п}} = (H - h)(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})g + \frac{\rho_{\text{н}}v^2}{2}(c_{\text{н}} - c_{\text{з}})k_{z(e)} - P_{\text{в}}, \quad (3.5)$$

$\Delta P_0 = 10$ Па – стандартная разность давлений на наружной и внутренней поверхностях ограждающей конструкции, при исследовании воздухопроницаемости;

A_i – площадь светопрозрачной ограждающей конструкции рассматриваемого помещения, м²;

A_j – площадь воздухопроницаемой ограждающей конструкции, м²;

$R_{\text{и},i}$ – сопротивление воздухопроницанию светопрозрачной ограждающей конструкции, м²·ч·Па/кг;

$R_{\text{и},j}$ – сопротивление воздухопроницанию светопрозрачной ограждающей конструкции, м²·ч·Па/кг;

$\rho_{\text{н}}, \rho_{\text{в}}$ – плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³, при температуре, соответствующем расчетному режиму:

$$\rho = \frac{353}{273+t}, \quad (3.6)$$

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

c_H, c_3 – аэродинамические коэффициенты для наветренной и подветренной поверхностей ограждения (по СП 20.13330), для зданий прямоугольной формы $c_H = 0,8, c_3 = -0,6$;

$k_{z(e)}$ – коэффициент учета изменения скоростного давления ветра в зависимости от высоты здания (по СП 20.13330);

P_B – условное давление в помещении, Па, при отсутствии в помещении организованной вентиляции:

$$P_B = \frac{H(\rho_H - \rho_B)g}{2} + \frac{\rho_H v^2}{4} (c_H - c_3) k_{z(e)}, \quad (3.7)$$

Для помещений со сбалансированной приточно-вытяжной вентиляцией величиной G_H пренебрегают.

Контрольные вопросы

1. Какие составляющие учитываются при расчете теплового баланса помещения?
2. По какой формуле определяются основные теплопотери через ограждающие конструкции?
3. Какие коэффициенты учитывают дополнительные теплопотери?
4. Как рассчитываются теплопотери на инфильтрацию воздуха?
5. Какие нормативные документы регламентируют расчет теплопотерь?
6. Как ориентация здания влияет на теплопотери?
7. Какие современные методы позволяют снизить теплопотери здания?

Глава 4. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Отопительные приборы служат ключевым элементом системы отопления, обеспечивая передачу тепла от теплоносителя в помещение. К ним предъявляются строгие требования, учитывающие различные аспекты эксплуатации:

- *санитарно-гигиенические* – поверхность прибора не должна перегреваться, чтобы исключить ожоги и пересушивание воздуха. Конструкция должна минимизировать скопление пыли и обеспечивать легкую очистку.

- *экономические* – важна разумная стоимость изготовления и монтажа, а также экономный расход материалов без ущерба для эффективности.

- *архитектурно-строительные* – прибор должен органично вписываться в интерьер, не занимая излишнюю площадь и сохраняя эстетичность.

- *производственно-монтажные* – конструкция должна быть технологичной для быстрого изготовления и установки, а также обладать достаточной механической прочностью.

- *эксплуатационные* – необходима возможность регулировки теплоотдачи, устойчивость к температурным колебаниям и герметичность во избежание протечек.

- *теплотехнические* – прибор должен обеспечивать максимальную теплопередачу при минимальной площади, эффективно компенсируя теплопотери помещения.

Тепловой баланс – работа отопительного прибора должна полностью покрывать тепловые потери, поддерживая комфортную температуру даже в расчетных (наиболее холодных) условиях.

Тепловая нагрузка (Q_n) – суммарная теплоотдача в *помещение*, необходимая для поддержания требуемой температуры (рис. 4.1). Тепло отдают не только отопительные приборы ($Q_{пр}$), но и трубы ($Q_{тр}$), транспортирующие теплоноситель:

$$Q_n = Q_{пр} + Q_{тр}, \quad (4.1)$$

Кроме этого, необходимо учитывать запас:

- *на прогревание* ограждающих конструкций, где установлен отопительный прибор;
- *способ прокладки труб* в долях от основных теплопотерь.

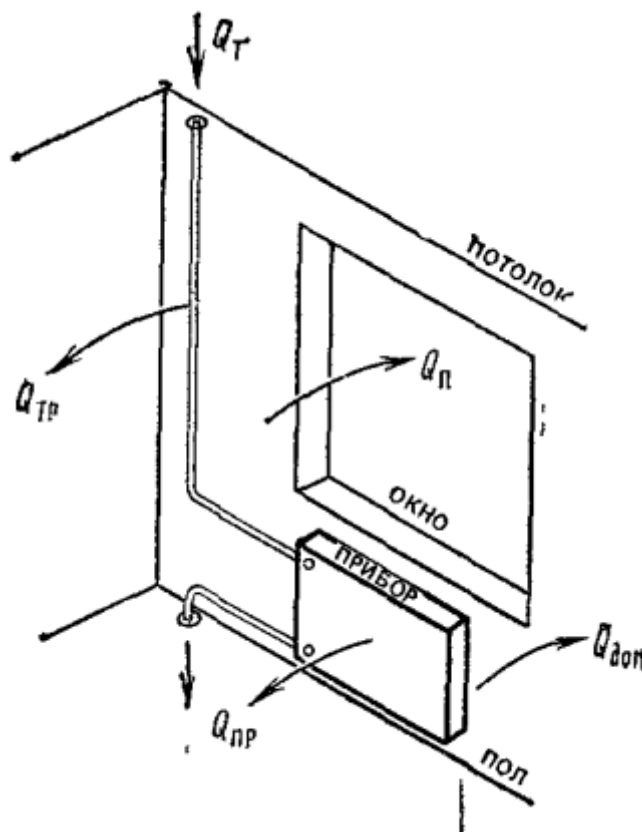


Рис. 4.1. Схема теплоотдачи отопительного прибора $Q_{пр}$ и труб $Q_{тр}$ для возмещения теплопотерь помещения $Q_{п}$ при тепловой подаче со стороны теплоносителя Q_T

Для эффективной работы отопительного прибора необходимо правильно подобрать два ключевых параметра: площадь теплоотдающей поверхности и расход теплоносителя. Эти величины определяются исходя из требуемой тепловой нагрузки помещения.

Расход теплоносителя в системе отопления принято измерять в килограммах за единицу времени (кг/ч или кг/с). Этот показатель характеризует:

- количество теплоносителя, проходящего через систему за определенный промежуток времени;
- количество тепловой энергии, которое этот теплоноситель способен отдать при охлаждении до заданной температуры.

Фактически, расход теплоносителя напрямую связан с его теплоотдачей - чем больше масса циркулирующей жидкости, тем больше тепла она может передать в помещение при заданной разнице температур.

- для водяной системы отопления:

$$G_{\text{вод}} = \frac{Q_{\text{п}}}{c(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})}, \quad (4.2)$$

- для паровой системы отопления:

$$G_{\text{вод}} = \frac{Q_{\text{п}}}{H}, \quad (4.3)$$

$c = 4187$ Дж/(кг·°С) – удельная массовая теплоемкость воды;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вых}}$ – температура воды при входе и выходе;

H – энтальпия или удельная теплота парообразования или конденсации в приборе, Дж/кг.

4.1. Классификация отопительных приборов

В настоящее время существует большое количество различных видов отопительных приборов, что связано с их областью применения, размещением, теплотехническими характеристиками.

Отопительные приборы классифицируют по следующим категориям:

- по преобладающему способу передачи тепла на – *радиационные* (не менее 50% посредством излучения), *конвективно-радиационные* (от 50-75% посредством конвекции) и *конвективные* (не менее 75% конвекцией)
- по материалу – *металлические* (чугун, сталь, медь, алюминий), *неметаллические* (бетон, пластмассовые, керамические) и *комбинированные*
- по высоте – *высокие* (более 650 мм), *средние* (400-650 мм), *низкие* (200-400 мм) и *плинтусные* (менее 200 мм)
- по глубине установки – *малой глубины* (до 120 мм), *средней* (120-200 мм) и *большой* (более 200 мм)

– по величине тепловой инерции – *малой* (имеющие небольшой внутренний объем и массу) и *большой*.

Радиатором называют сборный конвективно-радиационный отопительный прибор, состоящий из отдельных секций, изготавливаемых литьем из серого чугуна с толщиной стенки приблизительно 4 мм (рис. 4.2). Такие радиаторы могут быть:

- одно, двух и многоколончатыми;
- с монтажной высотой – низкие (300 мм) средние (500 мм) и высокие (1000 мм);
- с различной строительной глубиной;
- с различной длиной секции;

Например, чугунный радиатор марки МС-90-108 со строительной глубиной 90 и длиной секции 108 мм.

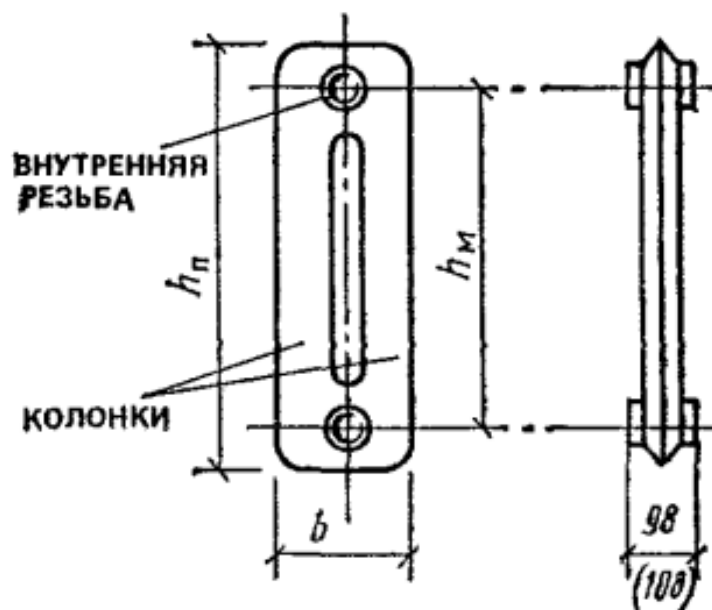


Рис. 4.2. Чугунный секционный радиатор

Чугунные секционные радиаторы имеют хорошие теплотехнические свойства, стойкость к коррозии, однако имеют при этом большую массу, сложность в производстве, плохой внешний вид и трудность в уборке от пыли и монтаже.

Стальные панельные радиаторы изготавливаются сваркой двух штампованных листов толщиной 1,5 мм, в которых каналы для протекания теплоносителя могут располагаться вертикально или горизонтально в несколько рядов.

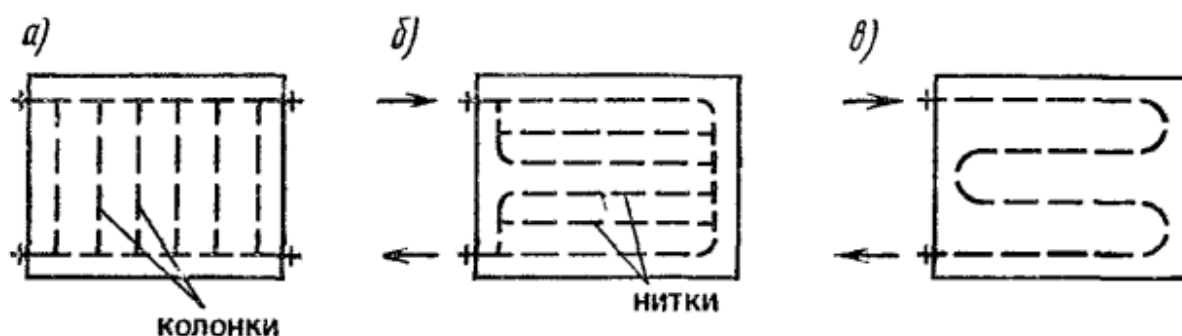


Рис. 4.3. Стальной панельный радиатор: вертикальный (а), горизонтальный нитчатый (б), горизонтальный змеевидный (в)

Такие радиаторы имеют небольшую строительную глубину, меньшую массу и увеличенную теплопередачу излучением (на 5-10%), но меньший срок службы и условия эксплуатации.

Гладкотрубные отопительные приборы состоят из нескольких соединенных вместе в виде змеевика или регистра стальных труб диаметром 32-100 мм, располагаемых на расстоянии, на 50 мм превышающем их наружный диаметр для увеличения теплоотдачи (рис. 4.4).

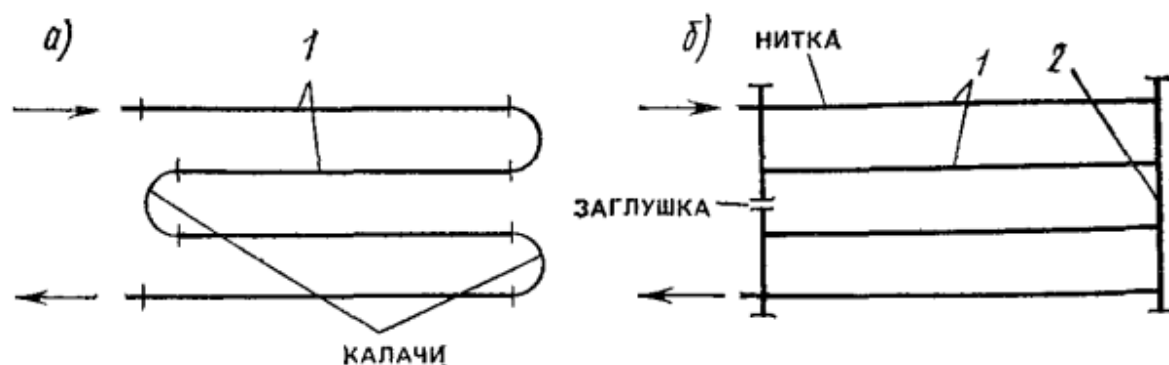


Рис. 4.4. Гладкотрубный отопительный прибор: горизонтальный (а), вертикальный (б)

Такие приборы имеют высокие теплотехнические характеристики и легко очищаются от пыли, но занимают много места и не соответствуют архитектурным требованиям.

Конвектор представляет собой трубчато-ребристый нагреватель с кожухом, который способствует увеличению передачи тепла конвекцией до 90-95% (рис. 4.5).

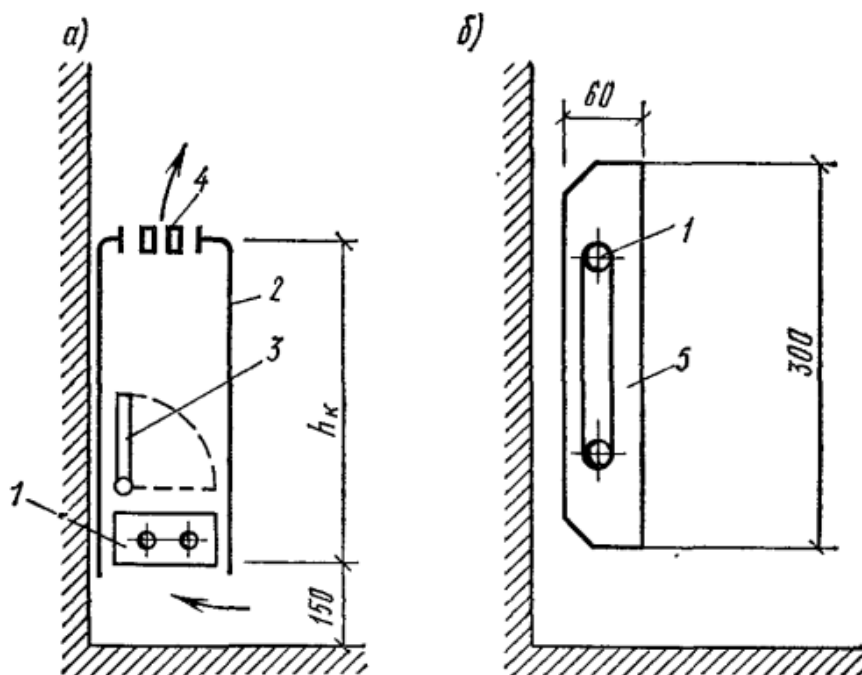


Рис. 4.5. Конвектор открыторасположенный (б) и в кожухе (а): 1 – нагревательный элемент, 2 – кожух (высотой h_k), 3 – регулирующий клапан, 4 – отверстие кожуха, 5 – ребрение

Чугунные ребристые трубы представляют собой конвективный тип отопительных приборов, состоящий из фланцевой чугунной трубы с цельнолитыми тонкими ребрами на наружной поверхности (рис. 4.6). За счет развитой ребристой структуры такие трубы обеспечивают многократное увеличение площади теплообмена по сравнению с гладкими трубами тех же габаритов, что позволяет создавать компактные отопительные системы.

К достоинствам этих приборов относится их способность работать с высокотемпературными теплоносителями при относительно невысоком нагреве поверхности ребер, а также простота изготовления и экономическая доступность.

Однако при всех преимуществах ребристые трубы обладают рядом существенных недостатков, включая невысокую теплотехническую эффективность, повышенный расход металла при производстве, непривлекательный внешний вид, хрупкость реберной конструкции и сложность очистки от накапливающейся пыли. Несмотря на эти ограничения, данный тип отопительных приборов продолжает использоваться в определенных случаях благодаря своей надежности и простоте

эксплуатации.

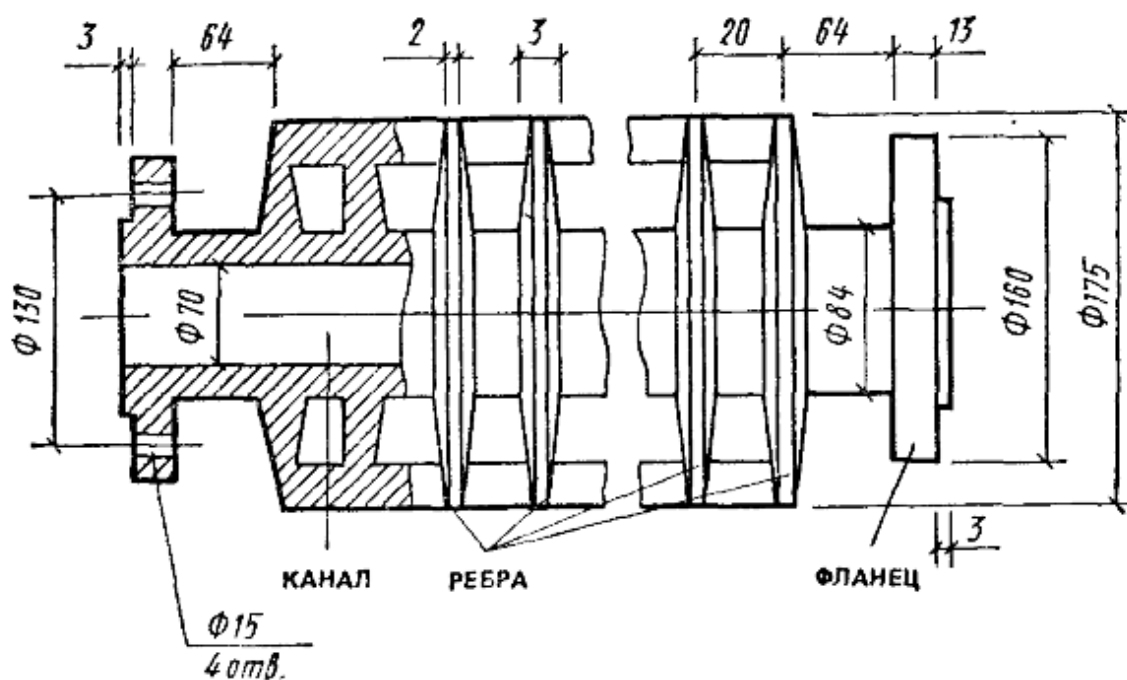


Рис. 4.6. Чугунная ребристая труба

Бетонные отопительные панели представляют собой эффективную систему обогрева, в которой нагревательные трубы монолитно заливается бетоном при создании межэтажных перекрытий - как в монолитных, так и в сборных конструкциях (рис. 4.7).

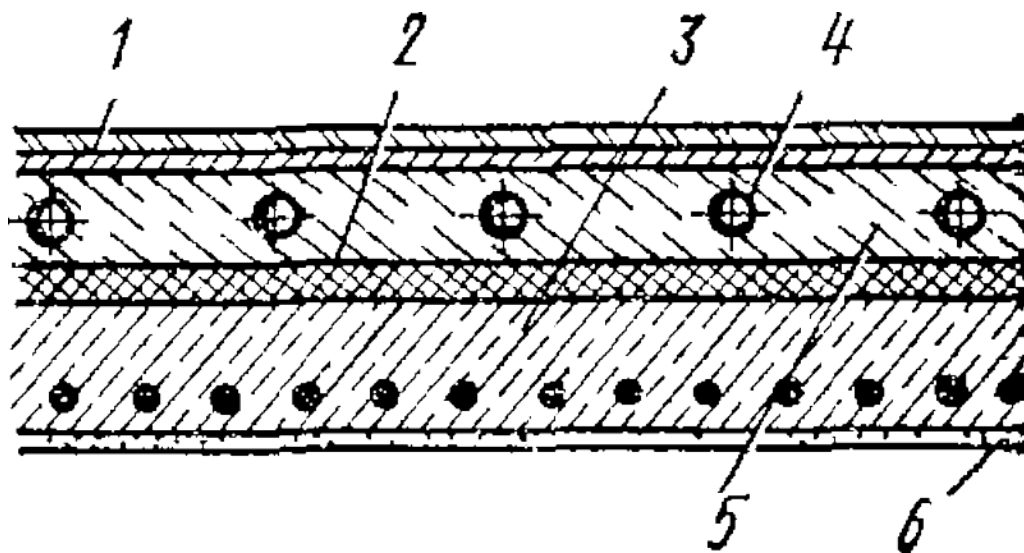


Рис. 4.7. Напольная бетонная отопительная панель: 1 – покрытие пола, 2 – теплоизоляционный материал, 3 – железобетонное несущее перекрытие, 4 – греющая труба, 5 – бетонная панель, 6 – штукатурка

Особенностью такой системы является использование специальных теплоизоляционных вкладышей, которые размещаются над трубами со стороны пола. Эти вкладыши выполняют важную функцию - они обеспечивают равномерное распределение тепла по всей поверхности пола, предотвращая появление локальных перегревов и создавая комфортный температурный режим в помещении.

Подобная конструкция позволяет эффективно использовать тепловую энергию, преобразуя бетонную массу перекрытия в большую излучающую поверхность, что способствует равномерному и экономичному обогреву пространства.

4.2. Выбор и размещение отопительных приборов

Выбор вида отопительного прибора зависит от предъявляемых к ним требований и области применения, а также технико-экономического сравнения.

Для удобства и простоты очистки от пыли выбирают гладкотрубные отопительные приборы, а наилучшим вариантом будет бетонная отопительная панель, совмещенная со строительной конструкцией. В этом случае отопительный прибор не только не будет занимать полезное пространство и ухудшать интерьер помещения, но и не будет требовать очистки. Кроме этого, например, теплый пол обеспечивает относительно равномерную температуру по всей площади и не допускает перегрева верхней зоны.

Для помещений с кратковременным пребыванием людей (менее 2 ч), допускается использовать любые вид отопительных приборов.

При размещении *вертикальных* отопительных приборов у *внутренних* стен сокращается длина труб, исключаются дополнительные потери на нагревание наружной стены (рис. 4.8, б). Такое размещение допускается в районах с короткой и теплой зимой, так как оно создает пониженную температуру в нижней зоне помещения.

Распространенным способом является *соосное* размещение вертикального отопительного прибора у *наружной стены* под оконным проемом. В этом случае конвективная теплоотдача препятствует ниспадающему холодному потоку от окон и создает комфортную тепловую обстановку в помещении (рис. 4.8, а).

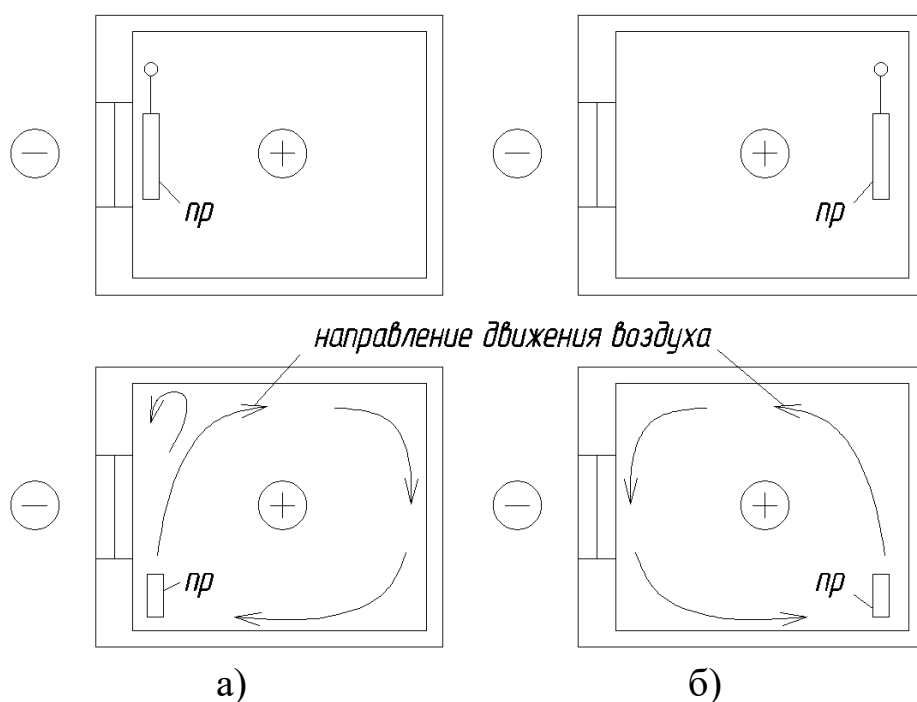


Рис. 4.8. Размещение отопительных приборов (пр) в помещениях (планы) под окнами (а), у внутренних стен (б), схемы циркуляции воздуха в помещениях (разрезы) при размещении отопительных приборов под окнами и у внутренней стены (б)

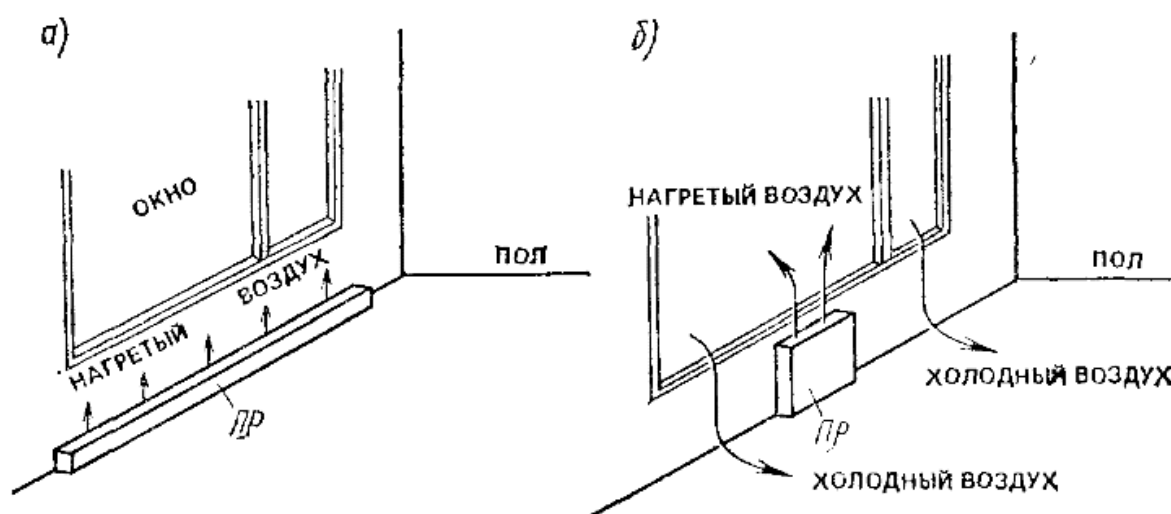


Рис. 4.9. Размещение подокном помещения отопительного прибора (пр) низкого и длинного (желательно) (а), высокого и короткого (нежелательно) (б)

При этом следует размещать отопительный прибор ближе к полу, но на расстоянии не менее 60 мм для удобства очистки и исключения создания холодной зоны в нижней части. Предпочтительнее выбирать длинный и невысокий отопительный прибор, так как в этом случае идет лучший прогрев помещения с более ровной температурой. При

выборе высокого отопительного прибора создается интенсивная конвекция с перегревом верхней и переохлаждением нижних зон (рис. 4.9).

Подобная ситуация складывается с распределением температур по высоте зданий на лестничных клетках – средние и верхние этажи имеют перегрев, а первые и нижние – переохлаждение в следствие частого открытия наружных входных дверей. В этом случае рациональнее предотвратить врывание холодного воздуха с установкой отопительных приборов в тамбуре или первом этаже у входа с обязательным предупреждением замерзания воды.

4.3. Теплопередача отопительных приборов

Интенсивность теплопередачи $k_{\text{пр}}$ характеризуется коэффициентом теплопередачи, который выражает плотность теплового потока на *внешней* поверхности стенки, отнесенного к разности температуры теплоносителя и воздуха, разделенной стенкой.

$$k_{\text{пр}} = 1/R_{\text{пр}}, \quad (4.4)$$

Термическое сопротивление $R_{\text{пр}}$ находится из сложения сопротивления теплообмену на внутренней и внешней поверхности стенки всей внутренней и внешней площади отопительного прибора соответственно, а также сопротивления самой стенки:

$$R_{\text{пр}} = R_{\text{в}} + R_{\text{ст}} + R_{\text{н}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \frac{A_{\text{пр}}}{A_{\text{в}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \frac{A_{\text{пр}}}{A_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}, \quad (4.5)$$

где $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент теплообмена на внутренней поверхности прибора;

$A_{\text{пр}}/A_{\text{в}}$ – отношение площади наружной поверхности к внутренней площади поверхности отопительного прибора;

$\delta_{\text{ст}}$ – толщина стенки отопительного прибора, м;

$\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м²·°С).

Сопротивлению теплообмену на внешней поверхности отопительного прибора $R_{\text{н}}$ значительно выше (на порядок), чем на внутренней поверхности $R_{\text{в}}$, поэтому для увеличения теплоотдачи делают *выступы* и *оребрения*. Кроме этого, на величину термического сопротивления $R_{\text{в}}$ также влияет массовый расход теплоносителя $G_{\text{пр}}$: чем

больше количество теплоносителя, протекающего через отопительный прибор, тем ниже термическое сопротивление на внутренней стенке (рис. 4.10).

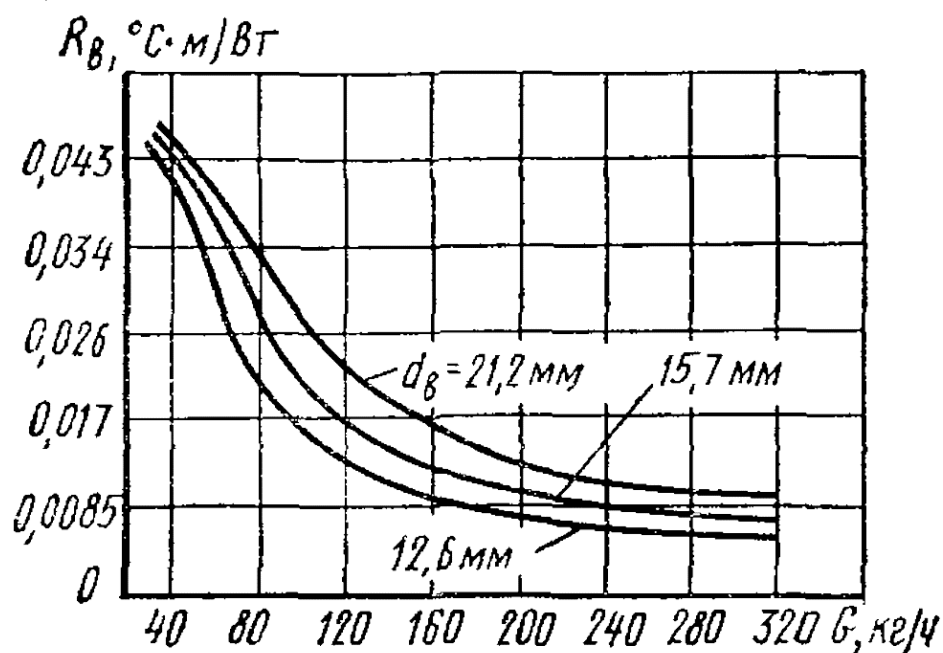


Рис. 4.10. Зависимость сопротивления теплообмену на внутренней поверхности стенки R_b от расхода теплоносителя G и внутреннего диаметра трубы d_b

Коэффициент теплообмена на наружной поверхности отопительного прибора передается двумя видами теплообмена – конвекцией и излучением, поэтому:

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_l, \quad (4.6)$$

где α_k , α_l – коэффициент конвективного и лучистого теплопереноса;

$$\alpha_k = 1,66(t_{\text{пов}} - t_b)^{0,33}, \quad (4.7)$$

$t_{\text{пов}}$ – температура поверхности отопительного прибора, °C;

t_b – температура внутреннего воздуха отопительного прибора, °C;

$$\alpha_l = bC_{\text{пр}}\varphi, \quad (4.8)$$

b – коэффициент, зависящий от формы и материала отопительного прибора;

$C_{\text{пр}}$ – приведенный коэффициент излучения (для чугунного секционного радиатора с гладкой поверхностью $C_{\text{пр}} = 5,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

φ – коэффициент облученности.

Главным образом, на интенсивность теплопередаче отопительного прибора влияют

1) *вид и конструктивные особенности* отопительного прибора;

2) *температурный напор* $\Delta t = t_{\text{т}} - t_{\text{в}}$ – разность температуры теплоносителя и температуры внутреннего воздуха:

для воды:

$$k_{\text{пр}} = m \Delta t^n, \quad (4.9)$$

для пара:

$$k_{\text{пр}} = m \Delta t_{\text{ср}}^n \bar{G}^p, \quad (4.10)$$

где m , n , p – экспериментальные показатели, выражающие влияние конструктивных и гидравлических особенностей отопительного прибора;

Δt – температура насыщенного пара, $^\circ\text{C}$;

$\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя температура воды в отопительном приборе:

$$\Delta t_{\text{ср}} = t_{\text{ср}} - t_{\text{в}} = 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}), \quad (4.11)$$

$\bar{G}$ – относительный расход воды, принятый при испытаниях образцов (360 кг/ч или 0,1 кг/с):

$$\bar{G} = G_{\text{пр}}/360 \text{ или } \bar{G} = G_{\text{пр}}/0,1, \quad (4.12)$$

Полученный коэффициент теплопередачи при $\Delta t = 70 \text{ }^\circ\text{C}$, расходе воды 360 кг/ч и нормальном атмосферном давлении называют *номинальным*.

3) *расход* теплоносителя – при изменении расхода теплоносителя (скорости воды), изменяется теплообмен на внутренней и как следствие на наружной поверхности отопительного прибора.

4) *способ соединения* отопительного прибора с теплопроводами (схемой соединения) – при подаче *сверху-вниз* коэффициент теплопередачи будет всегда выше чем у *горизонтальной схемы* (снизу-вниз) или присоединения *снизу-вверх* (рис. 4.11);

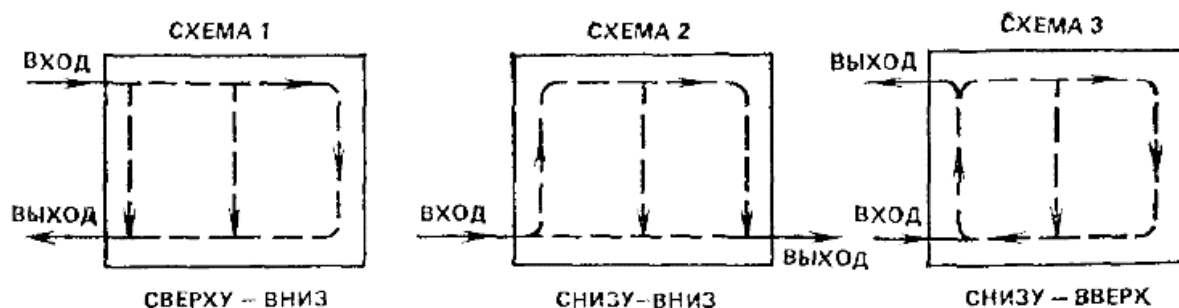


Рис. 4.11. Основные схемы присоединения радиаторов к теплопроводам систем водяного отопления

5) *размещение* отопительного прибора – у наружной стены уменьшается в следствие снижения интенсивности конвекции и прогрева ограждения

6) *значение атмосферного давления* – чем ниже давление, тем ниже плотность воздуха и как следствие ниже коэффициент теплопередачи

7) *состав и цвет краски* прибора – связано с излучательной способностью прибора.

4.4. Тепловой поток от отопительных приборов

Поверхностная плотность теплового потока отопительного прибора ($q_{\text{пр}}$) рассчитывается как произведение коэффициента теплопередачи прибора ($k_{\text{пр}}$) на температурный напор. Эта зависимость выражается формулой:

$$q_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \Delta t, \quad (4.13)$$

для пара:

$$q_{\text{пр}} = m \Delta t^n \Delta t = m \Delta t^{1+n}, \quad (4.14)$$

для воды:

$$k_{\text{пр}} = m \Delta t_{\text{ср}}^n \bar{G}^p \Delta t_{\text{ср}} = m \Delta t_{\text{ср}}^{1+n} \bar{G}^p, \quad (4.15)$$

Номинальным тепловым потоком отопительного прибора называют плотность теплового потока при нормальных и стандартных условиях работы прибора (при стандартном температурном напоре, атмосферном давлении, расходе теплоносителя).

В качестве примера можно рассмотреть удельные тепловые потоки различных типов отопительных приборов: наибольшей плотностью теплового потока обладают чугунные секционные радиаторы типа МС-90-108, достигающие показателя 790 Вт/м²; чуть меньшей эффективностью характеризуются стальные панельные радиаторы с показателем 730 Вт/м²; более старые модели чугунных радиаторов типа М-140А0 демонстрируют тепловой поток плотностью 595 Вт/м². Среди конвективных приборов конвекторы с кожухом обеспечивают тепловой поток 357 Вт/м², а чугунные ребристые трубы - 388 Вт/м². Эти значения наглядно иллюстрируют различия в теплоотдаче между разными типами отопительного оборудования, что важно учитывать при проектировании систем отопления.

Так как условия работы могут отличаться от условий работы отопительного прибора у потребителя (отличие температурного напора, давления, расхода теплоносителя, окраски и т.д.) то и плотность теплового потока будет также отлична. Для приведения его к реальным условиям работы можно воспользоваться формулой (4.16):

для пара

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}} \left(\frac{\Delta t}{70} \right)^{1+n}, \quad (4.16)$$

для воды

$$q_{\text{пр}} = q_{\text{ном}} \left(\frac{\Delta t}{70} \right)^{1+n} \left(\frac{G_{\text{пр}}}{360} \right)^p, \quad (4.17)$$

Значения экспериментальных числовых показателей n и p приведены в справочной литературе [3].

4.5. Тепловой расчет отопительных приборов

Расчет требуемой площади теплоотдающей поверхности отопительного прибора основывается на обеспечении заданной тепловой нагрузки помещения. При этом температурный режим теплоносителя определяется либо параметрами подключенной тепловой сети (в зависимых схемах), либо специально заданными условиями при автономной системе отопления. В обоих случаях ключевым параметром становится температура теплоносителя, которая напрямую влияет на необходимую площадь нагревательной поверхности прибора для компенсации тепловпотерь помещения.

При известной плотности теплового потока и тепловой нагрузки помещения $Q_{\text{п}}$ определяется:

$$Q_{\text{пр}} = q_{\text{пр}} A_{\text{р}}, \quad (4.18)$$

Тогда расчетная площадь:

$$A_{\text{р}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}}}, \quad (4.19)$$

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{п}} - \beta_{\text{тр}} Q_{\text{тр}}, \quad (4.20)$$

где $Q_{\text{тр}}$ – суммарная теплоотдача проложенных в пределах помещения теплопроводов;

$\beta_{\text{тр}}$ – поправочный коэффициент для открытой прокладки – 0,9, скрытой в штробе – 0,5, скрытой монолитной – 1,8.

$$Q_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} \pi d_{\text{н}} l (t_{\text{т}} - t_{\text{в}}), \quad (4.21)$$

или с использованием таблиц в справочной литературе [3, прил. II.22, с. 264]:

$$Q_{\text{тр}} = q_{\text{в}} l_{\text{в}} + q_{\text{г}} l_{\text{г}}, \quad (4.22)$$

где $k_{\text{тр}}$ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С);

$d_{\text{н}}$, l – наружный диаметр и длина теплопроводов, м;

$t_{\text{т}}$, $t_{\text{в}}$ – температура теплоносителя и воздуха в помещении

q_v, q_r – теплоотдачи 1 м вертикально и горизонтально проложенных труб, Вт/м, исходя из их диаметра и разности температуры $t_r - t_v$;

l_v, l_r – длина вертикальных и горизонтальных теплопроводов в пределах помещения, м.

Число секций чугунного секционного радиатора N определяется отношением расчетной площади наружной поверхности отопительного прибора A_p к площади поверхности одной секции a_1 :

$$N = \frac{A_p \beta_3}{a_1 \beta_4}, \quad (4.23)$$

где β_4 – поправочный коэффициент, учитывающий число секций в одном радиаторе (рис. 4.12);

β_3 – поправочный коэффициент, учитывающий способ установки радиатора в помещении.

Количество секций радиатора напрямую влияет на его теплотехнические характеристики. В радиаторах с меньшим количеством секций наблюдается повышенный коэффициент теплопередачи, что объясняется более интенсивным теплообменом крайних секций, чьи торцевые поверхности свободно излучают тепло в помещение. Этот эффект позволяет несколько уменьшить общие габариты отопительного прибора. Однако при увеличении числа секций влияние крайних элементов на общий коэффициент теплопередачи снижается, что требует соответствующего увеличения размеров радиатора для компенсации данного эффекта.

При подборе конкретного количества секций допускается незначительное (не более 5%) уменьшение расчетной площади теплоотдачи, при этом абсолютное значение сокращения не должно превышать 0,1 м². Такое отклонение от расчетных параметров обусловлено допустимыми колебаниями температуры воздуха в помещении: снижение на 1 °С считается приемлемым для жилых зданий, а для производственных помещений допустимо отклонение до 2 °С. В связи с этим на практике обычно выбирают ближайшее большее целое число секций, что обеспечивает необходимый запас по тепловой мощности и компенсирует возможные погрешности расчета.

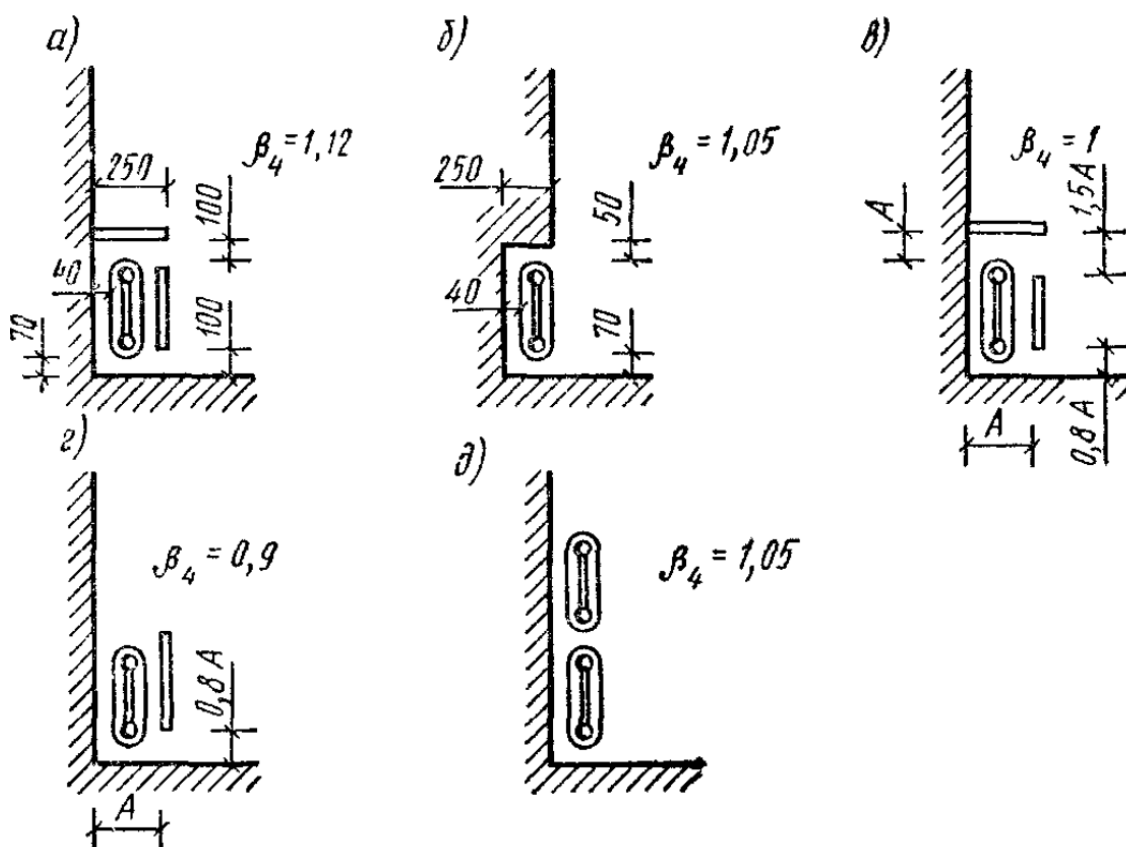


Рис. 4.12. Размещение отопительных приборов в декоративном шкафу (а), глубокой нише (б), специальном укрытии (в), за щитом (а), в два яруса (б)

Число *стальных панельных радиаторов* находится как отношение расчетной площади A_p к площади поверхности одного прибора a_1 :

$$N = \frac{A_p}{a_1}, \quad (4.24)$$

Длина греющей трубы в ярусе или в ряду *гладкотрубного прибора* составит:

$$N = \frac{A_p \beta_4}{n a_1}, \quad (4.25)$$

где n – число ярусов или рядов греющих труб, составляющих прибор;

a_1 – площадь 1 м открытой горизонтальной трубы принятого диаметра, $\text{м}^2/\text{м}$.

4.6. Регулирование теплопередачи отопительных приборов

Регулирование теплопередачи отопительных приборов становится необходимым при колебаниях внешних температурных условий. Существует два основных метода регулирования: качественный и количественный.

Качественное регулирование предполагает изменение температуры теплоносителя, которое может осуществляться как на центральной тепловой станции, так и в местном тепловом пункте. Важно отметить, что местное регулирование должно дополнять центральное, а не заменять его. Однако эффективность такого регулирования может снижаться из-за подогрева воды в системе горячего водоснабжения, что является побочным фактором, влияющим на температурный режим.

Количественное регулирование основано на изменении расхода теплоносителя. Этот метод применяется не только для всей системы в целом, но и для отдельных отопительных приборов. Таким образом, количественное регулирование может быть как централизованным, так и индивидуальным, что позволяет более точно настраивать тепловой режим в каждом конкретном помещении. Такой подход обеспечивает гибкость управления теплоснабжением и позволяет адаптироваться к изменяющимся условиям эксплуатации.

При паровом отоплении возможно лишь количественное центральное или индивидуальное регулирование:

- пропорциональное – при изменении температуры наружного воздуха;
- «пропусками» – подача с различными по длительности перерывами.

Индивидуальное регулирование может осуществляться автоматическим (прямого или косвенного действия) и ручным регулятором:

- для двухтрубных систем должны иметь **повышенное** гидравлическое сопротивление, первичное (пуско-наладочное) и вторичное (эксплуатационное) количественное регулирование – краны «двойной регулировки»
- для однотрубных систем – **пониженное** гидравлическое сопротивление и иметь только эксплуатационную регулировку.

Количественное регулирование эффективно в том случае, когда теплоотдача отопительных приборов при их отключении меняется не

менее чем на 0,5, а для панельного лучистого отопления – на 0,7 (рис. 4.13).

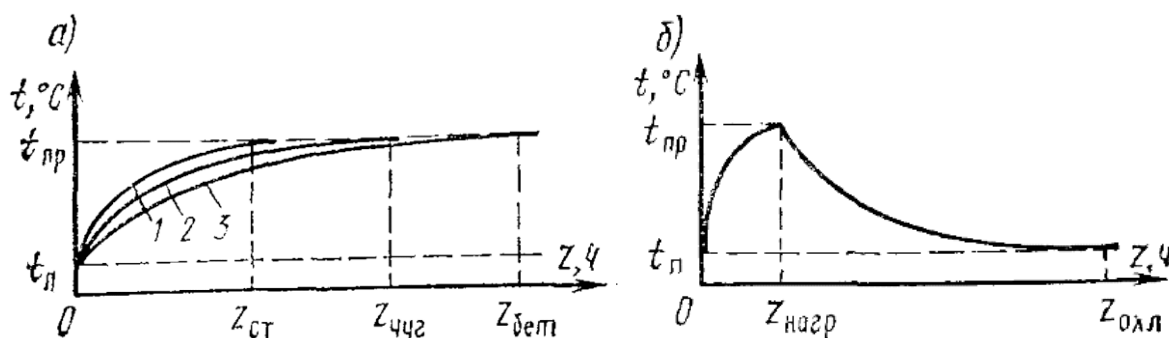


Рис. 4.13. Характер процессов изменения температуры поверхности отопительных приборов во времени: а – при нагревании различных по массе приборов; б – при нагревании и охлаждении чугунного радиатора в системе водяного отопления; 1 – для стального ($z_{ст}$ – период времени изменения температуры от t_n до $t_{пр}$); 2 – для чугунного радиатора ($z_{чуг}$); 3 – для бетонного ($z_{бет}$)

Также стоит учесть, что теплоотдача отопительных приборов меняется с «запаздыванием», что означает продолжительность стояния предыдущей температуры некоторое время после отключения и связано с его инерционностью (массой теплоносителя и прибора).

Контрольные вопросы

1. Какие основные функции выполняет отопительный прибор в системе отопления?
2. Перечислите основные требования, предъявляемые к отопительным приборам.
3. Как санитарно-гигиенические требования влияют на выбор отопительного прибора?
4. Почему при проектировании отопительных приборов учитывают архитектурно-строительные требования?
5. Что такое тепловая нагрузка помещения и из чего она складывается?
6. Как рассчитывается расход теплоносителя в водяных и паровых системах отопления?

7. По каким признакам классифицируют отопительные приборы?
8. Какие виды отопительных приборов относятся к радиационным, конвективно-радиационным и конвективным?
9. В чем преимущества и недостатки чугунных секционных радиаторов?
10. Чем отличаются стальные панельные радиаторы от чугунных?
11. Каковы особенности гладкотрубных отопительных приборов?
12. Как устроены конвекторы и в чем их преимущества?
13. Какие особенности имеют бетонные отопительные панели?
14. Какие факторы влияют на выбор типа отопительного прибора?
15. Почему в некоторых случаях предпочтительнее использовать бетонные отопительные панели?
16. Как влияет размещение отопительного прибора у наружной стены на тепловой режим помещения?
17. Почему рекомендуется устанавливать отопительные приборы под окнами?
18. Что такое коэффициент теплопередачи отопительного прибора и от чего он зависит?
19. Как рассчитывается термическое сопротивление отопительного прибора?
20. Какие факторы влияют на интенсивность теплопередачи отопительного прибора?
21. Как определяется номинальный тепловой поток отопительного прибора?
22. Как рассчитывается площадь поверхности отопительного прибора для компенсации теплопотерь помещения?
23. Как учитывается теплоотдача труб при расчете необходимой мощности отопительных приборов?
24. Как определяется количество секций в чугунных радиаторах?
25. Какие существуют и в чем разница между существующими способами регулирования тепла?

26. Почему в одноконтурных и двухконтурных системах отопления используются разные типы регулирующей арматуры?

27. Как инерционность отопительного прибора влияет на процесс регулирования?

28. Какой тип отопительного прибора вы бы выбрали для жилого помещения, а какой – для производственного цеха? Обоснуйте свой выбор.

29. Почему в современных зданиях все чаще используют системы «теплый пол» вместо традиционных радиаторов? Какие плюсы и минусы у такого решения?

30. Как можно повысить энергоэффективность системы отопления за счет правильного выбора и размещения отопительных приборов?

31. Предложите способ снижения перегрева верхних этажей в здании с вертикальной системой отопления.

32. Какие инновационные технологии в области отопительных приборов могут появиться в ближайшем будущем?

Глава 5. ТЕПЛОПРОВОДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Теплопроводы – это ключевые элементы системы отопления, предназначенные для транспортировки *определенного количества* теплоносителя от источника тепла к отопительным приборам. Они выполняют важную функцию в обеспечении теплового комфорта в зданиях и сооружениях, а выбор материала, способа прокладки и типа соединения теплопроводов напрямую влияет на эффективность, долговечность и стоимость системы отопления.

Теплопроводы *вертикальных* систем отопления подразделяют на магистрали, стояки и подводки, а *горизонтальные* также имеют ветви (рис. 5.1).

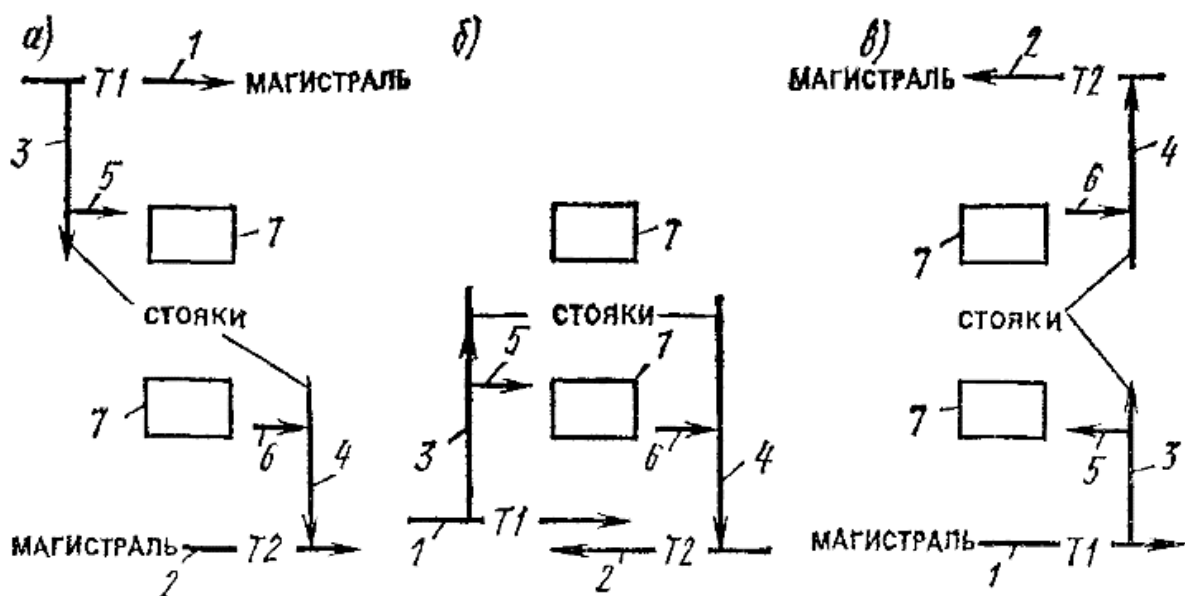


Рис. 5.1. Теплопроводы вертикальных систем центрального отопления с верхней разводкой (а), с нижней разводкой (б), с «опрокинутой» циркуляцией воды (а): 1 и 2 – подающие ($T1$) и обратные ($T2$) магистрали; 3 и 4 – подающие и обратные стояки; 5 и 6 – подающие и обратные подводки; 7 – отопительные приборы

В зависимости от направления движения теплоносителя в *подающих* ($T1$) и *обратных* ($T2$) магистралях систем водяного отопления может быть *встречным* (тупиковым) и *попутным*. Например, на рис. 5.1,а показано попутное движение, а на рис. 5.1,б – встречное.

В зависимости от места прокладки подающей и обратной магистрали: с верхней разводкой – *подающая* магистраль находится выше отопительных приборов (рис. 5.1, а), с нижней разводкой – ниже (рис.

5.1,б), с опрокинутой циркуляцией – обратная магистраль выше, а подающая ниже отопительных приборов (рис. 5.1,в).

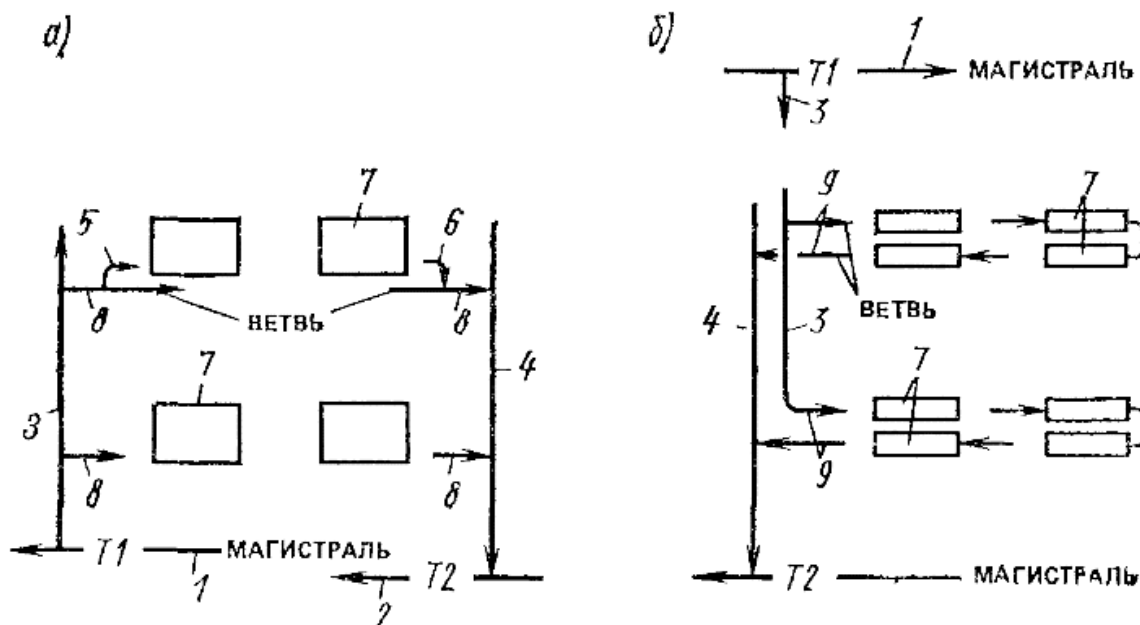


Рис. 5.2. Теплопроводы горизонтальных систем водяного отопления с нижней (а) и верхней разводкой (б): 1 и 2 – подающие ($T1$) и обратные ($T2$) магистрали; 8 и 4 – подающие и обратные стояки; 5 и 6 – подающие и обратные подводки; 7 – отопительные приборы; 8 – однотрубные ветви; 9 – бифилярные ветви

Бифилярная (двухпоточной) однотрубная система – система, в которой каждый отопительный прибор, установленный в помещении, разделен на две равные части («а» и «б»), в которых вода движется в противоположных направлениях и теплоноситель последовательно проходит сначала через все части «а», а затем через все части «б» (рис. 5.2, б).

Стальные трубы широко используются в системах центрального отопления, промышленных объектах и магистральных теплосетях. В системах местного отопления используются *металлические* (стальные, медные), *нематаллические* (пластмассовые, керамические) и *комбинированные* трубы (металлопластиковые).

Стальные трубы являются наиболее распространенным материалом для теплопроводов систем отопления, что объясняется несколькими причинами, такими как:

- высокая механическая прочность;
- долговечность при правильной эксплуатации (25-30 лет);

- устойчивость к высоким температурам (до 150°C и выше);
- выдерживают большое гидростатическое давление (свыше 1 МПа).

Водопроводные и газопроводные трубы (ВГП) неоцинкованные (черные) и с цинковым покрытием (ГОСТ 3262-75) различают трех типов: легкие – под сварку и накатку резьбы для открытой прокладки, обыкновенные – при скрытой прокладке и для систем парового отопления, и усиленные – для прокладки в уникальных долговременных сооружениях. Такие трубы различаются по *условному проходу* от 6 до 150 мм и *толщиной стенки* от 1,8 до 5,5 мм, например, обыкновенная, неоцинкованная, обычной точности изготовления, немерной длины с условным проходом 20 мм, толщиной стенки 2,8 мм, без резьбы и без муфты имеет условное обозначение *Труба 20 х 2,8 ГОСТ 3262-75*.

Стальные электросварные (прямошовные) трубы (ГОСТ 10704-91) изготавливаются с различной толщиной стенки, мерной длиной, классом точности, марки стали. Условное обозначение трубопровода с наружным диаметром 76 мм, толщиной стенки 3 мм, мерной длины, II класса точности по длине, из стали марки СтЗсп, изготовленная по группе В ГОСТ 10705–80:

$$\text{Труба} \frac{76 \times 3 \times 5000 \text{ II ГОСТ } 10704-91}{\text{В-СтЗсп ГОСТ } 10705-80}$$

Трубы стальные бесшовные (цельнотянутые), изготавливаемые по наружному диаметру, толщине стенки и длине. Главное отличие сварных и бесшовных труб заключается в предельно допустимом давлении.

Шовные трубопроводы могут выдержать до 16 МПа, а бесшовные трубы – 20 МПа, при рекомендуемом гидростатическом давлении трубопроводов 1,6 МПа.

Стальные трубы, несмотря на свою прочность и долговечность, имеют ряд существенных недостатков, которые необходимо учитывать при проектировании и эксплуатации систем.

Одной из главных проблем является их подверженность коррозии, особенно в системах, где используется вода с повышенным содержанием кислорода или агрессивных примесей, которые могут вызывать разрушение внутренних стенок труб, приводить к снижению их срока службы, а также увеличению риска протечек.

Для защиты от коррозии стальные трубы требуют дополнительной обработки поверхностей, например, оцинкования – нанесения металлических и химических покрытий. Однако такие меры увеличивают стоимость труб и усложняют процесс их производства.

Ещё одним недостатком стальных труб является сложность монтажа. Для их соединения чаще всего требуется сварка, которая не только требует наличия квалифицированных специалистов, но и увеличивает время установки системы. Альтернативой сварке могут быть резьбовые соединения, но они также имеют свои ограничения: необходимость регулярного обслуживания, риск нарушения герметичности и меньшая надёжность по сравнению со сварными швами.

Таким образом, использование стальных труб в системах отопления требует тщательного подхода к выбору материалов, защиты от коррозии и качественного монтажа, что в совокупности может значительно увеличить затраты на создание и обслуживание системы.

Медные трубы обладают рядом преимуществ, но их использование сопряжено с некоторыми сложностями. Одним из главных недостатков является высокая стоимость материала, что делает такие системы менее доступными по сравнению с альтернативными вариантами. Кроме того, монтаж медных труб требует специальных навыков и оборудования, поскольку соединения выполняются методом пайки или с использованием пресс-фитингов, что усложняет процесс установки. Однако такие трубы обладают следующими преимуществами:

- высокой теплопроводностью, способствующей эффективной передаче тепла;
- устойчивостью к коррозии и воздействию агрессивных сред;
- долговечностью (срок службы до 50 лет и более);
- кроме чего выдерживают достаточно высокие температуры и давление.

Медные трубы находят широкое применение в системах отопления и водоснабжения, где предъявляются повышенные требования к качеству теплоносителя. Особенно часто их используют в частных домах, где важны не только надёжность и долговечность, но и устойчивость к коррозии. Благодаря своим характеристикам, медные трубы обеспечивают стабильную работу системы на протяжении многих лет, что делает их оправданным выбором для ответственных объектов.

Пластиковые трубы являются одним наиболее распространенный материал для прокладки трубопроводов не только систем отопления, но и водоснабжения, канализации благодаря простоте монтажа и долговечности, а также их относительно небольшой стоимости: предпочтительны материалы пластика, которые не размягчаются и не меняют свою структуру при длительном взаимодействии с теплоносителем. В отличие от металлических труб, они не зарастают изнутри отложениями, что позволяет сохранять первоначальную пропускную способность, не подвержены коррозии, обладают низким коэффициентом трения и гидравлическим сопротивлением, малым весом и не требуют сложных технологий соединения, что значительно упрощает их монтаж.

Кроме того, пластиковые трубы отличаются высокой химической стойкостью, что делает их идеальным выбором для транспортировки воды с разными характеристиками, включая агрессивные среды. Благодаря своей гибкости, пластиковые трубы менее подвержены разрушению при замерзании воды, что снижает риск аварийных ситуаций в холодное время года.

Сортамент пластиковых труб позволяет подобрать оптимальный вариант в зависимости от условий эксплуатации. Они применяются при открытой прокладке, устройстве тёплого пола, горячего и холодного водоснабжения, а также в дренажных и канализационных системах.

Пластиковые трубы широко применяются в современных системах отопления и водоснабжения, однако их использование имеет определённые ограничения:

- обладают сравнительно низкой термостойкостью – большинство из них рассчитаны на эксплуатацию при температуре не выше 95°C;
- имеют меньшую механическую прочность по сравнению с металлическими аналогами, что ограничивает их использование в условиях повышенного давления или при наличии внешних механических нагрузок.

В зависимости от условий эксплуатации, технических требований и конструктивных особенностей трубопроводов применяются различные типы соединений. Выбор конкретного способа зависит от та-

ких факторов, как давление и температура рабочей среды, необходимость демонтажа в процессе эксплуатации, а также требования к герметичности и прочности конструкции.

Сварные соединения являются одними из самых надёжных и широко используемых в трубопроводных системах. Они обеспечивают высокую герметичность и прочность за счёт неразъёмного соединения металлических элементов. Благодаря этому сварка применяется в ответственных узлах, где критически важно исключить утечки и механические повреждения.

Использование сварных соединений особенно актуально для систем, работающих под высоким давлением или при воздействии агрессивных сред. Процесс монтажа требует высокой квалификации специалистов, так как от качества сварного шва зависит эксплуатационная надёжность трубопровода. Кроме того, ремонт или модификация таких систем усложняется из-за невозможности быстрого демонтажа отдельных участков без проведения сварочных работ.

Резьбовые соединения представляют собой один из самых удобных способов монтажа трубопроводных систем, особенно в случаях, когда требуется периодическое разъединение труб. Основным преимуществом резьбового соединения является его простота, поскольку сборка не требует сложного оборудования и может выполняться с помощью стандартного инструмента.

Благодаря возможности многократного использования резьбовые соединения активно применяются в бытовых инженерных системах, а также в разборных участках трубопроводов, где необходимо периодическое техническое обслуживание. Однако эксплуатация таких соединений требует регулярного контроля – необходимо периодически подтягивать резьбовые элементы и заменять уплотнительные материалы, так как со временем они могут терять герметичность.

Фланцевые соединения предназначены для монтажа труб большого диаметра и применяются преимущественно в промышленных системах и магистральных трубопроводах. Их конструкция представляет собой два фланца, закреплённых на концах соединяемых труб, между которыми устанавливается уплотнительная прокладка для обеспечения герметичности.

Одним из основных преимуществ данного типа соединения является удобство демонтажа: при необходимости технического обслуживания или замены участка трубопровода разъёмные фланцы позволяют быстро выполнить необходимые работы без повреждения труб. Однако такие соединения требуют высокой точности при установке, поскольку неправильная подгонка или недостаточная затяжка крепежных элементов может привести к нарушению герметичности. Кроме того, фланцевые соединения занимают больше места по сравнению с другими видами стыковки, что необходимо учитывать при проектировании трубопроводных систем.

5.1. Размещение теплопроводов в здании

Размещение теплопроводов в здании определяется рядом факторов, включая архитектурные особенности помещения, требования к интерьеру, а также удобство технического обслуживания. Помимо этих аспектов, выбор способа прокладки трубопроводов должен учитывать технические характеристики системы отопления, возможность расширения или модернизации сети в будущем, а также обеспечение безопасности эксплуатации. В зависимости от поставленных задач, прокладка теплопроводов может быть выполнена *открытым* или *скрытым* способом.

Открытая прокладка широко применяется в промышленных и технических помещениях, а также в случаях, когда необходимо обеспечить лёгкий доступ к трубопроводам для их осмотра, ремонта и замены, что особенно важно в системах с высоким рабочим давлением или агрессивными средами, или для крупных инженерных сетей. Однако такая прокладка негативно сказывается на эстетике помещения, особенно в жилых и общественных зданиях. В таких случаях применяется декоративная окраска труб в цвет стен.

При *скрытой прокладке* теплопроводы размещаются внутри стен (замоноличиваются в специально предусмотренные *штробы*), пола или подвесного потолка, магистрали переносятся в технические помещения или каналы. В местах соединения трубопроводов предусматривают смотровые люки. При такой прокладке теплоотдача трубопроводов снижается по сравнению с открытой прокладкой и действуют как бетонные отопительные панели. Проектирование скрытой прокладки

требует более детального расчета: теплотер, необходимости демон- тажа отделочных покрытий для устранения неисправностей, теплового расширения материалов.

При проектировании и прокладке трубопроводов обязательно учитывать изменение длины трубопроводов в процессе эксплуатации в следствие изменения их температуры по сравнению с монтажной. *Температурное удлинение* обусловлено физическими свойствами веществ изменять свои линейные размеры при изменении температуры (увеличивается кинетическая энергия, амплитуда колебаний и расстояние между молекулами, что приводит к расширению материала). В теории и практике используют *коэффициент линейного расширения*, который, например, для металлов является положительной величиной, что означает расширение материала при повышении температуры.

Изменение длины Δl от фактической l при изменении температуры теплоносителя, можно вычислить по формуле:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot (t_{\text{т}} - t_{\text{м}}), \quad (5.1)$$

где α – коэффициент линейного расширения (для стали в среднем $\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$);

l – фактическая длина прямолинейного трубопровода, м;

$t_{\text{т}}$ – расчетная (максимальная) температура теплоносителя в трубопроводе, °C;

$t_{\text{м}}$ – монтажная температура окружающего воздуха, °C (принимается +5 °C для периода строительства и монтажа системы отопления как в переходный период, так и для зимнего периода с временным поддержанием температуры воздуха).

В вертикальных системах *подводки* между стояками и отопительными приборами прокладывают горизонтально (до 500 мм) или с уклоном при большей длине (5-10 мм на всю длину).

Стояки размещают на расстоянии 150 мм от откоса оконного проема у наружных стен открыто на расстоянии 35 мм при D_y менее 32 мм, либо скрыто. Расстояние между осями трубопроводов двухтрубных систем составляет 80 мм, а подающий стояк размещают ближе к отопительному прибору. При пересечении трубопроводов делают изгибы в сторону помещения на стояках, а не на подводках (рис. 5.3). На плане здания их расположение зависит от расположения магистралей

и отопительных приборов, при чем исходят из сокращения их количества, длины и диаметра кроме угловых помещений и лестничных клеток.

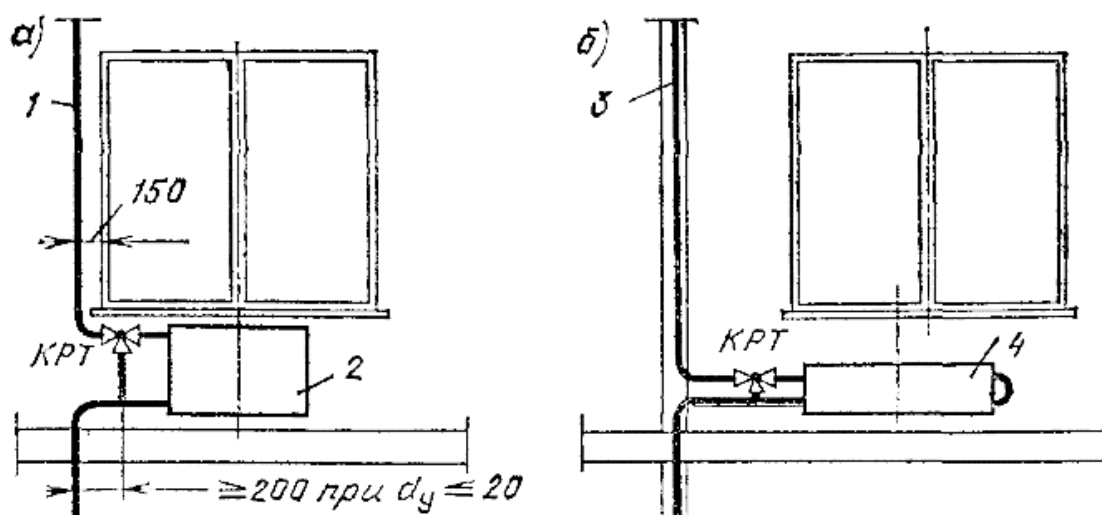


Рис. 5.3. Стояки вертикальной однотрубной системы водяного отопления с трехходовыми кранами у приборов: а – с приоконным размещением стояка и радиатором (вертикальные оси окна и радиатора совпадают), б – замоноличенным стояком и низким прибором, смещенным к стояку от вертикальной оси окна); 1 – приточный стояк, 2 – радиатор, 3 – замоноличенный стояк; 4 – низкий отопительный прибор

Горизонтальные ветви предпочтительно размещать под отопительными приборами на расстояниях аналогичным прокладке стояков горизонтально при скорости теплоносителя более 0,25 м/с, либо под окнами выше отопительных приборов, что исключает необходимость воздухопускных устройств.

Прокладка *магистралей* зависит от назначения и ширины здания и вида системы отопления.

В производственных зданиях предпочтительна прокладка горизонтальной однотрубной системы по стенам, колоннам в пределах рабочих помещений, если это не препятствуют технологическому процессу, в противном случае – в технических каналах.

В зданиях шириной до 9 м магистрали прокладываются вдоль продольной оси здания (рис. 5.4,а), при этом уменьшается расход материала трубопроводов. При ширине здания более 9 м прокладывают две магистрали вдоль каждой фасадной стены (рис. 5.4, б), при этом возможно устройства пофасадного регулирования теплоотдачи.

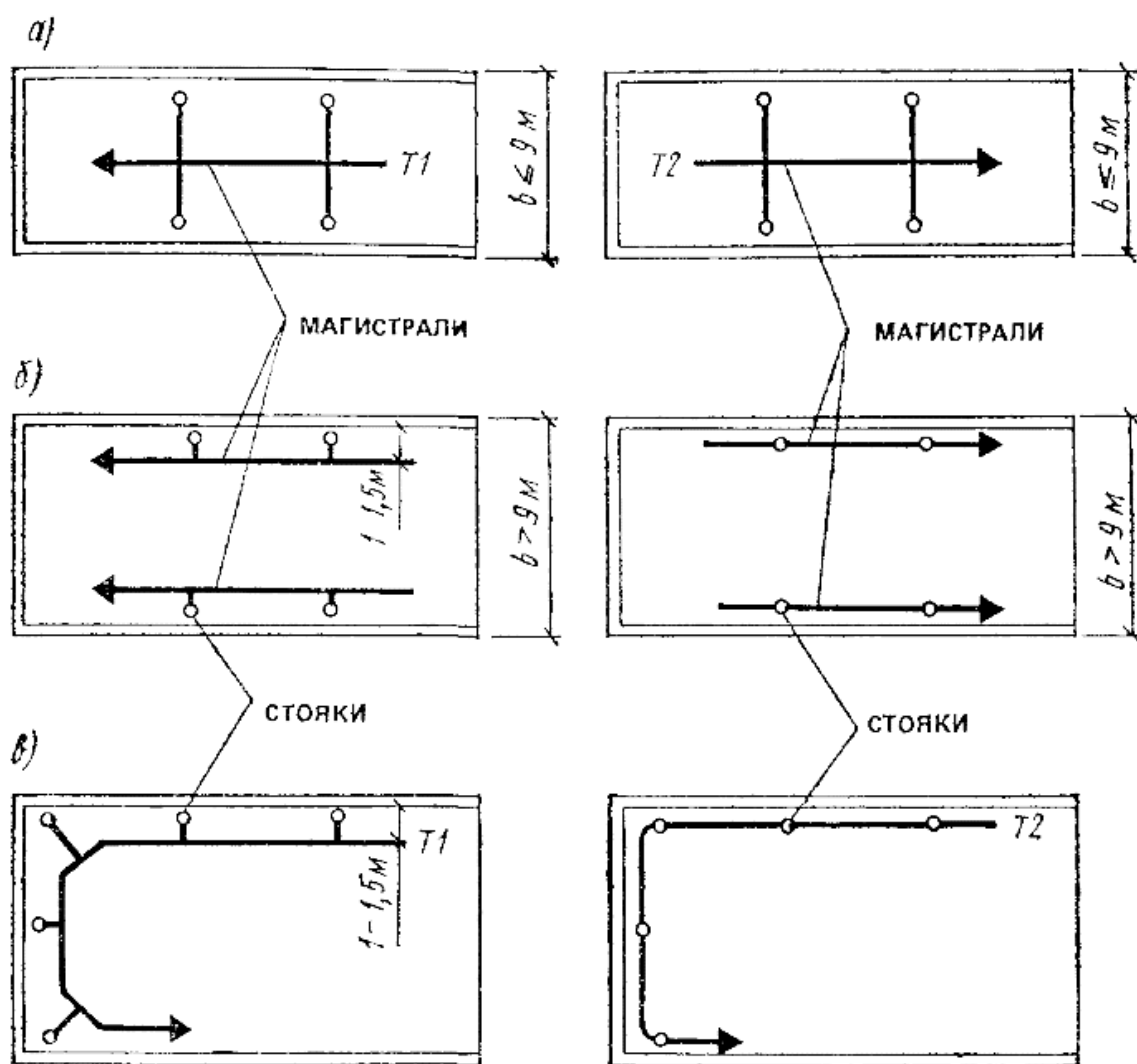


Рис. 5.4. Размещение магистралей систем отопления в чердачных (слева), подвальных и технических (справа) помещениях зданий шириной 9 м (а), шириной более 9 м при тупиковом (б) и попутном (в) движении теплоносителя в трубах

В жилых и общественных зданиях магистрали размещают на технических этажах:

- на верхних этажах размещают на расстоянии 1-1,5 м от наружных стен для удобства монтажа и ремонта, а также естественной компенсации удлинения при изгибе (рис. 5.4, в);
- в подвале здания магистрали подвешивают непосредственно к стенам для экономии места.

При этом прокладка магистралей должна обеспечивать свободный доступ к их осмотру, ремонту и компенсации температурных

удлинений в процессе эксплуатации, а в неотапливаемых или проветриваемых подвалах и чердаках не допустима.

Компенсация температурных удлинений стояков производится естественным путем их изгибов (длиной не менее 200 мм) при прокладке:

- для малоэтажных зданий присоединением стояков к верхним магистралям (рис. 5.5, а);
- зданий 7-9 этажей – верхним и нижним (рис. 5.5, б, г);
- для прямых участков значительной длины (более 9 этажей) с добавлением П-образных компенсаторов с устройством *неподвижных опор* между компенсаторами (рис. 5.5, в).

Неподвижные опоры крепления трубопроводов размещают так, чтобы тепловое удлинение на участках между ними не превышало 50 мм, а при установке *подвижных* опор – не превышало предельного напряжения на изгиб 25 МПа, вызванных просадкой труб.

В местах пересечения перекрытий трубы пропускают через гильзы для обеспечения их подвижности.

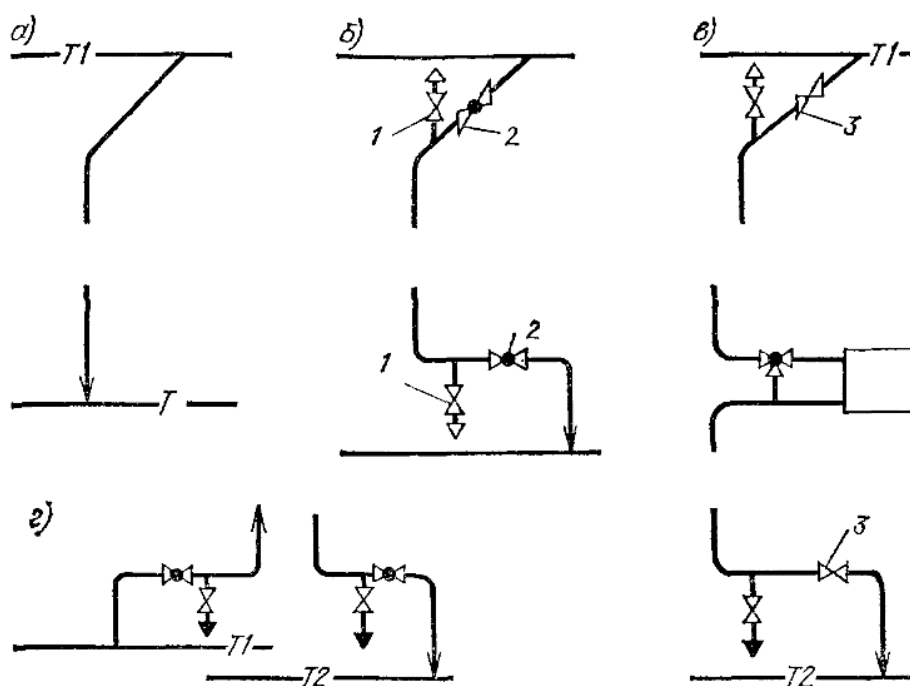


Рис. 5.5. Схемы присоединения стояков к магистралям систем водяного отопления двух-трехэтажных (а), четырех-семиэтажных при верхней разводке (б) и нижней разводке (г), восьмиэтажных и более высоких (в) зданий: 1 – спускной кран (внизу – со штуцером); 2 – запорный кран; 3 – запорный вентиль

Как правило, трубопроводы систем отопления прокладывают с *уклоном*.

В системах **водяного отопления** строго горизонтальная прокладка допустима только при движении теплоносителя со скоростью более 0,25 м/с в следствие уноса скоплений воздуха).

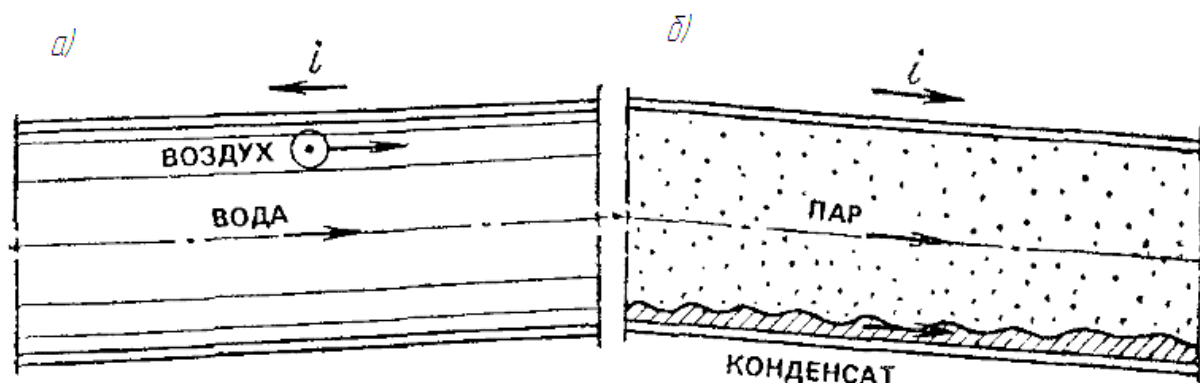


Рис. 5.6. Направление движения теплоносителя и уклон i труб в системах отопления: а – водяного отопления, б – парового

Поэтому рекомендуется прокладывать трубопроводы систем водяного отопления магистралей:

верхних этажей – с уклоном *против направления движения воды*, чтобы использовать подъемную силу совместно с силой течения воды для удаления воздуха (с уклоном 0,002-0,003 – 2-3 мм на 1 м) (рис. 5.6, а), а по движению воды – 0,01 (10 мм/м);

в гравитационных системах допустима прокладка – по движению воды (0,005 – 5 мм на 1 м трубы);

нижних этажей – только с уклоном в сторону теплового пункта.

В системах **парового отопления** уклон магистралей предусматривается для самотечного удаления конденсата, поэтому рекомендуется прокладывать трубопроводы с уклоном 0,002-0,003 – 2-3 мм на 1 м *по направлению движения пара* (рис. 5.6, б). Уклон в противоположную сторону сопровождается шумом и гидравлическими ударами – минимальный уклон 0,006.

5.2. Присоединение теплопроводов к отопительным приборам

Разностороннее (вход и выход подводов с разных сторон) подключение обычно увеличивает коэффициент теплопередачи за счет более равномерного распределения теплоносителя по длине отопительного прибора (особенно важно при вынужденном подключении длинных приборов). *Одностороннее* (с одной стороны) подключение отопительных приборов наиболее распространенный способ: в этом случае уменьшается длина подводов или количество стояков в системе.

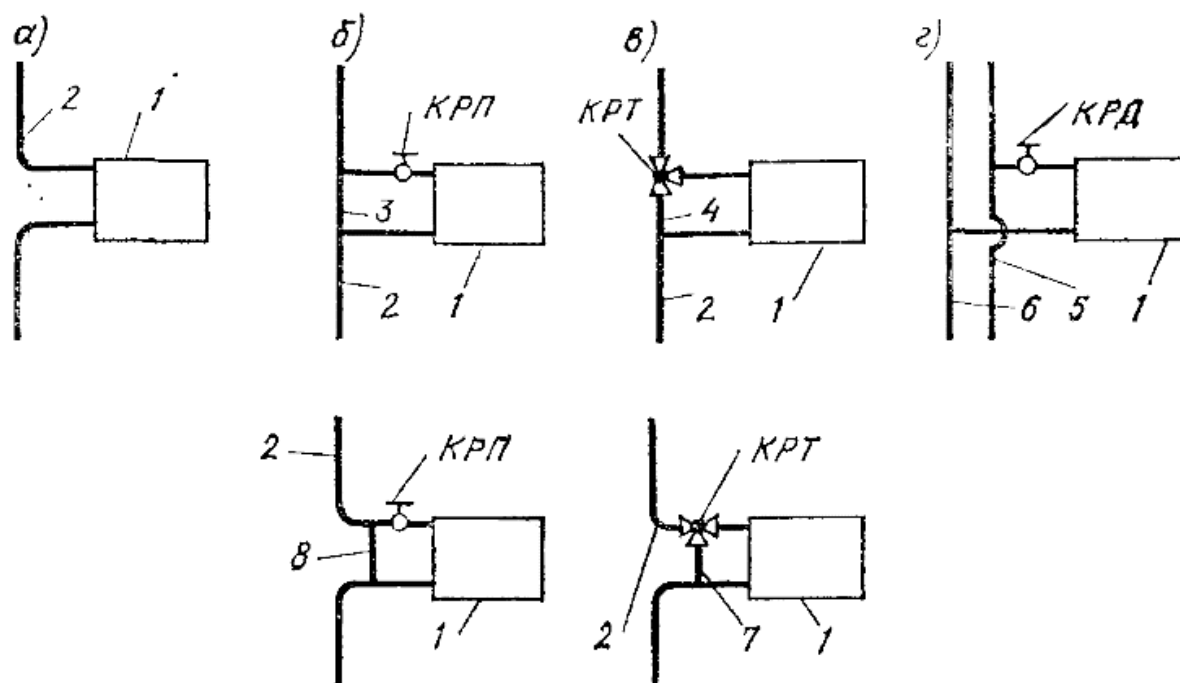


Рис. 5.7. Одностороннее присоединение труб к отопительным приборам вертикальных систем отопления однотрубных (а-в), двухтрубных (г): 1 – отопительные приборы; 2 – однотрубные стояки; 3 – осевой замыкающий участок; 4 – осевой обходной участок; 5 и 6 – подающая и обратная трубы двухтрубного стояка; 7 – смещенный обходной участок; 8 – смещенный замыкающий участок

Различают несколько типов приборных узлов:

– *проточный* – отсутствует запорная и регулирующая арматура для регулирования расхода теплоносителя; простые по устройству, расход теплоносителя через прибор равен расходу теплоносителя через стояк (рис. 5.7, а);

– с замыкающим участком между подводками – со стороны входа теплоносителя в отопительный прибор на подводке устанавливают проходной регулирующий кран (КРП); замыкающие участки могут быть *осевыми* (ось замыкающего участка расположена осесимметрично с осью стояка) и *смещенными* (рис. 5.7, б); при закрытом кране весь расход теплоносителя проходит через замыкающий участок;

– *проточно-регулируемый* – с краном регулирующим трехходовым (КРТ) (рис. 5.7, в); в данном случае кран может иметь несколько положений: перекрывать замыкающий участок, перекрывать проток через отопительный прибор или занимать промежуточное положение, т.е. имеет достоинства как проточных, так и приборных узлов с замыкающим участком.

В горизонтальных однотрубных системах используют проточные и приборные узлы с замыкающими участками с КРП.

В двухтрубных вертикальных системах на подающей подводке длиной не более 1,25 м используют краны с двойной регулировкой (КРД) и устраивают уклоны (5-10 мм на всю длину подводки) по движению теплоносителя (рис. 5.8, в), при паровом отоплении – паровые вентили.

В однотрубных вертикальных системах с односторонним присоединением подводки при длине ($l < 500$ мм) прокладывают горизонтально без уклона с проточно-регулируемым стояком и КРТ или КРП (рис. 5.8, а, б).

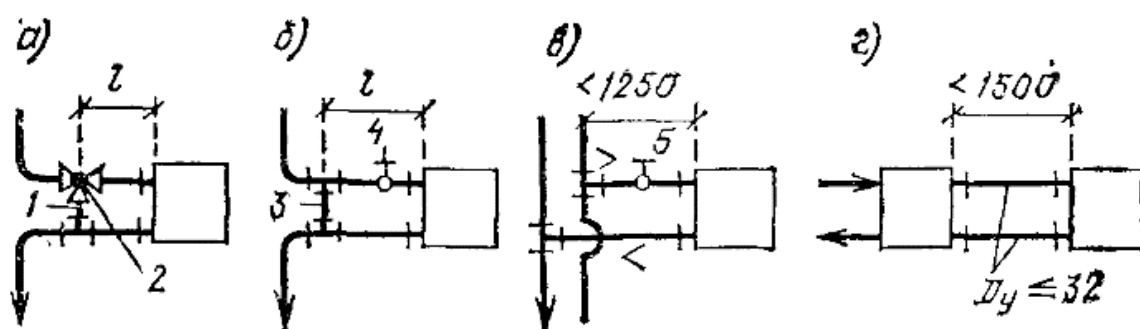


Рис. 5.8. Унифицированное присоединение труб к отопительным приборам вертикальных систем отопления однотрубных (а и б), двухтрубных (в) и последовательном соединении двух приборов (г): 1 – смещенный обходной участок; 2 – кран КРТ; 3 – смещенный замыкающий участок; 4 – кран КРП; 5 – кран КРД

5.3. Запорно-регулирующая арматура

Запорно-регулирующая арматура в системе отопления может присоединяться через муфтовое с проходным диаметром до 40 мм (резьбой) и фланцевое соединение – на трубопроводах большего диаметра.

В двухтрубной системе применяются краны с повышенным гидравлическим сопротивлением (обычные двойной регулировки – в малоэтажных зданиях, или дроссельные – в многоэтажных) для равномерности распределения теплоносителя по отопительным приборам, а в однотрубной – с пониженным, для большего затекания теплоносителя в отопительный прибор и уменьшения их площади.

Регулирующую арматуру не устанавливают в помещениях или местах, где возможен риск замерзания теплоносителя.

Запорная и регулирующая арматура рассчитана на давление 1 МПа и температуру рабочей среды до 150 °С.

Краны двойной регулировки шиберного типа (рис. 5.9) имеют гидравлическое сопротивление от 5 до 14, поворотную втулку на 90 градусов для монтажной регулировки и шибер, перемещающийся по пазу втулки, для эксплуатационного регулирования.

Также используются *краны двойной регулировки вентильного типа* (рис. 5.10) и имеют несколько положений клапана для монтажной регулировки: возрастание величины дросселирования пропорционально степени закрытия отверстия протекания воды.

Краны двойной регулировки с дросселирующим устройством (рис. 5.11) имеют в конструкции заранее подобранную для монтажного регулирования дроссельную конусную диафрагму (диаметром 3-6 мм) и игольчатый (обеспечивающий прочистку диафрагмы) клапан для эксплуатационного регулирования.

В приборных узлах однотрубных систем постоянно проточными участками применяют проходные регулируемые краны шиберного типа без монтажного регулирования или с поворотной заслонкой с коэффициентом гидравлического сопротивления, как правило, равным 3.

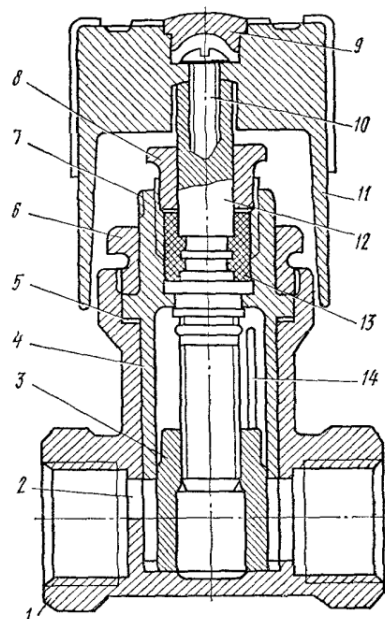


Рис. 5.9. Кран двойной регулировки шиберного типа: 1 – корпус; 2 – регулировочное окно; 3 – шибер; 4 – поворотная втулка; 5 – прокладка; 6 – закрепительная гайка; 7 – риска на втулке; 8 – гайка сальника; 9 – крышка; 10 – винт; 11 – ручка; 12 – резьбовой шпindel; 13 – сальниковое уплотнение; 14 – паз во втулке

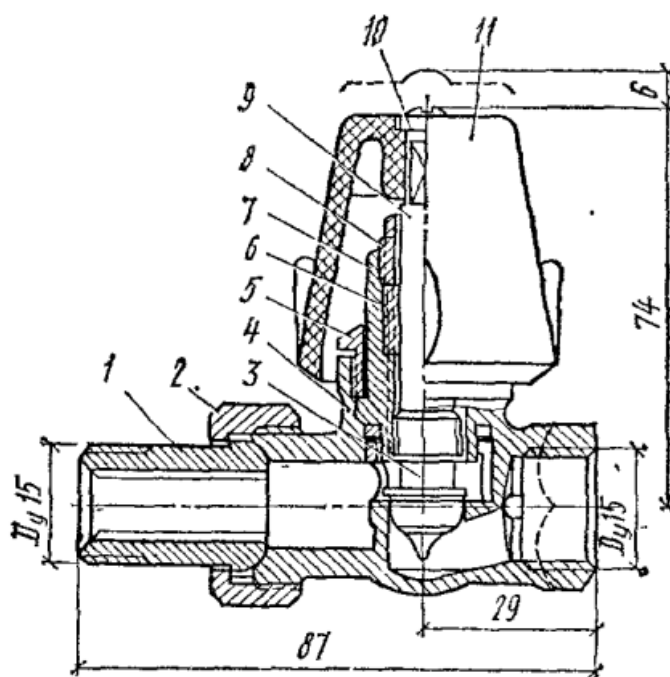


Рис. 5.10. Кран двойной регулировки вентильного типа: 1 – патрубок с наружной резьбой; 2 – соединительная гайка; 3 – клапан; 4 – корпус; 5 – гайка крышки; 6 – набивка; 7 – крышка; 8 – гайка уплотнителя шпинделя; 9 – шпиндель; 10 – винт; 11 – маховик

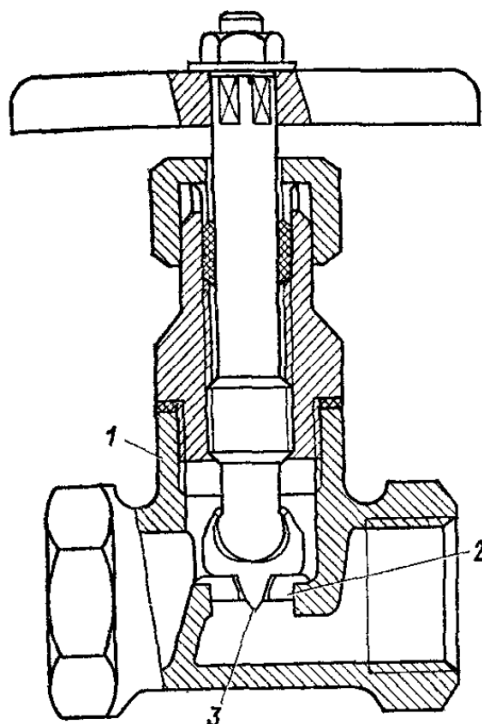


Рис. 5.11. Край регулирующий с дросселирующим устройством: 1 – сборка корпуса муфтового запорного вентиля со шпинделем, крышкой, накладной гайкой и рукояткой; 2 – калиброванная диафрагма; 3 – запорно-регулирующий клапан

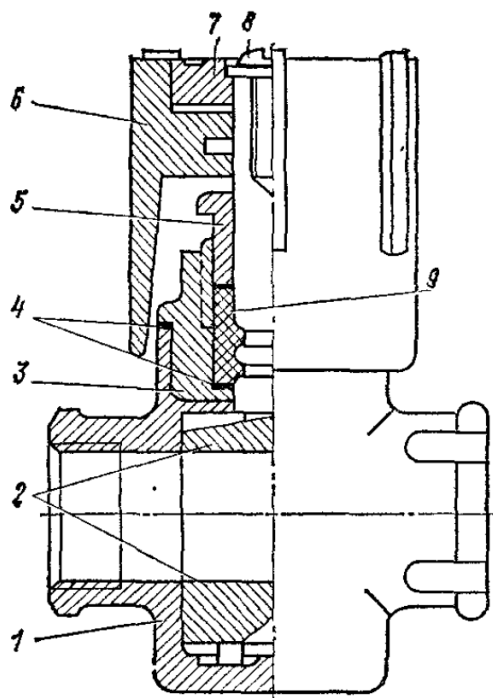


Рис. 5.12. Край регулирующий трехходовой: 1 – корпус; 2 – заслонка; 3 – крышка; 4 – прокладки; 5 – гайка сальника; 6 – рукоятка; 7 – крышка-указатель; 8 – винт в шайбой; 9 – сальниковое уплотнение

Проточно-регулируемые приборные узлы оборудуются трехходовыми кранами (рис. 5.12). Такие краны могут устанавливаться как на подающую, так и на обратную подводку к отопительному прибору (рис. 5.13); заслонка крана, как уже было сказано, может занимать различное положение (рис. 5.13, а-в).

В системах **парового отопления** краны заменяют вентилями с золотником без уплотнительного кольца для исключения прикипания пробки.

На отдельных стояках, ветвях или магистралях системы, или сравнительно небольшой их части также устанавливают запорную проходные краны (при температуре теплоносителя до 105 °С и небольшом гидростатическом давлении) или более прочные и надежные вентили (с гидростатическим давлением более 0,6 МПа и более высокой температурой), предпочтительно, с наклонным шпинделем (с меньшими гидравлическими потерями) для отключения или ремонта. Вместе с запорной арматурой устанавливают дренажные или воздухопускные устройства (рис. 5.5).

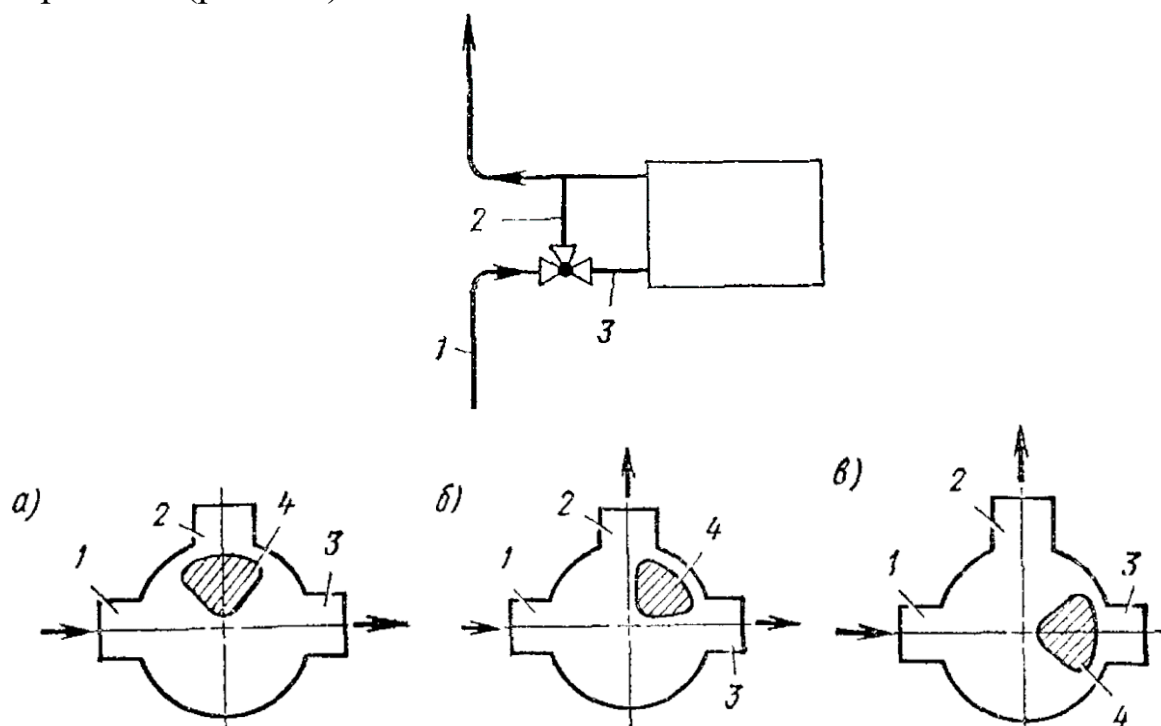


Рис. 5.13. Регулирование расхода воды в отопительном приборе трехходовым краном: а – полностью протекает в прибор через подводку; б – частично затекает в прибор; в – обходит прибор полностью через обходной участок и далее в стояк; 1 – однотрубный стояк; 2 – обходной участок; 3 – подводка; 4 – заслонка

5.4. Удаление воздуха из системы отопления

Воздух нарушает циркуляцию теплоносителя, вызывают шум, или коррозию стальных трубопроводов, кроме чего, в процессе эксплуатации могут появляться водород с примесью других газов и попадают в систему отопления следующим образом:

- частично остается в свободном состоянии при заполнении системы;
- в результате образования низкого давления и подсоса при эксплуатации системы (избегают созданием избыточного давления в неблагоприятных точках);
- в растворенном (поглощенном и абсорбированном) виде при подпитке теплоносителя (предпочтительно использовать деаэрированную воду, в которой содержится 1 г воздуха на 1 т воды, в холодной водопроводной воде – 30 г/т).

В правильно смонтированной системе с воздухоотводчиками газы удаляются в течении *нескольких дней* эксплуатации.

Растворимость (насыщающая концентрация) кислорода воздуха зависит от температуры теплоносителя и давления в системе: чем выше температура, тем меньше в ней растворенных газов, и чем ближе давление к атмосферному, тем больше растворенных газов переходит в свободное состояние. Например, при атмосферном давлении 98,1 кПа и 5 °С растворимость воздуха равна 33 г/т, а при 95 °С – 3 г/т.

Повышение давления задерживает переход абсорбированного газа по закону Генри (5.2):

$$\rho_1 = \rho_a \frac{p_1}{p_a}, \quad (5.2)$$

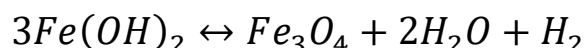
где ρ_a – растворимость газа в воде при атмосферном давлении, г/т;

p_a и p_1 – парциальное давление газа в воде при атмосферном (например, при 98,1 кПа $p_a = 13,5$) и повышенном гидростатическом давлении (например, при 323 кПа $p_1 = 239,1$).

Объем воздуха, выделяющийся при нагревании воды из системы холодного водоснабжения (ХВС), в системе определенного объема можно посчитать через формулу:

$$V_{\text{возд}} = \frac{V_c \cdot (\rho_{\text{а.хол}} - \rho_{\text{а.гор}}) (273 + t_r)}{10^3 \cdot \rho_{\text{о.возд}} 273}, \quad (5.3)$$

Растворенный воздух имеет 33% об. кислорода, тогда как в атмосферном содержится 21% об., поэтому он более опасен для стальных трубопроводов. В воде происходит медленная ионная химическая реакция с образованием гидроксида железа и в горячей воде превращается в окалину – магнетит (осадок в виде черных отложений) с выделением водорода:



При коррозии 1 см³ железа образуется 1 л водорода.

Направление движения пузырьков свободного воздуха в трубопроводе с теплоносителем зависит от соотношения двух сил – подъемной архимедовой (P , в Ньютонах) и силы сопротивления движению (R):

$$P = V(\gamma_{\text{вод}} - \gamma_{\text{возд}}), \quad (5.4)$$

где V – объем пузырька воздуха;

$\gamma_{\text{вод}}$, $\gamma_{\text{возд}}$ – удельный вес воды и воздуха, Н/м³.

$$R = c_x \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho_{\text{вод}}(w-v)^2}{2}, \quad (5.5)$$

где c_x – коэффициент сопротивления;

d – диаметр пузырька воздуха, м;

$\rho_{\text{вод}}$ – плотность воды, кг/м³;

w – скорость потока воды, м/с;

v – скорость движения пузырька воздуха.

при $P = R$ скорость $v = 0$ и пузырьки находятся во взвешенном состоянии; скорость w при этом – критическая;

при $P > R$, пузырьки воздуха всплывают против движения воды и перемещаются в верхнюю часть системы;

при $P < R$, при превышении критической скорости (в вертикальных трубопроводах 0,2-0,25 м/с, в горизонтальных 0,1-0,15 м/с) движения потока пузырьки уносятся потоком в нижние части.

Газы переходят из растворенного состояния в свободное по мере уменьшения гидростатического давления в верхней части системы и

собираются в наивысших точках системы или могут уноситься в нижние части и абсорбироваться. Поэтому необходимо предусматривать уклоны трубопроводов для сбора скоплений воздуха и пониженную скорость в местах их удаления с установкой проточных воздухоборников (рис. 5.14) – *вертикальных* или *горизонтальных*.

Минимально необходимый внутренний диаметр d_v , мм определяется исходя из скорости движения воды менее 0,10 м/с:

$$d_v = 2G^{0,5}, \quad (5.6)$$

где G – расход воды, кг/ч.

Диаметр воздухоборника должен превышать диаметр магистрали в 2 раза, а длина в 2-2,5 раза больше его диаметра. Газы из воздухоборников удаляются периодически с помощью ручных или *автоматических воздухоотводчиков* (рис. 5.15).

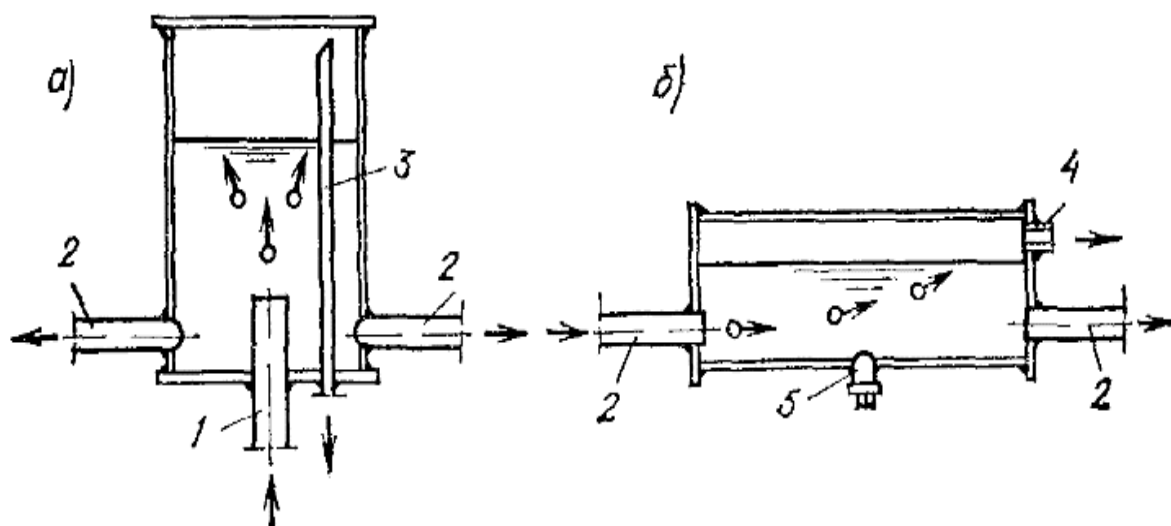


Рис. 5.14. Проточные воздухоборники: а – вертикальный на главном стояке, б – горизонтальный на магистрали; 1 – главный стояк, 2 – магистрали; 3 – труба Ду15 (с краном) для выпуска воздуха; 4 – муфта для воздуховыпускной трубы, 5 – муфта с пробкой для выпуска грязи

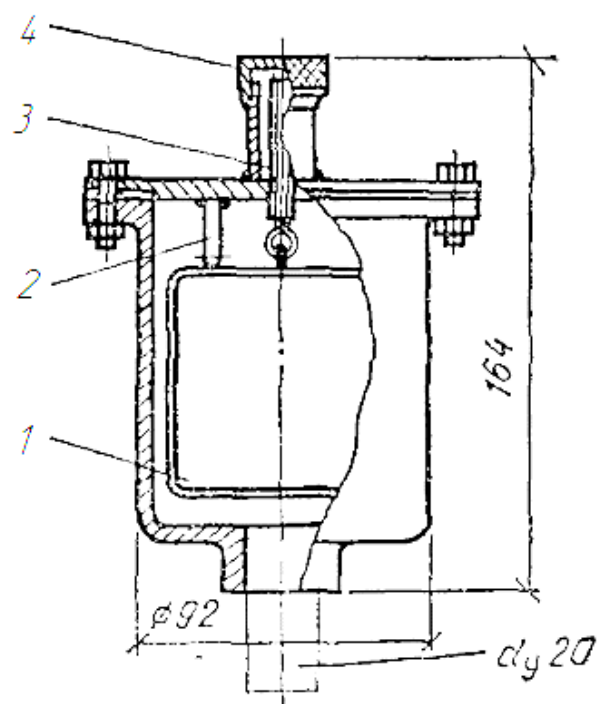


Рис. 5.15. Автоматический воздухоотводчик: 7 – поплавок; 8 – упор; 9 – пружинный клапан, 10 – защитный колпак

В конструкции автоматических воздухоотводчиков поплавкового типа с пружинным воздухопускным клапаном используется внутреннее гидростатическое давления для закрывания клапана (прижимания золотника клапана к седлу воздушной трубки) и масса поплавка для открывания. При заполнении пространства воздухоотводчика поплавок опускается, сжимая пружину в клапане, что позволяет удалить воздух. При заполнении корпуса водой поплавок поднимается, и пружина закрывает клапан.

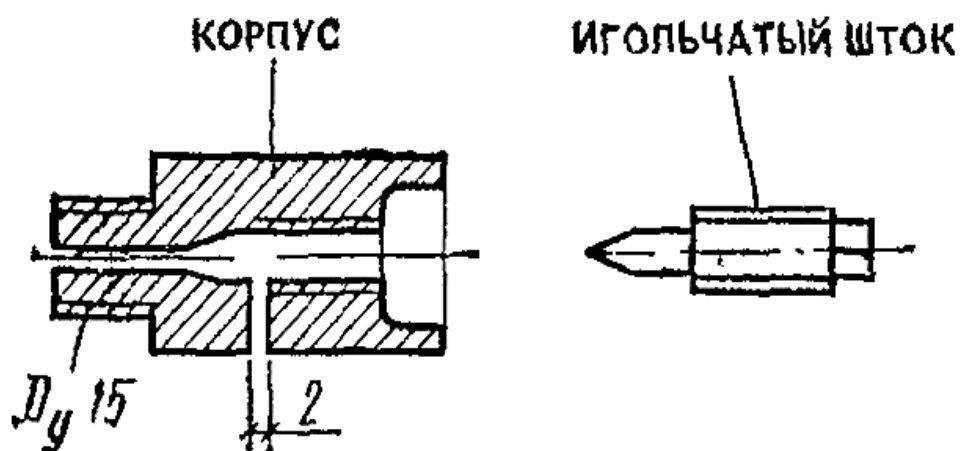


Рис. 5.16. Ручного крана с отвертываемым игольчатым штоком

Распространены ручные *бессальниковые воздушные краны с поворотным игольчатым штоком* (рис. 5.16). Кран при этом вкручивается в пробку радиаторов и, по мере заполнения водой отопительного прибора, воздух при открытом игольчатом штоке выпускается в атмосферу до полного заполнения.

В системах парового отопления воздух находится в свободном состоянии. Пар вытесняет воздух в нижние части к конденсатным трубам. Удельные вес воздуха приблизительно в 1,6 раз больше чем у пара: при 100 °С у воздуха 9 Н/м³, у пара – 5,7, чем объясняется скопление воздуха над поверхностью конденсата в свободном состоянии при высокой температуре и нерастворимости в конденсате. Воздух в таких системах отводится воздушной трубой, расположенной на вертикальном трубопроводе в самотечных системах и на конденсатном баке при насосной.

5.5. Изоляция теплопроводов

Для уменьшения теплотерь в неотапливаемых помещениях трубопроводы утепляются изоляцией и при этом экономится более количество тепловой энергии.

При выборе толщины теплоизоляции для труб малого диаметра необходимо учитывать *критический диаметр изоляции* – минимальный наружный диаметр изолированного трубопровода, при котором теплотери не увеличиваются по сравнению с неизолированной трубой, рассчитываемый через отношение коэффициента теплопроводности λ , Вт/(м·°С) и коэффициента теплоотдачи на поверхности изоляции h , Вт/(м²·°С) по формуле : $d_{кр} = 2\lambda/h$, м. Если фактическая толщина изоляции приводит к наружному диаметру меньше критического, теплотери могут возрасти.

Для труб с малым диаметром (менее 50 мм) следует проверять, чтобы наружный диаметр изолированного трубопровода $d_{нар} = d_{тр} + 2\delta$, где δ – толщина изоляции, превышал $d_{кр}$. В противном случае необходимо увеличить толщину изоляции или использовать материал с меньшей теплопроводностью.

При $D_y \leq 25$ мм термическое сопротивление рекомендуется принимать 0,86 °С·м²/Вт, а для трубопроводов $D_y > 25$ мм – 1,22.

Качество *тепловой изоляции* определяется через ее коэффициент полезного действия (КПД) отношением:

$$\eta_{\text{из}} = \frac{Q_{\text{тр}} - Q_{\text{из}}}{Q_{\text{тр}}}, \quad (5.7)$$

где $Q_{\text{тр}}$ и $Q_{\text{из}}$ – теплотери неизолированной и изолированной трубы, Вт.

КПД конструкций тепловой изоляции при использовании материалов теплопроводностью до 0,1 Вт/(°С·м²) с оптимальной толщиной составляет 80%.

Кроме этого, тепловую изоляцию трубопроводов используют в местах возможного замерзания теплоносителя, воспламенения или взрыва, ожога и местах искусственного охлаждения помещений. Также применяют изоляцию трубопроводов при скрытой прокладке в наружных стенах (стояки располагают на расстоянии не менее чем на 300 мм от наружной поверхности стены).

Применяют следующие конструкции тепловой изоляции:

- мастичную, наносимую вручную;
- набивную или засыпную в каркас из сетки или в канал;
- оберточную из лент, жгутов, матов;
- сборную из штучных колец или сегментов;
- литую, наносимую механизированным способом (например, из пенобетона).

При наличии нескольких изолированных труб в одном помещении делают цветовые обозначения или маркеры с обозначениями.

Для устранения *шума и вибраций* трубопроводов от работающих насосов применяются виброизолирующие вставки или амортизаторы из армированной резины.

В местах прохода через строительные конструкции зданий на трубопроводы устанавливаются амортизирующие прокладки из резины и заделывают негорючей упругой мастикой.

Для дополнительного устранения шума тепловые пункты могут быть оборудованы акустической обработкой стен или снижением скорости движения теплоносителя.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение теплопроводов в системе отопления и какие основные функции они выполняют?
2. Какие факторы влияют на выбор материала теплопроводов?
3. В чем преимущества и недостатки стальных труб по сравнению с пластиковыми?
4. Какие способы соединения трубопроводов применяются в системах отопления и в чем их особенности?
6. Какие существуют способы прокладки теплопроводов в зданиях и чем они отличаются?
7. Почему при проектировании теплопроводов необходимо учитывать температурное удлинение?
8. Как компенсируется температурное удлинение трубопроводов в многоэтажных зданиях?
9. Какие требования предъявляются к размещению стояков и магистралей в зданиях?
10. Почему при прокладке трубопроводов важно соблюдать уклон и как он выбирается?
11. Какие схемы присоединения отопительных приборов к теплопроводам существуют?
12. В чем разница между проточными, замыкающими и проточно-регулируемыми узлами?
13. Какие виды запорно-регулирующей арматуры применяются в системах отопления?
15. Почему необходимо удалять воздух из системы отопления и как это осуществляется?
16. Какие устройства используются для автоматического и ручного удаления воздуха?
17. Для чего применяется тепловая изоляция трубопроводов и какие материалы используются?
18. Какие дополнительные меры применяются для снижения шума и вибраций в трубопроводах?
19. Какой материал труб вы бы выбрали для системы отопления жилого дома и почему?
20. Какие проблемы могут возникнуть при неправильном монтаже теплопроводов и как их избежать?

Глава 6. СИСТЕМА ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Водяное отопление заслуженно считается одной из самых популярных систем обогрева помещений, что объясняется ее высокой эффективностью, гигиеничностью и надежностью в эксплуатации. Ключевым классификационным признаком таких систем выступает способ движения теплоносителя - воды.

Современные системы водяного отопления преимущественно используют принудительную циркуляцию, где движение теплоносителя обеспечивается циркуляционными насосами. Такое решение получило массовое распространение благодаря своей универсальности и возможности точного регулирования теплового режима.

Альтернативой выступают системы с естественной циркуляцией, в которых движение воды происходит за счет гравитационных сил, возникающих при разнице плотностей нагретого и охлажденного теплоносителя. В настоящее время такие системы применяются ограниченно - главным образом в небольших зданиях или в условиях, когда невозможно обеспечить стабильное электроснабжение для работы насосного оборудования.

Выбор типа циркуляции определяется конкретными условиями эксплуатации, включая площадь отапливаемых помещений, требования к энергоэффективности и доступность инженерных коммуникаций. Современные тенденции в проектировании отопительных систем все чаще предполагают комбинирование обоих принципов циркуляции для повышения надежности системы.

Система водяного отопления, особенно с искусственной циркуляцией, является наиболее эффективным и комфортным способом обогрева зданий. Она сочетает в себе гигиеничность, долговечность и экономичность, что делает её предпочтительной для жилых, общественных и промышленных объектов. Гравитационные системы, хотя и уступают насосным по эффективности, остаются востребованными в условиях отсутствия электроснабжения. Современные технологии, такие как энергоэффективные котлы, тёплые полы и системы автоматизации, позволяют значительно повысить эффективность, экономичность и удобство эксплуатации систем водяного отопления, делая их ещё более привлекательными для использования в жилых, общественных и промышленных зданиях.

6.1. Теплоснабжение системы водяного отопления

Теплоснабжение системы водяного отопления прошло долгий путь эволюции. Если раньше основным источником тепла были местные котельные, то сегодня на первый план вышли централизованные системы, которые обеспечивают теплом целые районы и города. Давайте разберёмся, как это работает, и почему централизованное теплоснабжение стало таким популярным.

Раньше, до середины XX века, тепло для водяного отопления поступало в основном из местных котельных. Такие котельные размещались либо в самом здании, либо рядом с ним, что было удобно для небольших объектов, но с ростом городов и увеличением числа зданий такой подход стал неэффективным. К тому же, местные котельные требовали постоянного обслуживания, а их работа зависела от качества топлива и навыков персонала.

В промышленных зонах иногда использовали паровое теплоснабжение, где пар из котельной поступал в теплообменник, а уже оттуда – в систему водяного отопления. Но и этот метод имел свои ограничения, особенно в плане безопасности и сложности эксплуатации.

Современный этап развития теплоэнергетики характеризуется переходом от локальных котельных к централизованным системам теплоснабжения. Сегодня тепловая энергия поставляется потребителям преимущественно от двух типов источников: теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), сочетающих производство тепла и электроэнергии, и крупных районных котельных. Такой подход доказал свою экономическую эффективность, особенно в условиях плотной городской застройки, где позволяет оптимизировать затраты на топливо и снизить экологическую нагрузку.

Принципиальное значение для работы системы имеет схема подключения здания к тепловым сетям. Существующие варианты подключений различаются по степени автономности и особенностям теплообмена между центральной сетью и внутренней системой отопления. Выбор конкретной схемы определяется технико-экономическими расчетами и учитывает множество факторов: от характеристик теплового пункта до особенностей самого здания.

Местное теплоснабжение (собственная котельная) – здание оборудовано собственной котельной, то схема теплоснабжения выглядит довольно просто (рис. 6.1). Вода нагревается в котле, а затем циркуляционный насос подаёт её в систему отопления. Расширительный бак компенсирует тепловое расширение воды, а подпитка системы осуществляется из водопровода.

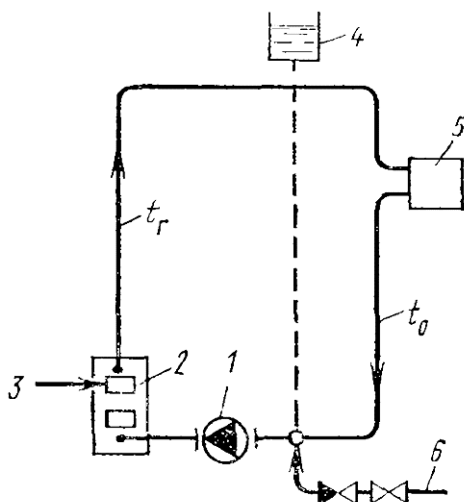


Рис. 6.1. Система местного насосного водяного отопления: 1 – циркуляционный насос; 2 – котел; 3 – подача топлива; 4 – расширительный бак; 5 – отопительные приборы; 6 – водопровод

Одним из ключевых преимуществ местного теплоснабжения является полная автономность системы. Владельцы здания не зависят от внешних тепловых сетей, что особенно важно в удалённых районах или в условиях нестабильной работы централизованных систем. Кроме того, местная котельная позволяет гибко регулировать температуру теплоносителя, подстраивая её под конкретные потребности здания. Это особенно полезно в случаях, когда разные помещения требуют разного уровня обогрева.

Однако у такого подхода есть и свои недостатки:

- во-первых, установка и обслуживание собственной котельной требуют значительных финансовых затрат: не только стоимость оборудования, но и регулярное техническое обслуживание, ремонт и замену изношенных деталей;
- во-вторых, эффективность работы котельной напрямую зависит от качества топлива и квалификации персонала. Некачественное

топливо может привести к снижению КПД системы, а ошибки в эксплуатации – к авариям или поломкам.

Таким образом, хотя местное теплоснабжение и обеспечивает независимость, оно требует серьёзных вложений и внимательного подхода к управлению.

В *независимой схеме* (рис. 6.2) теплоноситель из внешней тепловой сети проходит через теплообменник, где нагревает воду, циркулирующую в системе отопления здания. Это разделение внешней и внутренней систем позволяет поддерживать индивидуальный тепловой режим для каждого здания, что особенно важно для объектов с особыми требованиями к отоплению.

Одним из главных преимуществ такой схемы является защита внутренней системы от высокого давления и температуры внешней сети. Это снижает риск повреждения оборудования и увеличивает срок его службы. Кроме того, в независимой схеме используется деаэрированная вода, что минимизирует коррозию труб и отопительных приборов, продлевая их эксплуатацию.

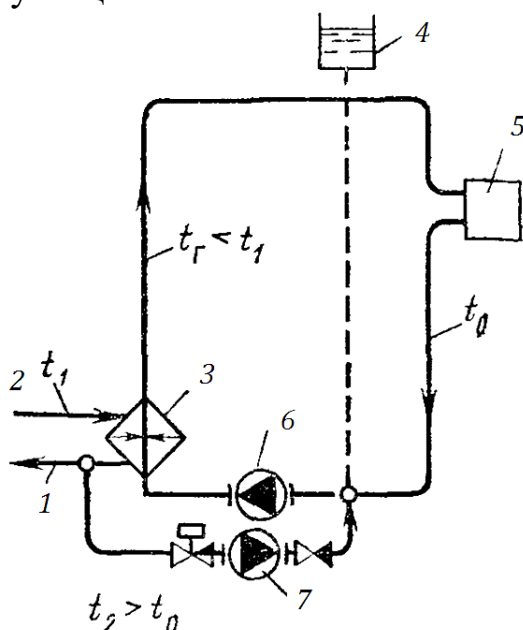


Рис. 6.2. Независимая схема присоединения системы напорного водяного отопления: 1 и 2 – наружные обратный и подающий теплопроводы; 3 – теплообменник; 4 – расширительный бак; 5 – отопительные приборы; 6 – циркуляционный насос; 7 – подпиточный насос

Однако у этой схемы есть и свои недостатки. Основной из них – высокая стоимость. Установка теплообменников и дополнительного оборудования требует значительных финансовых вложений. Также

необходимо регулярное обслуживание этих элементов, что увеличивает эксплуатационные расходы.

Зависимая схема со смешением отличается простотой и экономичностью (рис. 6.3). В этой схеме высокотемпературная вода из внешней сети смешивается с обратной водой из системы отопления здания. Для смешения могут использоваться насосы.

Преимущество такой схемы – её простота и низкая стоимость. Отсутствие сложного оборудования, такого как теплообменники, делает монтаж и обслуживание системы более доступным. Кроме того, эта схема позволяет регулировать температуру теплоносителя, что обеспечивает гибкость в управлении отоплением.

Однако зависимая схема со смешением имеет и свои ограничения. Во-первых, система зависит от давления в внешней сети, что может быть опасно при его резких изменениях. Во-вторых, такая схема подходит только для систем с относительно низким гидравлическим сопротивлением, что ограничивает её применение в крупных или сложных объектах.

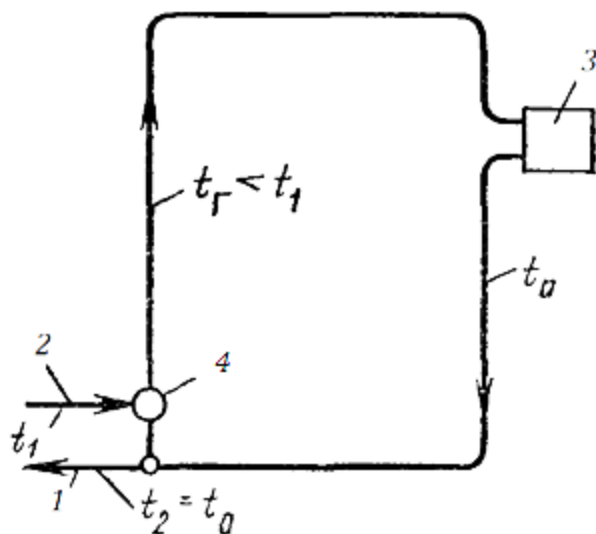


Рис. 6.3. Зависимая схема присоединения системы насосного водяного отопления со смешением: 1 и 2 – наружные обратный и подающий теплопроводы; 3 – отопительный прибор; 4 – смесительный узел

Зависимая прямоточная схема – это самый простой и экономичный вариант подключения к централизованному теплоснабжению (рис. 6.4). Вода из внешней сети напрямую поступает в систему отопления здания, без использования теплообменников или смесительных

устройств. Всё, что требуется – это трубы и насосы для циркуляции теплоносителя.

Основное преимущество этой схемы – минимальные затраты на оборудование и обслуживание. Простота конструкции делает её привлекательной для небольших зданий или объектов с ограниченным бюджетом.

Однако у прямоточной схемы есть серьёзные недостатки. Во-первых, она не позволяет регулировать температуру теплоносителя, что может привести к перегреву или недостаточному обогреву помещений. Во-вторых, такая схема накладывает ограничения на высоту здания, так как при высоком давлении существует риск вскипания воды в системе.

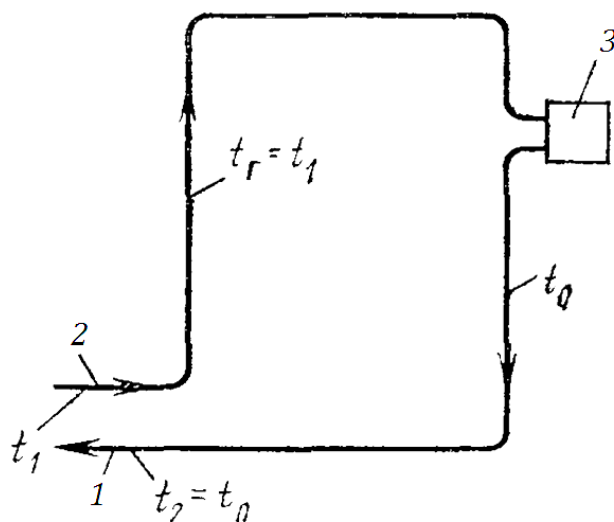


Рис. 6.4. Зависимая непосредственная схема присоединения системы насосного водяного отопления: 1 и 2 – наружные обратный и подающий теплопроводы; 3 – отопительный прибор

Централизованное теплоснабжение имеет ряд преимуществ перед местными котельными. Во-первых, оно более экономично. ТЭЦ и центральные тепловые станции работают на более эффективном топливе, что снижает общие затраты на производство тепла. Во-вторых, централизованные системы экологичнее, так как используют современные технологии для минимизации выбросов в атмосферу. В-третьих, они более надёжны: крупные объекты менее подвержены авариям, чем локальные котельные.

Однако у централизованного теплоснабжения есть и свои недостатки. Например, зависимость от внешних сетей может стать пробле-

мой в случае аварий или перебоев в подаче тепла. Кроме того, в удалённых районах или на объектах с особыми требованиями установка местной котельной может быть более выгодной и практичной. Таким образом, выбор между централизованным и местным теплоснабжением зависит от конкретных условий и потребностей объекта.

6.2. Тепловой пункт системы водяного отопления

Тепловой пункт системы водяного отопления играет ключевую роль в обеспечении теплом здания. При централизованном теплоснабжении тепловой пункт может быть индивидуальным (ИТП) для одного здания или групповым (ЦТП) для нескольких зданий. В зависимости от схемы подключения к внешним тепловым сетям, тепловой пункт может быть организован по:

- независимой;
- зависимой со смещением;
- зависимой непосредственной.

В зависимости от типа теплоснабжения – местного или централизованного, тепловой пункт может быть организован по-разному. Рассмотрим основные принципы его работы и схемы подключения на примере котельной.

Котельная обеспечивает нагрев воды для системы отопления, а также может обслуживать системы вентиляции и горячего водоснабжения (ГВС). В котельной обычно устанавливают два котла, каждый из которых рассчитан на 50% общей тепловой мощности. Это позволяет обеспечить резервирование на случай аварии одного из котлов.

Для системы отопления и вентиляции температура воды может регулироваться по графику качественного регулирования, а для ГВС – поддерживаться на постоянном уровне (обычно около 70 °С). Охлаждённая вода из систем возвращается в сборный коллектор, откуда снова поступает в котлы. Циркуляцию воды обеспечивает общий циркуляционный насос, а расширительный бак компенсирует тепловое расширение теплоносителя.

В независимой схеме система отопления здания отделена от внешних тепловых сетей теплообменником (рис. 6.5).

Высокотемпературная вода из внешней сети проходит через теплообменник, где нагревает воду, циркулирующую в системе отопления

здания. Это позволяет поддерживать индивидуальный тепловой режим для каждого здания, не зависящий от параметров внешней сети.

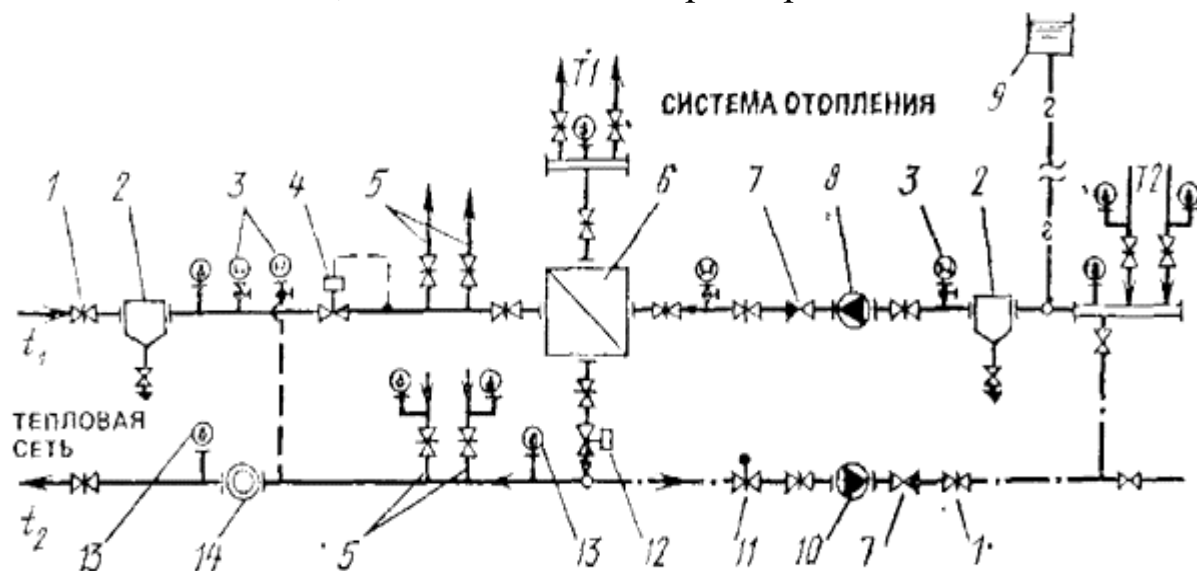


Рис. 6.5. Принципиальная схема местного теплового пункта при независимом присоединении системы водяного отопления к наружным теплотрассам: 1 – задвижка; 2 – грязевик; 3 – манометры; 4 – регулятор давления; 5 – ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения; 6 – теплообменник; 7 – обратный клапан; 8 – циркуляционный насос; 9 – расширительный бак; 10 – подпиточный насос; 11 – клапан с электроприводом; 12 – регулирующий клапан; 13 – термометр; 14 – тепломер

На тепловом пункте устанавливаются:

- теплообменники – для передачи тепла от внешней сети к внутренней системе.
- циркуляционные насосы – для обеспечения движения теплоносителя.
- расширительный бак – для компенсации теплового расширения воды.
- подпиточный насос – для заполнения системы деаэрированной водой из внешней сети.
- запорная арматура – регулятор давления, задвижки, краны и вентили, клапаны (обратные и регулирующие);
- контрольно-измерительные приборы – теплосчетчики, термометры и манометры.

Тепловой счетчик (тепломер) необходим для контроля температуры теплоносителя. Он позволяет оперативно отслеживать, насколько

эффективно работает система, и при необходимости вносить корректировки.

Преимущество независимой схемы – защита внутренней системы от высокого давления и температуры внешней сети, что увеличивает срок службы оборудования.

Рассмотрим, как теплоноситель движется от источника тепла (котельной или ТЭЦ) до отопительных приборов и обратно в зависимости от схемы подключения:

1) высокотемпературная вода (например, 130 °С) поступает из внешней тепловой сети (ТЭЦ или центральной котельной) в теплообменник.

2) в теплообменнике вода из внешней сети нагревает воду, циркулирующую во внутренней системе отопления здания.

3) нагретая вода (например, до 70–95 °С) подаётся в систему отопления через подающий трубопровод. Циркуляционный насос обеспечивает движение теплоносителя.

4) вода проходит через радиаторы или другие отопительные приборы, отдавая тепло.

5) охлажденная вода возвращается в теплообменник, где снова нагревается.

6) вода из внешней сети, отдавшая тепло, возвращается в обратный трубопровод внешней тепловой сети.

Особенности:

- внешняя и внутренняя системы разделены, что позволяет поддерживать индивидуальный тепловой режим для здания.
- внутренняя система защищена от высокого давления и температуры внешней сети.

В **зависимой схеме со смешением** высокотемпературная вода из внешней сети смешивается с обратной водой из системы отопления здания (рис. 6.6); для смешения используется **смесительный насос**. Это позволяет снизить температуру теплоносителя до требуемого уровня.

Такая схема проще и дешевле, чем независимая, но она менее гибкая и зависит от параметров внешней сети.

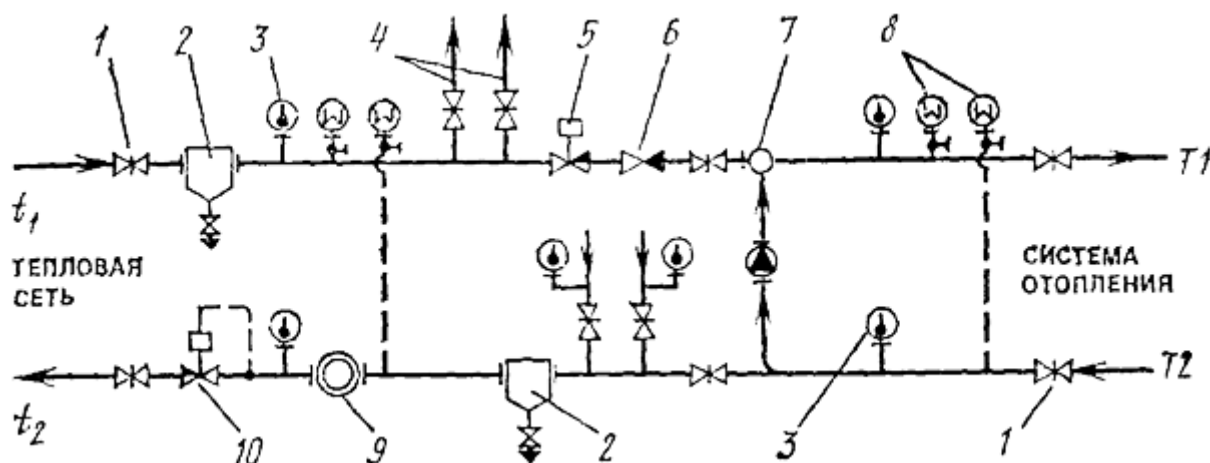


Рис. 6.6. Принципиальная схема местного теплового пункта при независимом присоединении системы водяного отопления к наружным теплопроводам: 1 – задвижка; 2 – грязевик; 3 – термометр; 4 – ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения; 5 – регулятор расхода; 6 – обратный клапан; 7 – узел смешения после смесительного насоса; 8 – манометры; 9 – тепломер; 10 – регулятор давления

В состав теплового пункта по такой схеме входят следующие элементы:

1. Задвижка позволяет перекрывать поток теплоносителя в случае необходимости; используется для отключения системы от внешних теплопроводов, например, при ремонте или обслуживании.
2. Грязевик служит для очистки теплоносителя от механических примесей, таких как ржавчина, песок или окалина; помогает защитить оборудование от повреждений и продлить срок его службы.
3. Термометр необходим для контроля температуры теплоносителя; позволяет оперативно отслеживать, насколько эффективно работает система, и при необходимости вносить корректировки.
4. Ответвления к системам вентиляции и горячего водоснабжения обеспечивают подачу теплоносителя не только в систему отопления, но и в системы вентиляции и горячего водоснабжения; позволяет использовать один источник тепла для нескольких целей.
5. Регулятор расхода контролирует количество теплоносителя, поступающего в систему. Это важно для поддержания стабильного теплового режима и предотвращения перегрузок.
6. Обратный клапан предотвращает обратный поток теплоносителя и обеспечивает движение воды только в одном направлении, что особенно важно для защиты системы от гидравлических ударов.

7. Смесительный узел смешивает высокотемпературную воду из внешней сети с обратной водой из системы отопления, снижая температуру до требуемого уровня, что позволяет регулировать тепловой режим в здании.

8. Манометры используются для измерения давления и температуры в системе; помогают контролировать давление в системе, что важно для безопасности и эффективной работы оборудования.

9. Тепломер предназначен для учёта количества тепловой энергии, потребляемой зданием. Это необходимо для расчётов с поставщиком тепла и контроля энергопотребления.

10. Регулятор давления поддерживает необходимое давление в системе. Он предотвращает как избыточное давление, которое может повредить оборудование, так и недостаточное, которое снижает эффективность работы системы.

Вода из внешней тепловой сети поступает в систему через задвижку (1) и проходит через грязевик (2), где очищается от примесей. Далее она попадает в водоструйный элеватор (7), где смешивается с обратной водой из системы отопления. Это позволяет снизить температуру теплоносителя до нужного уровня. Затем вода распределяется по системе отопления, вентиляции и горячего водоснабжения (4). Обратный клапан (6) предотвращает обратный поток, а регулятор расхода (5) контролирует количество теплоносителя. Давление и температура постоянно контролируются с помощью манометров (8) и термометра (3). Тепломер (9) учитывает потреблённую тепловую энергию, а регулятор давления (10) поддерживает стабильное давление в системе.

Таким образом, каждый элемент схемы играет важную роль в обеспечении эффективной и безопасной работы системы отопления.

Рассмотрим, как теплоноситель движется от источника тепла (котельной или ТЭЦ) до отопительных приборов и обратно в зависимости от схемы подключения:

1) высокотемпературная вода (например, 130 °С) поступает из внешней тепловой сети в смесительный узел.

2) в смесительном узле (водоструйный элеватор или насос) высокотемпературная вода смешивается с обратной водой из системы отопления здания, снижая температуру до требуемого уровня (например, до 70–95 °С).

3) смешанная вода подаётся в систему отопления через подающий трубопровод.

4) вода проходит через радиаторы или другие отопительные приборы, отдавая тепло.

5) охлажденная вода возвращается в смесительный узел, где снова смешивается с высокотемпературной водой.

6) часть воды возвращается в обратный трубопровод внешней тепловой сети.

Особенности: смешение позволяет регулировать температуру теплоносителя, поступающего в систему отопления.

В зависимой прямоточной схеме подключения теплоноситель из магистральной тепловой сети поступает непосредственно во внутреннюю систему отопления здания, минуя какие-либо промежуточные устройства. Эта схема отличается предельной простотой конструкции, поскольку исключает необходимость установки теплообменников, элеваторов или других смесительных узлов.

Ключевой особенностью такой системы является прямая зависимость параметров внутренней системы отопления от характеристик внешней теплосети. Для ее успешного применения необходимо строгое соответствие между:

- температурным режимом центральной сети
- рабочим давлением в магистрали
- требованиями внутренней отопительной системы здания

Главным преимуществом прямоточной схемы является ее экономичность - отсутствие дополнительного оборудования снижает как капитальные затраты на строительство, так и эксплуатационные расходы. Однако эта простота накладывает и существенные ограничения: невозможность независимого регулирования температурного режима и повышенную чувствительность к перепадам параметров в центральной сети.

Такое решение наиболее оправдано в случаях, когда теплоснабжающая организация гарантирует стабильность параметров теплоносителя, а требования к температурному режиму в здании не требуют тонкой регулировки. В современных условиях прямоточные схемы применяются все реже, уступая место более гибким независимым схемам подключения.

Тепловой пункт системы водяного отопления – это важный элемент, который обеспечивает эффективную работу системы:

- независимая схема подключения обеспечивает гибкость и защиту от внешних факторов, но требует большего количества оборудования.
- зависимая схема со смещением проще и дешевле, но менее гибкая
- проточная схема – это самое простое решение, но оно подходит только для определенных условий. Выбор схемы зависит от параметров внешней сети, требований к системе отопления и бюджета проекта.

В *независимой схеме* используются **скоростные теплообменники** диаметром 50-300 мм. Греющая вода проходит по трубкам, а нагреваемая – по межтрубному пространству. Площадь нагревательной поверхности теплообменника рассчитывается исходя из тепловой мощности системы и разности температур.

Секционные теплообменники типа «труба в трубе» представляют собой устройства, состоящие из одной или нескольких теплопередающих труб, заключённых в общий корпус (рис. 6.7). Название «секционный» указывает на возможность сборки теплообменника из отдельных секций, что позволяет набирать необходимую поверхность теплообмена в зависимости от требований системы. Теплообменники типа «труба в трубе» состоят из двух соосных труб, образующих отдельные каналы для движения теплоносителей. Внутренняя труба служит для прохода одного теплоносителя, а кольцевое пространство между трубами - для другого. Секции таких теплообменников могут соединяться последовательно или параллельно, что показано на примере последовательного соединения.

Для повышения эффективности теплопередачи внутренняя труба часто оснащается продольными ребрами, которые привариваются со стороны потока с меньшим коэффициентом теплоотдачи. Конструкция включает патрубки для подвода и отвода обоих теплоносителей. Эти теплообменники находят применение в процессах нагрева и охлаждения при относительно небольших тепловых нагрузках, а также в операциях, связанных с фазовыми переходами - кипением и конденсацией рабочих сред. Их компактные размеры и простая конструкция делают их особенно удобными для использования в условиях ограниченного

пространства, при этом они сохраняют высокую надежность и ремонтпригодность. Основные области применения включают химические производства, системы теплоснабжения и различные технологические процессы, требующие локального подогрева или охлаждения сред.

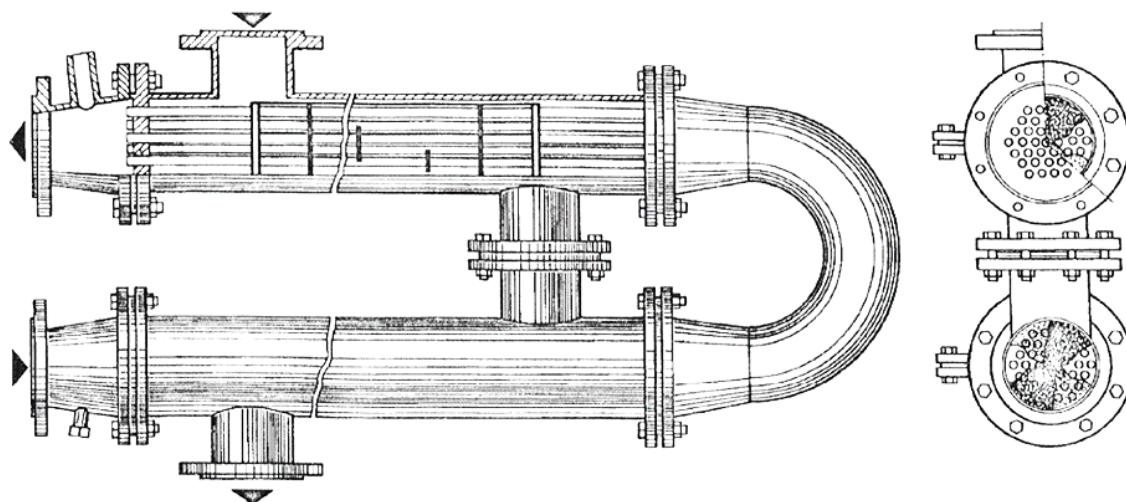


Рис. 6.7. Секционный скоростной теплообменник

Стандартные секционные теплообменники имеют определённые размеры, которые рассчитываются в зависимости от требований системы.

У теплообменников типа Р трубный пучок выполнен из трубок 16×1 мм (первое число – наружный диаметр трубки, второе – толщина стенки). Поверхность теплообмена одной секции составляет от 0,75 до 30 м², а число труб в секции варьируется от 4 до 140. Длина трубного пучка в стандартной секции обычно составляет 2 или 4 метра.

Теплообменники типа «труба в трубе» являются эффективными устройствами для теплообмена, особенно в случаях, когда требуются небольшие поверхности теплообмена или работа при высоком давлении. Их преимущества, такие как простота монтажа и возможность сборки из стандартных элементов, делают их удобными для использования в различных процессах. Однако большие габариты и высокая стоимость ограничивают их применение в системах, где важна компактность и экономичность.

Длину и число секций теплообменника определяют в результате теплового расчета (подробно рассматривается в дисциплине «Тепло-

снабжение»). Ориентировочно общую площадь нагревательной поверхности теплообменника $A_{т.о}$, м², можно найти, задаваясь коэффициентом теплопередачи $k_{т.о}$ в пределах от 1500 до 2000 Вт/(м²·°С), по формуле:

$$A_{т.о} = \frac{Q_c}{k_{т.о} \Delta t_{ср}}, \quad (6.1)$$

где Q_c – тепловая мощность системы отопления, Вт;

$\Delta t_{ср}$ – средняя логарифмическая разность температуры греющей и нагреваемой воды, °С.

Число секций теплообменника N получают, выбрав длину и площадь одной секции a_1 , м², по справочной литературе:

$$N = A_{т.о} / a_1, \quad (6.2)$$

с округлением до ближайшего целого числа.

Движение нагреваемой воды в межтрубном пространстве последовательно соединенных N секций длиной 4 м сопровождается потерями давления $\Delta p_{т.о}$, кПа, которые определяются по формуле

$$\Delta p_{т.о} = 10,79 w^2 N, \quad (6.3)$$

где w – скорость движения нагреваемой воды в межтрубном пространстве теплообменника, м/с; вычисляется по формуле:

$$w = \frac{G_c}{\rho_{ср} a_{м.тр}}, \quad (6.4)$$

G_c – расход воды в системе отопления по формуле, кг/с;

$\rho_{ср}$ – средняя плотность нагреваемой воды, кг/м³;

$a_{м.тр}$ – площадь межтрубного пространства секции теплообменника, м² (приводится в справочной литературе).

6.3. Циркуляционный насос системы водяного отопления

Во всех типах отопительных систем применяется насос, обеспечивающий движение теплоносителя с помощью принудительной циркуляции. В зависимости от конфигурации схемы размещение насоса может отличаться. Например, в первых двух вариантах (рис. 6.1, а и б) насос подключается непосредственно к магистралям отопительной системы здания. В схемах зависимого типа (рис. 6.1, в и г) насосное оборудование размещается на тепловой станции. Там оно создаёт нужное давление не только для движения воды по внешним теплотрассам, но и для её циркуляции внутри локальной системы отопления.

Следует отметить, что циркуляционный насос, работающий внутри замкнутой системы, не выполняет функцию подъёма воды – он лишь обеспечивает её постоянное перемещение по контуру. Это отличает его от насосов, применяемых в системах водоснабжения, задача которых – подача воды к потребителям. Такие насосы называются повысительными, тогда как циркуляционные работают исключительно внутри системы отопления, поддерживая движение воды.

При первичном заполнении системы водой или при компенсации утечек циркуляционный насос в работу не включается. Эти процессы происходят за счёт давления во внешней теплотрассе или водопроводной сети. В случае, если этого давления недостаточно, используют отдельный подпиточный насос.

Чаще всего циркуляционный насос устанавливают на участке обратной подачи воды. Это объясняется тем, что температура теплоносителя в обратной магистрали ниже, и это способствует увеличению срока службы насоса. Однако его расположение в контуре не критично. В ряде случаев, если необходимо уменьшить гидростатическое давление в котле или теплообменнике, насос может быть установлен на подающем участке – при условии, что он предназначен для работы с более высокой температурой.

Производительность насоса определяется объёмом перекачиваемой воды и создаваемым напором. Объём воды, который насос способен прокачать за час, называется подачей и обозначается L_n , измеряясь в кубометрах в час ($\text{м}^3/\text{ч}$).

В системах отопления объёмную подачу часто заменяют массовым расходом (G_n), который не зависит от температуры воды:

$$G_H = \rho \cdot L_H, \quad (6.5)$$

где ρ – плотность воды.

Для циркуляционного насоса, включённого в общую магистраль, расход перемещаемой воды равен общему расходу воды в системе отопления: $G_H = G_c$.

Общий расход воды в системе отопления (G_c , кг/с) рассчитывается по формуле:

$$G_c = \frac{Q_c}{c \cdot (t_r - t_o)}, \quad (6.6)$$

где Q_c – тепловая мощность системы отопления, Вт;

c – удельная массовая теплоёмкость воды, Дж/(кг·°C);

t_r , t_o – расчётная температура подающей и обратной воды в системе отопления, °C.

На практике чаще используют расход воды, перемещаемый за 1 час. В этом случае формула преобразуется следующим образом (при $c = 4187$ Дж/(кг·°C)):

$$G_c = \frac{0,86 \cdot Q_c}{(t_r - t_o)}, \quad (6.7)$$

Циркуляционный насос играет ключевую роль в системе водяного отопления, обеспечивая движение теплоносителя по замкнутому контуру. Его мощность и местоположение зависят от схемы подключения и требований системы. Установка насоса в обратную магистраль помогает продлить срок его службы, а расчёт расхода воды позволяет точно определить необходимую производительность насоса для эффективной работы системы.

Циркуляционное давление насоса представляет собой величину повышения давления, которую создаёт насос, обеспечивая преодоление всех гидравлических сопротивлений, возникающих на пути движения теплоносителя в системе отопления. Этот параметр обозначается как Δp_H и измеряется в паскалях (Па).

В отличие от него, напор насоса, который обозначается буквой H , выражается в метрах (м) и отражает высоту столба воды, который

насос способен создать. Таким образом, напор и циркуляционное давление – это разные характеристики, хотя обе описывают рабочие параметры насосного оборудования.

С точки зрения расчётов, циркуляционное давление определяется как разность между полным давлением воды на выходе из напорного патрубка насоса и её полным давлением на входе во всасывающий патрубков.

$$\Delta p_n = p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}} + \frac{\rho}{2} \cdot (v_{\text{наг}}^2 - v_{\text{вс}}^2) + \rho g(h_{\text{наг}} - h_{\text{вс}}), \quad (6.8)$$

где $p_{\text{наг}}$ и $p_{\text{вс}}$ – гидростатическое давление в потоке воды, Па;

$v_{\text{наг}}$ и $v_{\text{вс}}$ – скорость потока воды, м/с;

$h_{\text{наг}}$ и $h_{\text{вс}}$ – разность уровней выхода и входа воды в насос, м.

На практике циркуляционное давление насоса часто считают равным разности гидростатического давления в нагнетательном и всасывающем патрубках пренебрегая различиями в скоростях и уровнях.

$$\Delta p_n = p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}}, \quad (6.9)$$

Возможны три случая определения необходимого значения Δp_n :

В *вертикальной системе насосного водяного отопления* помимо давления, создаваемого насосом, действует естественное циркуляционное давление (Δp_e). Если известны потери давления при циркуляции воды в системе (Δp_c), то необходимое циркуляционное давление насоса определяется по формуле:

$$\Delta p_n = \Delta p_c - \Delta p_e, \quad (6.10)$$

Потери давления Δp_c получают из гидравлического расчёта системы. Скорость движения воды в трубах ограничивается экономическими и акустическими соображениями. Например, в жилых зданиях предельная скорость обычно составляет около 1,5 м/с, чтобы избежать шума и чрезмерных эксплуатационных затрат.

При предварительном выборе *типоразмера насоса* значение Δp_n определяется исходя из характеристик выбранного насоса. К этому значению добавляется естественное циркуляционное давление Δp_e , и полученное значение используется для проведения гидравлического расчёта.

В зависимых схемах значение Δp_n задаётся как разность давления в наружных теплопроводах в месте ввода их в здание. Например, при использовании водоструйного элеватора Δp_n определяется по формуле (6.11). В практических расчётах часто используют соотношение:

$$\Delta p_n = 100 \cdot \Sigma l, \quad (6.11)$$

где l – длина основного циркуляционного кольца системы в метрах. Это соотношение предполагает среднюю потерю давления 100 Па на 1 м длины кольца.

В системах отопления циркуляционные насосы играют ключевую роль: их основная задача – обеспечить перемещение больших объёмов воды при относительно низком создаваемом давлении. Для этих целей обычно применяются малошумные горизонтальные насосы лопастного типа. Наиболее распространёнными считаются центробежные (рис. 6.8) [18].

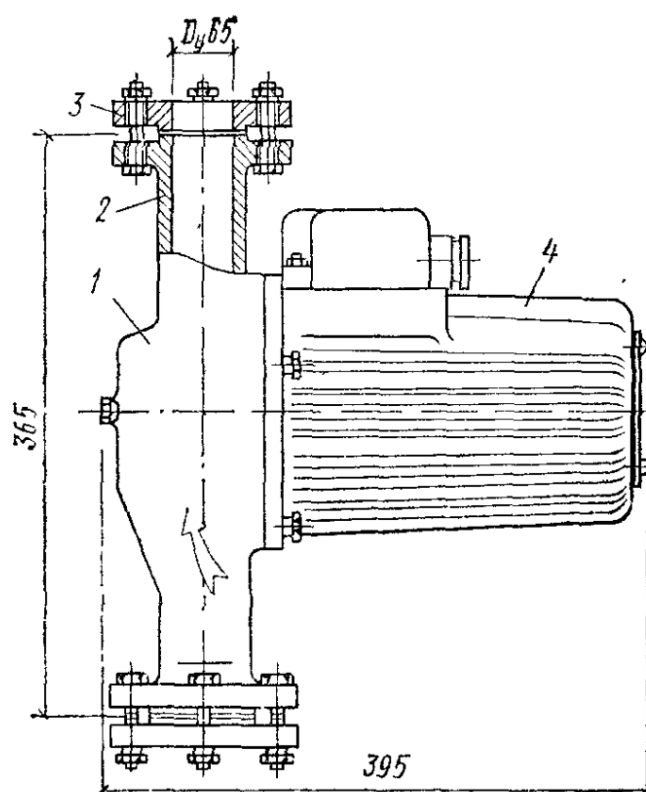


Рис. 6.8. Центробежный циркуляционный насос: 1 – корпус; 2 – нагнетательный патрубок; 3 – контрольный фланец для присоединения трубы; 4 – электродвигатель

Такие насосы, как правило, конструктивно объединены с электродвигателями и монтируются непосредственно на трубопроводах — без использования отдельного фундамента. Это упрощает установку и обслуживание.

Одним из примеров является насос марки ЦВЦ, способный транспортировать от 2,5 до 25 тонн воды в час. При этом его максимальное рабочее давление достигает 1 МПа, а создаваемое циркуляционное давление варьируется в пределах от 20 до 92 кПа. Для смазки подшипников в подобных агрегатах используется вода.

Циркуляционное давление насоса играет ключевую роль в обеспечении движения теплоносителя в системе отопления. Оно определяется с учётом потерь давления в системе, естественного циркуляционного давления и характеристик выбранного насоса. Правильный выбор насоса и расчёт циркуляционного давления позволяют создать эффективную и бесшумную систему отопления, обеспечивающую комфортный тепловой режим в здании.

Из графика характеристик насоса (рис. 6.9) видно, что по мере увеличения расхода воды создаваемое насосом давление снижается, а энергопотребление, наоборот, возрастает. Существует определённый диапазон расхода, при котором насос работает наиболее эффективно — в этой точке достигается максимальный коэффициент полезного действия (КПД), обозначенный на графике как точка *Б*.

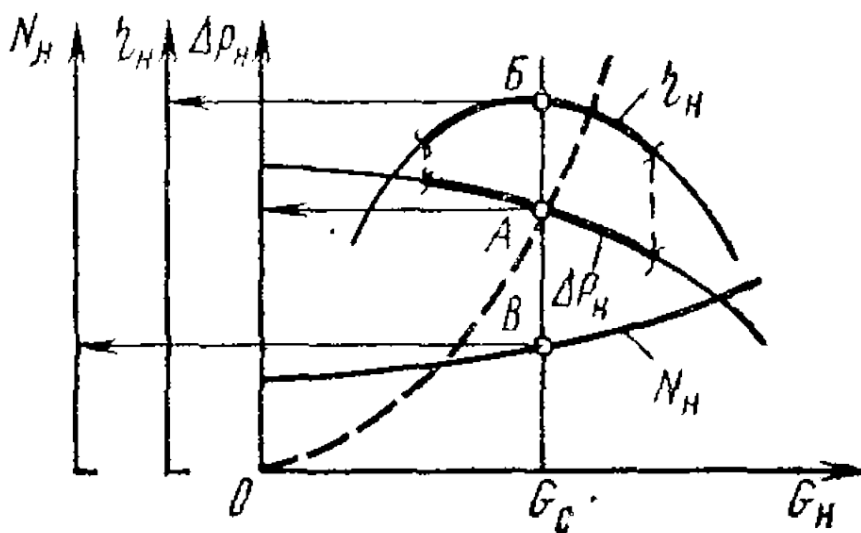


Рис. 6.9. Характеристики циркуляционного насоса (КПД, давление, мощность) и характеристика системы отопления (пунктирная линия)

Отрезок характеристики насоса, соответствующий высоким значениям КПД, выделен утолщённой линией и называется рабочим участком. Чтобы система функционировала надёжно, тихо и экономично, желательно подбирать насос таким образом, чтобы его рабочий режим находился именно в пределах этого участка.

Рабочая точка, обозначенная на схеме как точка *A*, представляет собой пересечение кривой насоса и параболической линии, характеризующей гидравлическое сопротивление системы отопления. В этой точке создаваемое насосом давление (Δp_n) полностью компенсирует потери давления в системе (Δp_c), что обеспечивает её стабильную работу.

Мощность, которую потребляет насос в этой точке, обозначается как N_n (точка *B*). В идеальном варианте рабочая точка обеспечивает не только наилучший КПД, но и полное соответствие между создаваемым давлением и гидравлическими потерями в контуре отопления: $\Delta p_n = \Delta p_c$.

Если бесфундаментные насосы недоступны, для создания циркуляции в системах отопления могут использоваться *высоконапорные центробежные насосы общепромышленного назначения*. Однако такие насосы уступают бесфундаментным по ряду показателей:

- требуют установки на фундамент;
- создают излишний шум и вибрацию труб и строительных конструкций;
- потребляют больше электроэнергии;
- для обеспечения циркуляции при остановке насоса требуется обводная труба.

Кроме того, высоконапорные насосы часто не подходят по каталожным характеристикам для систем отопления. В таких случаях приходится искусственно изменять развиваемое ими давление, чтобы обеспечить необходимый расход воды. Например, если насос создаёт давление $\Delta p_n > \Delta p_c$, это приводит к увеличению расхода воды $G_n > G_c$ и, как следствие, к перерасходу электроэнергии, а также к гидравлическому и тепловому разрегулированию системы.

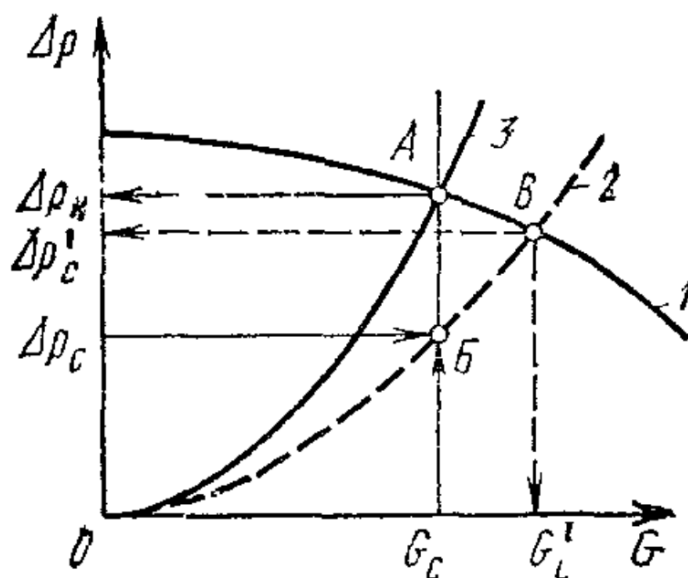


Рис. 6.10. Схема выбора циркуляционного насоса при $\Delta p_n > \Delta p_c$: 1 – характеристика давления, развиваемого насосом; 2 и 3 – характеристики системы отопления до и после регулирования

Чтобы не допустить чрезмерного увеличения расхода теплоносителя, в систему могут вводиться элементы, создающие дополнительное гидравлическое сопротивление. Это может быть, к примеру, диафрагма, установленная между фланцами задвижки, либо участок трубы с уменьшенным внутренним диаметром. Такие меры позволяют изменить гидравлическую характеристику сети так, чтобы новая рабочая точка насоса (точка *A*) совпадала с расчётным расходом воды $G_n = G_c$ и соответствующими потерями давления (рис. 6.10). Более оптимальным и инженерно грамотным решением считается выполнение перерасчёта всей системы с повышением гидравлического сопротивления, особенно в стояках.

Обычно в обратный трубопровод отопительной системы монтируют два циркуляционных насоса одинаковой производительности. Один из них работает, второй – находится в резерве и включается при необходимости. Конфигурации подключения насосного оборудования могут отличаться в зависимости от типа насосов – бесфундаментные или промышленные (рис. 6.11). Для промышленных насосов дополнительно предусматриваются:

- байпас с нормально закрытой задвижкой;
- гибкие виброизолирующие вставки длиной около метра, выполненные из резины;

- неподвижные опоры, препятствующие осевому удлинению и смещению при работе оборудования.

Задвижки, расположенные до и после каждого насоса, как правило, находятся в открытом состоянии, особенно при наличии автоматической системы переключения насосов. Чтобы исключить циркуляцию воды через неработающий насос, устанавливается обратный клапан.

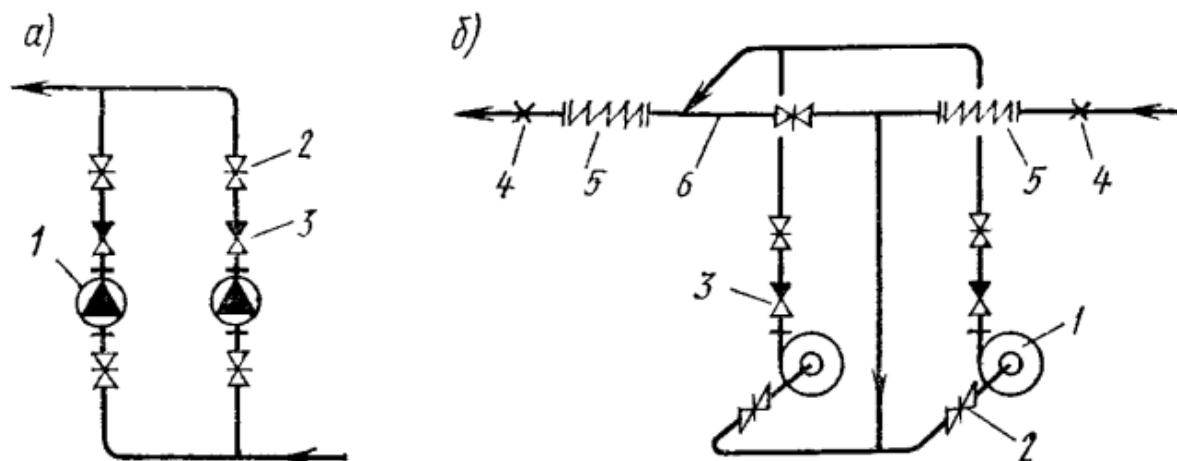


Рис. 6.11. Схемы присоединения труб к циркуляционным бесфундаментным (а) и общепромышленным (б) насосам: 1 – насос; 2 – задвижка; 3 – обратный клапан; 4 – неподвижные опоры; 5 – виброизолирующие вставки; 6 – обводная труба о задвижкой (нормально закрыта)

Мощность насоса пропорциональна произведению секундной подачи воды на создаваемое циркуляционное давление. Мощность электродвигателя $N_э$, Вт) рассчитывается с учётом КПД насоса η_n и запаса мощности k по формуле:

$$N_э = \frac{k \cdot L_n \cdot \Delta p_n}{3600 \cdot \eta_n}, \quad (6.12)$$

где L_n – подача насоса, м³/ч;

Δp_n – давление насоса, Па;

k – коэффициент запаса мощности (до 1,5 для учёта пускового момента).

Выбор циркуляционного насоса и определение его рабочей точки – важные этапы проектирования системы отопления. Правильный выбор насоса и его характеристик позволяет обеспечить эффективную и бесшумную работу системы, минимизировать расход электроэнергии

и избежать гидравлического и теплового разрегулирования. Установка двух насосов с автоматическим переключением повышает надёжность системы, а использование бесфундаментных насосов упрощает монтаж и эксплуатацию.

6.4. Смесительная установка системы водяного отопления

Для снижения температуры теплоносителя, поступающего из внешнего подающего трубопровода, в системе отопления применяется специальное устройство – смесительный узел. В его роли может выступать либо смесительный насос, либо водоструйный элеватор. Цель его работы – довести температуру воды до значения, допустимого для внутренней системы отопления (обозначается как t_r).

Данный результат достигается путём частичного возврата охлаждённой воды из обратного трубопровода здания (с температурой t_o) и её смешения с более горячей водой из наружной теплосети (с температурой t_1). Такой способ позволяет не перегревать систему и обеспечивать стабильные тепловые условия для потребителей (рис. 6.1, в).

Высокотемпературная вода из наружного теплопровода смешивается с охлаждённой водой из системы отопления, что позволяет снизить её температуру до требуемого уровня. Это особенно важно для защиты системы от перегрева и обеспечения комфортного теплового режима в помещениях.

Смесительный узел играет роль дополнения к центральной системе регулирования на тепловом пункте. Он обеспечивает автоматическую корректировку температуры теплоносителя после смешивания, исходя из заранее заданного температурного графика. Это позволяет поддерживать комфортный температурный режим внутри помещений и предотвращает их перегрев, особенно в межсезонье – весной и осенью. Такой подход также способствует рациональному расходу тепловой энергии.

Горячая вода поступает в зону смешивания под давлением, которое создаёт сетевой насос, расположенный на тепловой станции. Объём этой воды (обозначается как G_1) определяется её температурой t_1 и необходимой тепловой нагрузкой системы отопления Q_c :

$$G_1 = \frac{Q_c}{c \cdot (t_1 - t_r)}, \quad (6.13)$$

где c – удельная теплоёмкость воды, Дж/(кг·°C);

t_1 – температура воды в наружном подающем теплопроводе, °C;

t_r – температура воды в системе отопления, °C.

Охлаждённая вода из местной системы отопления делится на два потока:

- первый поток G_o направляется к точке смешения;
- второй поток G_1 возвращается в наружный обратный теплопровод.

Соотношение масс двух смешиваемых потоков воды G_o и G_1 называется *коэффициентом смешения* u :

$$u = G_1/G_o, \quad (6.14)$$

Коэффициент смешения можно выразить через температуры воды:

$$u = \frac{t_1 - t_r}{t_r - t_o}, \quad (6.15)$$

Например, при температуре воды $t_1=150$ °C, $t_r = 95$ °C и $t_o = 70$ °C коэффициент смешения составит:

$$u = \frac{150 - 95}{95 - 70} = 2,2$$

Это означает, что на каждую единицу массы высокотемпературной воды необходимо подмешивать 2,2 единицы охлаждённой воды.

Смешение происходит благодаря совместной работе двух аппаратов:

- 1) циркуляционного сетевого насоса на тепловой станции, который создаёт давление в наружных теплопроводах;
- 2) смесительной в отапливаемом здании.

На рис. 6.12 показаны принципиальные схемы смесительной установки с насосом, включённым в перемычку между магистралями системы отопления, а также на обратной и подающей магистралях. В этих схемах:

- смесительный насос обеспечивает движение воды и её смешение;
- регулятор температуры контролирует температуру смешанной воды;

– регулятор расхода поддерживает необходимый расход воды в системе.

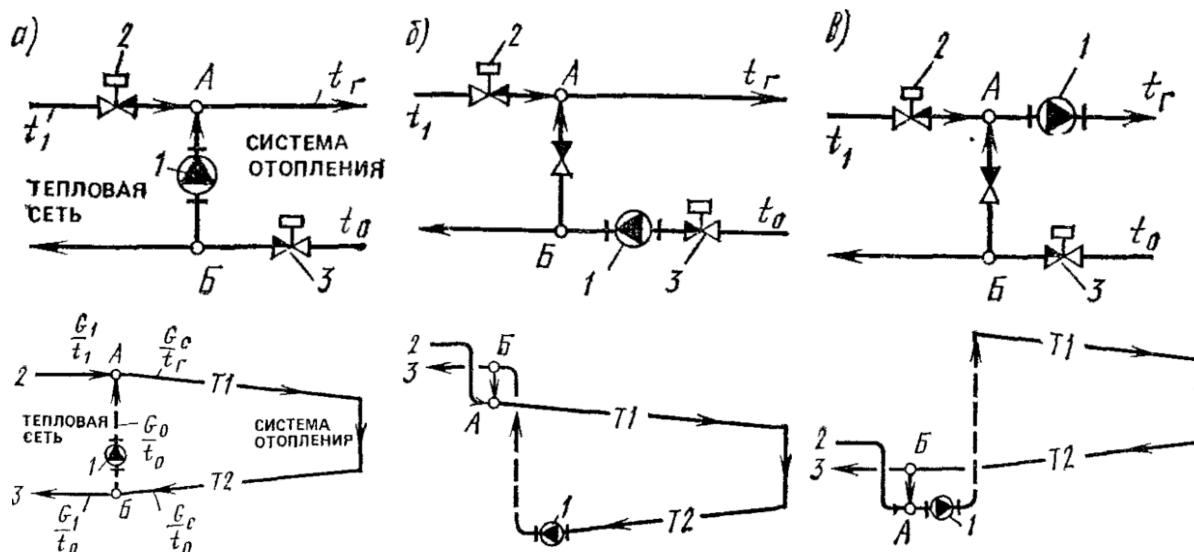


Рис. 6.12. Схемы изменения циркуляционного давления в зависимой системе отопления со смесительным насосом, включенным в перемычку между магистралями (а), в обратную (б) и подающую магистрали (в): 1 – смесительный насос; 2 и 3 – давление в наружных соответственно подающем и обратном теплопроводах; А – точка смешения, Б – точка деления потоков воды

Смесительный насос может быть включён в систему отопления различными способами:

- в перемычку между обратной и подающей магистралями (рис. 6.12, а);
- в обратную магистраль (рис. 6.12, б);
- в подающую магистраль (рис. 6.12, в).

На схематических изображениях можно увидеть элементы, отвечающие за регулировку температуры (позиция 2) и расхода воды (позиция 3). Эти устройства позволяют осуществлять локальное качественно-количественное управление системой отопления в течение всего отопительного периода.

Если смесительный насос установлен в перемычке между подающим и обратным трубопроводами, он нагнетает воду в зону смешивания (точка А), повышая её давление до уровня давления горячей воды из внешнего теплоносителя. В такой конфигурации вода поступает в точку А двумя потоками: один – от центрального насоса на тепловом пункте, другой – от локального смесительного насоса. Таким образом, насосы работают параллельно.

Такой способ включения даёт ряд преимуществ:

- насос функционирует в условиях пониженной температуры теплоносителя (обычно не выше 70 °С), что увеличивает его срок службы;
- объём перекачиваемой воды меньше, чем при подключении насоса к магистрали, поскольку в этом случае $G_n = G_o = G_c - G_1$
- работа насоса не влияет на уровень циркуляционного давления в локальной отопительной системе – оно определяется давлением в наружной сети.

На схеме (рис. 6.12, а) показано, как меняется циркуляционное давление по всей системе, включая перемычку: давление постепенно убывает в направлении движения воды по подающим и обратным линиям, но возрастает в перемычке за счёт работы насоса, выравниваясь с давлением в точке смешивания.

В некоторых случаях насос устанавливается непосредственно в подающий или обратный трубопровод. Это необходимо, если разница давления между подающей и обратной линиями наружной сети недостаточна для стабильной циркуляции. Тогда насос выполняет двойную функцию: участвует в процессе смешивания и обеспечивает необходимое давление для циркуляции теплоносителя – такой насос называют циркуляционно-смесительным.

Если насос подключён к магистрали, он должен перекачивать весь объём теплоносителя $G_n = G_c$. Такое включение позволяет компенсировать недостаточное давление в наружной сети за счёт увеличения циркуляционного давления внутри системы отопления. Принцип смешивания при этом остаётся аналогичным: в точке А встречаются два потока воды – от основного и локального насосов, но в данном случае насосы работают последовательно.

На изображении (рис. 6.12, б) можно наблюдать, как изменяется давление при включении насоса в обратную линию. В этом случае давление в отопительной системе может оказаться ниже, чем в наружной сети, что повышает риск вскипания воды или подсоса воздуха, особенно в высоких точках трубопровода.

Если насос установлен в подающую магистраль, он, помимо циркуляции и смешивания, выполняет функцию подъёма воды в верхние этажи здания. Такой насос называется циркуляционно-повысительным, и он особенно актуален для систем в многоквартирных домах. На

схеме (рис. 6.12, в) показано распределение давления при подобной компоновке.

Как и в случае с другими насосами, смесительные насосы устанавливаются попарно. Один из них работает в основном режиме, второй служит резервным. Обычно их подключают параллельно к теплопроводу (рис. 6.15), что обеспечивает бесперебойную работу и позволяет быстро перейти на резервный насос при необходимости, повышая общую надёжность системы.

6.5. Расширительный бак системы водяного отопления

Вся внутренняя полость системы отопления, включая трубопроводы, отопительные приборы, арматуру и сопутствующее оборудование, заполняется теплоносителем – чаще всего водой. При изменении температуры эта жидкость изменяет свой объём: при нагреве он увеличивается, при охлаждении – уменьшается. Эти объёмные изменения вызывают колебания внутреннего давления в системе.

Чтобы подобные колебания не нарушали стабильную работу отопительной системы и не приводили к превышению допустимого давления, способного повредить её элементы, в систему включается специальное устройство – расширительный бак (рис. 6.13).

Если используется открытый тип расширительного бака, он имеет соединение с атмосферным воздухом и монтируется в наивысшей точке системы. Такой бак компенсирует избыточный объём воды, образующийся при нагревании, и возвращает её обратно при понижении температуры. Дополнительно он может выполнять функцию удаления воздуха, скапливающегося в системе – действуя как естественный воздухоотделитель.

Закрытый расширительный бак находится под переменным, но строго ограниченным избыточным давлением. Он используется в системах с повышенным давлением и обеспечивает более стабильную работу системы.

Основные функции расширительного бака:

- при нагревании воды её объём увеличивается, и бак принимает избыточную воду, предотвращая повышение давления в системе.
- бак поддерживает стабильное давление в системе, что важно для её нормальной работы.

– при небольшой утечке или охлаждении воды бак компенсирует потери, возвращая воду в систему.

– в случае переполнения системы вода через открытый бак может быть удалена в водосток.

Открытый расширительный бак (рис. 6.20) имеет несколько патрубков для присоединения труб:

1) расширительная труба (1) соединяет бак с системой отопления и служит для приёма избыточной воды.

2) переливная труба (2) отводит избыточную воду в водосток при переполнении бака.

3) контрольная труба (3) используется для контроля уровня воды в баке.

4) циркуляционная труба (4) обеспечивает циркуляцию воды между баком и системой.

На рис. 6.13 представлены схемы подключения открытого расширительного бака к обратной магистрали системы отопления. В ручной системе контроля (рис. 6.13, а) уровень воды в баке регулируется вручную.

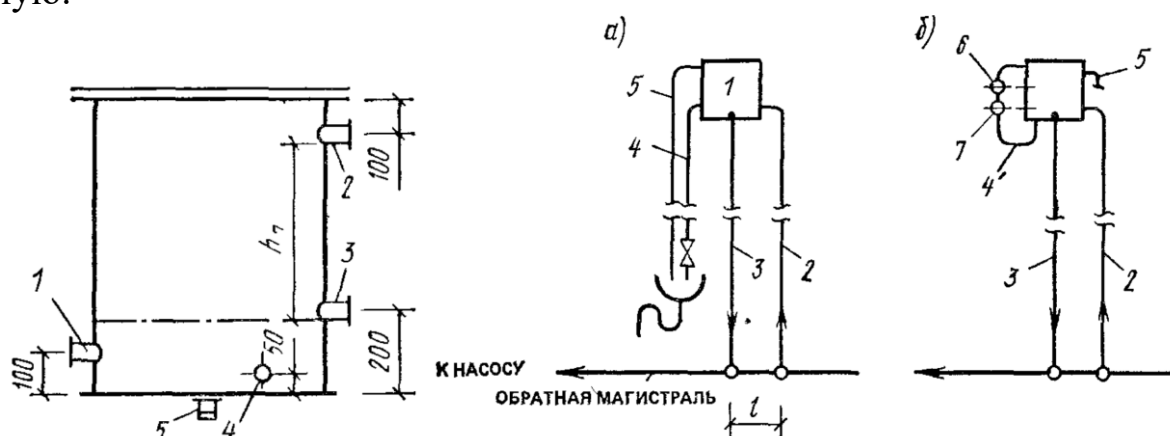


Рис. 6.13. Присоединение открытого расширительного бака к обратной магистрали в системе отопления с ручным контролем (а) и с автоматизированными сигнализацией и регулированием уровня воды в баке (б):
1 – расширительный бак; 2, 3, 4, 5 – расширительная, циркуляционная, контрольная, переливная трубы; 6 и 7 – реле верхнего и нижнего уровней воды в баке, соединенные трубой 4' с баком

В автоматической системе (рис. 6.13, б) применяются реле верхнего и нижнего уровней воды, которые следят за состоянием системы и управляют подпиточными устройствами.

Расширительные баки используются в системах водяного отопления, охватывающих одно или несколько зданий, с тепловой мощностью до 6 МВт. Для более крупных систем, где наблюдаются значительные потери воды, применяют подпиточные насосы для регулировки гидростатического давления и компенсации утечек.

Выбор типа расширительного бака зависит от характеристик системы и требований к её эксплуатации. Открытый расширительный бак устанавливается над самой верхней точкой системы отопления, на расстоянии не менее 1 метра. Обычно его размещают в чердачном или лестничном помещении. Для минимизации теплопотерь бак изолируют тепловым материалом. В некоторых случаях его помещают в утеплённый короб, однако это увеличивает стоимость установки и может повышать теплопотери из-за увеличения площади охлаждения, что может привести к поглощению воздуха водой.

Баки изготавливают в виде цилиндра из листовой стали. Сверху они оснащены люком для осмотра и покраски. В корпусе бака предусмотрены несколько патрубков:

1. для подключения расширительной трубы, через которую вода поступает в бак.
2. у дна бака для циркуляционной трубы, отводящей охлаждённую воду и обеспечивающей циркуляцию.
3. для контрольной трубы диаметром 20 мм.
4. для соединения с переливной трубой, которая выводится в атмосферу.

На рис. 6.21 представлены схемы подключения труб к открытому расширительному баку. В насосных системах отопления расширительная и циркуляционная трубы соединяются с общей обратной магистралью, обычно близ всасывающего патрубка циркуляционного насоса. Расстояние от точки подключения до насоса должно быть не менее 2 метров, чтобы обеспечить надёжную циркуляцию воды через бак.

Контрольная труба выводится к раковине в тепловом пункте и оснащена запорным вентилем. Протекание воды при открывании вентиля сигнализирует о наличии воды в баке и системе. В малоэтажных зданиях короткая контрольная труба обеспечивает сигнализацию о наличии воды в баке. В многоэтажных зданиях вместо длинной контрольной трубы устанавливают два реле уровня, соединённых трубой с баком. Реле нижнего уровня сигнализирует о критическом снижении

уровня воды и включает подпиточную установку. Реле верхнего уровня прекращает подпитку.

Переливная труба в малоэтажных зданиях выводится к раковине в тепловом пункте, а в крупных зданиях её отводят к ближайшему водосточному стояку из чугунных труб.

Полезный объём расширительного бака должен соответствовать увеличению объёма воды при нагревании системы до средней расчётной температуры. Изменение объёма воды при нагревании рассчитывается по уравнению Гей-Люссака:

$$V_t = V_0(1 + \beta \Delta t), \quad (6.16)$$

где V_t – объём воды при температуре t_1 ;

V_0 – объём воды при начальной температуре t_0 ;

β – коэффициент объёмного расширения воды ($\beta=0,0006 \text{ 1/}^\circ\text{C}$);

Δt – изменение температуры воды.

Увеличение объёма воды в системе отопления (ΔV_c) можно выразить формулой:

$$\Delta V_c = \beta \Delta t V_c, \quad (6.17)$$

где V_c – общий объём воды в системе при начальной температуре.

Полезный объём расширительного бака ($V_{\text{пол}}$) определяется по формуле:

$$V_{\text{пол}} = k V_c, \quad (6.18)$$

где $k = \beta \Delta t$ (значения приведены в табл. 6.1).

Таблица 6.1

Коэффициент объёмного расширения воды

Наполнение системы водой	Расчетная температура горячей воды в системе, °C			
	95	105	130	135-150
Из водопровода (5 °C)	0,045	0,051	0,070	0,084
Из тепловой сети (40 °C)	0,024	0,027	0,035	0,042

Например, для насосной системы отопления с местной котельной и конвекторами тепловой мощностью 232 кВт при температуре горячей воды 95 °С полезный объём расширительного бака рассчитывается следующим образом:

$$V_{\text{пол}} = 0,045 \cdot (0,65 + 6,9 + 2,6) \cdot 232 = 106 \text{ л.}$$

Если используются чугунные радиаторы глубиной 90 мм, полезный объём расширительного бака увеличивается до 234 литров. Для однотрубной системы с конвекторами требуется бак, объём которого примерно в три раза меньше, чем для двухтрубной системы с радиаторами, что связано с меньшей вместимостью отопительных приборов и труб.

Закрытый расширительный бак с воздушной или газовой «подушкой» (например, азотом, изолированным от воды мембраной) представляет собой герметичное устройство. Он помогает уменьшить коррозию труб и приборов, а также поддерживает переменное давление в системе отопления в широком диапазоне.

Установка закрытого расширительного бака:

- *без мембраны* (рис. 6.14, а) устанавливается в помещении теплового центра; давление в баке поддерживается либо сжатым воздухом от компрессора (вариант 1), либо инертным газом из баллона (вариант 2); действие компрессора автоматизировано, что позволяет поддерживать стабильное давление в системе.

- *с мембраной* (рис. 6.14, б) разделён на две части упругой мембраной: одна часть заполнена водой, а другая – инертным газом; при нагревании воды в системе её избыток поступает в бак, сжимая газ, что приводит к повышению давления в системе; начальное давление газа может быть как атмосферным, так и избыточным (например, 50 кПа).

При нагревании воды в системе её объём увеличивается, и излишек воды поступает в бак, сжимая воздух или газ. Это приводит к повышению давления как в баке, так и в системе. Если объём бака или газа в нём недостаточен, давление в системе может превысить допустимые пределы, что приведёт к сбросу части воды через предохранительный клапан.

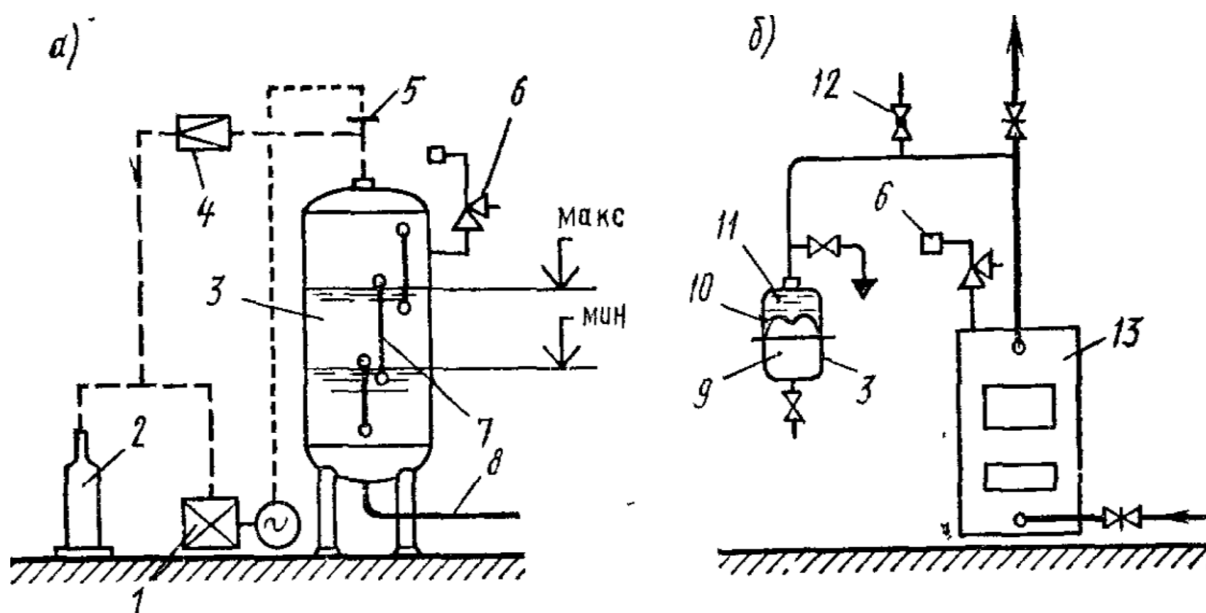


Рис. 6.14. Установка закрытого расширительного бака без мембраны(а) и с мембраной (б): 1 – воздушный компрессор (1-й вариант); 2 – баллон с инертным газом (2-й вариант); 3 – расширительный бак; 4 – редукционный клапан; 5 – датчик давления; 6 – предохранительный клапан; 7 – водомерное стекло; 8 – соединительная труба; 9 – инертный газ; 10 – мембрана; 11 – вода; 12 – воздушный кран; 13 – котел

При охлаждении воды давление в системе снижается, что может вызвать кипение воды или подсос воздуха из атмосферы. Поэтому объём закрытого расширительного бака должен быть точно рассчитан с учётом допустимого диапазона изменения давления в системе.

Полезный объём закрытого расширительного бака $V_{\text{пол}}$ определяется по формуле:

$$V_{\text{пол}} = \frac{\Delta V_0}{\frac{p_{\text{мин}}}{p_a} \frac{p_{\text{макс}}}{p_a}}, \quad (6.19)$$

где ΔV_0 – увеличение объёма воды в системе при нагревании (определяется по формуле (6.21));

p_a – абсолютное давление в баке до первого поступления воды (включая атмосферное давление);

$p_{\text{мин}}$ – минимально необходимое давление в баке при наполнении системы водой;

$p_{\text{макс}}$ – максимально допустимое давление в баке при повышении температуры воды до расчётной.

Минимально необходимое давление $p_{\text{мин}}$ рассчитывается по формуле:

$$p_{\text{мин}} = p_a + p_2 + p_{\text{верх}}, \quad (6.20)$$

где p_2 – гидростатическое давление на уровне установки бака;
 $p_{\text{верх}}$ – избыточное давление для предотвращения подсоса воздуха или вскипания воды.

Максимально допустимое давление $p_{\text{макс}}$ определяется как:

$$p_{\text{макс}} = p_a + p_{\text{раб}} - (\Delta p_n + p_1), \quad (6.21)$$

где $p_{\text{раб}}$ – рабочее давление, допустимое для элементов системы в низшей точке;

Δp_n – давление, создаваемое циркуляционным насосом;

p_1 – гидростатическое давление, связанное с расстоянием h_1 от уровня воды в баке до низшей точки системы (рис. 6.15).

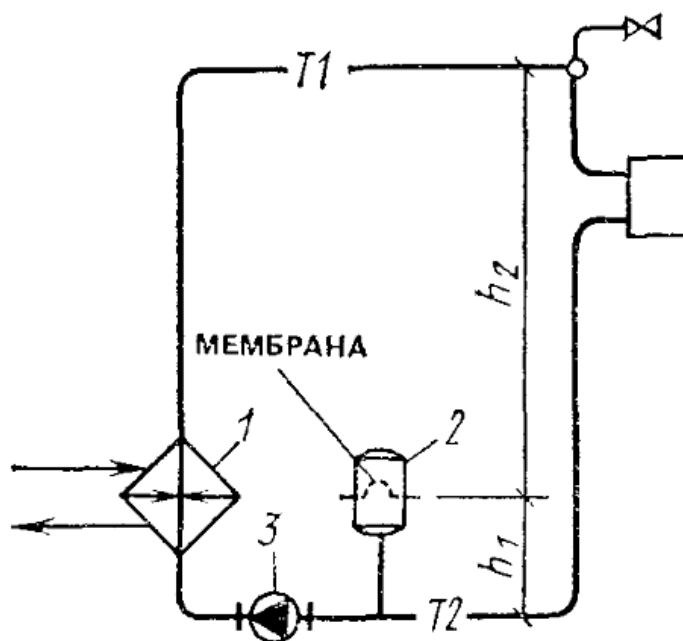


Рис. 6.15. Присоединение закрытого расширительного бака 2 к обратной магистрали системы водяного отопления перед циркуляционным насосом 3 и теплообменником 1

Современные закрытые расширительные баки представляют собой стальные цилиндрические сосуды, разделённые резиновой мембраной на две части: одна для воды системы отопления, другая – для газа под давлением. Например, выпускаются баки с давлением газа 50, 100 и 150 кПа, рассчитанные на максимальное рабочее давление в системах до 350 кПа.

Закрытый расширительный бак – это эффективное решение для систем отопления, позволяющее поддерживать стабильное давление и предотвращать коррозию. Его установка требует точного расчёта объёма и давления, а также использования дополнительного оборудования. Однако преимущества, такие как компактность и возможность работы в широком диапазоне давлений, делают закрытые баки предпочтительными для современных систем отопления.

6.6. Система отопления с естественной циркуляцией

Система с естественной циркуляцией воды, или гравитационная система, в настоящее время используется в ограниченных случаях. Она применяется для отопления отдельных жилых квартир, обособленных зданий (особенно в сельской местности), а также в зданиях с нестабильным электроснабжением. Кроме того, гравитационные системы находят применение в помещениях, где нежелательны шум и вибрации, создаваемые циркуляционными насосами, например, в местах, где проводятся точные измерения. Гравитационная система также может быть использована для отопления верхних этажей высоких зданий, таких как технические этажи, особенно если отопление совмещено с кондиционированием воздуха.

Гравитационная система работает за счёт разницы в гидростатическом давлении в вертикальных частях системы. Это давление создаётся благодаря разнице температур воды в подающей и обратной магистралях. В высоких зданиях такое давление может быть значительным, но в малоэтажных зданиях оно обычно недостаточно для эффективной циркуляции, что приводит к ряду ограничений:

- в малоэтажных зданиях радиус действия системы ограничен 20 метрами по горизонтали из-за небольшого циркуляционного давления;

- использование труб увеличенного диаметра увеличивает первоначальную стоимость системы на 5-7%;
- монтаж системы требует большего количества материалов и труда;
- из-за большой теплоёмкости воды и малого циркуляционного давления система медленно реагирует на изменения температуры;
- трубы, проложенные в неотапливаемых помещениях, могут замерзать, что повышает риск повреждения системы.

Несмотря на ограничения, гравитационная система обладает рядом достоинств, которые делают её привлекательной в определённых условиях.

В гравитационной системе изменение температуры воды приводит к изменению её плотности, что, в свою очередь, влияет на естественное циркуляционное давление. При повышении температуры воды увеличивается её расход, что обеспечивает необходимую теплоотдачу отопительных приборов. Это явление особенно заметно в двухтрубных системах, где каждый отопительный прибор имеет своё циркуляционное кольцо.

В однотрубных системах саморегулирование происходит на уровне стояков, что может приводить к неравномерному нагреву нижних приборов в многоэтажных зданиях. Однако, с увеличением числа этажей – это явление смягчается.

На рис. 6.16 показана принципиальная схема гравитационной системы с верхней разводкой и теплообменником. В случае местного теплоснабжения теплообменник заменяется котлом. В малоэтажных зданиях, таких как одноэтажные дома теплогенератор (котел) часто располагается на одном уровне с отопительными приборами, и циркуляция воды обеспечивается за счёт охлаждения в трубах (рис. 6.17).

Гравитационная система отопления, несмотря на свои ограничения, остаётся эффективным решением для определённых условий. Её простота, независимость от электроснабжения и долговечность делают её привлекательной для использования в сельской местности, малоэтажных зданиях и объектах, где недопустимы шум и вибрации. Однако в многоэтажных зданиях и объектах с большой тепловой нагрузкой предпочтение отдаётся насосным системам, которые обеспечивают более стабильную и эффективную работу.

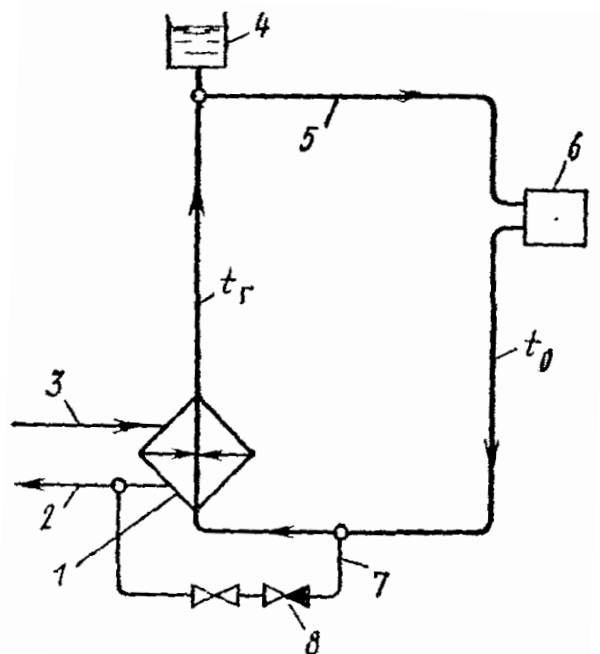


Рис. 6.16. Принципиальная система гравитационной системы водяного отопления: 1 – теплообменник (теплогенератор); 2 и 3 – наружные обратный и подающий теплопроводы; 4 – расширительный бак; 5 – верхняя подающая магистраль; 6 – отопительный прибор; 7 – наполнительно-подпиточная труба; 8 – обратный клапан

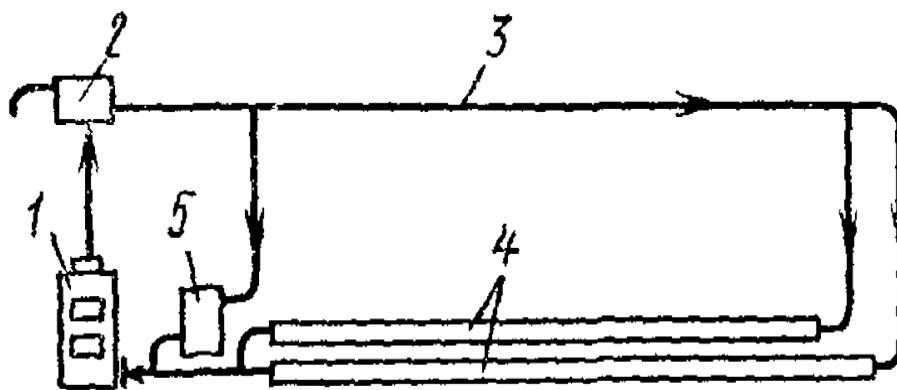


Рис. 6.17. Схема местной системы водяного отопления: 1 – котел; 2 – проточный расширительный бачок; 3 – верхняя подающая магистраль; 4 – основные греющие гладкие трубы; 5 – отопительный прибор туалета

Система водяного отопления *высотных зданий* организуется с учетом гидростатического давления, допустимого для оборудования и отопительных приборов. Высотные здания делятся на зоны, каждая из которых имеет свою систему отопления, чтобы избежать чрезмерного давления в нижних частях здания. Технические этажи используются для размещения оборудования и коммуникаций.

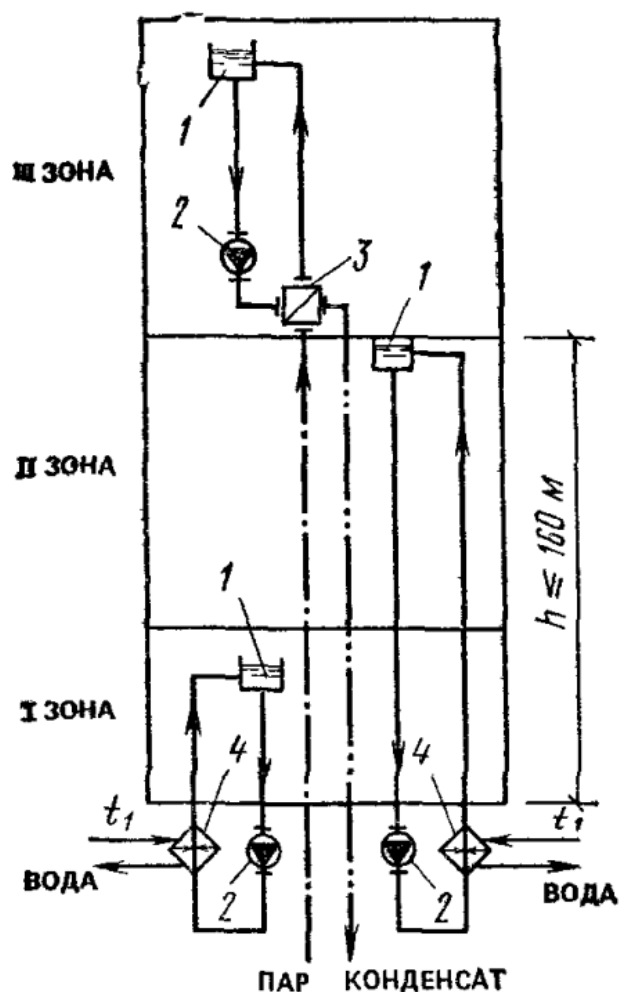


Рис. 6.18. Принципиальная схема водяного отопления высотного здания: I и II – зоны здания с водо-водяным отоплением; III – зона здания с пароводяным отоплением; 1 – расширительные баки; 2 – циркуляционные насосы; 3 – пароводяной теплообменник; 4 – водо-водяные теплообменники

Отопительная система в высотных зданиях и санитарно-технические устройства разделяются на различные зоны с использованием технических этажей, предназначенных для размещения оборудования и коммуникаций. Разделение происходит по следующим принципам:

1. Высота каждой зоны зависит от максимально допустимого гидростатического давления в отопительных приборах и оборудовании.
2. Для чугунных и стальных радиаторов высота зоны не должна превышать 55 м, для радиаторов типа МС – до 80 м.
3. Если используются приборы с стальными греющими трубами, высота зоны может достигать 90 м.

4. В случае применения термосифонных отопительных приборов допустимая высота зоны может быть больше.

5. Каждая зона имеет отдельную систему отопления, которая гидравлически изолирована от других зон и внешней тепловой сети.

6. В этих системах используются собственные водо-водяные теплообменники, циркуляционные и подпиточные насосы, а также расширительные баки.

7. Для зданий с высотой до 150-160 м используется стандартное оборудование, рассчитанное на давление до 1,6 МПа, что позволяет организовать 2-3 зоны отопления.

8. Для высотных зданий в пределах 160-250 м требуется специальное оборудование, способное выдерживать давление до 2,5 МПа.

9. В зданиях высотой более 250 м могут применяться комбинированные системы отопления, такие как водо-водяное и пароводяное отопление, или электроводяное отопление.

10. В зданиях, высота которых превышает 160 м, возможна организация комбинированного отопления: водо-водяное отопление в нижних зонах и пароводяное в верхних.

11. Пароводяное отопление используется в верхних зонах, где гидростатическое давление пара значительно ниже.

В некоторых случаях возможно использование единой системы водяного отопления с общим теплообменником, циркуляционным насосом и расширительным баком. Вода подается в зоны через зональные циркуляционно-повысительные насосы, а гидростатическое давление регулируется с помощью регуляторов давления.

Температура теплоносителя регулируется автоматически в зависимости от температуры наружного воздуха. Для помещений, выходящих на юг и запад, предусмотрено дополнительное регулирование температуры для экономии энергии.

Для опорожнения стояков или частей системы на технических этажах прокладываются дренажные линии. Дренажные линии отключаются во время работы системы для предотвращения утечек.

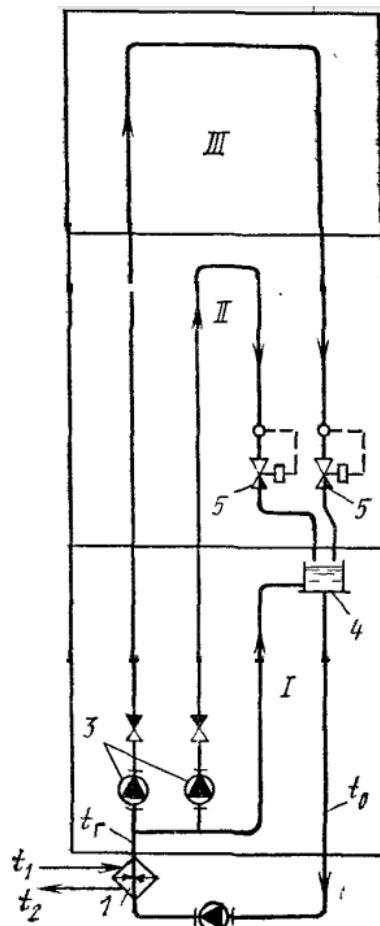


Рис. 6.19. Принципиальная схема единой системы водо-водяного отопления высотного здания: 1 – общий теплообменник; 2 – общий циркуляционный насос; 3 – зональные циркуляционно-повысительные насосы; 4 – общий расширительный бак; 5 – регуляторы давления «до себя»

6.7. Децентрализованная система водо-водяного отопления

Системы водяного отопления широко применяются в строительстве, особенно в жилых и общественных зданиях. Основная особенность этих систем заключается в том, что температура поверхности отопительных приборов ограничена 95 °С.

Ограничение температуры поверхности отопительных приборов до 95 °С обусловлено несколькими причинами:

во-первых, более высокая температура может вызывать дискомфорт, пересушивать воздух и даже приводить к ожогам при случайном контакте;

во-вторых, снижение температуры уменьшает риск повреждения материалов и повышает долговечность системы.

Однако, чтобы система отопления была эффективной, необходимо использовать высокотемпературную воду, которая нагревается до 110–130 °С, для чего применяются специальные схемы децентрализованного нагрева.

Децентрализованное нагревание – это подход, при котором высокотемпературная вода используется для нагрева местного теплоносителя (воды или масла) непосредственно вблизи отопительных приборов. Такой метод позволяет решить несколько задач:

- 1) объем циркулирующей воды сокращается, что дает возможность использовать трубы меньшего диаметра;
- 2) вода движется быстрее под давлением сетевого насоса, что улучшает эффективность системы;
- 3) в здании не требуется устанавливать дополнительное оборудование для нагрева и циркуляции воды; вместо этого достаточно контролировать работу системы и учитывать расход тепловой энергии.

Существует два основных способа организации децентрализованного нагрева: независимое и зависимое.

При *независимом присоединении* используются специальные безнапорные отопительные приборы, которые могут быть выполнены из стали или керамики. Внутри приборов находится вода или минеральное масло, которое нагревается через стенки змеевика. По змеевику циркулирует высокотемпературная вода (до 110 °С для керамических приборов и до 130 °С для стальных), температура поверхности приборов при этом не превышает 95 °С. испарение воды с поверхности приборов помогает понизить влажность воздуха в помещении, что особенно полезно в зимний период.

Смешение в основании однотрубных стояков (рис. 6.20, а) – это эффективная схема, которая позволяет использовать высокотемпературную воду, сохраняя при этом безопасную температуру поверхности отопительных приборов. Благодаря естественной циркуляции в стояках из-за включения перемычки система становится проще и экономичнее в эксплуатации. Однако для ее успешной работы важно правильно организовать точки смешения и обеспечить качественную изоляцию труб.

Смешение в основании двухтрубных стояков (рис. 6.20, б) – это еще одна схема децентрализованного нагревания, которая применяется в системах водяного отопления. В отличие от однотрубной системы,

здесь используются две магистрали: подающая и обратная. В двухтрубной системе отопления вода движется по двум магистралям. В основании каждого стояка устанавливаются специальные смесители, которые обеспечивают смешение высокотемпературной и охлажденной воды. Благодаря использованию смесителей и естественной циркуляции в стояках система становится гибкой и экономичной в эксплуатации. Однако для ее успешной работы важно правильно организовать смесители, обеспечить качественную изоляцию труб и контролировать давление в системе.

При *зависимом присоединении* горячая вода смешивается с холодной прямо в магистралях, стояках или даже внутри отопительных приборов. Система разделена на несколько подсистем, каждая из которых включает однотрубные П-образные стояки. Вода высокой температуры подмешивается к охлажденной обратной воде через специальные переключки, оснащенные диафрагмами (рис. 6.20, в).

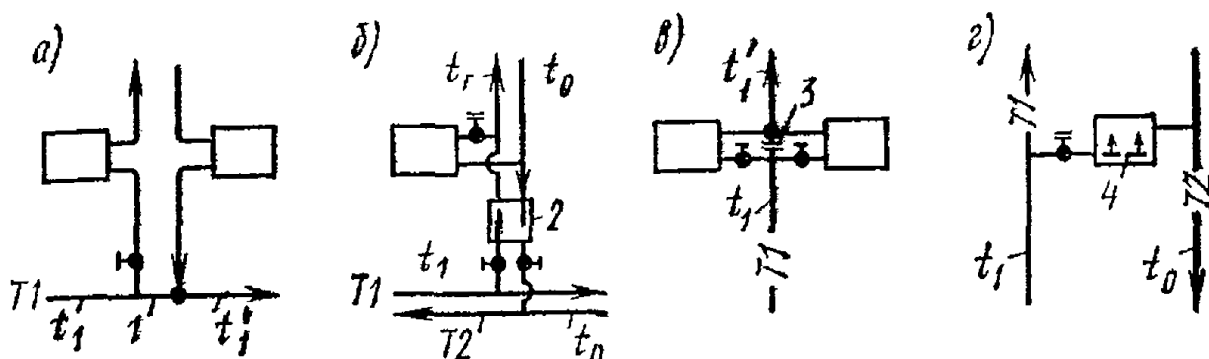


Рис. 6.20. Узлы систем отопления с децентрализованным смешением воды в основании однотрубных и двухтрубных стояков (а и б), в приборах одно- и двухтрубных стояков (в и г): 1 – замыкающий участок магистрали; 2 – смеситель; 3 – диафрагма на замыкающем участке; 4 – перфорированный коллектор

Смешение в приборах (рис. 6.20, г) – это схема, при которой высокотемпературная вода смешивается с охлажденной непосредственно внутри отопительных приборов. Этот подход применяется как в однотрубных, так и в двухтрубных системах отопления.

В однотрубной системе отопления вода движется по одной трубе, последовательно проходя через все отопительные приборы. Внутри каждого прибора происходит смешение высокотемпературной воды, поступающей снизу, с охлажденной водой, которая уже прошла через предыдущие приборы.

В двухтрубной системе отопления вода движется по двум магистралям: подающей и обратной. Смешение в приборах здесь организовано иначе: подача воды через перфорированный коллектор или сопло-смеситель.

Система со ступенчатой регенерацией температуры (СРТ) – это современная разработка, которая позволяет эффективно использовать высокотемпературную воду в системах отопления, сохраняя при этом безопасную температуру поверхности отопительных приборов (рис. 6.21).

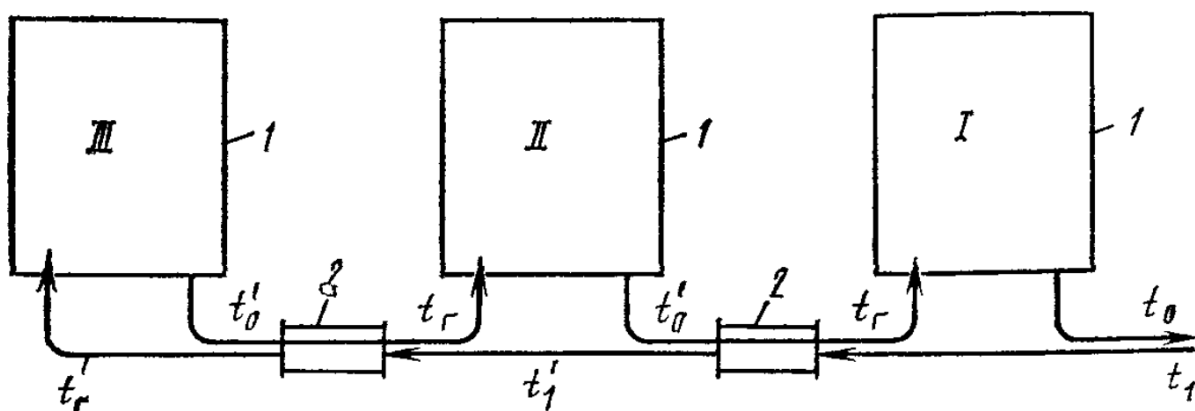


Рис. 6.21. Принципиальная схема системы водяного отопления СРТ, состоящей из трех подсистем 1 и двух регенераторов температуры 2

Основная концепция системы СРТ заключается в использовании высокотемпературной воды для подогрева охлажденной воды, которая возвращается из отопительных приборов. Этот процесс происходит в специальных устройствах – регенераторах температуры (РТ), которые представляют собой противоточные теплообменники типа «труба в трубе». В таких теплообменниках размещены две трубы: одна внутри другой. Высокотемпературная вода течет по пространству между трубами диаметром 40 мм, а охлажденная вода – по внутренней трубе диаметром 25 мм.

Особенности системы СРТ заключаются в том, что:

- выполняется однотрубной, что упрощает ее конструкцию и монтаж;
- унифицированные приборные узлы позволяют легко интегрировать систему в различные типы зданий;
- система может иметь как верхнюю, так и нижнюю разводку подающей магистрали;

- верхняя разводка чаще используется в зданиях с чердачными помещениями, а нижняя – в зданиях без чердаков;
- благодаря регенераторам температуры система СРТ позволяет использовать высокотемпературную воду, не перегружая отопительные приборы;
- температура поверхности приборов поддерживается на уровне 95 °С, что соответствует гигиеническим и эксплуатационным требованиям.

При этом происходит экономия энергии, т.к. регенерация тепла позволяет снизить потребление энергии на нагрев воды; использование теплообменников типа «труба в трубе» делает систему компактной и удобной для монтажа.

Контрольные вопросы

1. Какие основные типы систем водяного отопления существуют по способу циркуляции теплоносителя?
2. В чем заключаются преимущества и недостатки систем с естественной и принудительной циркуляцией?
3. Какие факторы влияют на выбор типа системы водяного отопления для конкретного здания?
4. Какие существуют схемы подключения систем отопления к источникам тепла. В чем их различия?
5. Каковы преимущества и недостатки местного и централизованного теплоснабжения?
6. Для каких объектов целесообразно применение прямоточной схемы подключения?
8. Какие основные элементы входят в состав теплового пункта системы отопления?
9. Как работает теплообменник в системе водяного отопления?
10. Какие параметры учитываются при расчете площади теплообменника?
11. Какие функции выполняет циркуляционный насос в системе отопления?
12. Как определяется необходимая производительность циркуляционного насоса?

13. Какие факторы учитываются при выборе места установки циркуляционного насоса?

14. Почему в системах отопления часто устанавливают два насоса (основной и резервный)?

15. Как рассчитывается мощность электродвигателя для циркуляционного насоса?

16. Какие типы расширительных баков применяются в системах отопления?

17. Как рассчитывается необходимый объем расширительного бака?

18. В чем преимущества закрытых мембранных расширительных баков перед открытыми?

19. Какие проблемы могут возникнуть при неправильном подборе расширительного бака?

20. В каких случаях целесообразно применение гравитационных систем отопления? Каковы основные ограничения систем с естественной циркуляцией?

21. Как происходит саморегулирование в гравитационных системах отопления?

23. Почему в высотных зданиях систему отопления разделяют на зоны? Какие существуют способы организации отопления в зданиях высотой более 160 м?

24. Как решается проблема высокого гидростатического давления в нижних зонах высотных зданий?

26. В чем преимущества децентрализованных систем водо-водяного отопления?

27. Какие существуют способы организации смешения теплоносителя в децентрализованных системах?

28. Как работает система со ступенчатой регенерацией температуры?

29. Как бы вы организовали систему отопления для многофункционального высотного здания?

30. Какие энергосберегающие технологии можно применить в системах водяного отопления?

31. В чем преимущества и недостатки комбинированных систем отопления (например, водяное + паровое)?

Глава 7. РАСЧЕТ ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Гидравлическое давление в каждой точке замкнутых циркуляционных колец в течении отопительного сезона непрерывно изменяется вследствие изменения температуры теплоносителя.

При заполненной системе отопления в каждой точке действует исходное гидростатическое давление в состоянии покоя, а при максимально расчетных расходе и температуре теплоносителя достигает наибольших значений, т.е. при эксплуатации системы отопления в течение отопительного сезона происходит различная *динамика давления*.

С помощью динамики давления в конкретной системе отопления выявляются опасные места, вызывающие нарушение циркуляции воды или разрушение элементов.

7.1. Изменение давления при движении воды в трубах

Для определения значения гидравлического давления в любой точке потока воды определяется законом Бернулли, где полная энергия потока складывается из кинетической (гидродинамическое давление) и потенциальной (гидростатическое давление) энергии:

$$\rho \frac{w^2}{2} + \rho gh + p, \quad (7.1)$$

где ρ – плотность воды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

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

p – давление в потоке воды, Па;

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

Изменение величины гидростатического давления по высоте системы значительно превышает (на порядок) максимально возможное изменение гидродинамического давления. Например, для допустимой скорости движения воды в трубопроводе 1,5 м/с и плотности 970 кг/м³ гидродинамическое давление составляет 1090 Па, а гидродинамическое изменяется на каждый метр высоты стояка на 9500 Па, поэтому в

расчетах будем пренебрегать изменением гидродинамического давления.

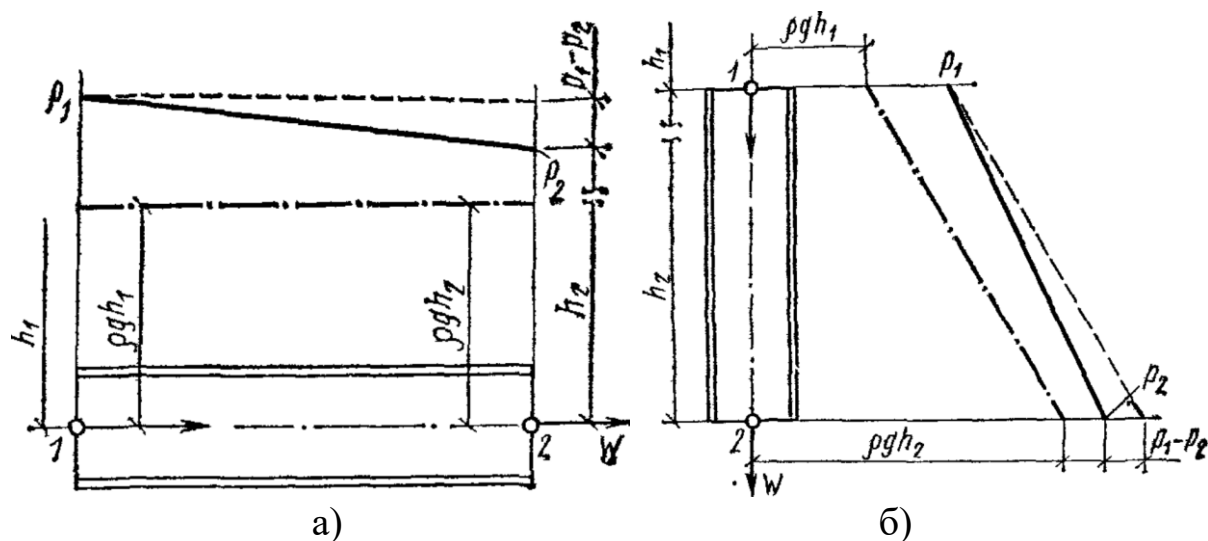


Рис. 7.1. Изменение гидростатического давления в горизонтальной (а) и вертикальной трубе при движении сверху-вниз: 1 и 2 – начальное и конечное сечения потока; h – вертикальное расстояние от оси потока до свободной поверхности воды

В горизонтальной трубе (рис. 7.1, а) происходит изменение давления в следствие потерь давления на трение. Гидростатическое давление положения потока (штрихпунктирная линия) составляет $\rho g h_1 = \rho g h_2$. Разность давлений $p_1 - p_2$ будет равна потерям давления на трение и понижается по направлению движения потока воды.

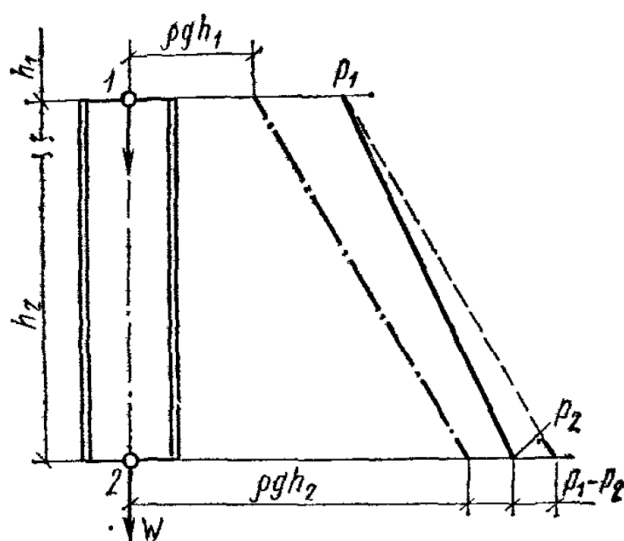


Рис. 7.2. Изменение гидростатического давления в вертикальной трубе при движении заполняющей ее воды снизу вверх

В вертикальных трубах при движении воды сверху-вниз (рис. 7.1, б) происходит изменение гидростатического давления не только из-за потерь давления на трение, но и вследствие изменения положения от поверхности сравнения и общее гидростатическое давление в точке 2 возрастает: $\rho gh_2 + p_2 > \rho gh_1 + p_1$.

В вертикальных трубах при движении воды снизу-вверх (рис. 7.2) гидростатическое давление уменьшается в результате уменьшения вертикального расстояния сечений потока и потерь давления на трение: $\rho gh_2 + p_2 < \rho gh_1 + p_1$.

7.2. Динамика давления в системе водяного отопления

Рассмотрим динамику давления в системе водяного отопления с естественной и искусственной циркуляцией воды.

За *плоскость отсчета* примем свободную поверхность воды в расширительном баке, неизменной при определенном объеме и температуре воды и определим избыточное гидростатическое давление в зависимости от высоты столба воды в каждой точке системы.

В системе отопления с ненагреваемой водой (равномерной плотности в состоянии покоя) **при бездействии насоса** (рис. 7.3) избыточное гидростатическое давление (штрихпунктирная линия) в трубопроводе одинаково в любом рассматриваемом уровне (в плоскости I-I оно равно ρgh_i , где h_i – глубина погружения под уровень воды в расширительном баке 1). Наименьшее гидростатическое давление ρgh_1 соответствует верхней магистрали, наибольшее ρgh_2 – в нижней. Показанные штрихпунктирные линии называют пьезометрическими, а их совокупность – *эпюрой гидростатического давления в статическом режиме*.

При циркуляции воды с постоянной скоростью давление, как отмечалось, изменяется по длине трубопроводов в результате трения (линейные потери) и вихреобразования (местные потери).

В гравитационной системе отопления (рис. 7.4) вода нагревается в центре нагревания (ц.н.), охлаждается – в центре охлаждения (ц.о.). При этом плотность воды в левом стояке – ρ_r , в правом – ρ_o . Это приводит к неуравновешенности гидростатического давления в стояках, что побуждает естественную циркуляцию.

воды в этих стояках вызовут циркуляцию воды по часовой стрелке выражающее *естественное (гравитационное) циркуляционное давление*, зависящее от разности гидростатических давлений двух столбов охлажденной и нагретой воды (высоты и плотности):

$$\Delta p_e = \rho_o g h_2 - \rho_{\Gamma} g h_1, \quad (7.2)$$

где h_2 – вертикальное расстояние между ц.о. и ц.н. воды.

Естественное циркуляционное давление в замкнутом кольце системы отопления равно потерям давления при движении воды (Δp_c): $\Delta p_e = \Delta p_c$.

В точке присоединения расширительного бака (точка O) гидростатическое давление неизменно и называется *точкой постоянного давления*.

Гидростатическое давление перед точкой O увеличивается, после нее – уменьшается.

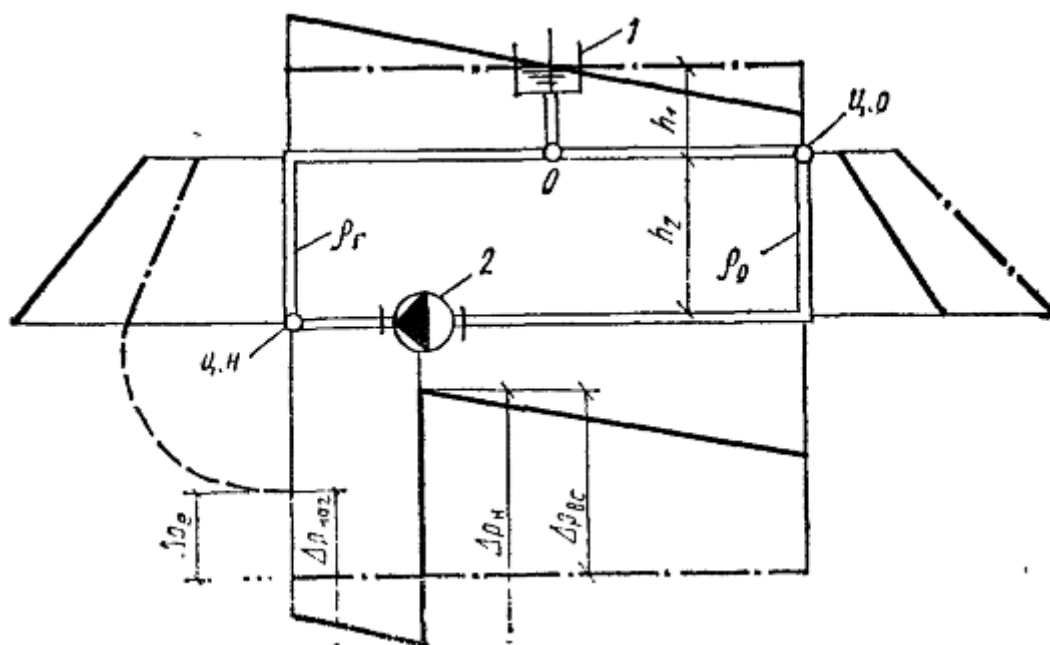


Рис. 7.5. Эпюра гидростатического давления в системе водяного отопления при действии насоса: 1 – открытый расширительный бак; 2 – циркуляционный насос; O – точка постоянного давления

В **насосной системе** отопления равномерно работающий насос нагнетает воду со стороны нагнетательного патрубка (*зона нагнетания*) и всасывает – со всасывающего (*зона всасывания*), при этом уровень воды в расширительном баке все так же не изменяется.

Эпюра гидростатического давления в динамическом режиме представлена сплошными линиями на рис. 7.5: до точки O гидростатическое давление увеличивается за счет нагнетания, после – уменьшается в следствии разрежения на всасывающем патрубке насоса.

Общие потери давления при движении воды в замкнутом кольце системы отопления Δp_c выражаются через потери давления в зоне нагнетания $\Delta p_{\text{наг}}$ и в зоне всасывания $\Delta p_{\text{вс}}$ и естественное циркуляционное давление:

$$\Delta p_c = \Delta p_n + \Delta p_e = \Delta p_{\text{наг}} + \Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_e, \quad (7.3)$$

В зоне всасывания возможен случай, когда гидростатическое давление может понизиться до атмосферного и ниже (рис. 7.6).

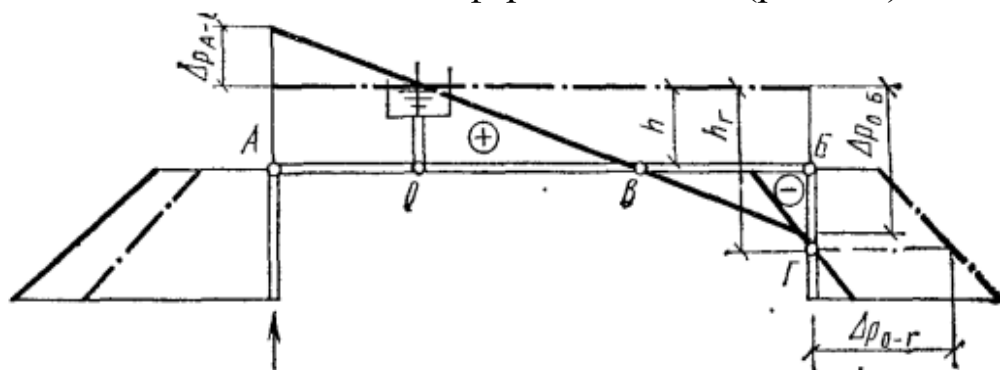


Рис. 7.6. Изменение гидростатического давления в верхней подающей магистрали системы отопления: O – точка постоянного давления; A – точка в зоне нагнетания; B – точка наибольшего разрежения; $B-G$ – зона разрежения

Допустим, что в точке B потеря давления составляет $\Delta p_{O-B} = \rho g h$, т.е. полное давление $p_B = 0$ как и в расширительном баке. После этой точки в следствии потерь давления, полное падает ниже атмосферного и достигает наибольшего в точке B . Затем оно быстро возрастает в следствии увеличения столба воды и возвращается к атмосферному в точке G . Между точками B и G при давлении ниже атмосферного и при температуре теплоносителя близкой к 100°C возможно вскипание и парообразование, а также подсос воздуха из атмосферы через резьбовые соединения труб и арматуру. Поэтому *необходимо поддерживать избыточное давление* в зоне всасывания при действии насоса.

При значительной величине $\Delta p_{\text{вс}}$ давление на всасывающем патрубке насоса может понизиться настолько, что возникнет *кавитация* – нарушение сплошности потока – с образованием воздуха и пара из-

за вскипания воды при понижении давления. Кавитационные пузыри, появляясь и исчезая, вызывают удары потока воды, снижающие КПД насоса, образующие шум и разрушение поверхности колеса и корпуса.

Чтобы избежать такого явления величина $\Delta p_{\text{вс}}$ должна быть меньше гидростатического давления в бездействующем насосе (в статическом режиме) на 0,05 МПа. Например, при гидростатическом давлении в 0,07 МПа потеря давления от наиболее удаленной точки до насоса не должна превышать 0,02 МПа.

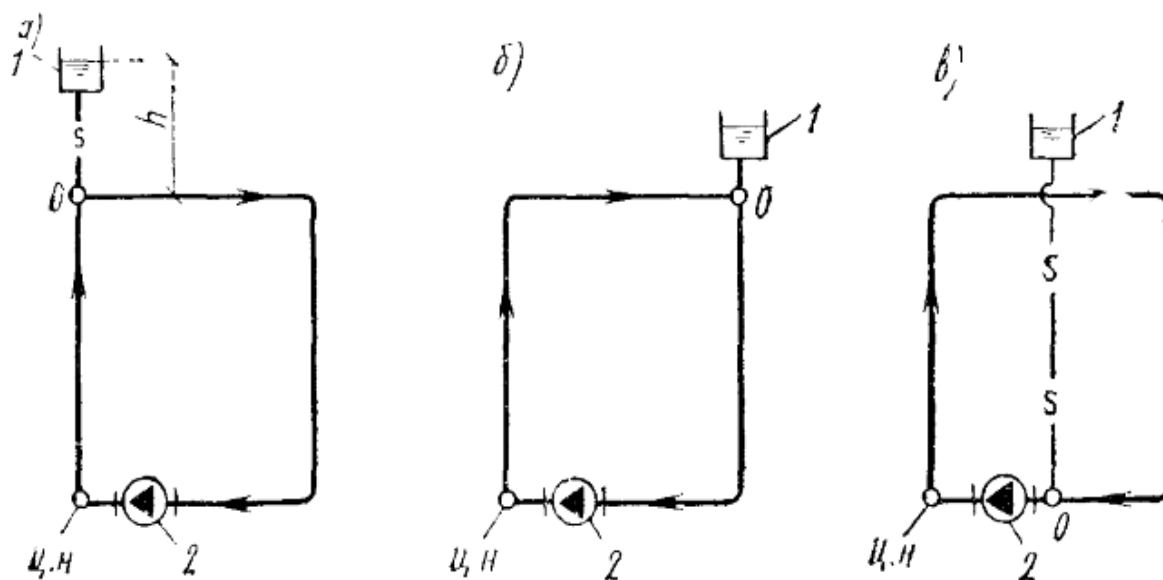


Рис. 7.7. Способы присоединения труб открытого расширительного бака к системе водяного отопления: а – к главному стояку системы; б – в верхней точке системы, наиболее удаленной от центра нагрева (ц.н.); в – вблизи всасывающего патрубка циркуляционного насоса; 1 – открытый расширительный бак; 2 – циркуляционный насос; О – точка постоянного давления

Избежать случаев вскипания и подсоса воздуха в циркуляционные кольца можно следующими способами:

- поднять расширительный бак на достаточную высоту h (рис. 7.7, а); при этом технический этаж должен иметь достаточную высоту;
- переместить расширительный бак к наиболее опасной точке, с целью включения всей верхней магистрали в зону нагнетания (рис. 7.7, б); при этом все циркуляционные кольца должны включать точку присоединения расширительного бака;

Во внутренних трубопроводах с **непосредственным присоединением к наружным тепловым сетям без расширительного бака** (рис. 7.8) гидростатическое давление должно быть достаточным для создания избыточного давления в верхних магистралях, удаления воздуха и предотвращения вскипания воды.

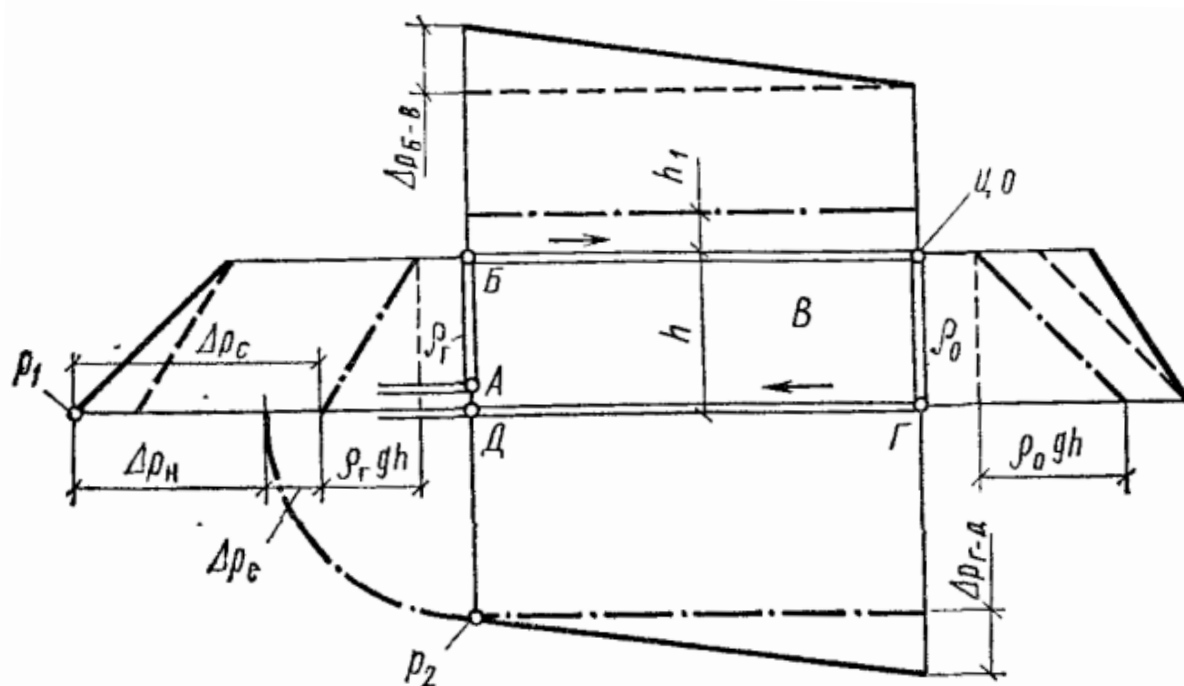


Рис. 7.8. Эпюра гидростатического давления в системе водяного отопления, непосредственно соединенной с наружными теплопроводами (без расширительного бака): Д – точка постоянного давления Р₂

Для построения пьезометрических линий (сплошные) из точки Д проводятся равномерные линии потерь давления. Гидростатическое

давление в точке А выражает наибольшее давление в подающей магистрали, в точке В – наименьшее.

Разность давления в точке А и Д: $p_1 - p_2$, выражает давление циркуляции воды, которая меньше потерь давления на величину естественного циркуляционного давления:

$$p_1 - p_2 = \Delta p_c - \Delta p_e, \quad (7.4)$$

7.3. Естественное циркуляционное давление

Естественное циркуляционное давление является одним из составляющих расчетного циркуляционного давления в системе водяного отопления. В горизонтальных системах оно не вызывает циркуляцию и влияет только на вертикальные системы с двумя столбами воды одинаковой высоты и неравномерного распределения плотности.

Постепенное и непрерывное охлаждение воды происходит по мере удаления от источника тепла и сменяется быстрым охлаждением в отопительных приборах, поэтому принято рассматривать ее как две величины: в следствии охлаждения воды в трубах $\Delta p_{e.тр}$ и отопительных приборах $\Delta p_{e.пр}$:

$$\Delta p_e = \Delta p_{e.тр} + \Delta p_{e.пр}, \quad (7.5)$$

При рассмотрении схемы без центров охлаждения (рис. 7.9, а) *естественное циркуляционное давления в следствие охлаждения теплоносителя в трубах* будет находится в зависимости от изменения плотности воды, которое постепенно возрастает от ρ_1 до ρ_5 :

$$\Delta p_{e.тр} = gh \left(\frac{\rho_3 + \rho_4}{2} + \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} \right), \quad (7.6)$$

При расположении ц.н. и ц.о., находящихся на некоторой высоте от плоскости отсчета I-I (рис. 7.9, б):

$$\Delta p_{e.тр} = g[(h_3 - h_2)(\rho_3 - \rho_2) + (h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_1)], \quad (7.7)$$

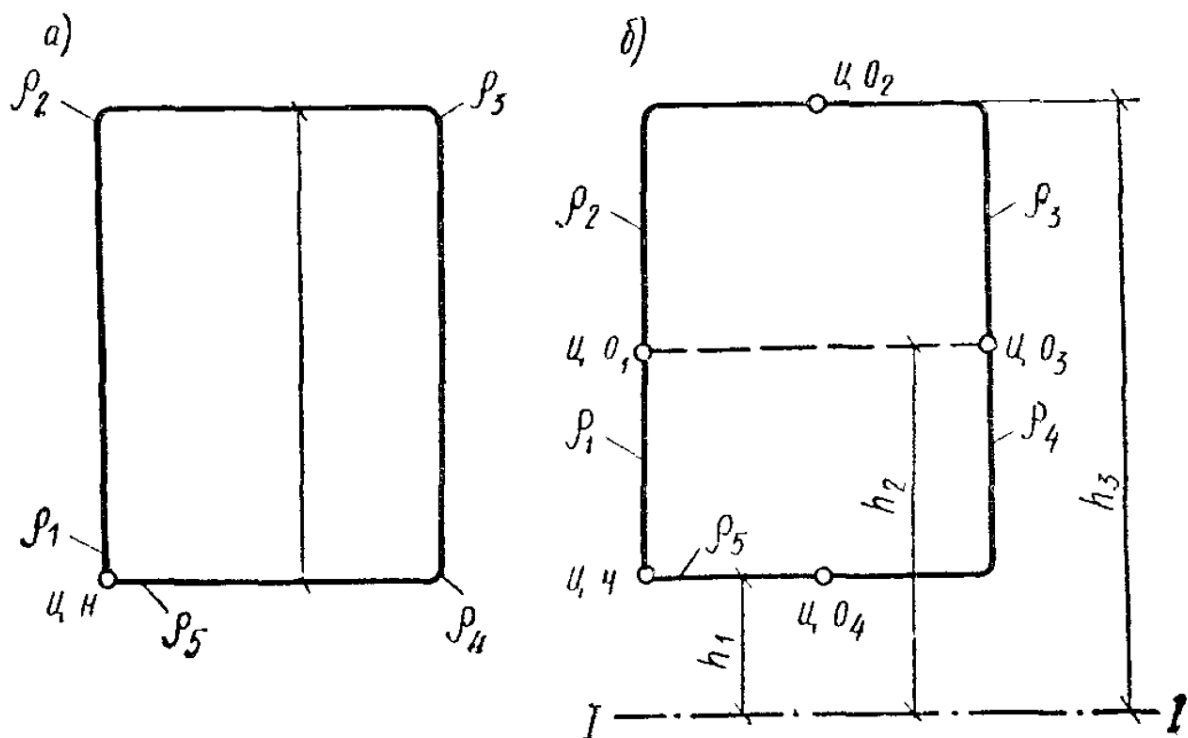


Рис. 7.9. Схемы вертикального циркуляционного кольца теплопроводов без отопительных приборов с центром нагревания (ц. н.): а – при постепенном охлаждении теплоносителя воды в трубах: б – при введении условных центров охлаждения (ц. о.) воды

В общем случае при произвольном расположении центров нагревания и охлаждения (рис. 7.10):

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g \left[\begin{aligned} &(h_5 - h_4)(\rho_3 - \rho_2) + \\ &(h_4 - h_3)(\rho_3 - \rho_1) + \\ &(h_3 - h_2)(\rho_4 - \rho_1) + \\ &+(h_2 - h_1)(\rho_4 - \rho_5) \end{aligned} \right], \quad (7.8)$$

или

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g \left[\begin{aligned} &h_5(\rho_3 - \rho_2) + \\ &h_4(\rho_2 - \rho_1) + \\ &h_3(\rho_4 - \rho_3) + \\ &h_2(\rho_1 - \rho_5) + \\ &+ h_1(\rho_5 - \rho_4) \end{aligned} \right], \quad (7.9)$$

или в общем виде:

$$\Delta p_{\text{е.тр}} = g \sum_1^N h_i (\rho_{i+1} - \rho_i), \quad (7.10)$$

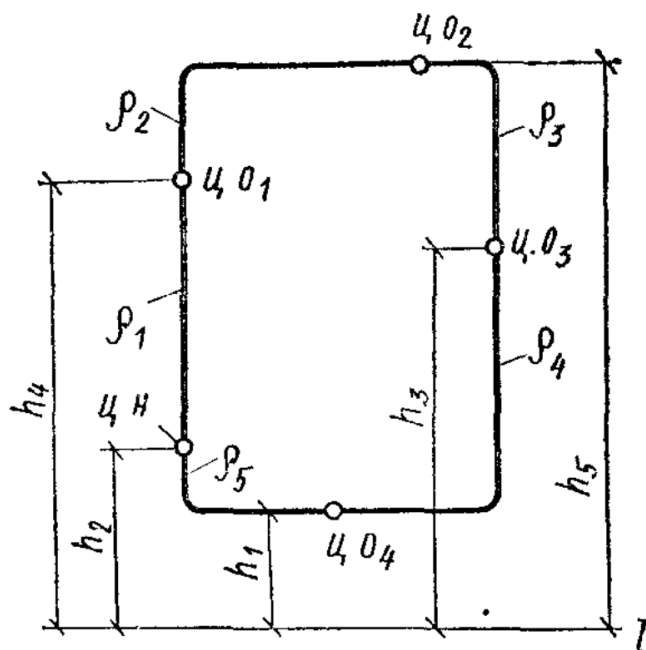


Рис. 7.10. Схема вертикального циркуляционного кольца теплопроводов с произвольно расположенными центрами нагрева (ц. н.) и охлаждения (ц. о.) теплоносителя воды

Естественное циркуляционное давление тем больше, чем выше расположены центры охлаждения над центром нагрева (за плоскость отсчета обычно принимают плоскость центра нагрева). При этом если центр охлаждения находится ниже, чем центр нагрева, то естественное циркуляционное давление уменьшается.

Естественное циркуляционное давление, вызванное охлаждением теплоносителя в отопительных приборах, зависит от схемы и способа их присоединения (приборных узлов).

В однотрубной системе отопления с верхней разводкой и тупиковым движением воды в магистралях (рис. 7.11) с проточными (а), проточно-регулируемыми (б) и с замыкающими участками (в) расход воды в стояке $G_{\text{ст}}$, кг/ч определяется в зависимости от тепловой нагрузки по стояку $Q_{\text{ст}}$, находимой из суммы тепловых потерь помещений $\Sigma Q_{\text{п}}$, которые подключены к стояку:

$$G_{\text{ст}} = \frac{Q_{\text{ст}} \beta_1 \beta_2}{c \Delta t_{\text{ст}}}, \quad (7.11)$$

где β_1 – поправочный коэффициент, учитывающий теплопередачу через дополнительную площадь (сверх расчетной) приборов, принятых к установке;

β_2 – поправочный коэффициент, учитывающий дополнительные теплотери вследствие размещения отопительных приборов у наружных ограждений;

c – удельная теплоемкость воды, равная 4,187 кДж/(кг·°С);

$\Delta t_{ст} = t_r - t_o$ – расчетный перепад температуры в подающей и обратной магистралях, °С.

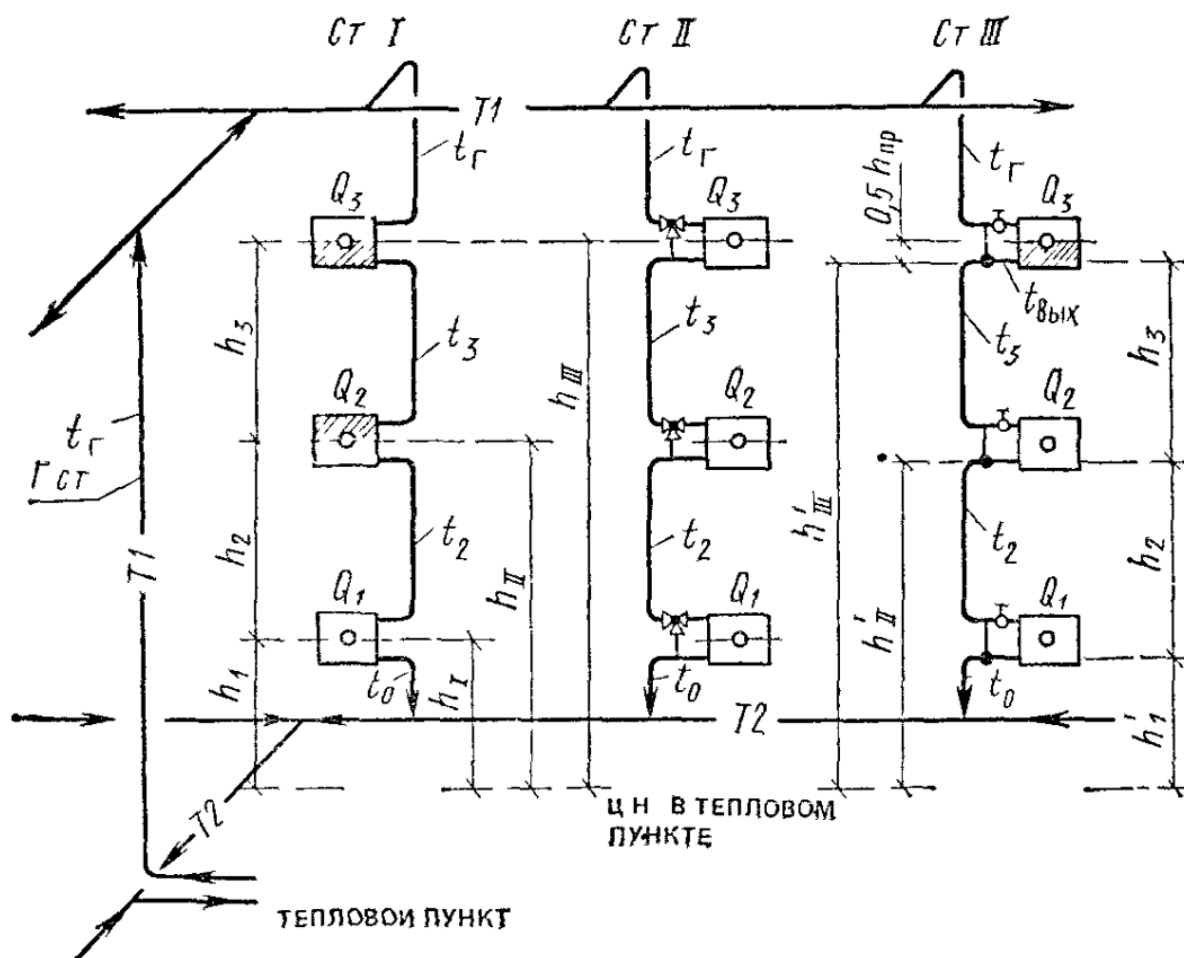


Рис. 7.11. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой

Температура на участках между отопительными приборами, расположенными на разных стояках будет отличаться в зависимости от степени охлаждения в помещениях. В общем случае на i -ом участке для определения температуры на участках она будет равна:

$$t_i = t_r - \frac{\sum Q_i}{Q_{\text{ст}}} \Delta t_{\text{ст}}, \quad (7.12)$$

где $\sum Q_i$ – сумма тепловых нагрузок на стояке до рассматриваемого участка по движению теплоносителя.

Гидростатическое давление в главном стояке (Г. ст.) при ρ_r соответствующем t_3 , будет равен: $g(h_3\rho_r + h_2\rho_r + h_1\rho_r)$, а в стояке – $g(h_3\rho_3 + h_2\rho_2 + h_1\rho_0)$, не учитывая части выше ц.о. верхнего прибора.

Тогда *естественное циркуляционное давление в вертикальной однотрубной проточной и проточно-регулируемой системе отопления с верхней разводкой в следствие охлаждения воды в отопительных приборах* будет определяться как разность гидростатического давления в рассматриваемом и главном стояках:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g[h_3(\rho_3 - \rho_r) + h_2(\rho_2 - \rho_r) + h_1(\rho_0 - \rho_r)], \quad (7.13)$$

При увеличении числа этажей в здании значение $\Delta p_{\text{е.пр}}$ будет возрастать.

Для удобства вычисления можно использовать следующую формулу:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \beta g[h_3(t_r - t_3) + h_2(t_r - t_2) + h_1(t_r - t_0)], \quad (7.14)$$

где $\beta = \frac{\rho_0 - \rho_r}{t_r - t_0}$ – переводной коэффициент плотности в температуру.

Тогда, учитывая тепловые нагрузки приборов и расход можно найти:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \frac{\beta g}{c G_{\text{ст}}} [Q_3 h_{III} + Q_2 h_{II} + Q_1 h_I] \beta_1 \beta_2, \quad (7.15)$$

где h_I , h_{II} и h_{III} – вертикальные расстояние от ц.о. до ц.н.

В общем виде:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = \frac{\beta g}{c G_{\text{ст}}} \sum_1^N (Q_i h_i) \beta_1 \beta_2, \quad (7.16)$$

В стояках с замыкающими участками (Ст. III) плотность изменяется в отопительных приборах и в точках смешения замыкающего участка и прибора, тогда:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g[h_3(\rho_3 - \rho_r) + h_2(\rho_2 - \rho_r) + h'_1(\rho_o - \rho_r)], \quad (7.17)$$

Высота h'_1 отличается от h_1 на величину половины высоты отопительного прибора, кроме чего в стояке с замыкающими участками появляются *малые циркуляционные кольца* у каждого отопительного прибора со своими плотностями входа $\rho_{\text{вх}}$ и выхода $\rho_{\text{вых}}$ теплоносителя, в которых также возникает естественное циркуляционное давление:

$$\Delta p_{\text{е.мал}} = g \frac{h_{\text{пр}}}{2} (\rho_{\text{вх}} - \rho_{\text{вых}}), \quad (7.18)$$

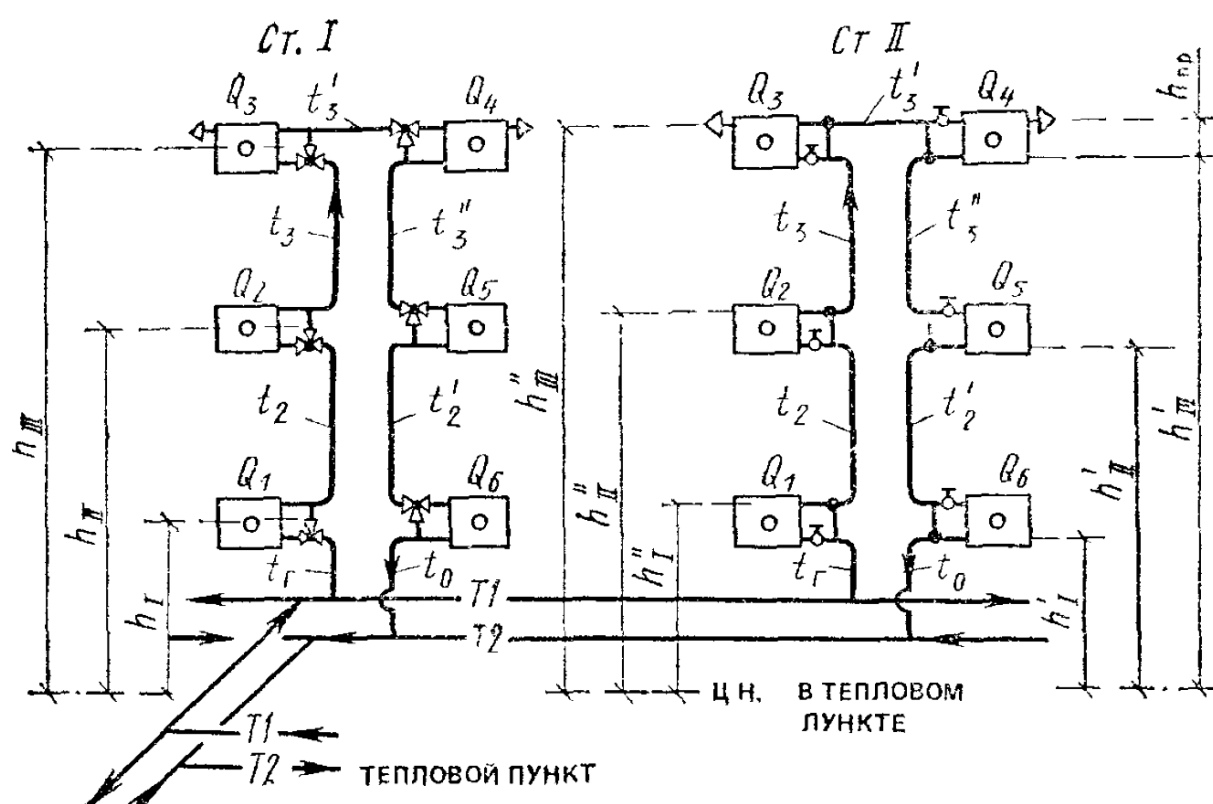


Рис. 7.12. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с нижней разводкой обеих магистралей (с П-образными стояками)

В случае движения сверху-вниз естественное циркуляционное давление в малом кольце усиливается, так как горячий (менее плотный) теплоноситель находится выше, а холодный (более плотный) — ниже, что *увеличивает затекание воды в отопительный прибор* и как следствие его теплоотдачу. В случае движения снизу-вверх это распределение менее эффективно, поэтому естественное циркуляционное давление будет меньше.

Таким образом, естественное циркуляционное давление в малом циркуляционном кольце с замыкающим участком будет больше при движении воды сверху-вниз, чем при движении снизу-вверх.

В однотрубной системе отопления с нижней разводкой (рис. 7.12) с П-образными стояками естественное циркуляционное давление для проточно-регулируемого стояка находится как разность гидростатических давлений в левой и правой части:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g[h_3(\rho_3'' - \rho_3) + h_2(\rho_2' - \rho_2) + h_1(\rho_0 - \rho_r)], \quad (7.19)$$

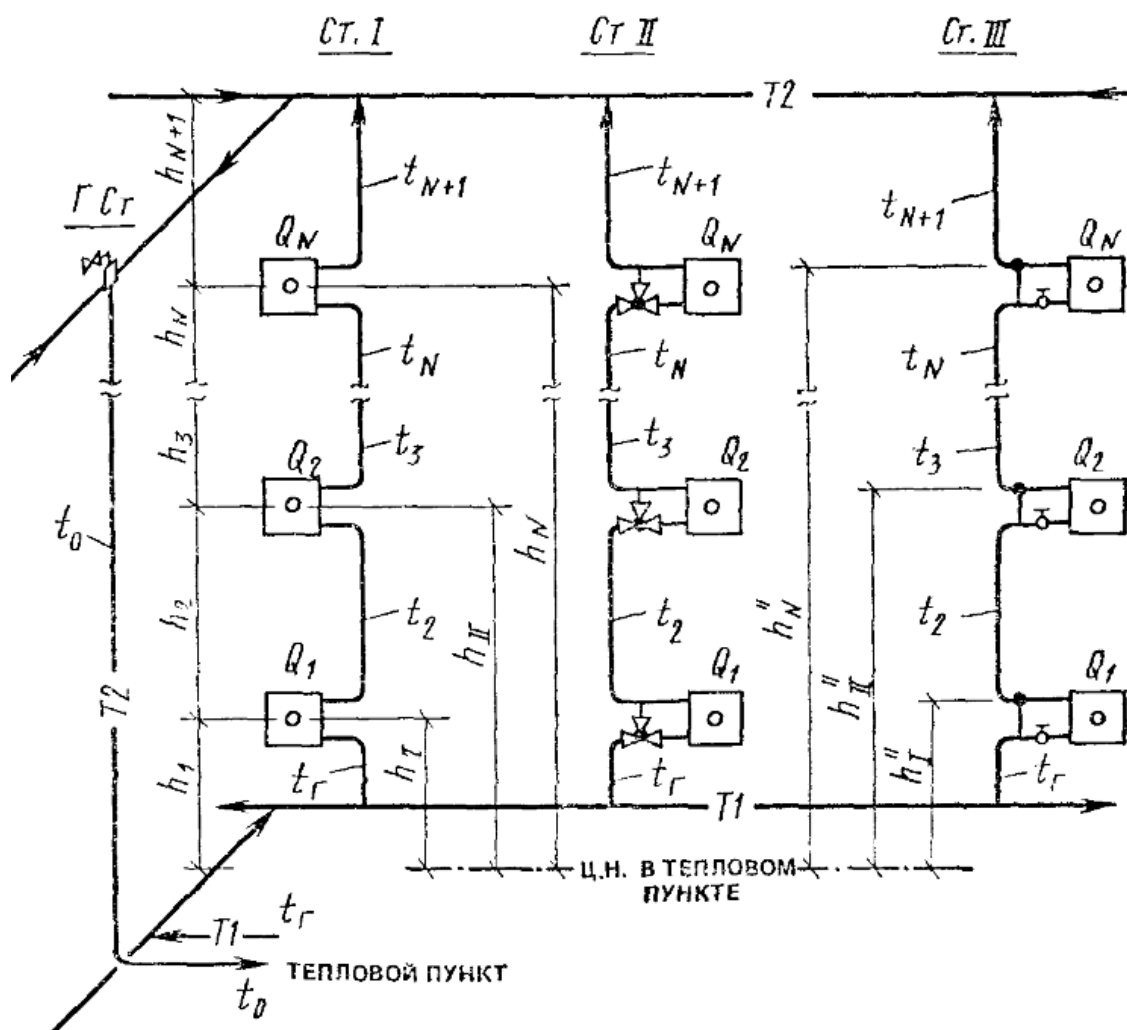


Рис. 7.13. Расчетная схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления с «опрокинутой» циркуляцией воды в стояках (с нижней разводкой подающей магистрали и верхней прокладкой обратной магистрали)

В однетрубной системе отопления с опрокинутой циркуляцией (рис. 7.13) с N количеством этажей естественное циркуляционное давление находят как:

$$\Delta p_{\text{е.пр}} = g \left[h_{N+1}(\rho_o - \rho_{N+1}) + h_N(\rho_o - \rho_N) + \dots \right. \\ \left. \dots + h_2(\rho_o - \rho_2) + h_1(\rho_o - \rho_{\Gamma}) \right], \quad (7.20)$$

При такой прокладке давление противодействует затеканию воды в отопительные приборы, что приводит к относительному увеличению их наружной площади.

В вертикальных двухтрубных системах с верхней и нижней разводкой количество циркуляционных колец равно числу приборов: для приборов, расположенных на одном этаже, возникает одинаковое естественное циркуляционное давление (рис. 7.14).

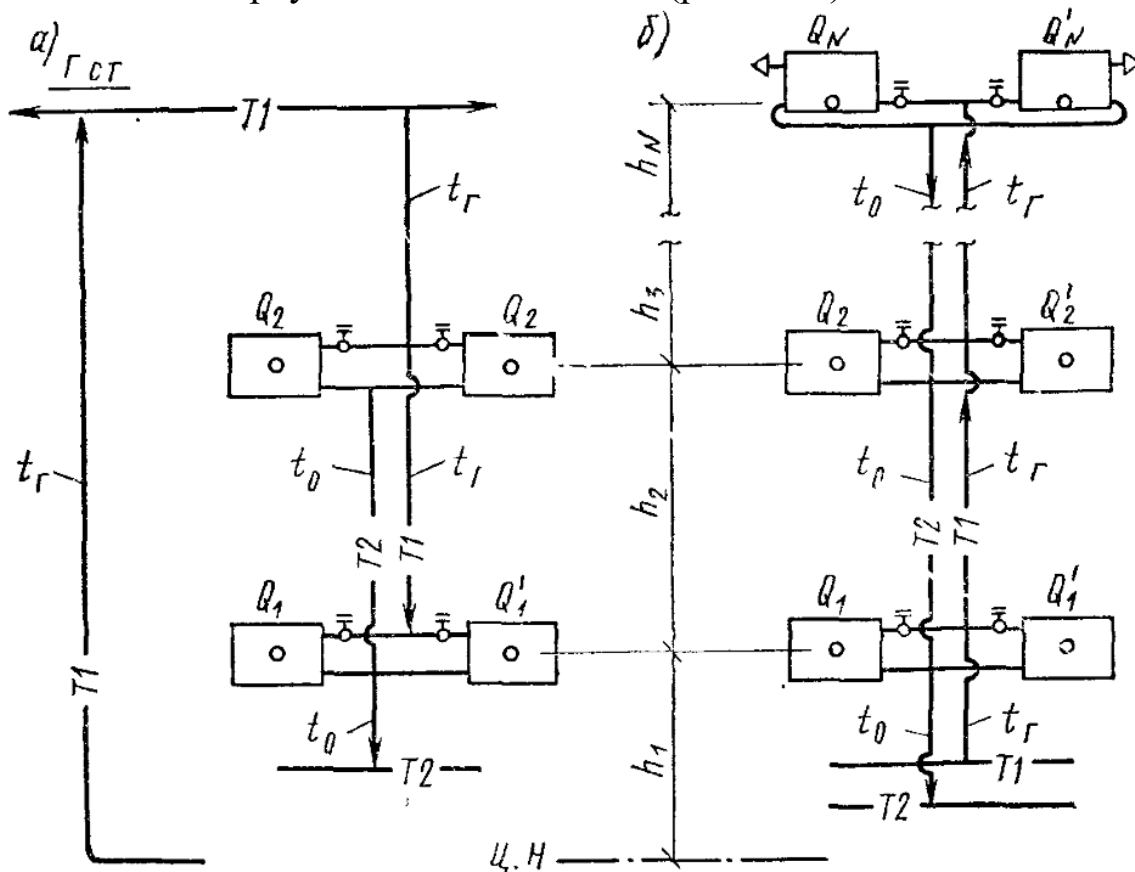


Рис. 7.14. Расчетные схемы вертикальной двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой (а) и нижней разводкой магистралей (б)

Так, например, для первого этажа естественное циркуляционное давление будет составлять:

$$\Delta p_{\text{е.пр}}^I = g h_1 (\rho_o - \rho_r), \quad (7.21)$$

Для второго этажа:

$$\Delta p_{\text{е.пр}}^{II} = g (h_1 + h_2) (\rho_o - \rho_r), \quad (7.22)$$

Исходя из этих формул можно сказать, что в вертикальных двухтрубных системах водяного отопления естественное циркуляционное давление различно по значению для отопительных приборов, находящихся на различной высоте от центра нагрева и неодинаково влияет на циркуляцию воды через них, что сказывается на неустойчивости и частом разрегулировании системы отопления с двухтрубными стояками.

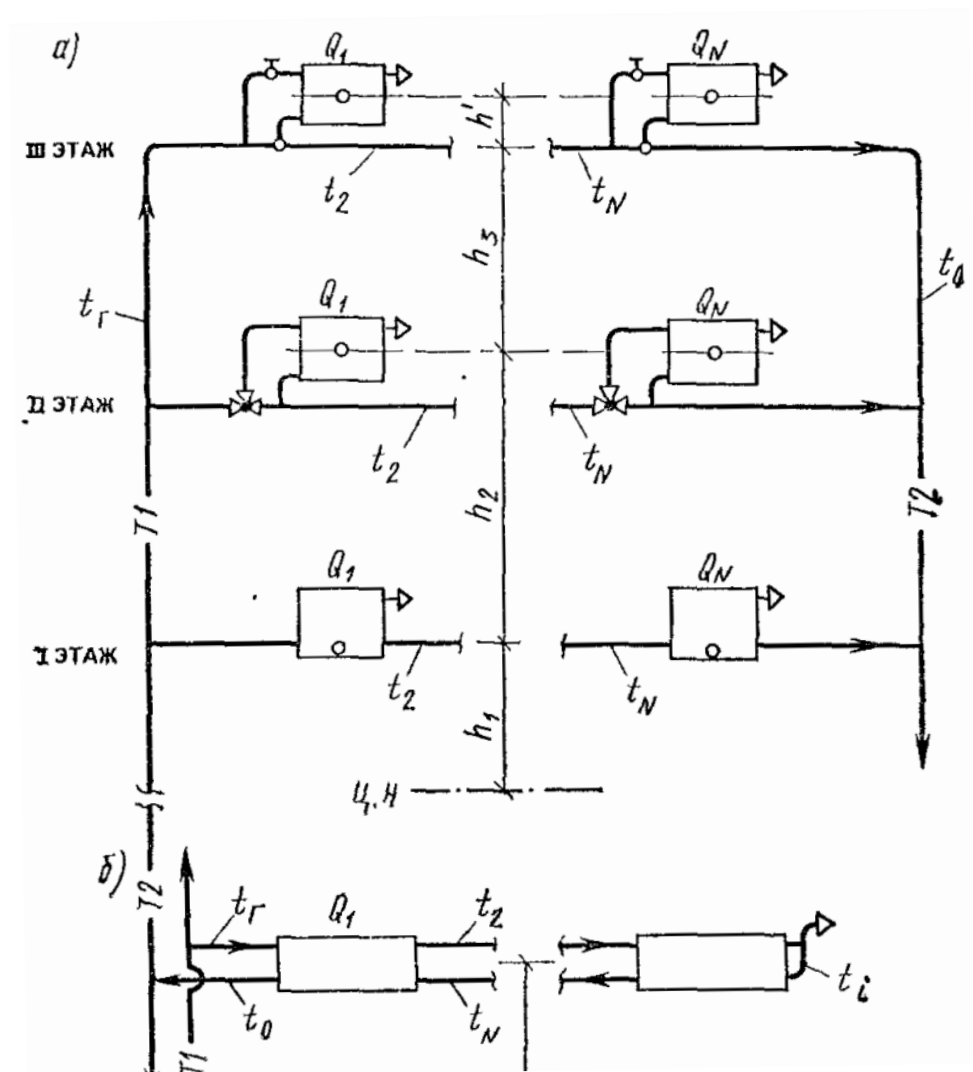


Рис. 7.15. Расчетные схемы горизонтальной однотрубной системы водяного отопления

В горизонтальных однетрубных системах (рис. 7.15) для приборов, соединенных ветвью и находящихся на различных этажах, справедливо предыдущее уравнение и изменение температуры теплоносителя не влияет на естественное циркуляционное давление, зависящее от разности гидростатического давления в стояках (вертикальных участках).

В замыкающих участках также возникает различное естественное циркуляционное давление в малых кольцах ветви, однако в этом случае его значение незначительно.

Расчетное давление – общее значение циркуляционного давления для поддержания расчетного гидравлического режима в системе отопления. Оно выражает располагаемую разность насосного и естественного давления, которое используется для преодоления потерь в системе.

Насосное давление постоянно в определенной точке характеристики, а естественное подвержено непрерывному изменению в течении отопительного сезона в зависимости от наружных условий и изменения температуры теплоносителя.

В общем случае расчетное циркуляционное давление Δp_p определяется по формуле (7.23):

$$\Delta p_p = \Delta p_n + B(\Delta p_{e.пр} + \Delta p_{e.гр}), \quad (7.23)$$

Коэффициент $B \leq 1$ учитывает период поддержания расчетного гидравлического режима:

для вертикальных однетрубных и бифилярных насосных и гравитационных систем гидравлический режим относится к периоду с расчетной температурой воздуха ($B = 1$);

для горизонтальных однетрубных и бифилярных и любых двухтрубных систем гидравлический режим относят к наиболее длительному стоянию одной и той же температуры наружного воздуха, при которой в системе отопления возникает естественное циркуляционное давление 40 % от максимального ($B = 0,4$).

Выбор различных значений коэффициента B и периодов отопительного сезона для гидравлических режимов делают с целью максимального сохранения теплоотдачи отопительных приборов, надежности системы отопления и тепловой устойчивости.

Прежде всего она связана с регулированием подачи теплоносителя (качественного и количественного). Роль естественного регулятора расхода воды выполняет естественное циркуляционное давление: значение уменьшается по мере уменьшения разности температур при количественном регулировании, при чем сохраняется расход воды во всех отопительных приборах.

Более наглядно это можно увидеть при совместной работе насосного и естественного давления, когда по мере уменьшения разности температур в подающей и обратной магистрали Δt естественное циркуляционное давление снижается (рис. 7.16)

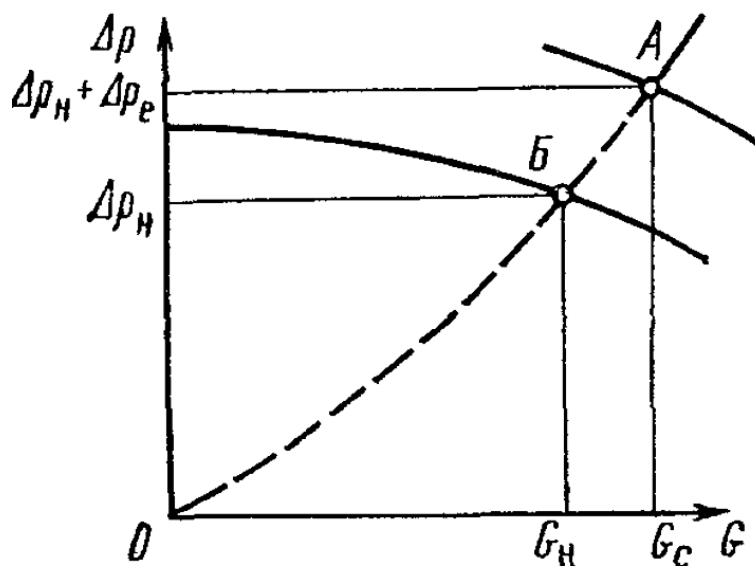


Рис. 7.16. Характеристики – насоса (рабочая точка Б) и суммарная (рабочая точка А с учетом естественного циркуляционного давления Δp_e) применительно к вертикальной однетрубной системе отопления (расход воды изменяется от G_n до G_c)

В рабочей точке А действует суммарное циркуляционное давление $\Delta p_n + \Delta p_e$, с расчетным расходом воды в системе G_c . При уменьшении естественного циркуляционного давления Рабочая точка смещается в точку Б, что соответствует минимальному расходу G_n .

В двухтрубных и горизонтальных однетрубных системах в результате изменения естественного циркуляционного давления заметно нарушается гидравлический режим: в холодный период циркуляция

увеличивается через верхнюю часть, в переходный период – возрастает в нижней части.

Поэтому используется коэффициент B в расчете циркуляционного давления для различных систем отопления и гидравлических режимов, чтобы обеспечить тепловую устойчивость.

Контрольные вопросы

1. Какие основные виды давления учитываются при расчете систем водяного отопления?
2. Как изменяется давление в различных участках системы отопления в зависимости от направления движения теплоносителя?
3. Почему в расчетах систем отопления можно пренебречь гидродинамическим давлением?
4. Как изменяется давление в системе при переходе из статического в динамический режим работы?
5. Какие факторы влияют на распределение давления в гравитационных системах отопления?
6. Как работает принцип точки постоянного давления в системах с расширительным баком?
7. Какие проблемы могут возникнуть в зоне всасывания циркуляционного насоса и как их предотвратить?
8. Из каких составляющих складывается естественное циркуляционное давление?
9. Как рассчитывается естественное циркуляционное давление в различных типах систем отопления?
10. Почему в вертикальных двухтрубных системах возникает неравномерное распределение естественного циркуляционного давления? Как влияет схема подключения отопительных приборов на величину естественного циркуляционного давления?
12. Какие методы используются для предотвращения кавитации в системах отопления?
13. Как правильно определить положение расширительного бака для обеспечения стабильного давления?
14. Какие особенности имеет расчет давления в системах с нижней разводкой?

15. Как учитывается естественное циркуляционное давление при проектировании насосных систем?
16. Как изменяется рабочая точка системы при сезонных изменениях температуры теплоносителя?
17. Какие проблемы гидравлической устойчивости характерны для двухтрубных систем? Как обеспечить тепловую устойчивость системы при изменяющихся температурных условиях?
20. Каковы особенности расчета давления в системах с опрокинутой циркуляцией?
21. Как учитывается естественное циркуляционное давление в малых циркуляционных кольцах?
22. Какие методы расчета применяются для сложных многоэтажных систем?
23. Как определить опасные участки системы по динамике давления?
24. Какие современные методы расчета давления в системах отопления вы считаете наиболее перспективными?
25. Как можно оптимизировать систему отопления с учетом сезонных изменений естественного циркуляционного давления?
26. Какие инженерные решения позволяют компенсировать неравномерное распределение давления в высотных зданиях?

Глава 8. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

При установившемся движении воды действующая в системе разность давления (насосного и естественного) полностью используется на потери давления в системе (линейные и местные). Правильный гидравлический расчет предопределяется работоспособность системы отопления.

Гидравлический расчет проводят по заранее выбранной и начерченной аксонометрической схеме системы отопления: определяют расчетные циркуляционные кольца, разделяются на участки (трубопровод одного диаметра с постоянным расходом) и тепловые нагрузки (без учета теплопоступлений).

Для одного циркуляционного кольца включаются один (при двухтрубной) и несколько (при одноконтурной системе) отопительных приборов, теплогенератор и насос.

Расход воды в системе определяется по общим тепловым нагрузкам всех помещений $\Sigma Q_{\text{п}}$:

$$G_c = \frac{\Sigma Q_{\text{п}}}{c(t_r - t_o)} \beta_1 \beta_2, \quad (8.1)$$

При гидравлическом расчете потери давления пользуются формулой Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d_v} l \frac{\rho w^2}{2} + \Sigma \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \quad (8.2)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

d_v – внутренний диаметр, м;

l – длина участка, м;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

w – скорость теплоносителя, м/с;

$\Sigma \zeta$ – сумма коэффициентов местных потерь.

Коэффициент гидравлического трения λ зависит от режима течения жидкости (ламинарного или турбулентного) в трубах и приборах.

При ламинарном движении, в системах с естественной циркуляцией и в приборах, коэффициент гидравлического трения по формуле

Пуазейля с поправкой на шероховатость труб (при числе Рейнольдса (Re) от 300 до 7000) определяется:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \left[1 + \left(\frac{d_B}{k_3} \right)^{0,8} \right], \quad (8.3)$$

где k_3 – эквивалентная шероховатость трубопроводов, м;

$Re = \frac{wd_B}{\nu}$ – число Рейнольдса,

w – скорость движения воды

ν – кинематическая вязкость теплоносителя

Для турбулентного режима, особенно относящегося к насосным системам многоэтажных зданий, от гидравлически гладких до шероховатых труб используют формулу Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_3}{d_B} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (8.4)$$

Коэффициент местного сопротивления ζ зависит от геометрии элементов системы (отводов, арматуры, приборов, воздухоборников, грязевиков и т.д.), изменения направления движения и расхода воды (в тройниках, отводах и других фасонных частях).

Гидравлический расчет можно проводить несколькими способами:

– по удельной линейной потере давления наиболее упрощенный вариант расчет при котором необходимо выполнять невязку колец – подбирают диаметры трубопроводов при равных перепадах температуры воды в стояках и магистралях $\Delta t_{ст} = \Delta t_c$, предварительно вычислив расходы на всех участках системы:

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d_B} \frac{\rho w^2}{2} \right) l + \Sigma \zeta \frac{\rho w^2}{2} = Rl + Z, \quad (8.5)$$

$R = \frac{\lambda}{d_B} \frac{\rho w^2}{2}$ – удельная потеря давления на трение, Па/м;

$Z = \Sigma \zeta \frac{\rho w^2}{2}$ – потери давления в местных сопротивлениях, Па

Потери давления в циркуляционном кольце складываются из потерь давления на каждом участке:

$$\Delta p_{общ} = \sum_1^N (Rl + Z)_i, \quad (8.6)$$

– по характеристикам сопротивления и проводимости применяют при повышенной скорости движения воды, где возможно использовать постоянные значения коэффициентов гидравлического трения и местных сопротивлений – при неравных перепадах температуры воды в стояках и магистралях $\Delta t_{ст} \neq \Delta t_c$, предварительно выбирают диаметр труб с учетом допустимой скорости движения:

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d_B} l + \Sigma \zeta \right) \frac{\rho w^2}{2} = \left[A \left(\frac{\lambda}{d_B} l + \Sigma \zeta \right) \right] \cdot G^2 = S \cdot G^2, \quad (8.7)$$

где $w = 4G / (3600 \rho \pi d^2)$ – скорость движения воды, м/с;

G – расход воды на участке, кг/ч;

A – удельное гидродинамическое давление на участке, Па/(кг/ч)²:

$$A = \frac{6,25}{10^8 \cdot \rho \cdot d_B^4}, \quad (8.8)$$

$S = A \left(\frac{\lambda}{d_B} l + \Sigma \zeta \right)$ – характеристика гидравлического сопротивления, Па/(кг/ч)².

Проводимость участка $\sigma_{уч}$, кг/(ч·Па^{0,5}) связана с характеристикой сопротивления:

$$\sigma_{уч} = \frac{1}{S_{уч}^{0,5}}, \quad (8.9)$$

Потери давления также могут быть найдены исходя из проводимости:

$$\Delta p = \left(\frac{G_{уч}}{\sigma_{уч}} \right)^2, \quad (8.10)$$

Общая характеристика гидравлического сопротивления параллельно соединенных участков:

$$S_{уз} = \frac{1}{(\sigma_1 + \sigma_2)^2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{S_1^{0,5}} + \frac{1}{S_2^{0,5}} \right)^2}, \quad (8.11)$$

– по эквивалентным длинам l_3 на участках для местных сопротивлений применяют при расчете систем парового отопления и наружных тепловых сетей, где $l_p = l_\phi + l_3$;

– по динамическим давлениям $(\rho w^2)/2$ для расчета систем водяного отопления с короткими участками и множеством местных сопротивлений, где к коэффициентам местных сопротивлений прибавляют эквивалентные по потерям линейные $\zeta_p = \zeta_{уч} + \zeta_3$.

Основным (главным) циркуляционным кольцом считают кольцо, в котором расчетное циркуляционное давление Δp_p , приходящееся на единицу длины Σl имеет наименьшее значение:

$$\Delta p_1 = \Delta p_p / \Sigma l, \quad (8.12)$$

- **в вертикальной однотрубной системе** – наиболее нагруженный и удаленный стояк от теплового пункта при тупиковом движении воды или наиболее нагруженный стояк при попутном движении;
- **в вертикальной двухтрубной системе** – через нижний отопительный прибор наиболее нагруженного и удаленного стояка при тупиковой схеме или наиболее нагруженный стояк при попутном;
- **в горизонтальной однотрубной системе** многоэтажного здания выбирают по наименьшему значению Δp_1 в двух циркуляционных кольцах через ветви на верхнем и нижнем стояках
- **в гравитационной системе** – по наименьшему значению Δp_1 в циркуляционных кольцах через отопительные приборы, на различном расстоянии от теплового пункта.

Диаметр в циркуляционном кольце принимают из расхода воды и среднего значения удельной линейной потери давления R_{cp} , Па/м, считая потери давления на трение равным 65% Δp_p :

$$R_{cp} = \frac{0,65 \Delta p_p}{\Sigma l}, \quad (8.13)$$

Σl – сумма длин участком циркуляционного кольца, м.

Потери давления в основном циркуляционном кольце при выбранных диаметрах должны быть на 5-10% быть меньше расчетного циркуляционного давления:

$$\Sigma_1^N (Rl + Z)_i = (0,9 \dots 0,95) \Delta p_p, \quad (8.14)$$

для запаса, учитывающего дополнительные потери давления в случае неправильного монтажа элементов системы.

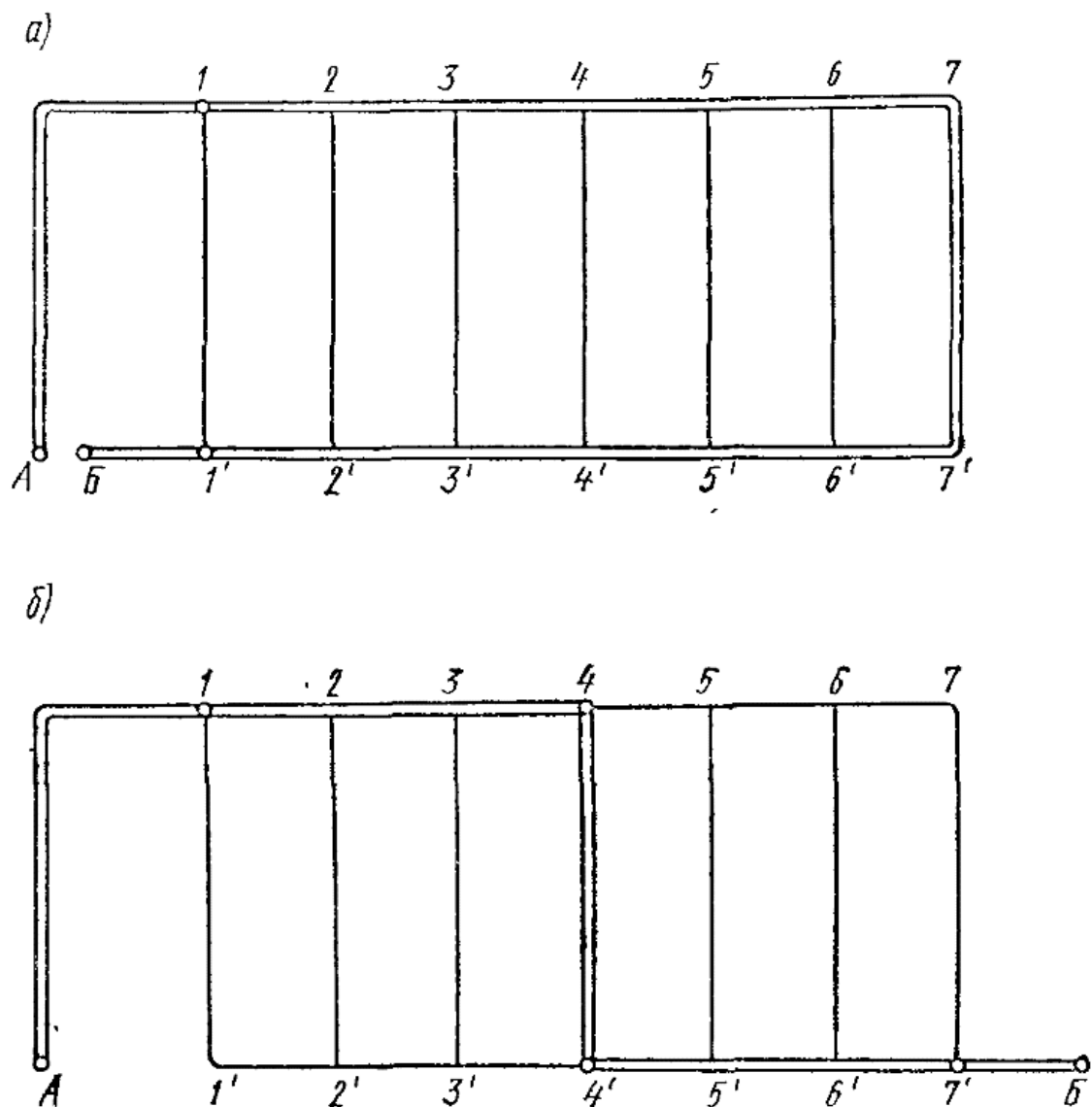


Рис. 8.1. Расчетные схемы циркуляционных колец вертикальных систем отопления с тупиковым (а) и попутным (б) движением воды в магистралях

После расчета строится *эпюра циркуляционного давления* в магистралях:

в тупиковых системах (рис. 8.1, а) – по горизонтали откладываются потери давления на участках магистралей и в стояке, входящем в основное циркуляционное кольцо (падение считается равномерным по длине магистралей); по эпюре (рис. 8.2) выявляют располагаемое циркуляционное давления в токах присоединения к магистралям промежуточных (второстепенных) колец; производится их *увязка* – получение равенства потерь на параллельных участках второстепенных (аббр.

«ВТ») стояков («СТ») и главного («ГЛ») циркуляционного кольца после него:

$$\Sigma(Rl + Z)_{\text{СТ}} = \Sigma(Rl + Z)_{\text{ГЛ}} - \text{для двухтрубной системы};$$

$\Sigma(Rl + Z)_{\text{СТ}} = \Sigma(Rl + Z)_{\text{ГЛ}} + (\Delta p_{\text{е.ВТ}} - \Delta p_{\text{е.ГЛ}})$ – для однострубной системы.

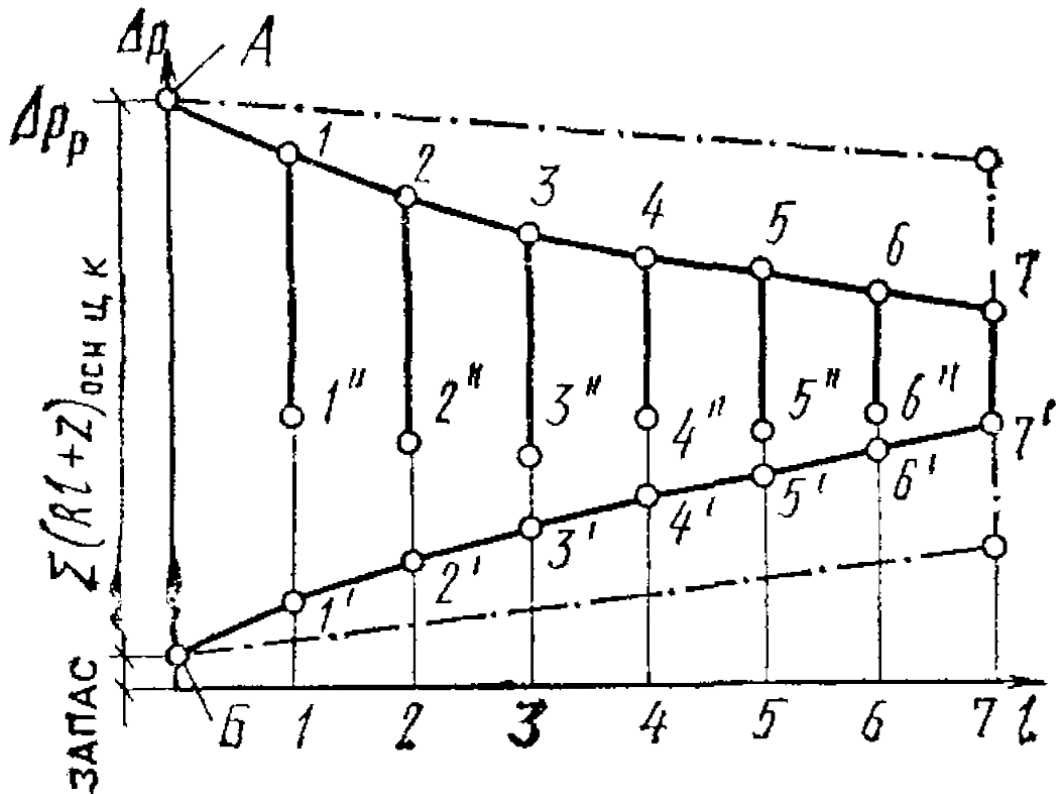


Рис. 8.2. Эпюры циркуляционного давления в системе отопления с тупиковым движением воды в магистралях

Невязка главных циркуляционных колец с второстепенными для тупиковых схем допускается до 15%. В случае превышения данного значения может произойти разрегулирование и перераспределение потоков теплоносителя. Чтобы избежать этого, устанавливают диафрагмы на второстепенных кольцах или вносят изменения в расчетную площадь приборов каждого стояка по перепаду температуры в стояках:

$$\Delta t_{\text{СТ}} = \frac{Q_{\text{СТ}} \beta_1 \beta_2}{c \sigma_{\text{СТ}} \sqrt{\Delta p_{\text{р.СТ}}}}, \quad (8.15)$$

где $\sigma_{\text{СТ}}$ – проводимость стояка, $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{Па}^{0.5})$.

В попутных схемах (рис. 8.1, б) эпюру циркуляционного давления строят после расчета основного и двух второстепенных колец,

ближнего и наиболее удаленного от теплового пункта. Увязка производится по параллельным участкам второстепенных (1-1'-4' и 4-7-7') и главного кольца (1-4-4'-7) (рис. 8.3). Невязка для попутных схем допускается не более $\pm 5\%$. При этом давление в подающей магистрали должно быть больше, чем в обратной (во избежание обратной циркуляции).

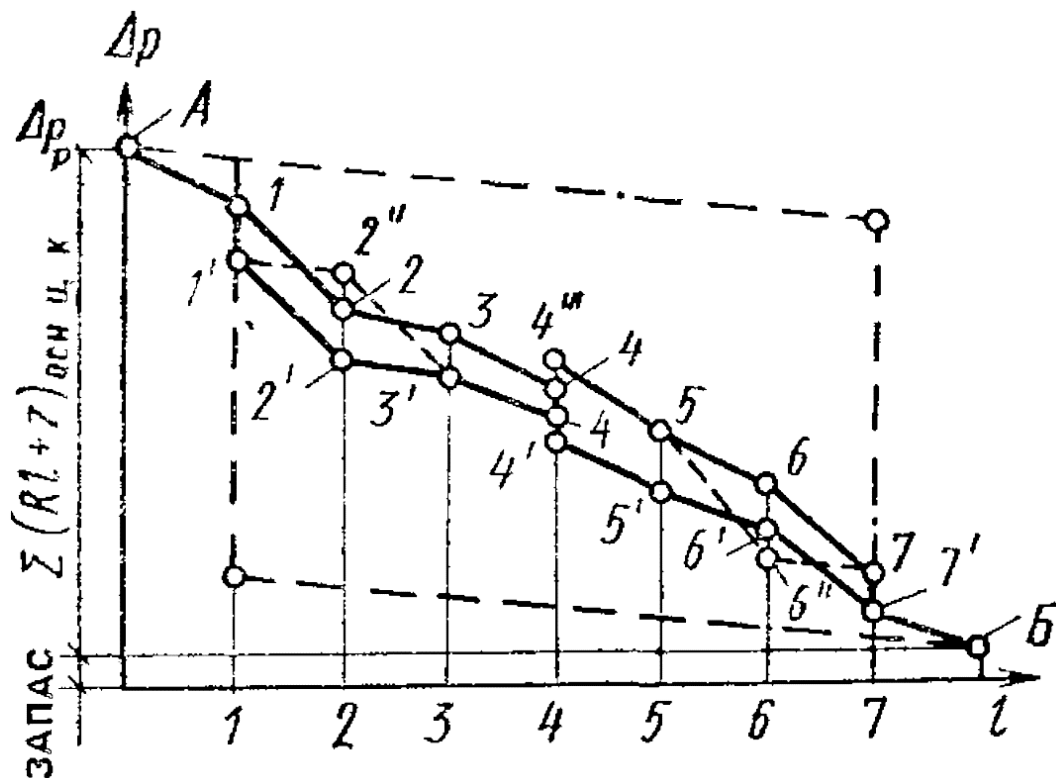


Рис. 8.3. Эпюра циркуляционного давления в двухтрубной системе отопления с попутным движением воды в магистралях

Потери давления в стояках должны составлять не менее 70% общей потери давления в расчетном кольце для сохранения надежного распределения теплоносителя между стояками и горизонтальной устойчивости, для чего возможно занижение диаметра стояков.

После увязки колец переходят к расчету отдельных стояков и приборных узлов. При гидравлическом расчете однотрубных стояков с замыкающими участками количество воды, затекающее в прибор $G_{пр}$, рассчитывается в зависимости от расхода в стояке $G_{ст}$ и коэффициента затекания $\alpha = G_{пр}/G_{ст}$.

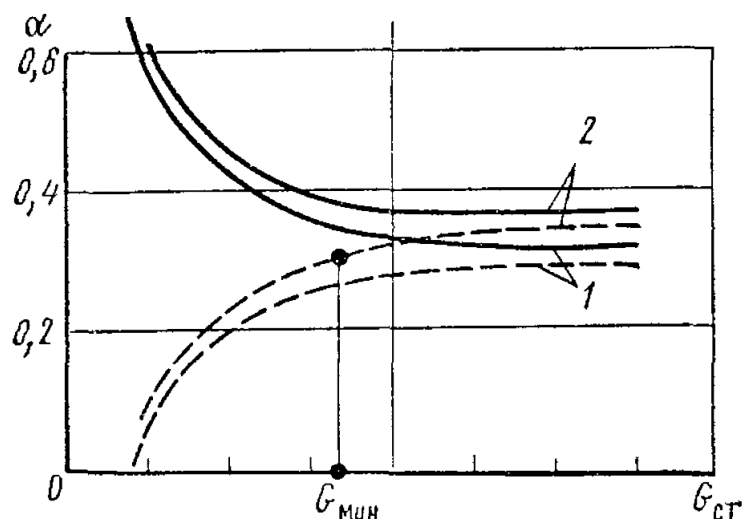


Рис. 8.4. Изменение коэффициента затекания воды в отопительные приборы однотрубных стояков с замыкающими осевыми (1) и смещенными (2) участками при движении воды в стояках в количестве $G_{ст}$ сверху-вниз (сплошные линии) и снизу-вверх (пунктирные линии)

Чем больше коэффициент затекания α , тем выше температура воды в приборе и тем меньше его площадь. В зависимости от направления движения воды по стояку и вида приборного узла (рис. 8.4) он может быть найден в справочной литературе или по характеристикам сопротивления двух параллельных участков 1 и 2:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0,5}}, \quad (8.16)$$

$\alpha = 1$ и $\alpha = 0,5$ для проточно-регулируемой системы с трехходовыми кранами при одностороннем присоединении прибора к стояку и 2-стороннем, соответственно;

$\alpha = 0,5$ и $\alpha = 0,20$ для систем со смещенным замыкающим участком для тех же вариантов присоединения прибора к стояку; для систем водяного отопления с осевым замыкающим участком при одностороннем присоединении к стояку $\alpha = 0,33$, двухстороннем – $\alpha = 0,17$.

При смещении замыкающего участка от оси стояка значительно увеличивается затекание воды в прибор.

Для **двухтрубных вертикальных систем** после расчета основного и второстепенного кольца через приборы на нижнем этаже дополнительно рассчитываются стояки: например, увязка потерь давления в параллельно соединенных участках на втором этаже (рис. 8.5):

при верхней разводке:

$$\Delta p_p^{II} = \Sigma(Rl + Z)_{l,m} + 0,4gh_2(\rho_o - \rho_r), \quad (8.17)$$

при нижней разводке:

$$\Delta p_p^{II} = \Sigma(Rl + Z)_m + 0,4gh_2(\rho_o - \rho_r), \quad (8.18)$$

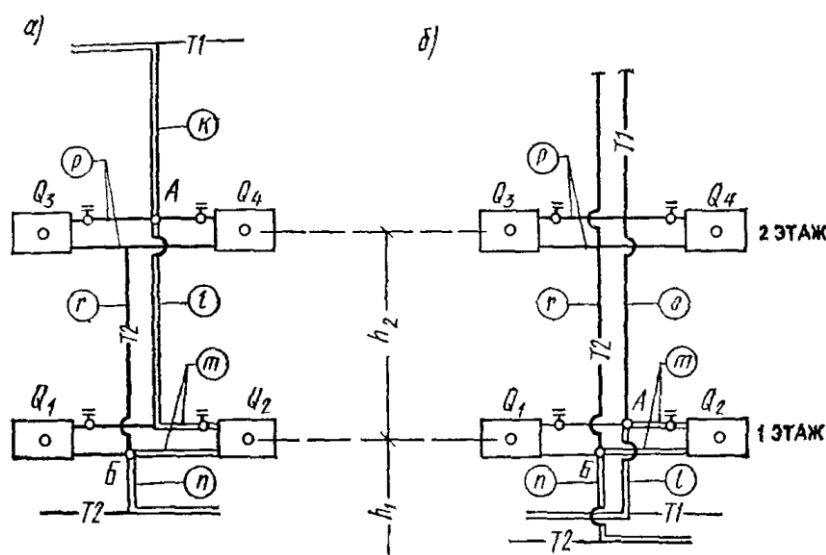


Рис. 8.5. Схемы увязки участков двухтрубной вертикальной системы отопления с верхней (а) и нижней (б) разводкой

Как видно, увязка параллельных участков стояков с нижней разводкой производится достаточно точно, и поэтому в насосной системе многоэтажных домов, если невозможно предусмотреть однотрубную систему, проектируют двухтрубную систему с нижней разводкой.

Для **ветвей горизонтальных однотрубных систем** выполняют после расчета длины отопительных приборов; для гидравлической устойчивости поэтажных ветвей потери давления в горизонтальной ветви не должны быть меньше максимального значения естественного циркуляционного давления, вызванного приборами, а скорость теплоносителя в ветвях должна превышать 0,25 м/с. Увязка колец выполняется двумя способами: 1) если главным циркуляционным кольцом выбрана ветвь через первый этаж то увязка дополнительных параллельных участков на втором этаже с приборами на первых производится по формуле для двухтрубных вертикальных систем; 2) если горизонтальная ветвь на N -ом этаже то расчет ведется по ветви лежащей на $N-1$ этаже:

$$\Delta p_p^{N-1} = \Sigma(Rl + Z)_N - 0,4gh_N(\rho_o - \rho_r), \quad (8.19)$$

где $\Sigma(Rl + Z)_N$ – потери давления на участках, параллельно соединенных с новой ветвью, Па;

h_N – вертикальное расстояние между центрами охлаждения воды в ветвях на N -ом и $(N-1)$ -ом этаже, м.

Невязка в параллельно соединенных горизонтальных однетрубных ветвях должна составлять до 15%.

Контрольные вопросы

1. Какие потери давления происходят в трубопроводах при движении теплоносителя.
2. Какое расчетное циркуляционное кольцо выбирают для тупиковой схемы?
3. Какое расчетное циркуляционное кольцо выбирают для попутной схемы?
4. Как находится расход теплоносителя в системе отопления
5. Каким уравнением описываются потери давления?
6. От чего зависит коэффициент гидравлического трения.
7. Какими способами производится гидравлический расчет системы отопления?
8. Что такое характеристика гидравлического сопротивления?
9. Как производится гидравлический расчет для вертикальной однетрубной системы?
10. Как производится гидравлический расчет для вертикальной двухтрубной системы?
11. Как производится гидравлический расчет для горизонтальной однетрубной системы?
12. Как производится гидравлический расчет для гравитационной системы?
13. Как строится эпюра циркуляционного давления при тупиковом движении воды однетрубной системы?
14. Как строится эпюра циркуляционного давления при попутном движении воды в двухтрубной системе?
15. Чем характеризуется коэффициент затекания?
16. Как увязываются участки систем отопления?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебное пособие по дисциплине «Отопление» содержит ключевые аспекты проектирования, эксплуатации и расчета систем отопления, необходимые для подготовки специалистов в области теплоэнергетики и строительства.

Рассмотрены основные виды систем отопления – водяное, паровое и воздушное – с детальным анализом их устройства, схем разводки, методов наладки и применяемого оборудования. Особое внимание уделено гидравлическим и теплотехническим расчетам, обеспечивающим эффективную и надежную работу отопительных систем.

Важное место в пособии заняли вопросы теплоустойчивости ограждающих конструкций, расчет теплопотерь зданий и их компенсации с помощью систем отопления. Приведены методики учета характеристик наружного климата, что позволяет проектировать энергоэффективные и комфортные системы отопления, адаптированные к конкретным климатическим условиям.

Материал пособия способствует формированию у студентов теоретических знаний и практических навыков, необходимых для проектирования, монтажа и эксплуатации современных систем отопления. Освоение представленных методов расчетов и принципов работы оборудования позволит будущим специалистам решать актуальные задачи в области теплоснабжения зданий с учетом требований энергосбережения и экологической безопасности.

Пособие может быть полезно не только студентам строительных и теплоэнергетических специальностей, но и инженерно-техническим работникам, занимающимся проектированием и эксплуатацией систем отопления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основная литература

1. Богословский В. Н., Сканави А. Н. Отопление: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 468 с.
2. Богословский В. Н. Отопление: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1993. – 745 с.
3. Внутренние санитарно-технические устройства: Справ. Проектировщика. В 3 ч. Ч.1. Отопление / под ред. И.Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера – М.: Стройиздат, 1990. – 343 с.
4. Зеликов В.В. Справочник инженера по отоплению, вентиляции и кондиционированию. – М.: Инфра-Инженерия, 2013. – 624 с.

Дополнительная литература

5. Архитектурно-строительное проектирование. Проектирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования зданий, строений, сооружений: сб. нормативных актов и документов. – Саратов: Ай Пи Эр Медиа, 2015. – 452 с.
6. Будасов Б. В., Каминский В. П. Строительное черчение. - М.: Стройиздат, 1990. – 457 с.
7. Варфоломеев Ю.М., Кокорин О.Я. Отопление и тепловые сети: учебник. – М.: Инфра-М, 2013. – 480 с.
8. Кокорин О.Я. Энергосбережение в системах отопления, вентиляции, кондиционирования. – М.: АСВ, 2013. – 260 с.
9. Крупнов Б.А., Крупнов Д.Б. Отопительные приборы, производимые в России и ближнем зарубежье: учеб. пособие. – М.: АСВ, 2015. – 176 с.
10. Кудинов А.А., Зиганшина С.К. Основы централизованного теплоснабжения: учеб. пособие. – М.: Инфра-М, 2015. – 176 с.
11. Махов Л.М. Отопление: учебник. – М.: АСВ. 2014. – 400 с.
12. Минко В.А., Подпороинов Б.Ф., Семиненко А.С. Комплексное проектирование установок центрального водяного отопления зданий жилищно-гражданского назначения: учеб. пособие. – Белгород: БелГТУ им. В.Г. Шухова, 2013. – 179 с.

13. Отопление: учебник / В.И. Полушкин [и др.]. – М.: Академия, 2010. – 248 с.
14. Раяк М.Б. Развитие зарубежных и отечественных систем отопления и вентиляции гражданских и производственных зданий: практ. пособие. – М.: Новости теплоснабжения, 2007. – 183 с.
15. Сибикин Ю.Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: учеб. пособие. – М.: Академия, 2013. – 331 с.
16. Сканави А.Н., Махов Л.М. Отопление: учебник. – М.: АСВ, 2008. – 576 с.
17. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник. – М.: МЭИ, 2009. – 472 с.
18. Строительный каталог СК-8 «Инженерное оборудование зданий и сооружений», Раз. 86 «Оборудование насосное для санитарно-технических систем и котельных установок. Насосы центробежные типов К, КМ, 1ЦВЦ». – М.: Госстрой СССР, Сантехник проект, 1992. – 72с.
19. Строительство, реконструкция, капитальный ремонт объектов капитального строительства. Инженерное оборудование зданий и сооружений и внешние сети. Теплоснабжение, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: сб. нормативных актов и документов. – Саратов: Ай Пи Эр Медиа, 2015. – 379 с.
20. Тихомиров К. В. Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1989. – 480 с.
21. Фокин С.В., Шпортько О.Н. Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: устройство, монтаж и эксплуатация: учеб. пособие. – М.: Инфра-М, 2011. – 367 с.
22. Шумилов Р.Н., Толстова Ю.И., Бояршинова А.Н. Проектирование систем вентиляции и отопления: учеб. пособие. – СПб: Лань, 2014. – 332 с.

Рекомендуемые нормативные документы

23. ГОСТ 21.602-79 «Система проектной документации для строительства. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Рабочие чертежи»
24. ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях»

25. СП 131.13330.2020 «Строительная климатология» СНиП 23-01-99* (с Изменениями № 1, 2)

26. СП 50.13330.2024 «Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция» СНиП 23-02-2003 (с Изменениями № 1, 2)

27. СП 60.13330.2020 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» СНиП 41-01-2003 (с Изменениями № 1, 2)

Периодические издания

28. «АВОК».

29. «Инженерные системы».

30. «Сантехника. Отопление. Кондиционирование».

Учебное электронное издание

МАРКОВ Никита Алексеевич

ОТОПЛЕНИЕ

Учебное пособие

Издается в авторской редакции

Системные требования: Intel от 1,3 ГГц; Windows XP/7/8/10;
Adobe Reader; дисковод CD-ROM.

Тираж 8 экз.

Издательство Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых
600000, Владимир, ул. Горького, 87.