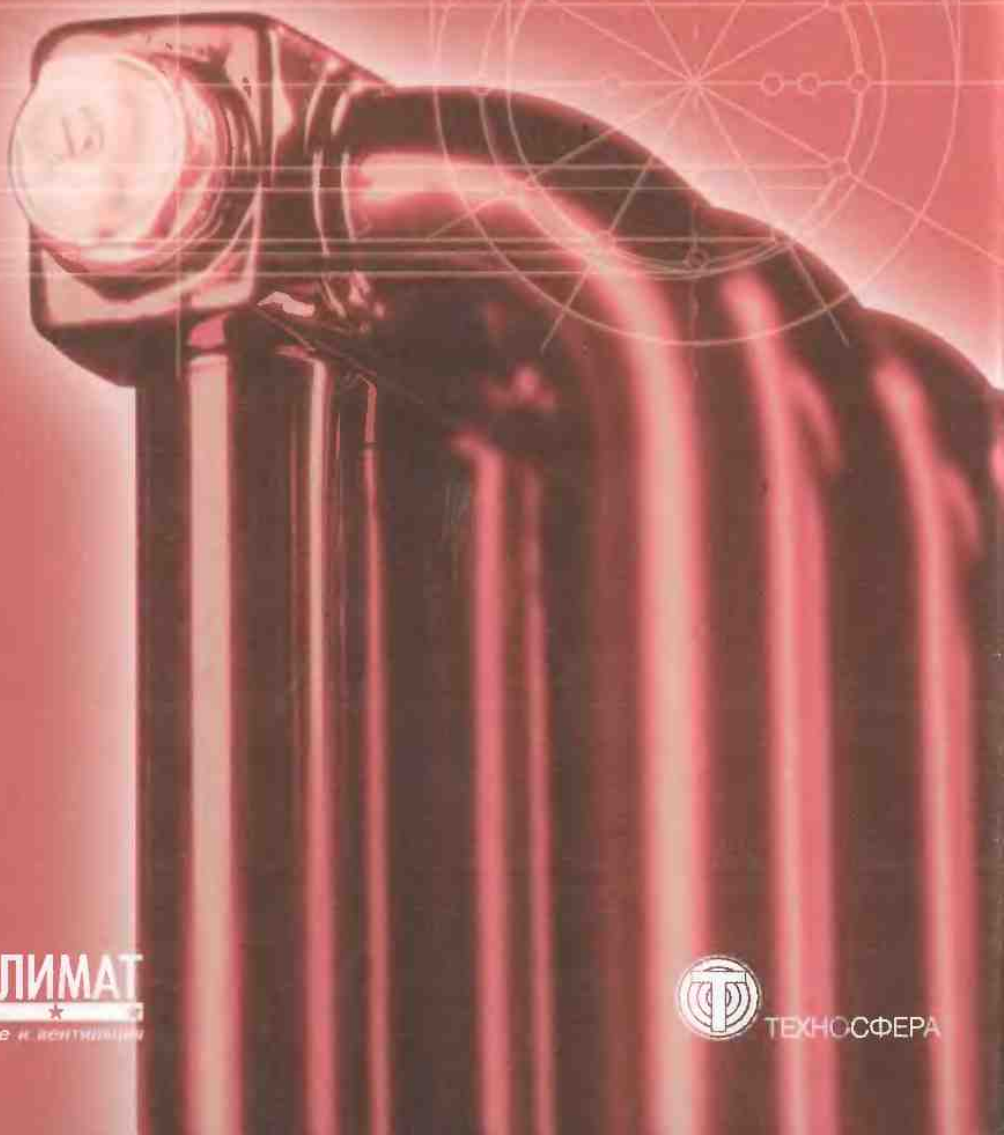
БИБЛИОТЕКА КЛИМАТЕХНИКА

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ

И. ТИАТОР



ЕВРОКЛИМАТ
кондиционирование и вентиляция

ТЕХНОСФЕРА

БИБЛИОТЕКА
климатехника

И. ТИАТОР

Отопительные системы

Перевод с немецкого
Т.Н. Зазаевой
под редакцией
к.т.н. Н.Д. Маловой

ТЕХНОСФЕРА
ЕВРОКЛИМАТ
Москва
2006

scan: The Stainless Steel Cat

Тиатор И.
Отопительные системы
Москва:
Техносфера, 2006. - 272с. ISBN 5-94836-078-4

В данной книге рассмотрены вопросы проектирования отопительных систем, теплопотребления, выбора поверхности нагрева, расчета оптимальных размеров, выбора соответствующих частей системы. Также представлены основные компоненты отопительной системы, материалы для трубопроводов, виды оборудования, основные виды котлов и возможности регулирования.

Задания-примеры послужат руководством при самостоятельном конструировании систем и свяжут теорию с практикой.

Перевод дополнен ссылками на нормативные документы РФ по отопительной технике.

Книга предназначена не только для студентов вузов соответствующих специальностей, но и будет полезна специалистам, занимающимся проектированием, изготовлением и установкой отопительных систем.

©2001, by Vogel Industrie Medien GmbH & Co KG, Würzburg (Germany).
All Rights reserved
© 2006, ЗАО "РИЦ "Техносфера", перевод на русский язык, оригинал-макет, оформление
© 2006, ЗАО "Евроклимат", приложение

ISBN ISBN 5-94836-078-4
ISBN 3-8023-1880-3 (нем.)

Содержание

Предисловие ... 7

От автора ... 8

Глава 1. Основы отопительной техники ... 9
1.1. История развития ... 9
1.2. Дальнейшее развитие техники центрального отопления ... 11
1.3. Физиологические, гигиенические и строительно-физические основы ... 15
1.4. Тепловой комфорт ... 18
1.5. Теплотехнические основы ... 24
1.6. Аккумулирование теплоты ... 25

Глава 2. Введение в важнейшие предписания ... 27
2.1. Предписание по энергосберегающей теплозащите зданий. (Предписание по теплозащите) ... 27
2.1.1. Основные положения ... 27
2.1.2. Годовое теплопотребление ... 28
2.2. Предписание по энергосберегающим требованиям на отопительные системы и устройства, использующие техническую воду. (Предписание по отопительным системам) ... 31
2.3. Первое распоряжение о введении федерального закона по защите от вредных выбросов ... 34
2.4. Важные распоряжения и технические предписания по отопительной технике ... 39

Глава 3. Расчет теплопотребления зданий по DIN 4701 ... 40
3.1. Основной расчет для обычного случая ... 40
3.2. Расчет нормируемого теплопотребления для обычного случая ... 41
3.2.1. Температура ... 41
3.2.1.1. Нормируемая температура наружного воздуха ... 41
3.2.1.2. Нормируемая температура внутреннего воздуха ... 42
3.2.2. Определение коэффициента теплопередачи ... 43
3.2.2.1. Сопротивление теплоотдаче R_s и R_u ... 43
3.2.2.2. Нормируемый коэффициент теплопередачи k_H ... 44
3.2.2.3. Строительные конструкции, граничащие с грунтом ... 45
3.2.2.4. Расчет коэффициента теплопередачи неоднородной строительной конструкции ... 46
3.2.3. Нормируемые теплопотери Q_T через ограждающие конструкции ... 47
3.2.4. Нормируемые теплопотери на нагревание инфильтрирующего воздуха Q_B ... 48
3.2.4.1. Общие положения ... 48
3.2.4.2. Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха при естественной вентиляции Q_{LB} ... 48
3.2.4.3. Минимальные теплопотери на вентиляцию $Q_{B,мин}$ ... 52
3.2.4.4. Теплопотери при механической вентиляции ... 53
3.2.5. Нормируемое теплопотребление здания Q_H ... 54
3.3. Примеры расчетов ... 56
3.3.1. Пример 1. Расчет теплопотерь жилого помещения ... 56
3.3.1.1. Постановка задачи ... 56
3.3.1.2. Нормируемые теплопотери ... 59

3.3.2. Пример 2. Расчет теплопотребления здания ... 61
3.3.2.1. Постановка задачи ... 61
3.3.2.2. Расчет коэффициента теплопередачи ... 64
3.4. Обзор проекта европейского стандарта EN 12831 ... 85
3.5. Приближенный расчет теплопотребления ... 87
3.6. Основы выбора мощности отопительных приборов согласно VDI 3815 ... 88
3.6.1. Выбор мощности приборов при замене и наличии данных по расчету теплопотребления согласно DIN 4701 1953 г. ... 89
3.6.2. Выбор мощности приборов при замене без расчета теплопотребления ... 89
3.6.3. Выбор мощности приборов при наличии данных по расчету теплопотребления в соответствии с DIN 4701 1983 г. и Предписанием по отопительным системам ... 89

Глава 4. Отопительные приборы для помещений ... 91
4.1. Классификация ... 91
4.2. Компактные отопительные приборы ... 91
4.2.1. Способы теплоотдачи ... 91
4.2.2. Секционные отопительные батареи, радиаторы ... 92
4.2.3. Радиаторы особой формы ... 93
4.2.4. Плоские отопительные батареи ... 94
4.2.5. Конвекторы ... 95
4.3. Устройство панельного отопления ... 98
4.4. Расчет отопительных приборов ... 101
4.4.1. Тепловая мощность и выбор отопительного прибора ... 101
4.4.2. Уменьшение мощности отопительных приборов ... 104

Глава 5. Основы техники отопительных котлов ... 109
5.1. Конструкции отопительных котлов ... 109
5.2. Котлы, использующие газ и нефтепродукты ... 112
5.3. Газовые котлы без поддува ... 114
5.4. Газовые горелки предварительного смешения со встроенным вентилятором ... 115
5.5. Конденсационные отопительные котлы ... 116
5.6. Котлы, работающие на твердом топливе ... 123

Глава 6. Основные условия размещения отопительных установок ... 124
6.1. Общие условия размещения ... 124
6.2. Подача воздуха для горения ... 126
6.2.1. Условия горения и потребность в воздухе для горения ... 126
6.2.2. Возможности снабжения воздухом для горения отопительных установок, потребляющих воздух помещения ... 128
6.3. Особые требования для газовых отопительных установок, потребляющих воздух непосредственно из помещения, по TRGI 1986/96 ... 130

Глава 7. Основы хранения топлива ... 134

Глава 8. Трубопроводы, арматура и циркуляционные насосы ... 140
8.1. Материал трубопроводов; трубные соединения ... 140
8.2. Прокладка трубопроводов ... 140
8.3. Арматура ... 144
8.4. Выбор отопительных циркуляционных насосов ... 146

Глава 9. Системы водяного отопления ... 151
9.1. Основные положения и классификация систем центрального водяного отопления ... 151
9.2. Технические требования по безопасности на системы водяного отопления согласно DIN 4751 ... 156
9.2.1. Основные соображения и ограничения ... 156
9.2.2. Устройство систем водяного отопления с расширительным баком, расположенным сверху ... 156
9.2.3. Устройство систем водяного отопления с расширительным баком, расположенным снизу ... 160
9.2.3.1. Предохранительные устройства ... 160
9.2.3.2. Устройства защиты от превышения допустимой температуры воды в подающей линии ... 161
9.2.3.3. Устройства регулирования и ограничения температуры для отопительного оборудования, работающего на твердом топливе ... 162
9.2.3.4. Устройства защиты от превышения допустимого давления ... 162
9.2.3.5. Устройства защиты при недостаточном количестве воды ... 164
9.2.3.6. Оборудование для компенсации увеличения объема воды ... 164
9.2.3.7. Расчет мембранного расширительного бака ... 165
9.2.3.8. Измерительное оборудование ... 168
9.3. Расчет насосов для систем водяного отопления ... 168
9.4. Пример расчета низкотемпературной системы водяного отопления ... 173
9.4.1. Постановка задачи ... 173
9.4.2. Расчет ... 175
9.5. Системы насосного водяного отопления с трубной схемой по Тихельману ... 187
9.6. Основные принципы подбора систем водяного отопления с естественной циркуляцией ... 188
9.7. Выбор однотрубных отопительных систем ... 190
9.7.1. Система распределения ... 190
9.7.2. Расчет систем ... 193
9.8. Системы напольного отопления ... 195
9.8.1. Основные положения и понятия ... 195
9.8.2. Испытание на герметичность и нагрев ... 199
9.8.3. Расчет ... 199
9.8.3.1. Расчет плотности теплового потока ... 199
9.8.3.2. Определение расчетной температуры в подающей линии и перепада температур в контуре ... 202
9.8.3.3. Определение расхода теплоносителя ... 203
9.8.3.4. Определение потерь давления ... 205
9.9. Эффект саморегулирования системы напольного отопления ... 206
9.10. Пример расчета системы напольного отопления ... 206
9.10.1. Постановка задачи ... 206
9.10.2. Расчет ... 207
9.10.2.1. Жилая комната ... 207
9.10.2.2. Столовая ... 209
9.11. Основные способы регулирования систем отопления ... 212
9.11.1. Основные задачи регулирующей техники ... 212
9.11.2. Регулирование температуры в помещении ... 212

9.11.3. Регулирование температуры воды в подающей линии в зависимости от наружных климатических условий ... 215
9.11.4. Регулирование температуры технической воды ... 218
9.11.5. Режимы работы системы отопления ... 219
9.11.6. Основные гидравлические схемы ... 222
9.11.7. Гидравлическое выравнивание ... 224
9.11.8. Пример расчета гидравлического выравнивания ... 226

Глава 10. Системы парового отопления низкого давления ... 228
10.1. Отличительные признаки систем ... 228
10.2. Прокладка трубопроводов и выбор размеров ... 230
10.3. Предохранительное оборудование ... 234

Глава 11. Теплоснабжение ... 237
11.1. Сети теплоснабжения ... 237
11.2. Режимы эксплуатации ... 238
11.3. Домовая станция ... 239

Список литературы ... 243

Буквенные обозначения ... 244

Приложение. Нормативные документы Российской Федерации по отопительной технике ... 249

Краткий обзор оборудования ... 253
Водяные инфракрасные панели Rover ... 253
Нетрадиционные источники теплоты ... 267

Предметный указатель ... 270

Предисловие

1 апреля 1998 года вступили в силу обновления к классификатору профессий. Возникла новая специальность — монтажник и строитель-теплотехник, чья сфера деятельности охватывает всю область технических устройств по теплоснабжению зданий и сооружений. Выпускники, сдающие экзамен на звание мастера по новой профессии, должны будут подтверждать свои знания. Это будет означать новый вид экзаменационных предметов и тем самым модернизацию мероприятий по подготовке к экзамену.

Новые предписания по экзамену на звание мастера в настоящий момент находятся в разработке. В преддверие этого издательство Vogel при согласовании с Центральным Союзом по сантехнике, отоплению и кондиционированию запланировало издание ряда учебных пособий, которые бы принимали во внимание комплексный подход при подготовке к данному экзамену. Эти книги будут полезны и в качестве справочников, так как материал в них систематизирован не с точки зрения отдельных специальностей, а по различным направлениям техники.

Нами предусмотрено согласование содержания этих пособий с предписаниями для подготовки к экзамену федерального плана, изданного Центральным Союзом по санитарии, отоплению и кондиционированию. С нашей точки зрения, это будет способствовать равномерному повышению уровня компетентности будущих специалистов по профессии монтажник и строитель-теплотехник.

Г. Санкт-Августин,
Центральный Союз по санитарии, отоплению и кондиционированию

Предисловие к русскому изданию

Уважаемый читатель, Вы держите в руках восьмую книгу серии «Библиотека климатехника», издаваемой компанией ЕВРОКЛИМАТ. Компания ЕВРОКЛИМАТ с 1994 года успешно работает на российском рынке климатического оборудования и по праву считается компанией №1 в отрасли. Сегодня в компании трудится более 600 специалистов, которым ежедневно приходится решать весьма разнообразные, подчас очень нестандартные, профессиональные задачи.

Сотни проектных и монтажных организаций сотрудничают с компанией ЕВРОКЛИМАТ на территории России и стран СНГ. В сферу нашей совместной деятельности входят полный цикл проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха на базе современного климатического оборудования, поставка оборудования на московские и региональные объекты, проведение монтажных и пуско-наладочных работ, обеспечение гарантийного и сервисного обслуживания установленного систем.

В совместной работе нами накоплен огромный практический опыт, но законы рынка, развитие отрасли и применение новых технологий требуют постоянного повышения квалификации. В этой связи, с 2000 года компания ЕВРОКЛИМАТ издает уникальную серию книг «Библиотека климатехника», где публикует работы как отечественных, так и зарубежных авторов.

Сегодня мы предлагаем Вашему вниманию книгу Ингольфа Тиатора «Отопительные системы» (выпущенную совместно с издательством ТЕХНОСФЕРА) — это первая книга серии, посвященная данному типу оборудования. В ней рассмотрены вопросы проектирования отопительных систем, рассмотрены основные виды оборудования, материалы для трубопроводов и возможности регулирования.

Особенность этой книги в том, что в ней приводится справочная информация о действующих в странах Европейского сообщества стандартах на системы отопления, а перевод дополнен ссылками на аналогичные нормативные документы РФ.

Надеюсь, что книгу по достоинству оценят не только нынешние специалисты-проектировщики, но и будущие профессионалы отрасли — студенты и аспиранты специализированных учебных заведений.

Г.Ю. Горовой,
Генеральный директор Компании ЕВРОКЛИМАТ

От автора

Отопительная техника постоянно развивается. Прежде всего, в соответствии с новыми техническими достижениями разрабатываются более экологичные и энергосберегающие системы, улучшается их эффективность. Большое значение придается тому, чтобы содержать эти устройства и системы на высочайшем техническом уровне и обеспечивать удобство их обслуживания.

Общие условия различных предписаний по отопительным системам постоянно повышают требования на разработку и исполнение данных приборов и устройств. Сюда относятся, например, повышенная тепловая защита зданий на основании предписаний по тепловой защите или установка терморегулирующих устройств, а также уменьшение теплопотерь на основании Предписания по отопительным системам и существующих предписаний по энергоэкономичности. Кроме этого, решающим фактором является постоянное влияние пожеланий потребителя относительно теплового комфорта, простого обслуживания, быстрого введения в эксплуатацию, возможности модулировать систему, полного сервиса и низкого потребления воды.

Будущие техники и мастера, а также обучающиеся в соответствующих профессиональных учебных заведениях получат с помощью этого издания все необходимые знания, которые они должны иметь по отопительной технике. Целенаправленные примеры расчетов показывают применение теории на практике.

Разработка и конструктивное исполнение отопительных приборов рассматриваются не только с точки зрения потребностей пользователя, но и с точки зрения законодательных предписаний и технических требований. Также принимаются во внимание энергоэкономические и экологические требования. Таким образом, учащиеся будут поставлены перед необходимостью конструирования отопительных систем с позиции теплопотребления, выбора поверхности нагрева, расчета оптимальных размеров, а также выбора соответствующих частей системы, например насосов или арматуры. Должное внимание необходимо уделять и технике безопасности. Задания-примеры послужат руководством при разработке таких систем и объединят теорию с практикой.

Речь пойдет и об основных составляющих частях отопительной системы. Сюда относятся, например, материалы для трубопроводов, виды оборудования, основные виды котлов и способы регулирования. Особое внимание будет уделено конденсационной топочной технике.

Также будет представлена смежная техническая область, знание которой необходимо для монтажа и эксплуатации топочных установок. Сюда относятся, прежде всего, подача необходимого для горения воздуха, условия монтажа топочных установок и условия хранения топлива.

Использование альтернативной энергии, например солнечной, или тепловых насосов в области отопительной техники рассматриваться не будет.

Ингольф Тиатор
Нидерлунгвиц

ГЛАВА 1

ОСНОВЫ ОТОПИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

1.1. История развития

Гипокаустовые системы

Первым источником теплоты считается открытый очаг. В начале нашей эры в Риме была разработана очень дорогостоящая система отопления. Через пол прокладывались каналы, по которым пускали отработавшие газы одной или нескольких топок. Эту систему назвали гипокаустовым отоплением.

С упадком римской культуры эта система отопления была забыта. Прошло несколько веков, прежде чем стало возможным говорить о появлении другой системы отопления.

Первым стало развиваться индивидуальное печное отопление, которое из открытых очагов под дымоходом превратилось сначала в открытые камины, а потом и в закрытые печи.

Кафельные печи

Применение кафельных печей из керамических материалов значительно улучшило использование теплоты.

В 1763 г. Фридрих Великий – вследствие первого дефицита топлива – в то время, прежде всего, древесины начал применять меры по улучшению использования источников отопительной энергии. Результатом стало создание прототипа берлинской печи, который был оборудован несколькими дымоходами.

Применение каменного и бурого угля в качестве топлива привело к дальнейшему повышению тепловой мощности.

С развитием металлургической промышленности примерно в конце XVIII в., настало время железных печей.

Наряду с развитием индивидуального печного отопления в это время стали обдумывать и возможность создания центрального отопления.

Швед Мартин Тривальд считается изобретателем первого центрального водяного отопления (1716).

Пар

В конце XVIII в. с появлением паровой машины была исследована возможность применения пара в качестве теплоносителя.

В 1770 г. Джеймс Ватт применил пар для отопления здания своей фабрики, при этом он использовал секционные радиаторы в качестве нагревательных приборов.

В это же время в Англии появились первые чугунные котлы.

Первые патенты на систему парового отопления были получены в 1791 и 1793 гг., при этом система отопления воздухом уже была запатентована.

Несмотря на это, индивидуальное отопление повсеместно доминировало, так как оно было существенно дешевле.

Паровое отопление низкого давления

В течение XIX в. с развитием техники паровое отопление низкого давления получило самое широкое практическое применение как способ центрального отопления.

В 1831 г. Перкинс получил первый патент на систему отопления горячей водой. Он также выполнил исследования с расширительными баками для компенсации изменения объема воды из-за теплового расширения.

Центральное отопление теплой водой

Центральное водяное отопление было разработано в 1833 г. англичанином Палькомом. Его система состояла из котла с очень длинным трубопроводом, радиатором также был трубопровод. Предложенная конструкция представляла собой полностью закрытую систему.

Первая система центрального отопления из серийно изготовленных деталей была построена в 1860 г. в США. В это же время началось производство чугунных котлов и радиаторов.

Закон о паровых котлах

В 1870 г. чугунные котлы и радиаторы появились и в Германии. В 1871 г. был издан первый закон о паровых котлах, который содержал в том числе и стандарты безопасности трубопроводов.

Литые котлы

В 1875 г. Кёртинг освоил производство первых немецких чугунных котлов. В 1898 г. Будерус начал серийное производство чугунных котлов по собственному патенту.

В начале XX в. прогресс ускорился: во-первых, повысились требования к комфорту; во-вторых, были разработаны научные основы для расчета систем водяного отопления или парового отопления низкого давления. Профессор Герман Ритшель стал очень известным после выпуска своего «Руководства по расчету устройств отопления и вентиляции».

Первые предписания по расчетам

Первые предписания по расчету систем отопления появились в 1926 г. с выходом стандарта DIN 4701 «Правила для расчета теплопотребления зданий».

В 1901 г. в Дрездене была построена первая в Европе районная паровая отопительная котельная.

В 1906 г. Тихельман построил первую районную водяную отопительную котельную, которая работала на принципе естественной циркуляции.

Насосы

В связи с разработкой насосов (В. Оплэндер) в 1930 г. начали внедрять системы насосного отопления.

В 1950 г. были разработаны циркуляционные насосы. При этом значительно расширилось применение систем водяного отопления. Начиная с 1955 г., эти системы совершенно вытеснили в жилищном строительстве системы парового отопления низкого давления. Но внедрение централизованного водяного отопления увеличивалась достаточно медленно.

В качестве отопительных батарей применялись, прежде всего, чугунные или стальные радиаторы. Первые стандарты в этой области появились в 1936–1938 гг.

Плоские отопительные батареи

С середины 50-х гг. начали применять плоские отопительные батареи из стали.

Как для изготовления отопительных батарей, так и для производства котлов стало предпочтительным использование стальных конструкций. Это произошло потому, что в качестве основного источника энергии использовалась нефть. С увеличением доли применения газа также выросло значение чугунных котлов.

После первого энергетического кризиса в 1973 г. начались поиски альтернативы ископаемому топливу и возможностей энергосбережения.

Одной из таких альтернатив стали новые источники энергии, например солнечная энергия или теплота окружающей среды; с другой стороны, стали применять меры по уменьшению тепловых потерь. Это привело к значительным изменениям в расчете теплопотребления и разработке новых конструкций отопительных приборов.

Благодаря развитию экологии как науки и осознанию вреда, который наносится окружающей среде при сжигании горючих ископаемых, развитие техники сжигания также стало изменяться в определенном направлении. Например, уменьшилось количество выбросов отработанного газа, оксидов азота при горении, серы. Добыча горючих ископаемых становится все меньше, и это также ведет к появлению новых разработок в области топочной техники.

1.2. Дальнейшее развитие техники центрального отопления

Будущее отопительной техники из-за появления множества различных тенденций спрогнозировать очень трудно. Со ссылкой на [1.1] все же можно говорить о четырех основных влияющих факторах, которые представлены на рис. 1.1.

Рис. 1.1. Возможное развитие отопительной техники до 2010 г. [1.1]

Важным моментом в рыночных и общих условиях является ожидаемое развитие жилищного фонда.

Увеличение количества нового снабжающего оборудования сопровождается все более строгими законодательными условиями. Несмотря на увеличение количества новостроек, реконструкция старого жилищного фонда будет оказывать большое влияние на изменение отопительной техники.

Введение общих условий, например, требований по повышенной теплозащите зданий, установка терморегуляторов, регулирование приборов и теплоизоляция трубопроводов, ведет к тому, что доля потребления топлива, а вместе с этим и количество вредных выбросов в атмосферу будут увеличиваться, но не в той же мере, как количество новых отопительных приборов. Потребляемая мощность будет постепенно уменьшаться.

Эта тенденция к меньшим, хорошо регулируемым мощностям ведет также к изменениям в применении теплоносителей и к новой структуре отопления, к более централизованной системе отопления и использованию газа в качестве топлива, как это показано на рис. 1.2.

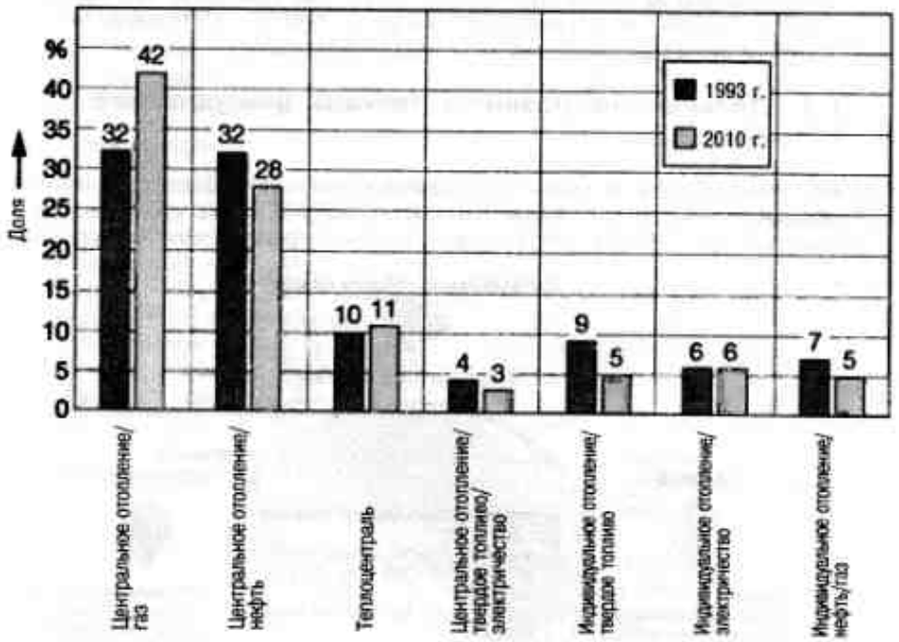


Рис. 1.2. Сравнение систем отопления

Необходимые инвестиционные меры по снижению стоимости теплоты в новых и старых постройках показаны на рис. 1.3.

Знания о стоимости теплоты и расчетах необходимых затрат находят значительное применение на практике. Например, повышение теплоизоляции ведет к уменьшению теплопотребления. Но также должна быть выбрана оптимальная толщина изоляционного слоя, которая согласно, [1.1] и с точки зрения минимизации общих затрат, находится в пределах от 0,06 до 0,08 м.

Мероприятие	Стоимость энергии (руб./кВт·ч), включая возможные затраты на эксплуатацию и уход
1. Конденсационная техника	0,28
2. Подвал с теплоизоляцией из полистирола $\delta = 6$ см	0,46
3. Подвал с теплоизоляцией из полистирола $\delta = 6$ см и текталана $\delta = 5$ см	1,54
4. Покрытие с теплоизоляцией из минеральной ваты $\delta = 8$ см	1,85
5. Наружная стена с теплоизоляцией из пезы	1,96
6. Газомоторные тепловые насосы	1,96
7. Солнечная энергия от больших устройств	1,68–2,80
8. Наружная стена – силикатный кирпич или бетон с теплоизоляцией $\delta = 10$ см	1,96–2,94
9. Покрытие с теплоизоляцией из минеральной ваты $\delta = 10$ см	2,80
10. Наружная стена – силикатный кирпич или бетон с теплоизоляцией $\delta = 16$ см	3,08–3,64
11. Наружная стена – пористый кирпич $\delta = 36,5$ см	5,46
12. Тройные стеклопакеты	8,82
13. Рекуперация теплоты из отработанного воздуха	11,62

Увеличение затрат

Рис. 1.3. Стоимость сэкономленной тепловой энергии при применении различных мероприятий [1.1]

При этом следует отметить, что изоляция оказывает влияние только на потери теплоты при передаче, а потребность в нагревании воздуха остается неизменной. Из этого следует, что только совместное применение нескольких мер окажется эффективным. Дальнейшее увеличение изоляции принесет лишь незначительную экономию.

На все эти соображения влияют также и финансовые условия владельцев строения, так как спрос на доступные по цене, но надежные отопительные системы постоянно растет.

Решающим фактором является постоянное влияние потребностей покупателя, т.е. тепловой комфорт, простое обслуживание, быстрое введение в эксплуатацию, низкое водопотребление, модульность системы и полный сервис.

Из-за законодательных барьеров или в зависимости от дальнейшего наличия топлива появляются другие ограничения технологических предложений по отопительной технике. С точки зрения сокращения использования топлива и тем самым уменьшения количества вредных выбросов в атмосферу отопительная техника должна быть все больше ориентирована на будущую энергосистему.

Наряду с энергосистемой, использующей горючие ископаемые, применение возобновляемой энергии приобретет все возрастающее значение, так как это повысит экологичность и предоставит возможность использования более дешевых источников альтернативной энергии.

При выборе системы энергоснабжения значительную роль играют стоимость энергии и использование первичной энергии, как это показано на рис. 1.4.

Прогнозы

На основании вышеперечисленных тенденций можно сделать два прогноза:

– доминирование сокращения затрат;

– доминирование сокращения выброса CO_2.

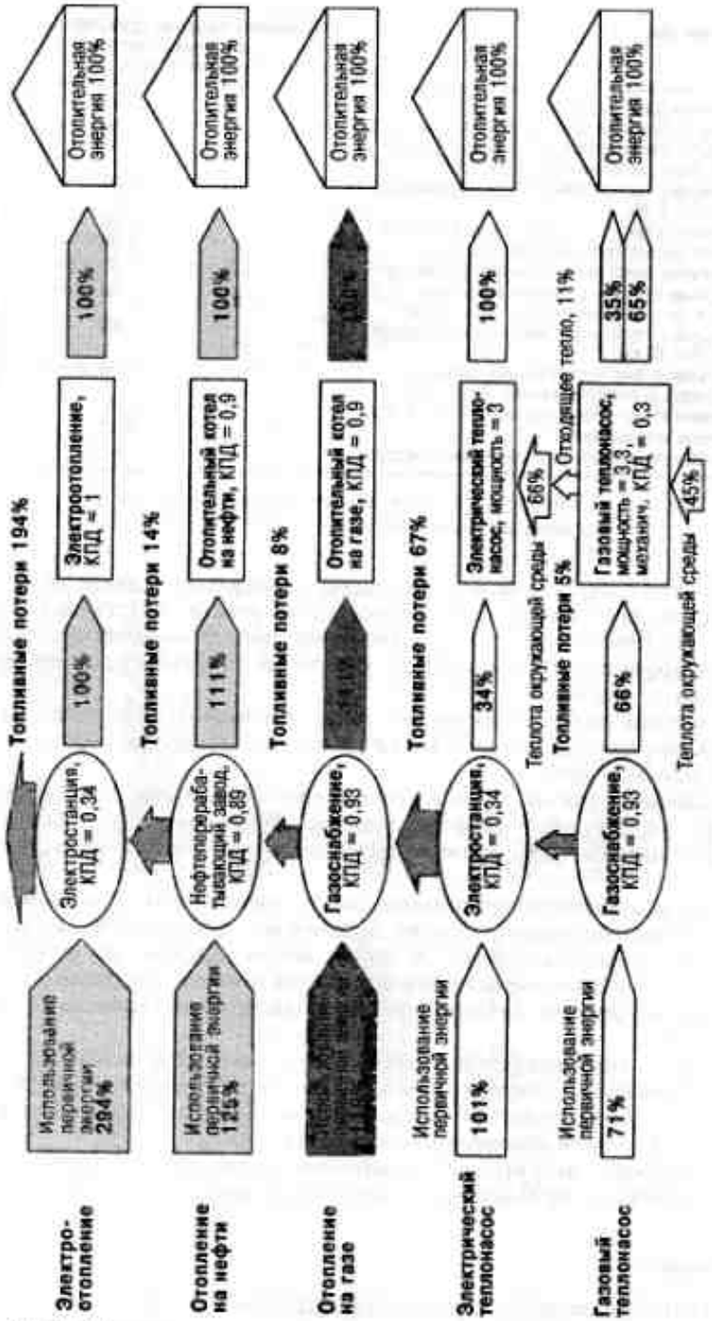


Рис. 1.4. Анализ различных отопительных систем с точки зрения использования первичной энергии [1.1]

1.3. Физиологические, гигиенические и строительно-физические основы

Климат в помещении

Здоровье и производительность человека зависят в основном от качества климата в помещении, так как большую часть времени он проводит в жилых или рабочих помещениях или зданиях. При этом здоровье рассматривается как совокупность физического, психологического и социального самочувствия.

Физическое состояние, как первичный и доминирующий фактор, определяется, прежде всего, температурой, относительной влажностью и скоростью движения воздуха, а также зависит от строения здания и строительно-физических свойств ограждающих строительных конструкций (стен), таких, как, например, температура их поверхности.

«Дыхание» ограждающих строительных конструкций с целью обмена между воздухом внутри и снаружи помещения происходить не может, т.е. использовать это явление для улучшения качества воздуха в помещении нельзя.

Но при этом происходит диффузионный процесс[1], т.е. проникание влаги через стену. Воздействие влажности в жилом помещении, образование конденсата, защита от дождевых или грунтовых вод также, как и прежде, остаются задачами строителей. Защита от влаги и защита от теплопотерь тесно связаны между собой.

Защита от влаги

Посредством защиты от проникания влаги сокращают теплопотери, плохая теплозащита ведет к повреждениям от влаги ограждающих конструкций.

Точка насыщения

В воздухе всегда содержатся водяные пары. При этом воздух определенной температуры может содержать только определенное количество водяного пара, т.е. относительная влажность воздуха в помещении и его температура находятся в непосредственной зависимости. Если достигнута точка насыщения или точка росы, то при дальнейшем повышении влажности, например при снижении температуры, часть пара сконденсируется. На открытом воздухе это явление можно наблюдать как туман. В закрытых помещениях пар осаждается на ограждающие поверхности.

Гигроскопичные материалы[2] — к ним относятся все материалы для стен — не являются при обычном состоянии воздуха в помещении абсолютно сухими; они впитывают влагу из воздуха в зависимости от его влажности. При изменении влажности воздуха изменяется и содержание влаги в ограждающих конструкциях.

Со строительно-физической точки зрения это означает, что между содержанием влаги в воздухе помещения и ограждающих конструкциях существует равновесие, т.е. поверхности ограждений впитывают влагу и выделяют ее обратно в воздух помещения.

Если температура поверхности ограждающей конструкции при понижении достигнет температуры точки росы, то на этой поверхности образуется конден-

[1] Выравнивание различий по концентрации.

[2] Впитывающие воду материалы.

сат (роса). Если температура поверхности диффузионно-устойчивого слоя остается ниже температуры точки росы, то конденсат продолжает осаждаться на поверхности.

При повышении температуры воздуха в помещении находящаяся на поверхности стен влага вновь поступает в воздух.

Если увлажнение ограждающей конструкции из-за низкой температуры воздуха и/или высокой влажности продолжается длительное время, то это приводит к ухудшению свойств теплоизоляции и повреждениям конструкции. Чтобы уменьшить вред из-за повышенной влажности, рекомендуется согласно [1.2], поддерживать в помещениях соответствующую температуру (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Рекомендуемые значения температуры и влажности в жилых помещениях [1.2]*

Помещение	Температура воздуха, °C	Температура поверхности стен, °C	Относительная влажность воздуха, %
Жилая, столовая и детская комната	20	17	45–55
Ванная комната	22	17	70–90
Кухня	20	15	50–80

* Оптимальные и допустимые параметры воздуха в жилых помещениях и зданиях, размещенных на территории Российской Федерации, приведены в Строительных нормах и правилах СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование», санитарных правилах и нормах СанПиН 2.1.2.1002-2000 «Санитарно-эпидемиологические требования к жилым зданиям и помещениям» и ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».

h-x-диаграмма

Зависимость между температурой воздуха в помещении, относительной влажностью и температурой точки росы наиболее наглядно представлена на *h-x*-диаграмме. На рис. 1.5 показаны величины из табл. 1.2.

Например, если в ванной комнате снизить температуру воздуха с 22 до 18°C или если температура поверхности стен будет составлять 18°C, то будет происходить конденсация водяного пара.

Коэффициент теплопередачи

С целью избежания вреда из-за конденсирующейся влаги при соответствующем значении относительной влажности и соответствующих условиях отопления и вентиляции, согласно DIN 4108 часть 2 «Теплозащита в зданиях», предусматривают минимальный коэффициент теплопередачи *k*, который должен обеспечивать определенную температуру стен.

В небольших помещениях с преимущественно высокой влажностью и диффузионноустойчивыми поверхностями стен, например в ванной комнате или кухне, должна быть дополнительно предусмотрена хорошая вентиляция.

Эта вентиляция, что также справедливо и для других помещений, делает возможным в достаточной степени выравнивание влажности воздуха внутри помещения и снаружи.

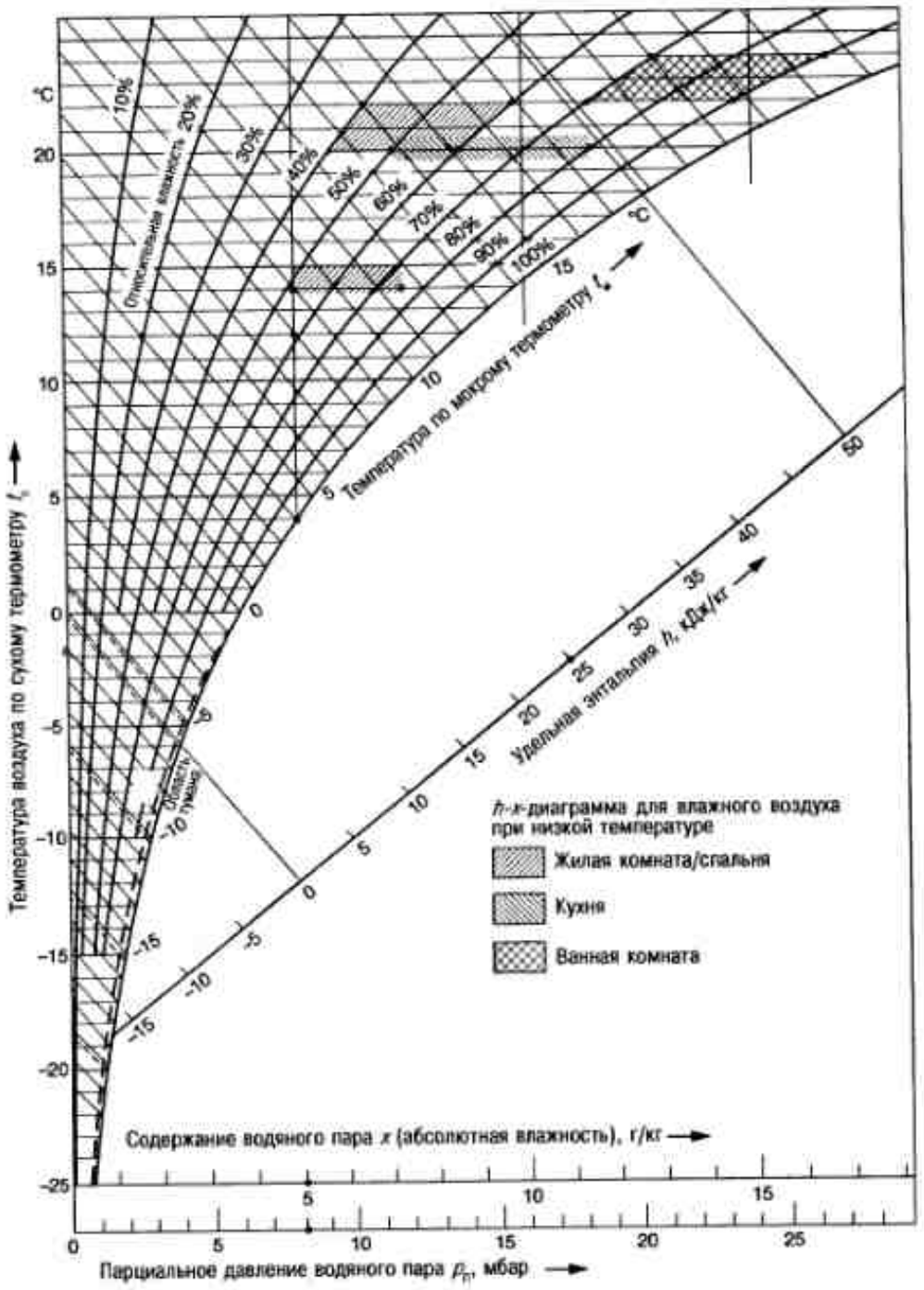


Рис. 1.5. *h-x*-диаграмма [1.2]

1.4. Тепловой комфорт

Выражением хорошего физического самочувствия является тепловой комфорт. Основной задачей при этом является определение условий работы отопительной техники, при которых человек, находящийся в помещении, чувствует себя хорошо.

Тепловой комфорт

Согласно DIN 1946 часть 2 «Вентиляция и кондиционирование воздуха: технические требования по обеспечению санитарных норм», тепловой комфорт считается достигнутым, когда человек удовлетворен температурой, влажностью и скоростью движения воздуха в окружающем его пространстве и не хочет более холодного или теплого, влажного или сырого воздуха в помещении.

Человек имеет постоянную температуру тела около 37°С. Чтобы человек чувствовал себя комфортно, необходимо выполнять основное условие теплового комфорта:

Теплоотдача = выделение теплоты.

В зависимости от своей деятельности человек выделяет теплоту, которая обычно равномерно отдается в окружающее пространство. Значения общего теплопоступления от одного человека, согласно DIN 1946 часть 2, приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Значения теплопоступлений от человека, согласно DIN 1946/2*

Деятельность	Степень активности	Общее теплопоступление, Вт
Сидячая работа, обычная офисная работа	I	100
Легкая нагрузка стоя, работа в лаборатории	II	150
Работа средней тяжести	III	200
Тяжелая физическая работа	IV	более 250

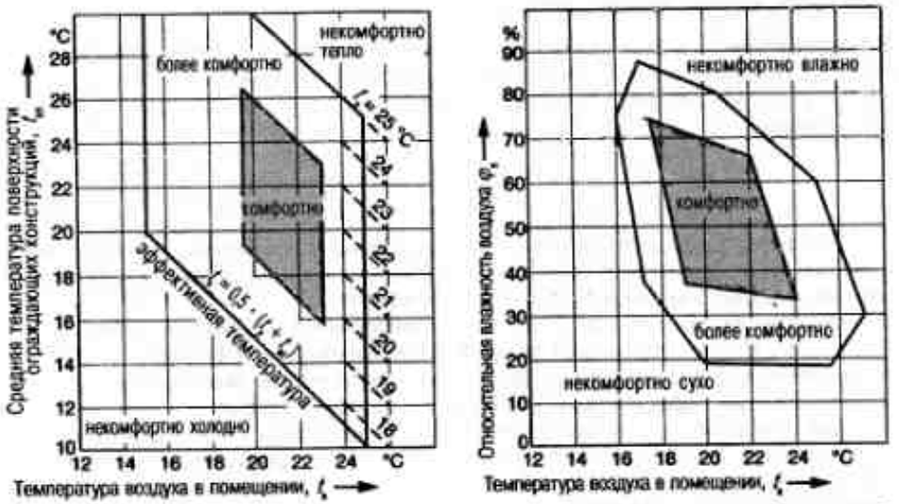
* Значения параметров зоны комфорта и теплопоступлений от людей в зависимости от температуры воздуха в помещениях и вида выполняемой работы приведены в нормативных документах, указанных в сноске на с. 16.

Если от человека отводится слишком много теплоты, например, из-за пониженной температуры поверхности ограждающих стен, то это воспринимается как дискомфорт.

Параметры климата в помещении

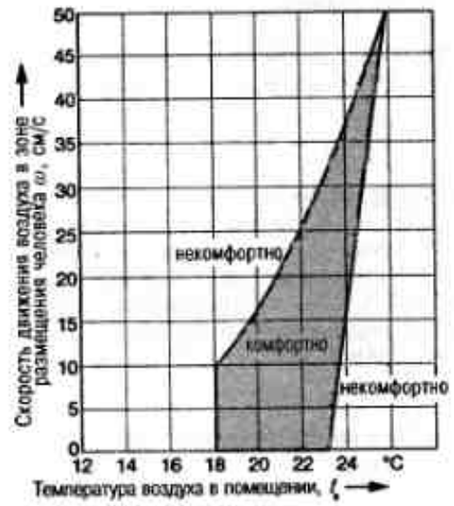
Наряду с одеждой и видом деятельности, большую роль также играют названные выше параметры климата в помещении (рис. 1.6):

- относительная влажность воздуха;
- температура поверхности ограждающих конструкций (стен и т.п.);
- скорость движения воздуха.



Зона относительной влажности φ_i от 30 до 70%, скорость движения воздуха ω от 0 до 20 см/с, температуры ограждающих поверхностей практически равны (по Г. Рейхеру и В. Франку)

Зона средней температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций t_w от 19,5 до 23°С, скорость движения воздуха ω от 0 до 20 см/с, (по Ф.П. Лойздену и Н. Фраймарку)



Зона средней температуры внутренней поверхности ограждающих конструкций t_w от 19,5 до 23°С, относительная влажность φ_i от 30 до 70%, (по Ришелю-Райсу)

Рис. 1.6. Зоны комфорта [1.3]

Эффективная температура

Восприимчивость к теплу у людей неодинакова. Поэтому воспринимаемая температура обозначается как эффективная температура t_e и определяется как средняя между температурой ограждающих поверхностей и температурой окружающего воздуха:

$$t_e = \frac{t_o + t_{вн}}{2}. \qquad (1.1)$$

Чем ниже температура внутренней поверхности ограждений, тем выше должна быть температура воздуха в помещении — это условие должно соблюдаться для достижения одинакового теплового комфорта.

Обычно зимой значение t_e для зоны комфортности задается в интервале от 19 до 23°С. В этих границах должна также находиться и температура воздуха в помещении, которая измеряется посредством термометра, защищенного от влияния излучения. Эффективную температуру измерить нельзя.

Для плоскостей с низкой температурой поверхности, например окна, наружные стены, внутренние стены, граничащие с неотапливаемыми помещениями, должны быть предусмотрены дополнительные меры, которые повышают температуру воздуха в помещении.

Нормируемая внутренняя температура

Эффективная температура используется как нормируемая внутренняя температура t_e для расчета теплопотребления, согласно DIN 4701.

Выравнивание низкой температуры поверхности ограждений с помощью повышения температуры воздуха в помещении возможно только в ограниченном объеме.

Температура поверхности ограждающих конструкций определяется с помощью коэффициента теплопередачи k и может быть вычислена с помощью графика на рис. 1.7.

Пример к рис. 1.7

Человек находится в помещении при температуре внутреннего воздуха 20°С вблизи наружной стены с коэффициентом k = 0,55 Вт/м²·К при температуре наружного воздуха, равной −12°С. Согласно рис. 1.7 температура поверхности стены с внутренней стороны составляет 17,8°С. Согласно уравнению 1.1 эффективная температура t_e = 18,9°С. Так как, согласно DIN 4701, эта температура должна составлять 20°С, то, как это следует после преобразования уравнения 1.1, необходимо повысить температуру воздуха в помещении до 22,1°С.

Потери теплоты

Разность между температурами стены и воздуха в помещении характеризует процесс потери теплоты.

Потери теплоты излучения

В общем случае помещение воспринимается как термически некомфортное, когда разность температур поверхности стены и воздуха более 4,5 К.

Превышение данной разности температур встречается, прежде всего, у поверхности окна. Из рис. 1.7 следует, что, например, при температуре наружного воздуха −12°С температура поверхности на внутренней стороне окна составляет примерно 9°С. Это нельзя компенсировать с помощью увеличения температуры

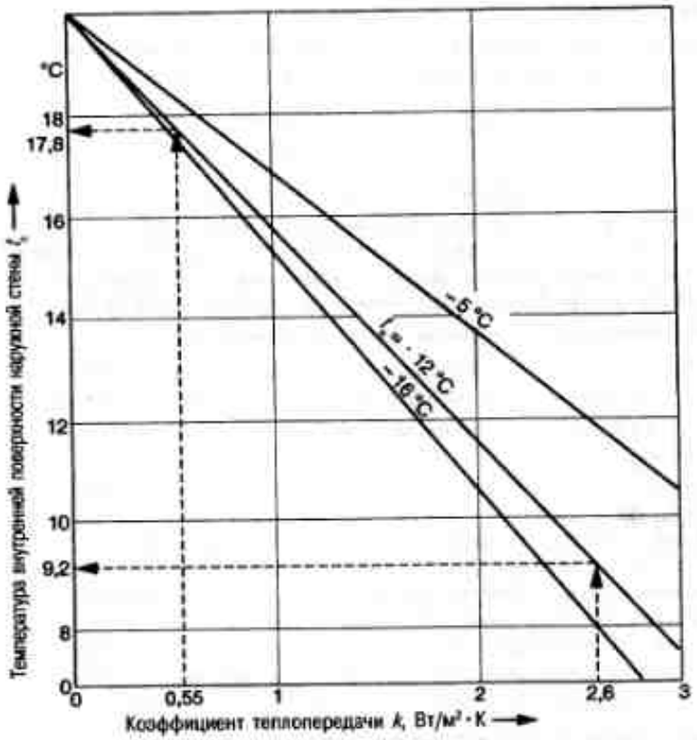


Рис. 1.7. Температура внутренней поверхности наружной стены в зависимости от коэффициента теплопередачи наружной стены k и температуры наружного воздуха [1.4]

воздуха в помещении. Подобный эффект наступает также и в помещениях с холодными стенами вследствие ограниченного отопления или у стен, граничащих с помещениями с более низкой температурой воздуха.

Вследствие этого в закрытом жилом помещении необходимо по возможности избегать большой разности температур (например, неотапливаемые спальни), так как оно будет восприниматься смежными помещениями как помещение с «холодными» стенами. Кроме того, будут иметь место повышенные теплопотери.

VDI 6030

Ниже дано определение критериев комфорта или дефицита комфорта согласно VDI 6030 «Тепловой комфорт и выбор отопительного прибора». При этом речь идет о нижней температуре «холодных ограждающих поверхностей», которая определяется в соответствии с уравнением 1.2:

$$\Delta T_n = \frac{k_n}{\alpha_n}(t_e + t_{вн}). \qquad (1.2)$$

Коэффициент термического сопротивления $1/\alpha_n$ определяется согласно DIN 4108 часть 4.

Зоны комфорта

Возникающий дефицит теплоты должен быть компенсирован поступающей теплотой от свободных нагревающих поверхностей. Согласно VDI 6030, отопительная батарея должна быть нагрета до необходимой верхней температуры ΔT_0, которая определяется исходя из длины и высоты нагревающей поверхности. VDI 6030 подразделяет следующие зоны комфорта:

Зона 1. Полное устранение дефицита комфорта.

Обеспечивается с помощью оптимального расположения, выбора размеров и верхней температуры нагревающей поверхности, например, компенсация случайных воздушных потоков, выравнивание нижней температуры «холодных» ограждающих поверхностей, предусмотрение резерва по отоплению.

Зона 2. Частичное устранение дефицита комфорта.

Достигается тогда, когда предусмотрено только выравнивание температуры по излучению, т.е. используются нагревающие поверхности с недостаточной длиной.

Зона 3. Обеспечение нормируемой отопительной нагрузки без устранения дефицита комфорта.

Устранение дефицита теплоты считается выполненным, когда нагревающие поверхности обеспечивают заданную отопительную нагрузку, но их расположение и размер выбираются независимо от дефицита комфорта.

Так как окно является самым холодным местом в помещении и к тому же сквозь оконные стыки в помещение могут постоянно проникать потоки наружного воздуха, то именно окно определяет расположение и размер нагревающих поверхностей (отопительных батарей). Наилучшее распределение температуры и наибольшее выравнивание дефицита теплоты достигается в том случае, когда нагревающая поверхность (отопительная батарея) располагается под окном.

Циркуляция воздуха в помещении

Если отопительная батарея, которая около 60% теплоты отдает окружающему воздуху конвекцией, свободно устанавливается перед наружной стеной под окном, то нагретый воздух, поднимаясь вверх, препятствует проникании холодного наружного воздуха через окно и уменьшает теплопотери через охлажденные поверхности окна. Возникает воздушный поток (циркуляция воздуха в помещении). На рис. 1.8 показан воздушный поток в помещении, которое отапливается с помощью радиатора [1.4].

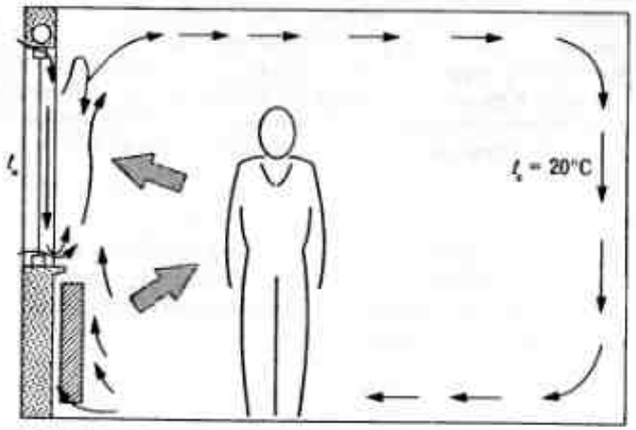


Рис. 1.8. Воздушный поток в помещении, которое отапливается с помощью радиатора [1.4]

Система напольного отопления (рис. 1.9) действует по-другому. Холодный воздух опускается вниз и нагревается над полом. Для быстрого нагревания холодного воздуха рекомендуется использовать краевую зону с более высокой плотностью теплового потока. При использовании системы напольного отопления возникает более высокая степень излучения, которая характеризует систему как более комфортную.

Как видно из рис. 1.10, существуют различные графики распределения температуры воздуха в зависимости от вида нагревающей поверхности. Это необходимо учитывать при расположении и выборе размеров отопительных приборов.

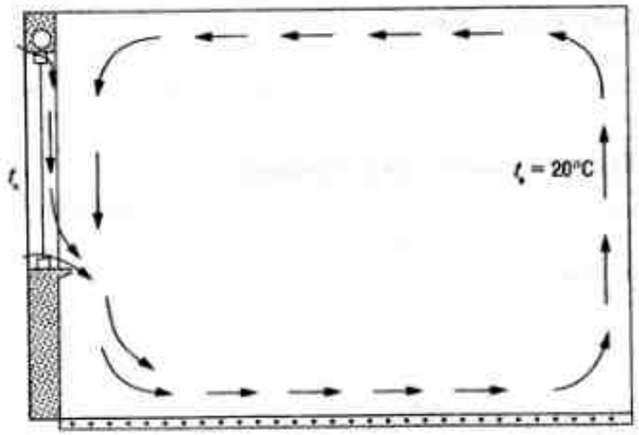


Рис. 1.9. Воздушный поток в помещении с системой напольного отопления [1.4]

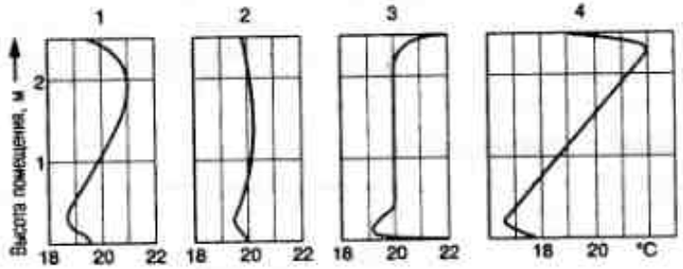


Рис. 1.10. Сравнение графиков температуры воздуха, измеренных в середине помещения [1.4]:

1) короткая отопительная батарея $q_{пов.\ ср}$ = 80°C, расположенная под окном;

2) отопительная батарея с низкой температурой, длина батареи равна ширине окна;

3) система напольного отопления на промежуточном этаже;

4) отопительная батарея, установленная на внутренней стене

При расположении батарей под окном основой для выбора длины батареи является ширина окна. Это ведет к уравновешиванию воздушных потоков и повышению количества теплоты, поступающей от батареи излучением. При этом более высокая доля поступления теплоты излучением (например, применение равной по тепловой мощности однорядной батареи вместо многорядной) более интенсивно влияет на комфорт, так как поглощение теплоты наружной стеной лучше компенсируется при увеличении площади излучения. Например, общая доля теплоты излучения плоской трехрядной батареи составляет около 18%. При этом общая доля теплоты излучения однорядной батареи составляет примерно 57% при равной тепловой мощности.

Таким способом лучше всего учитываются критерии комфорта третьей зоны, согласно VDI 6030.

Благодаря снижению температуры отопительной системы и связанным с этим увеличением размеров нагревающих поверхностей, которое необходимо для реализации требуемой тепловой мощности, доля излучения будет все равно повышена.

«Дополнительная теплота»

Это согласование между температурой системы, длиной конструкции и максимальной долей излучения отопительной батареи обозначается как «дополнительная теплота».

1.5. Теплотехнические основы

Расчет теплоты, расходуемой на отопление здания, основывается на определении теплопотерь в отапливаемых помещениях.

Теплопередача

Расчет теплопотерь через ограждающие конструкции выполняют с учетом основного уравнения теплопередачи

$$Q = A \cdot k \cdot \Delta t \text{ [Вт]}, \tag{1.3}$$

где Q – теплопотери через ограждающую конструкцию (наружную стену), Вт;

A – площадь теплопередающей поверхности, м²;

k – коэффициент теплопередачи, Вт/м² · К;

Δt – разность между температурами внутреннего и наружного воздуха.

Передача теплоты осуществляется (рис. 1.11) путем теплоотдачи от внутреннего воздуха к внутренней поверхности наружной стены (коэффициент теплоотдачи $\alpha_в$), теплопроводности через стену (коэффициент теплопроводности λ стены) и теплоотдачи от наружной поверхности стены к наружному воздуху (коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$).

Коэффициент теплопередачи

Коэффициент теплопередачи k для многослойной стены определяется с помощью следующего уравнения:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_н} \text{ [м}^2 \cdot \text{К/Вт]} \tag{1.4}$$

или в общем виде

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_в} + \sum \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}. \tag{1.5}$$

В стандарте DIN 4701 для строительных конструкций рассматриваются общее термическое сопротивление конструкции $R_к$, коэффициент термического

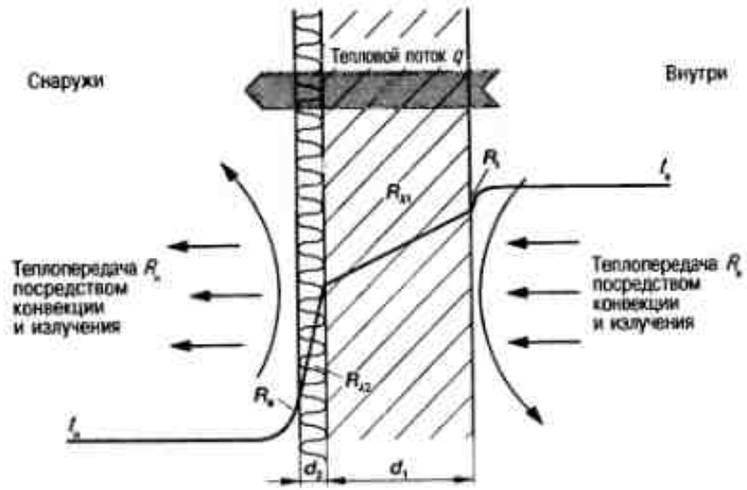


Рис. 1.11. Передача теплоты через стену

сопротивления слоя $R_λ$, коэффициенты сопротивления теплопередаче от воздуха стене и от стены воздуху.

Таким образом, сопротивление теплопередаче для многослойной стены:

$$R_к = R_в + \sum R_λ + R_н \text{ [м}^2 \cdot \text{К/Вт]}, \tag{1.6}$$

где $R_в = 1/\alpha_в$; $R_λ = d/\lambda$; $R_н = 1/\alpha_н$.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{R_к} \text{ [Вт/м}^2 \cdot \text{К]}. \tag{1.7}$$

Рекомендуемые значения параметров, входящих в знаменатель коэффициента теплопередачи k (коэффициенты теплоотдачи $\alpha_в$ и $\alpha_н$, а также коэффициенты теплопроводности λ для различных строительных материалов) принимают по таблицам (DIN 4108 часть 2)[1].

1.6. Аккумулирование теплоты

Преимущества

В жилых помещениях желательно применение аккумулирования теплоты зимой. В течение отопительного сезона это дает следующие преимущества:

– теплоотдача от людей, приборов, а также поступающее солнечное излучение могут быть сохранены без значительного повышения температуры;

– в ночные часы температура помещения уменьшается не так резко, короткие перебои в отоплении не являются заметными.

[1] Значения коэффициентов теплопередачи ограждающих конструкций жилых зданий с учетом санитарно-гигиенических и комфортных условий в помещениях, а также расчетных параметров наружного воздуха для климатических районов Российской Федерации приведены в Строительных нормах и правилах СНиП II-3-98 «Строительная теплотехника».

Основной недостаток

Основным недостатком при этом является то, что после больших перерывов в работе системы отопления необходим продолжительный нагрев для того, чтобы температура стен повысилась до соответствующего значения.

В летний период нагретые солнцем в течение дня стены вечером отдают сохраненную солнечную энергию посредством излучения в пространство.

Этот процесс определяется, прежде всего, строительной конструкцией стены. Так массивные стены аккумулируют больше теплоты, чем облегченные.

Действие

Применение теплоизоляции стен имеет различное действие (рис. 1.12). Теплоизоляция наружной поверхности наружной стены дает больший эффект, так как большая часть сохраненной теплоты передается в помещение. Теплоизоляция на внутренней стороне стены значительно уменьшает теплоаккумулирующую способность стены.

При применении теплоизоляции недостаток заключается в том, что теплота солнечной радиации как источник энергии остается потерянной, так как тепловой поток не может поступать внутрь помещения.

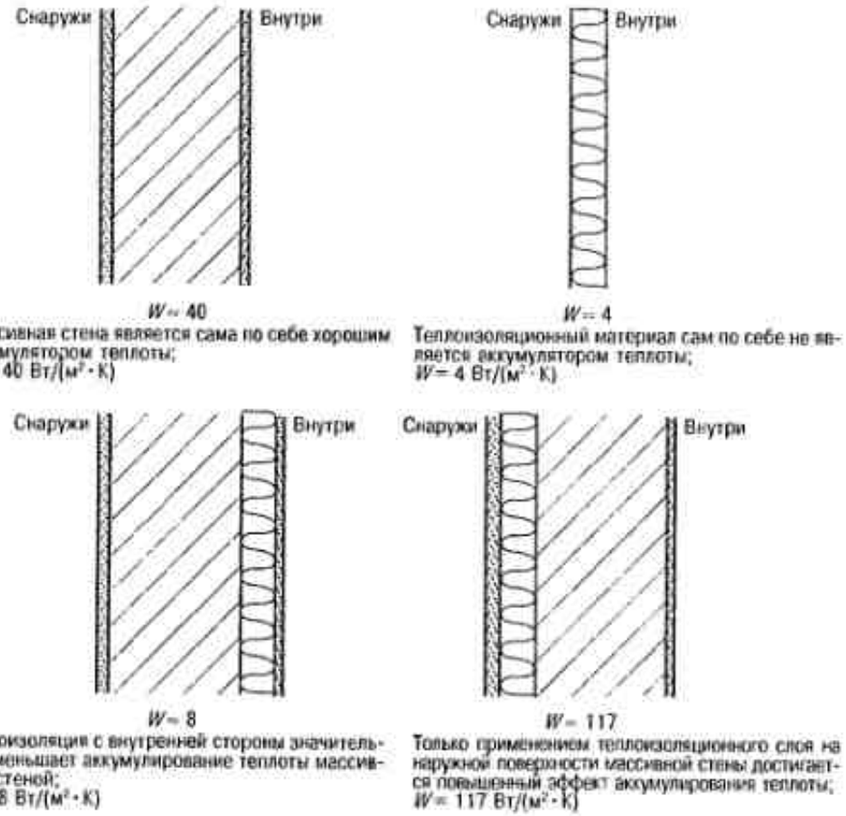


Рис. 1.12. Аккумулирование теплоты стенами различных конструкций [1.4]

ГЛАВА 2

ВВЕДЕНИЕ В ВАЖНЕЙШИЕ ПРЕДПИСАНИЯ

2.1. Предписание по энергосберегающей теплозащите зданий (Предписание по теплозащите)[1]

2.1.1. Основные положения

Парниковый эффект

Международными исследованиями было установлено, что причиной так называемого парникового эффекта является диоксид углерода.

Причиной выброса CO_2 в атмосферу в основном является сжигание полезных ископаемых с целью получения энергии (уголь, нефть, природный газ).

Требования

К такому выводу пришла комиссия по защите атмосферы Земли. На основании этого также были сформулированы необходимые требования, которые предусматривают:

– меры по экономии энергии;
– замену источников энергии;
– обязательное применение возобновляемых источников энергии (солнечная энергия, энергия ветра и воды, теплота Земли).

Основной целью этих требований является значительное сокращение выбросов CO_2. Это ведет к постоянному ужесточению мероприятий по энергосбережению в области отопительной техники.

Для сокращения потребления энергии на отопление с учетом энергетических поступлений Предписание по теплозащите от 1994 г. [2.1] было приведено в соответствие с требованиями.

Это новое предписание было разработано правительством ФРГ в рамках пакета законов о выбросах CO_2. Эти законы регламентируют не определенный метод строительства или применения отопительной техники, а называют в качестве основной характеристики величину годового теплопотребления здания[2].

Тем самым Предписание по теплозащите в редакции 1994 г. существенно отличается от более ранних предписаний, которые ориентированы в основном на ограничение теплопотерь через наружную поверхность здания.

---

[1] Предписание по энергосберегающей теплозащите зданий, размещенных на территории Российской Федерации, приведено в Межведомственных строительных нормах МГСН 2.01-99 «Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоэлектроснабжению».

[2] Количество теплоты в кВт · ч (ГДж) в год на единицу площади отапливаемой поверхности здания с установленной системой отопления помещений.

Влияющие факторы

Учитываются следующие влияющие факторы:

– уменьшение трансмиссионных теплопотерь путем улучшения теплозащиты здания;

– уменьшение теплопотерь при вентиляции помещений путем применения вентиляционных устройств с рекуперацией теплоты;

– оптимальное использование теплопоступлений вследствие действия солнечной радиации и внутренних источников энергии.

Закон об экономии энергии

Предписание по теплозащите является составной частью закона об экономии энергии. Все мероприятия по экономии подчиняются следующему принципу:

Необходимые требования должны быть осуществимы в соответствии с техническим развитием и экономически целесообразны для зданий различного типа и способа эксплуатации. Закон имеет силу, когда требуемые затраты могут быть компенсированы экономией энергии в течение обычного срока эксплуатации здания.

Важные нововведения

Существенными нововведениями по сравнению с более ранними предписаниями являются:

– *новые методы расчета* (для зданий с нормируемой внутренней температурой необходимо выполнять расчет по значению удельного годового теплопотребления);

– *более высокий уровень требований* (стандарт о домах с низким энергопотреблением, в которых на отопление расходуется от 54 до 100 кВт · ч/м² в год[1]);

– *свидетельство о теплопотреблении для новых зданий* (энергетический паспорт с указанием энергетических характеристик).

Отопление плоскими радиаторами

Для отопления помещений с помощью плоских радиаторов значение коэффициента теплопередачи k конструктивного слоя между поверхностью нагрева и наружным воздухом, грунтом или частями здания с более низкой температурой должно быть ≤ 0,35 Вт/м² · К.

Отопительные батареи под окнами

Если отопительная батарея устанавливается перед окном, то она должна быть оборудована недемонтируемым или встроенным защитным кожухом со стороны окна с коэффициентом теплопередачи ≤ 0,9 Вт/м² · К. Значение k для окна не должно превышать 1,5 Вт/м² · К.

2.1.2. Годовое теплопотребление

Согласно предписаниям, годовое теплопотребление здания новой постройки необходимо определять по следующей формуле:

$$Q_г = 0{,}9 \cdot (Q_Т + Q_в) - (Q_{вн} + Q_с)\ [\text{кВт} \cdot \text{ч/г}]. \qquad (2.1)$$

[1] 1 кВт · ч = 3,6 · 10⁶ Дж.

При этом учитываются:

– *теплопотери:*

теплопотери $Q_Т$ вследствие теплопередачи через ограждения;

теплопотери при вентиляции помещений $Q_в$;

– *теплопоступления:*

внутренние теплопоступления $Q_{вн}$;

теплопоступления от солнечной энергии $Q_с$.

Значение годового теплопотребления указывается для м³ отапливаемого объема строения в кВт · ч/м³ · г или для м² площади здания в кВт · ч/м² · г. Для нормально отапливаемого здания это значение зависит от отношения площади A, ограниченной ограждающими поверхностями, к отапливаемому объему строения[1] V, и оно действительно для помещений высотой до 2,6 м[2].

При этом площадь теплопередающей ограждающей поверхности всех отапливаемых помещений складывается из площади поверхностей, граничащих с наружным воздухом (стены, двери, окна, крыши), рассчитанных по внешнему периметру здания, без площади основания, поскольку оно не граничит с наружным воздухом. В качестве площади основания здания рассматривается площадь пола, лежащего на грунте или над неотапливаемыми подвалами.

Стены, разделяющие здания, рассматриваются как ограждения, не пропускающие теплоту, и не принимаются во внимание при определении значения A и соотношения A/V.

Теплопотери вследствие теплопередачи

Теплопотери через поверхности ограждающих конструкций рассчитывают по формуле

$$Q_Т = 84 \cdot (k_{нар.\,ст} \cdot A_{нар.\,ст} + k_{ок} \cdot A_{ок} + 0{,}8 \cdot k_{пот} \cdot A_{пот} + 0{,}5 \cdot k_{пол} \cdot A_{пол} + k_{пот,\,нв} \cdot A_{пот,\,нв} + 0{,}5 \cdot k_{АВ} \cdot A_{А})\ [\text{кВт} \cdot \text{ч/г}] \qquad (2.2)$$

где нар. ст – наружные стены, перекрытия к неотапливаемым чердачным помещениям;

ок – окна;

пот – покрытие (потолок);

пол – пол, основание здания, граничащее с грунтом, или перекрытие над неотапливаемым подвальным помещением;

пот, нв – потолочные перекрытия (нижняя поверхность) по отношению к наружному воздуху.

Индекс АВ обозначает ограждающие поверхности, граничащие с помещениями, температура в которых существенно ниже (лестницы и т.д.).

Коэффициент 84 учитывает среднее количество градусо-суток отопительного периода в 3500 К · сут/г[2].

Коэффициент теплопередачи k рассчитывается по общепринятым правилам.

Поступление теплоты солнечной радиации

Если принимать во внимание поступления теплоты солнечной энергии, то для наружных окон применяют эквивалентный коэффициент теплопередачи,

[1] Объем, который ограничен наружными ограждающими конструкциями.

[2] Градусо-сутки отопительного периода (°С · сут) для жилых зданий, размещенных в климатических условиях Российской Федерации, приведены в Строительных нормах и правилах СНиП II-3-98 «Строительная теплотехника». Значения параметра «градусо-сутки» изменяются в пределах 2000–12 000 и зависят от расчетных параметров наружного воздуха.

который учитывает влияние солнечного излучения в зависимости от ориентации по сторонам света:

$$k_{ж,ж} = k_{ж} - g \cdot S_{ц} \text{ [Вт/м}^2\text{·K]}, \quad (2.3)$$

где g — общий коэффициент пропускания энергии остекления;

$S_{ц}$ — коэффициент излучения в соответствии с ориентацией по сторонам света.

Эквивалентный коэффициент теплопередачи $k_{ж,ж}$ в дальнейших расчетах теплопотерь, например, по методу DIN 4701 не учитывается.

Проницаемость оконных стыков и швов принимают в соответствии с предписаниями.

Теплопотери при вентиляции помещений

Теплопотери при вентиляции помещений определяют по формуле

$$Q_{в} = 0{,}34 \cdot \beta \cdot 84 \cdot V_{в} \text{ [кВт·ч/г]}, \quad (2.4)$$

где расход воздуха рассчитывается как

$$V_{в} = 0{,}8 \cdot V \text{ [м}^3\text{]}. \quad (2.5)$$

Кратность воздухообмена

Кратность воздухообмена β выбирается в зависимости от конструкции системы вентиляции, наличия или отсутствия рекуперации: обычно $\beta = (0{,}5 \div 1)$ ч$^{-1}$.

Строительные изменения

Нормируемые значения коэффициентов теплопередачи применяют при строительстве новых зданий, которые были спроектированы и построены после вступления в силу предписаний. Но если старые здания подвергаются значительным строительным изменениям, которые предусматривают:

— увеличение количества отапливаемых помещений;

— увеличение отапливаемой площади более чем на 10 м²;

— замену или обновление площади ограждающих конструкций более чем на 20%,

то необходимо соблюдать требования по первичному варианту, замене и обновлению внешних строительных конструкций, согласно табл. 2.1.

Таблица 2.1. Коэффициент теплопередачи при первичном варианте постройки, замене и обновлении наружных строительных конструкций [2.1]

Строительная конструкция	Коэффициент теплопередачи
Наружная стена (монолитная)	$k_{стн} \le 0{,}50$ Вт/м²·К
Наружная стена при обновлении с наружным утеплением	$k_{стн} \le 0{,}40$ Вт/м²·К
Окна	$k_{окн} \le 1{,}80$ Вт/м²·К
Потолок под неотапливаемыми чердаками и крышами (включая скаты крыш), которые граничат с наружным воздухом	$k_{потолка} \le 0{,}30$ Вт/м²·К
Подвальные перекрытия, стены и перекрытия, граничащие с неотапливаемыми помещениями, а также стены и перекрытия, которые граничат с грунтом	$k_{подв} \le 0{,}50$ Вт/м²·К

Небольшие жилые дома

Для небольших жилых домов высотой не более двух этажей и имеющих не более трех квартир можно использовать упрощенный способ расчета. При этом учитывают значения k, приведенные в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Коэффициент теплопередачи для упрощенного способа расчета [2.1]

Строительная конструкция	Коэффициент теплопередачи
Наружная стена	$k_{стн} \le 0{,}50$ Вт/м²·К
Окна	$k_{окн} \le 0{,}70$ Вт/м²·К
Потолок под неотапливаемыми чердаками и крышами (включая скаты крыш), которые граничат с наружным воздухом	$k_{потолка} \le 0{,}22$ Вт/м²·К
Подвальные перекрытия, стены и перекрытия, граничащие с неотапливаемыми помещениями, а также стены и перекрытия, которые граничат с грунтом	$k_{подв} \le 0{,}35$ Вт/м²·К

2.2. Предписание по энергосберегающим требованиям на отопительные системы и устройства, использующие техническую воду (Предписание по отопительным системам)

Вследствие европейского сближения возникла необходимость согласовать соответствующие предписания в области сокращения теплопотерь и потерь при подготовке систем отопления к эксплуатации и нагревании технической воды.

Директива ЕС по отопительным котлам

Основными изменениями действующих ранее предписаний по отопительным системам являются модернизация существующих устройств, применение Директивы ЕС по отопительным котлам, ограничение теплопотребления при эксплуатации, а также стимулирование использования конденсационной топочной техники.

Предписание от 1998 г. [2.2] относится к отопительным техническим системам и устройствам снабжения технической водой номинальной мощностью от 4 кВт и более.

Из данного предписания исключены отопительные системы в зданиях с годовым теплопотреблением ниже 22 кВт·ч/м²·г[1].

Этот документ действителен для:

— отопительных систем (центрального или индивидуального отопления), использующих воду или другой теплоноситель и предназначенных для обеспечения теплом зданий или помещения;

— устройств снабжения технической водой (индивидуальные или централизованные).

Номинальная тепловая мощность

Номинальной тепловой мощностью теплогенератора[2] является максимальное количество полезной теплоты, вырабатываемой в процессе непрерывной эксплуатации. При увеличении нагрузки нельзя превышать указанную на табличке генератора величину мощности.

[1] 22 кВт·ч/м²·г = 79,2 МДж/м²·г.

[2] Устройство, состоящее из теплообменника и топочной установки, использующее твердое, жидкое или газообразное топливо.

Серийно выпускаемые жидкотопливные и газотопливные теплогенераторы для систем центрального отопления могут быть допущены к длительной эксплуатации после 1 января 1998 г. только в том случае, если они снабжены знаком CE, нанесение которого предусматривает Директива ЕС о коэффициенте полезного действия и декларация соответствия.

Виды отопительных котлов

Предписание по отопительным системам различает в соответствии с Директивой ЕС об отопительных котлах три вида котлов:

— *стандартные отопительные котлы* (средняя эксплуатационная температура котла ограничена конструкцией и остается постоянной);

— *низкотемпературные котлы* (к ним относятся все котлы, которые имеют маркировку соответствия ЕС по низкотемпературным котлам, а также низкотемпературные котлы с многоступенчатым или бесступенчатым регулированием мощности горения, которые соответствуют требованиям по КПД (от 88 до 90% по отношению к высшей теплоте сгорания H_s). Продолжительная эксплуатация котла обеспечивается конструктивно также и для температуры обратной воды до 40°С и ниже. К этому типу относятся также и все конденсационные приборы, где в качестве топлива используется нефть. Предыдущее определение, согласно германскому законодательству, когда низкотемпературным котлом считался котел с номинальной мощностью $Q_{ном} < 400$ кВт с регулированием температуры подающей линии от 75 до 40°С, в зависимости от температуры наружного воздуха, или с постоянной температурой не более 55°С, с 1 января 1998 г. недействительно);

— *конденсационные котлы* (эти котлы сконструированы для эксплуатации при постоянной конденсации. Они должны иметь маркировку «конденсационный котел», согласно декларации соответствия).

Номинальная мощность до 400 кВт

С 1 января 1998 г. при номинальной мощности до 400 кВт и использовании жидкого или газообразного топлива разрешены монтаж и установка только низкотемпературных и конденсационных котлов. Лишь в исключительных случаях допускается применение стандартных котлов.

Номинальная мощность котла

В предписании установлено, что номинальная мощность котла не должна быть больше расчетного теплопотребления здания. Из обязательных расчетов исключены низкотемпературные и конденсационные котлы, а также системы с несколькими котлами.

Для жилых зданий можно отказаться от расчета теплопотребления в случае применения котла централизованной системы отопления, номинальная нагрузка которого не превышает 70 Вт на 1 м² площади здания или 100 Вт/м² для полезной площади здания.

Прибавка

Прибавка к номинальной тепловой мощности на подогрев технической воды разрешается не более чем на 20 кВт.

Номинальная мощность более 70 кВт

Системы центрального отопления с номинальной мощностью более 70 кВт должны иметь оборудование для многоступенчатого или бесступенчатого регулирования мощности топки, либо необходимо устанавливать несколько котлов со следящей системой автоматического регулирования. Ранее это требование относилось к системам мощностью более 120 кВт.

Исключение составляют конденсационные и твердотопливные котлы.

Также является обязательным обеспечение дополнительными устройствами.

Потери при эксплуатации

Для ограничения и уменьшения потерь теплоты при эксплуатации системы центрального отопления с несколькими котлами необходимо устанавливать специальное оборудование (следящие системы автоматического регулирования котла).

Оснащение дополнительными устройствами является обязательным и для котлов, которые были произведены до октября 1978 г.

Уменьшение теплопотерь

Для уменьшения теплопотерь в трубопроводах и арматуре необходимо применять теплоизоляцию. В табл. 2.3 приведены минимальные значения толщины теплоизоляционного слоя.

Таблица 2.3. Минимальная толщина теплоизоляционного слоя [2.2]

Номинальный внутренний диаметр трубопровода/арматуры	Минимальная толщина теплоизоляционного слоя, с учетом из $\lambda = 0{,}035$ Вт/м·К
До 20 мм	20 мм
От 22 до 35 мм	30 мм
От 40 до 100 мм	равная номинальному диаметру
Более 100 мм	100 мм
Трубопроводы и арматура в стенах и потолочных перекрытиях, в зонах пересечения и соединения трубопроводов, при центральном распределителе трубопроводной сети, подключении нагревательных приборов общей длиной не более 8 м (подающий + обратный)	1/2 толщины слоя изоляции, приведенного выше

Данные требования не относятся к трубопроводам систем центрального отопления. Эти значения должны соблюдаться для трубопроводов в отапливаемых помещениях, предназначенных для длительного пребывания людей, если пользователь влияет на теплоотдачу трубопроводов с помощью блокирующих устройств и при этом теплоотдача не влияет на регулирование температуры.

Такие же правила действительны для трубопроводов, проложенных в стенах или перекрытиях между одинаково отапливаемыми помещениями.

Оборудование для регулирования и управления

Для обеспечения мероприятий по сокращению потребления топлива и достижения соответствующего теплопотребления в будущем системы центрального отопления должны будут иметь следующее оборудование для регулирования и управления:

– автоматическое оборудование для уменьшения и отключения теплопоступления, а также электрические приборы, настроенные на определенный параметр – *температуру наружного воздуха, время*;

– автоматическое оборудование для регулирования температуры воздуха в помещении – *вентили-термостаты*.

Циркуляционные насосы

Все циркуляционные насосы на отопительных устройствах мощностью более 50 кВт должны иметь не менее трех ступеней регулирования, а при наличии нескольких отопительных контуров – возможность регулирования начиная с 3 кВт для каждого отопительного контура.

Необходимость специального регулирования для небольших отдельных помещений, домов на одну и две семьи, которое было предусмотрено в предыдущем предписании, теперь отпадает.

Устройства для нагрева технической воды

Для устройств нагрева технической воды действительны те же требования в отношении уменьшения потерь теплоты при эксплуатации, т.е. циркуляционные насосы и электрические отопительные приборы должны быть оборудованы автоматическими регуляторами в зависимости от времени и/или температуры воды.

Трубопроводы для теплой воды и циркуляционные трубопроводы должны иметь теплоизоляцию по аналогии с трубопроводами отопления.

Трубопроводы для теплой воды и циркуляционные трубопроводы

Для трубопроводов с теплой водой диаметром до 20 мм, которые не подключены в циркуляционный контур, можно не учитывать требования по прокладке изоляционного слоя, в случае если их выполнение требует слишком высоких затрат.

Температура технической воды

Температура технической воды при нормальной эксплуатации должна ограничиваться с помощью автоматического оборудования и не превышать 60°С.

Если применяется техническая дезинфекция (нагрев до 70°С), то необходимо предусмотреть соответствующее оборудование (например, смеситель) для обеспечения защиты от ожога горячей жидкостью.

2.3. Первое распоряжение о введении Федерального закона по защите от вредных выбросов

Малые топочные установки

Для регламентации сооружения, характеристик и эксплуатации топочных устройств в Германии в 1988 г. [2.3] было издано Первое распоряжение о введении Федерального закона по защите от вредных выбросов, содержащее предписание о малых топочных установках. Затем оно было переработано и вступило в силу в ужесточенном виде с 1996 г. [2.4].

Федеральный закон по защите от вредных выбросов в атмосферу относится к следующим топочным установкам:

– твердотопливные, с мощностью топки менее 1 МВт;
– жидкотопливные, с мощностью топки менее 5 МВт;
– газотопливные, с мощностью топки менее 10 МВт.

Основные понятия

В Федеральном законе по защите от вредных выбросов установлены определения основных понятий, регламентированы применяемые материалы, режимы эксплуатации топок и отведение отработанных газов.

Потери теплоты с отработанными газами

Разность между содержанием теплоты в отработанных газах и дутьевом воздухе по отношению к теплоте сгорания топлива.

Коэффициент полезного действия

Отношение количества полезно затраченной теплоты к количеству теплоты, полученной при сжигании топлива.

Бивалентное отопление

Отопление, при котором газовые и нефтяные котлы используются совместно с тепловым насосом или солнечным коллектором, при этом тепловой насос и коллектор служат не только для подогрева технической воды.

Конденсационный прибор

Теплогенератор, в котором используется теплота, выделяющаяся при конденсации водяных паров из отработанных газов.

Нефтяные дериваты

Тугоплавкие органические вещества, которые оседают на фильтровальной бумаге при определении показателя дымности.

Показатель дымности

Показатель почернения, которое оставляют на фильтровальной бумаге загрязнения, находящиеся в отработанных газах.

Топливо

Каменный уголь и его коксы;
бурый уголь и его коксы;
торф;
древесный уголь;
натуральная древесина (дрова: поленья вместе с корой, щепа, а также хворост и шишки);
фанера, стружечные и волокнистые плиты или иная клеевая древесина, если она не содержит защищающих древесину средств и покрытий из галогенорганических соединений;
солома или подобные растительные материалы;
древесный уголь для гриля;
прессованные отходы древесины: брикеты, или гранулы, или другие прессованные изделия из натуральной древесины равноценного качества;
нефтепродукты EL;
газ из муниципального газоснабжения, природный или сжиженный газ, водород;
газ, выделяющийся в процессе очистки сточных вод.

Содержание серы

Для всех видов угля содержание серы ограничивается до 1% массовой доли исходного вещества. Древесина должна быть сухой.

Твердотопливные топки до 15 кВт

Для топочных устройств на твердом топливе мощностью менее 15 кВт разрешено применять каменный или бурый уголь и их коксы, торф или натуральную древесину.

Твердотопливные котлы мощностью свыше 15 кВт

Обработанную древесину можно сжигать только в твердотопливных котлах теплопроизводительностью более 15 кВт.

Измерение потерь теплоты отходящих газов

После каждой переустановки топочного устройства, установки горелки, перехода на новое топливо и т.д. необходимо проверить топку на возможность беспрепятственного удаления отработанных газов и провести измерение потерь теплоты отходящих газов. Для этого необходимо обратиться в окружную службу, контролирующую состояние дымовых труб, и пригласить специалиста, имеющего специальный допуск.

Задача пользователя

Пользователь топочной установки мощностью более 4 кВт, которая была построена или существенно изменена после вступления в силу Федерального закона по защите от вредных выбросов (1988), обязан в течение 4 недель после ввода установки в эксплуатацию обратиться в местную службу, контролирующую состояние дымовых труб, чтобы подтвердить выполнение необходимых требований.

Исключения

Это не относится к очагам и каминам индивидуального отопления помещений мощностью до 11 кВт или индивидуальным системам подогрева технической воды, а также топкам на водороде, газе, выделяющемся в процессе очистки сточных вод, или другом газе и конденсационным приборам. Для них выполнение требований по теплопотерям отходящих газов должно быть подтверждено в любом случае.

Твердотопливные установки мощностью свыше 15 кВт, мазутные и газовые топки свыше 11 кВт

Пользователь твердотопливного топочного устройства с механической загрузкой мощностью более 15 кВт, а также мазутных и газовых топок мощностью более 11 кВт обязан подтвердить выполнение требований закона. Один раз в календарный год он должен обратиться к компетентному специалисту по состоянию дымовых труб, который проведет повторные измерения потерь теплоты с отходящими газами или концентрации вредных веществ и количества монооксида углерода при использовании твердого топлива.

Это не относится к топкам на водороде, газе, выделяющемся в процессе очистки сточных вод, и конденсационным приборам, поскольку речь идет об установлении количества потерь теплоты уходящих газов, а также к системам бивалентного отопления и построенным до 1 января 1985 г. настенным газовым приборам.

Предельные значения

Теплопотери отходящих газов для установок, работающих на нефтепродуктах и газе, которые были построены после 1988 г., не должны превышать следующие значения при мощности:

от 4 до 25кВт – 12 %;
от 25 до 50 кВт – 11%;
более 50 кВт – 10 %.

Для построенных ранее устройств разрешены более высокие значения теплопотерь.

Во Втором распоряжении об изменении предписания по малым топочным устройствам от августа 1996 г. предельные значения теплопотерь для топочных устройств, построенных после 1 января 1998 г., были соответственно уменьшены на 1%, т.е.:

от 4 до 25кВт – 11%,
от 25 до 50 кВт – 10%,
более 50 кВт – 9%.

Для всех топок, работающих на нефтепродуктах и твердом топливе, которые были построены до 31 декабря 1997 г., в зависимости от результата измерений и номинальной теплопроизводительности существующие до этого предельные значения теплопотерь были действительны до 1 ноября 2004 г.

Для определения потерь теплоты отходящих газов имеют значения доли CO_2 и O_2 в отходящих газах.

Потери теплоты отходящих газов топок, работающих на нефтепродуктах и газе, согласно Распоряжению по защите от вредных выбросов, рассчитываются следующим образом:

а) при измерении содержания двуокиси углерода (CO_2) в отходящем газе:

$$q_t = (t_t - t_{ш}) \cdot \left(\frac{A_1}{CO_2} \right) + B; \qquad (2.6)$$

б) при измерении содержания кислорода (O_2) в отходящем газе:

$$q_t = (t_t - t_{ш}) \cdot \left(\frac{A_2}{21 - O_2} \right) + B. \qquad (2.7)$$

где q_t – потери теплоты с отходящими газами, %;
t_t – температура отходящих газов, °С;
$t_{ш}$ – температура воздуха, необходимого для поддержания процесса горения (дутьевого воздуха), °С;
CO_2 – объемное содержание двуокиси углерода в сухих отходящих газах, %;
O_2 – объемное содержание кислорода в сухих отходящих газах, %;
A_1, A_2, B – коэффициенты удельной теплоты сгорания топлива.

Максимальное содержание CO_2

В законодательных предписаниях регламентируется максимальное содержание CO_2:

нефтепродукты EL – 15,4%;
природный газ – 11,9%;
городской газ – 13,6%;
пропан – 3,8%.

Топки, работающие на нефтепродуктах

Для установок, работающих на нефтепродуктах, дополнительно определяется показатель дымности (сажевое число) и подтверждается отсутствие дериватов нефти в отходящих газах. При этом для топок, построенных после 1988 г. степень почернения фильтровальной бумаги из-за пылеобразных выбросов в отходящем газе не должна превышать показатель содержания сажи 1 (по шкале сравнения показателей содержания сажи Рингельмана).

Для твердотопливных топок действуют соответственно другие формулы. Здесь количество выбросов определяется по отношению к условному содержанию кислорода. Одновременно определяется градация серой шкалы топочного газа.

Измерения

Измерения необходимо производить при нормальном режиме работы, не ранее чем через две минуты после включения горелки, при нормальных условиях эксплуатации.

Все измерения, проводимые по тракту отходящих газов, выполняются у измерительного отверстия в дымовой трубе, которое должно находиться на расстоянии, равном примерно двум диаметрам ($2 \cdot d$) трубы за патрубком для присоединения дымовой трубы. Если применяется устройство защиты потока или атмосферная газовая горелка, то измерения проводят на заданном расстоянии от места присоединения устройства защиты потока.

Одновременно с измерением содержания CO_2 или O_2 в отходящих газах проводятся измерения температуры отходящих газов, а также измерение тяги в дымовой трубе (от 0,1 до 0,3 мбар).

КПД топки

Коэффициент полезного действия топки η_t (%) рассчитывается по подведенной тепловой энергии (100%) минус потери теплоты отходящих газов:

$$\eta_t = 100\% - q_v. \qquad (2.8)$$

При этом КПД топки не учитывает потери теплоты излучением (1–2%) и конвекцией, а также потери теплоты при эксплуатации.

Предельное содержание оксида азота

Для топок, работающих на газе или нефтепродуктах и использующих воду в качестве теплоносителя, предназначенных для отопления зданий или помещений, номинальной мощностью до 120 кВт, которые были построены после 1 января 1998 г., содержание оксида азота в отходящих газах не должно превышать предельные значения:

– природный газ – 80 мг/кВт · ч;
– нефтепродукты – 120 мг/кВт · ч.

Дополнительно к мероприятиям, предусмотренным Федеральным законом по защите от вредных выбросов, следует учитывать требования соответствующих региональных распоряжений по повторным и проверочным испытаниям состояния топок, дымоходов и другого оборудования.

Обследования газоотводящих систем

Сюда относятся регулярные обследования состояния газоотводящих систем, дымовых труб топочного или отходящего газа и другого оборудования по отведению отработанных газов на их пригодность и отсутствие препятствий на пути газов. Данные обследования включают в себя очистку, контроль функционирования газоотводящих путей и контроль максимального содержания монооксида углерода.

Концентрация монооксида углерода

Концентрация монооксида углерода в отходящих газах не должна превышать 1000 ppm (частей на миллион). Это количество соответствует 0,1% объема.

Если измерительное отверстие располагается за устройством защиты потока, то предельная концентрация не должна превышать 250 ppm, или 0,025%.

Если эти значения превышены, то необходимо в течение 6 недель устранить неполадки и провести повторные измерения.

Исключения

Данное правило не относится к измерению концентрации монооксида углерода газовых топок, не зависящих от воздуха помещения или оборудованных газовыми горелками, которые установлены в помещениях, не предназначенных для длительного пребывания людей.

Специальные требования могут отличаться в зависимости от требований местного законодательства.

2.4. Важные распоряжения и технические предписания по отопительной технике*

К отопительной технике относятся следующие распоряжения и технические предписания:

Распоряжение о затратах на отопление;
Распоряжение о горючих жидкостях;
Технические правила для горючих жидкостей;
Технические правила для горючих газов;
Распоряжения о топочных системах и хранении топлива в зданиях (FeuVO);
Директива о резервуарах для нефтепродуктов, используемых при отоплении
Директива о котельных;
Законы и распоряжения, регулирующие строительство в федеральных землях;
DIN 4102 «Огнестойкость строительных материалов и конструкций»;
DIN 4108 «Теплоизоляция и экономия энергии в зданиях»;
DIN 4109 «Звукоизоляция в строительстве»;
DIN 4701 «Расход теплоты в зданиях. Основные правила расчета»;
DIN 4702 «Котлы отопительные»;
DIN 4703 «Радиаторы для обогрева помещений»;
DIN 4705 «Дымоходы. Метод расчета размеров и терминология»;
DIN 4747 «Системы теплоснабжения центральные. Требования безопасности»;
DIN 4750 «Стояки для отвода пара паровых котлов и отопительных установок с допустимым избыточным давлением до 0,5 бар»;
DIN 4751 «Требования техники безопасности на водяные отопительные системы»;
DIN 4755 «Топки для сжигания жидкого топлива в отопительных системах»;
DIN 4756 «Топки для сжигания газового топлива в отопительных системах»;
DIN 4807 «Сосуды расширительные»;
DIN EN 442 «Радиаторы для помещений».

* В Приложении приведен перечень нормативных документов Российской Федерации, необходимых при чтении книги. В связи с этим в последующем тексте ссылки на нормативные документы Российской Федерации не приводятся. Нормативные документы в приложении представлены в последовательности, соответствующей изложению каждого раздела.

ГЛАВА 3

РАСЧЕТ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ ЗДАНИЙ ПО DIN 4701

3.1. Основной расчет для обычного случая

Расчет производится согласно DIN 4701 от 1983 г.

При этом следует отметить, что недавно был окончательно принят проект EN 12 831 «Способы расчета нормируемой отопительной нагрузки», краткий обзор которого содержится в конце главы.

Стандарт DIN 4701 «Расход теплоты в зданиях» состоит из трех частей:
часть 1 «Основные методы расчета»;
часть 2 «Таблицы удельных значений и коэффициентов»;
часть 3 «Расположение и расчет установок для обогрева».

Обычные случаи

Согласно предписанию, под обычным случаем понимается расчет для:
- жилых домов;
- офисных и административных зданий;
- школ;
- больниц;
- гостиниц и т.д.

Особые случаи

Для особых случаев, таких, как теплица или оранжерея, редко отапливаемое помещение, здание павильонного типа с очень высокими потолками или помещение из массивных конструкций, предусмотрены особые методы расчета.

Нормируемым теплопотреблением здания называется тепловая мощность, которая должна быть подведена в помещения при нормируемых погодных условиях для того, чтобы внутри помещений обеспечивались требуемые температурные условия.

Нормируемое теплопотребление

Нормируемое теплопотребление рассчитывается при условии, что здание имеет определенные характеристики наружных ограждающих конструкций.

Основы расчета

За основу расчета принимается условие постоянного состояния. Одновременно предполагается, что температура внутренней поверхности ограждающих конструкций равна температуре внутреннего воздуха и что происходит теплообмен между наружными стенами и внутренними ограждающими поверхностями.

Правильность выбора размеров

Правильность выбора размеров отопительных приборов обеспечивается тем, что при расчете теплопотребления учитывают расчетную температуру наружного воздуха для холодного периода года для данной климатической местности, расчетную скорость ветра для холодного периода года и теплофизические свойства строительных материалов, входящих в состав ограждающих конструкций.

Цель расчета теплопотребления

Целью расчета теплопотребления является обеспечение в помещениях здания, отапливаемого с помощью системы центрального отопления, не только удовлетворительных, но и равномерных условий поддержания заданной температуры.

Мощность котла

Значение нормируемого теплопотребления здания является основой для расчета тепловой мощности котла.

3.2. Расчет нормируемого теплопотребления для обычного случая

3.2.1. Температура

3.2.1.1. Нормируемая температура наружного воздуха

Наружная температура для местности

При расчете нормируемого теплопотребления здания учитывают расчетную температуру наружного воздуха, которая является определенной для каждого климатического района. Такой температурой является среднее значение температуры самых холодных двух дней подряд для каждого населенного пункта. Эти значения для городов с населением более 20 000 жителей берутся из таблиц «Данные метеорологической службы Германии», согласно DIN 4701 часть 2*.

Дополнительно эти таблицы содержат климатологические данные о значении скорости ветра для данной местности*.

При определении расчетной температуры наружного воздуха учитывают аккумулирующую способность строительной конструкции.

При расчетных погодных условиях считается допустимым непродолжительное снижение температуры воздуха в помещении на 1 К.

Корректировка наружной температуры

По этой причине предусматривается корректировка температуры наружного воздуха в зависимости от аккумулирующей способности строительной конструкции, согласно DIN 4701 часть 1 (издание 1983 г.).

Таким образом, расчетная температура наружного воздуха определяется следующим образом:

$$t_e = t'_e + \Delta t_e. \qquad (3.1)$$

Массивность конструкции

Поправочный коэффициент Δt_e для температуры наружного воздуха определяется в зависимости от массивности ограждающей конструкции:

* Данные по расчетным параметрам наружного воздуха климатических районов Российской Федерации приведены в Строительных нормах и правилах СНиП 23-01-99 «Строительная климатология».

– облегченная конструкция $m/A_н < 600$ кг/м² – $\Delta t_н = 0$ K;
– массивная конструкция $m/A_н < 600–1400$ кг/м² – $\Delta t_н = 2$ K;
– конструкция повышенной массивности $m/A_н > 1400$ кг/м² – $\Delta t_н = 4$ K,

где m – теплоаккумулирующая масса помещения (наружные и внутренние стены, потолки, пол);

$A_н$ – площадь наружной поверхности (стены, потолок и окна);

$$m = \sum(0{,}5m_{стен} + 2{,}5m_{дерев.} + m_{окн})_н + \sum(0{,}5m_{стен} + 2{,}5m_{дерев.} + m_{окн})_в, \quad (3.2)$$

где н – наружные поверхности;

в – внутренние поверхности.

Теплоаккумулирующая масса наружных поверхностей определяется для самых неблагоприятных помещений в здании (например, помещение с двумя наружными стенами).

Поправочный коэффициент наружной температуры устанавливается одинаковым для всего здания.

Согласно DIN 4701, принадлежность здания к выбранному типу конструкции в рамках расчета теплопотребления подтверждать не нужно.

3.2.1.2. Нормируемая температура внутреннего воздуха

Нормируемая внутренняя температура

В качестве нормируемой (расчетной) температуры внутреннего воздуха используется «эффективная температура», которая учитывает как температуру воздуха в помещении, так и среднюю температуру ограждающих поверхностей (см. раздел 1.4).

Значения нормируемой температуры внутреннего воздуха для различных помещений указаны в DIN 4701 часть 1 (табл. 3.1).

При согласовании с заказчиком допустимы отклонения температуры от расчетной. В будущем это должно быть зафиксировано в технических условиях договора, согласно VDI 6030.

Частичное или ограниченное отопление

Если в каком-либо жилом доме или здании помещения отапливаются ограниченно или частично, то, согласно DIN 4701 часть 2, могут быть установлены определенные расчетные значения температуры в помещениях $t_в$, но они не должны быть ниже 15°C для жилых помещений. При этом необходимо учитывать потери теплоты в более холодные помещения (см. раздел 1.4).

Неотапливаемые вспомогательные помещения и чердаки

Для неотапливаемых вспомогательных помещений или чердаков приняты соответствующие значения температуры, которые приведены в таблицах в соответствии с DIN 4701 часть 2.

Помещения с внешним отоплением

Помещениями с внешним отоплением называют помещения, которые снабжены каким-либо другим отопительным устройством. Помещения нескольких квартир, которые отапливаются с помощью центрального отопительного устройства (котельной), не являются помещениями с внешним отоплением.

Помещение котельной

Поддержание температуры, равной 15°C в помещениях, где установлены котлы или топки, как это регламентировано в DIN 4701, на практике является нереальным. Современные отопительные котлы имеют низкие потери на излучение, то есть помещение нагревается лишь незначительно. Если подача воздуха, необходимого для горения, производится снаружи через отверстие с площадью поперечного сечения минимум 150 см² – это соответствует обычному случаю для котла мощностью более 35 кВт – то котел может функционировать при температурах около 0°C и ниже.

Таблица 3.1. Нормируемая температура внутреннего воздуха в помещениях в соответствии с DIN 4701 часть 1

Тип здания	Помещение	Внутренняя температура помещений, °C
Жилой дом	жилая комната и спальня	+20
	кухня	+20
	ванная комната	+24
	туалет	+20
	отапливаемые вспомогательные помещения*	+15
	лестничные клетки	+10
Офисные и торговые здания	рабочие кабинеты	+20
	туалеты	+15
	торговые помещения	+20
Гостиницы и рестораны	комнаты в гостиницах	+20
	ванная комната	+24

* Внутренние коридоры в жилых многоэтажных домах, как правило, не отапливаются.

3.2.2. Определение коэффициента теплопередачи

3.2.2.1. Сопротивление теплоотдаче $R_в$ и $R_н$

Коэффициент теплопередачи k

Согласно законам термодинамики, коэффициент теплопередачи k является в соответствии с уравнениями 1.6 и 1.7 обратной величиной для сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции $R_к$.

$$R_к = R_в + \sum R_i + R_н \ [м^2 \cdot K/Вт],$$

где

$$R_в = 1/\alpha_в;\ R_i = d/\lambda;\ R_н = 1/\alpha_н;$$

$$k = \frac{1}{R_к}\ [Вт/м^2 \cdot K].$$

Значения сопротивления теплоотдаче внутренних и наружных поверхностей ограждающих конструкций установлены в DIN 4701 часть 2. При этом решающее значение имеет направление теплового потока.

Значения R представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Значения R согласно DIN 4701 часть 2

Строительная конструкция	Термическое сопротивление теплоотдаче внутренней поверхности R_s	Термическое сопротивление теплоотдаче наружной поверхности R_u
Наружная стена	0,13	0,04
Наружная стена, обдуваемая наружным воздухом	0,13	0,08
Внутренняя стена	0,13	0,13
Потолок, теплопоток вверх	0,13	0,13
Потолок, теплопоток вниз	0,17	0,17
Потолок под неотделанными чердачными помещениями	0,13	0,08

3.2.2.2. Нормируемый коэффициент теплопередачи k_H

Нормируемый коэффициент теплопередачи

Нормируемый коэффициент теплопередачи k_H должен учитывать не только характеристики теплопередачи наружной строительной конструкции, но и влияние на температурный комфорт солнечного излучения и низких температур поверхностей наружных стен и окон.

$$k_H = k + \Delta k_u + \Delta k_s, \tag{3.3}$$

где Δk_u – поправочный коэффициент для наружной поверхности;

Δk_s – поправочный коэффициент, учитывающий влияние солнечного излучения для прозрачных наружных поверхностей.

Поправочный коэффициент для наружной поверхности

Поправочный коэффициент для наружной поверхности Δk_u определяется в зависимости от коэффициента теплопередачи соответствующей строительной конструкции (табл. 3.3).

Если для новых построек учитываются требования Предписаний по теплозащите от 1995 г., то увеличение коэффициента теплопередачи для наружной стены является невозможным, так как требуемое значение коэффициента теплопередачи должно быть намного меньше 1,5 Вт/м² · К.

К внутренним строительным конструкциям данное значение k не относится.

Поправочный коэффициент, учитывающий влияние солнечного излучения

Поправочный коэффициент Δk_s, учитывающий влияние солнечного излучения, учитывает теплопоступления рассеянного солнечного излучения через прозрачные наружные поверхности и зависит в первую очередь от вида стекла.

Согласно DIN 4701* часть 2, Δk_s равен:

– для прозрачного (нормального) стекла $\Delta k_s = -0{,}3$ Вт/м² · К;

– для специального стекла, светорассеивающего остекления $\Delta k_s = -0{,}35 \cdot g_o$;

– g_o – общий коэффициент теплопропускания остекления по DIN 4108.

Согласно проекту DIN 4701 от 1995 г., дополнительно рассматривается прозрачная теплоизоляция наружных стен.

В соответствии с DIN 4701 не учитывается влияние ориентации по сторонам света и связанного с этим более высокого теплопоступления за счет солнечной энергии.

* См. Приложение.

Таблица 3.3. Поправочный коэффициент для наружной поверхности согласно DIN 4701 часть 2

Коэффициент теплопередачи k, Вт/м²· К	Δk_u, Вт/м²· К
0,0–1,5	0
1,6–2,5	0,1
2,6–3,1	0,2
3,2–3,5	0,3

3.2.2.3. Строительные конструкции, граничащие с грунтом

Для строительных конструкций, граничащих с грунтом, проводят специальные расчеты, так как учитываются теплопотери через почву в наружный воздух и грунтовые воды.

Средняя наружная температура

Поскольку земля обладает большой теплоаккумулирующей способностью, то в расчетах не рекомендуется использовать температуру наружного воздуха за короткий холодный период. Необходимо учитывать значение средней наружной температуры для достаточно длительного холодного периода.

Термическое сопротивление через почву в наружный воздух зависит от площади поверхности основания, граничащей с грунтом, и соотношения ее сторон, а также от глубины залегания грунтовых вод.

Поверхности, граничащие с грунтом

Для поверхностей, граничащих с грунтом (вертикальных и горизонтальных), тепловой поток рассчитывается по формуле

$$q = \frac{t_i - t_{ea1}}{R_{im}} + \frac{t_i - t_{ea}}{R_{in}}, \tag{3.4}$$

где R_{im} – эквивалентное сопротивление теплопередаче из помещения в наружный воздух;

$$R_{im} = R_s + R_{1s} + R_{1u} + R_{1i}, \tag{3.5}$$

где R_{1s} – термическое сопротивление строительной конструкции;

R_{1u} – эквивалентное термическое сопротивление грунт → наружный воздух, определяемое по диаграммам DIN 4701 часть 2.

Теплоотдающие поверхности основания

При работе с диаграммами всегда учитывают общее значение площади теплопередающих поверхностей, граничащих с грунтом. Это означает, что значение R_{1u} является одинаковым для всей площади ограждающих поверхностей отапливаемого помещения, граничащих с грунтом, в том числе и для боковых стен.

Определение эквивалентного термического сопротивления R_{1u} с помощью диаграмм является неточным, поэтому для его расчета используют следующее уравнение:

$$R_{1u} = 0{,}24 \cdot \left[A_{основания} \cdot (T)^{-0{,}44} + \left(\frac{l}{b}\right)^{-0{,}36} \right]^{0{,}5}. \tag{3.5а}$$

Если речь идет о непрямоугольном основании или основания тесно прилегают друг к другу, то для расчета необходимо использовать равный по площади прямоугольник, одна из сторон которого равна наибольшей длине фактического основания здания:

$$R_{ге} = R_{в} + R_{зк} + R_{зг}, \tag{3.6}$$

где $R_{в}$ – эквивалентное сопротивление теплопередаче помещение → грунтовые воды;
$R_{зг}$ – термическое сопротивление грунт → грунтовые воды.

$$R_{зг} = T/\lambda_{г}, \tag{3.7}$$

где T – глубина залегания грунтовых вод;
$\lambda_{г}$ – теплопроводность грунта (1,2 Вт/м² · К);
$t_{нз}$ – средняя температура наружного воздуха длительного холодного периода;
$t_{нз} = t_{н}$ +15 К;
$t_{гв}$ – температура грунтовых вод (10°С).

Влияние теплоизоляции

Если горизонтальные перекрытия основания имеют теплоизоляцию, а вертикальные плоскости (боковые стены) не имеют теплоизоляции, то при определении термического сопротивления $R_{зг}$ вертикальных стен, граничащих с грунтом, учитывают только 50% от общего значения $R_{зг}$.

Для поверхностей, граничащих с грунтом, тепловой поток, поступающий в наружный воздух через грунт и грунтовые воды, рассчитывается отдельно.

3.2.2.4. Расчет коэффициента теплопередачи неоднородной строительной конструкции

Неоднородными строительными конструкциями[1] являются, например, каркасные стены, конструкции с деревянными балками и уплотнением для отделки крыш.

На рис. 3.1 показаны тепловые потоки через неоднородную строительную конструкцию.

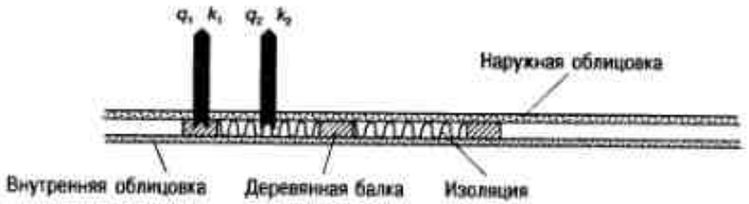


Рис. 3.1. Тепловой поток через неоднородную строительную конструкцию

Средний коэффициент теплопередачи $k_{с}$

Средний коэффициент теплопередачи $k_{с}$ рассчитывается с учетом отдельных участков и их коэффициентов теплопередачи k:

$$k_{с} = \frac{1}{R_{к,с}}; \tag{3.8}$$

$$R_{к,с} = \frac{\Sigma A}{\Sigma\left(\frac{A}{R_{к}}\right)}; \tag{3.9}$$

[1] Строительная конструкция, состоящая из материалов с различными термическими сопротивлениями.

$$k_{с} = \frac{\Sigma A \cdot k}{\Sigma A}. \tag{3.10}$$

3.2.3. Нормируемые теплопотери $Q_{Т}$ через ограждающие конструкции

Нормируемые теплопотери через ограждающие конструкции[1] рассчитывают следующим образом:

$$Q_{Т} = \Sigma A_{i} \cdot q_{i}, \tag{3.11}$$

где A_{i} – площадь i-й строительной конструкции;
q_{i} – тепловой поток через строительную конструкцию.

Для наружных строительных конструкций:

$$Q_{ТН} = A \cdot k_{н} \cdot (t_{в} - t_{н}). \tag{3.12}$$

Для внутренних строительных конструкций:

$$Q_{ТВ} = A \cdot k \cdot (t_{в} - t_{в}'). \tag{3.13}$$

Если температуры в смежных помещениях равны, то теплопотери $Q_{ТВ}$ для внутренних строительных конструкций равны нулю.

Расчеты теплопотерь через ограждающие конструкции, имеющие одинаковый коэффициент теплопередачи, можно объединить.

Окна и двери рассматриваются как часть ограждающих конструкций соответствующих стен и рассчитываются отдельно.

Размеры

В качестве длины и ширины учитывают габаритные размеры помещений. В качестве высоты стен учитывают высоту этажа; при этом добавляют половину толщины перекрытия пола и потолка.

Сокращения

При расчете строительных конструкций используются следующие сокращения:
ВД – внутренняя дверь;
ВС – внутренняя стена;
КР – крыша;
НД – наружная дверь;
НО – наружное окно;
НС – наружная стена;
ПЛ – пол;
ПТ – потолок.

Показатель Кришера

На основе расчета теплопотерь через ограждения конструкции определяют показатель Кришера D, который представляет собой среднее коэффициента теплопередачи:

$$D = \frac{Q_{Т}}{A_{общ}(t_{в} - t_{н})}. \tag{3.14}$$

Значение D необходимо для определения расчетной температуры воздуха в помещении.

[1] Суммарные теплопотери помещением через ограждающие конструкции (стены, потолки, полы, окна).

3.2.4. Нормальные теплопотери на нагревание инфильтрирующегося воздуха $Q_В$

3.2.4.1. Общие положения

Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха

Жилое помещение является помещением, предназначенным для длительного пребывания людей. Поэтому в жилое помещение необходима подача наружного воздуха. Поступление происходит через оконные и дверные проемы вследствие действия инфильтрации (проникания через неплотности в оконных и дверных стыках), а также при открывании окон при проветривании. На нагревание поступающего наружного воздуха расходуется теплота, которая характеризует дополнительные теплопотери в помещении. Эти теплопотери компенсируются отоплением и обозначаются как теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха $Q_В$.

Вследствие улучшения герметичности стыков необходимый с точки зрения гигиены воздухообмен без открытия окон или применения вентиляционных устройств обеспечивается лишь в редких случаях.

Минимальный воздухообмен

Отопительные устройства должны обеспечивать тепловую энергию для минимального воздухообмена. Поскольку для жилого помещения заранее не известно, какие теплопотери больше — на нагревание инфильтрующегося воздуха при естественной вентиляции или теплопотери при минимальном воздухообмене, — то необходимо рассчитывать значения теплопотерь для двух вариантов.

Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха с учетом кратности воздухообмена

Теплопотери на нагревание инфильтрирующегося воздуха определяются следующим образом:

$$Q_В = Q_{ЕВ} + \Delta Q_{МВ}, \qquad (3.15)$$

где $Q_{ЕВ}$ — максимальные теплопотери на нагревание наружного воздуха, поступающего в результате естественной вентиляции;

$\Delta Q_{МВ}$ — дополнительные теплопотери на нагревание наружного воздуха, поступающего в помещение в результате применения системы механической вентиляции

или

$$Q_В = Q_{В,\ мин}.$$

При дальнейших расчетах учитывают максимальное значение $Q_В$.

3.2.4.2. Теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха при естественной вентиляции $Q_{ЕВ}$

Естественная вентиляция

При естественной вентиляции на количество наружного воздуха влияют:

— проницаемость стыков здания, расположенных на повернутой к ветру (обдуваемой) стороне (А) и подветренной (необдуваемой) стороне (N);

— для учета разности давления внутри и снаружи, которая возникает благодаря гравитационному и ветровому напору применяется поправочный коэффициент H, который учитывает расположение и тип здания;

— для учета проницаемости стыков внутренних дверей применяется поправочный коэффициент r, который учитывает количество дверей в помещении.

Согласно DIN 4701

$$Q_{ЕВ} = V \cdot c \cdot \rho \cdot (t_в - t_н). \qquad (3.16)$$

Для расчета количества воздуха, поступающего через стыки, рамы дверей и окон, а также через швы между рамой окна и стеной или элементом наружной стены, за основу принимается воздухопроницаемость строительной конструкции $\sum(a \cdot l)$.

Воздухопроницаемость необходимо рассчитывать для самых неблагоприятных случаев расположения относительно направления ветра, например, для угловых помещений, которые имеют граничащие друг с другом наружные стены с самой большой воздухопроницаемостью.

На рис. 3.2 показаны обдуваемые и необдуваемые стороны помещения, согласно DIN 4701.

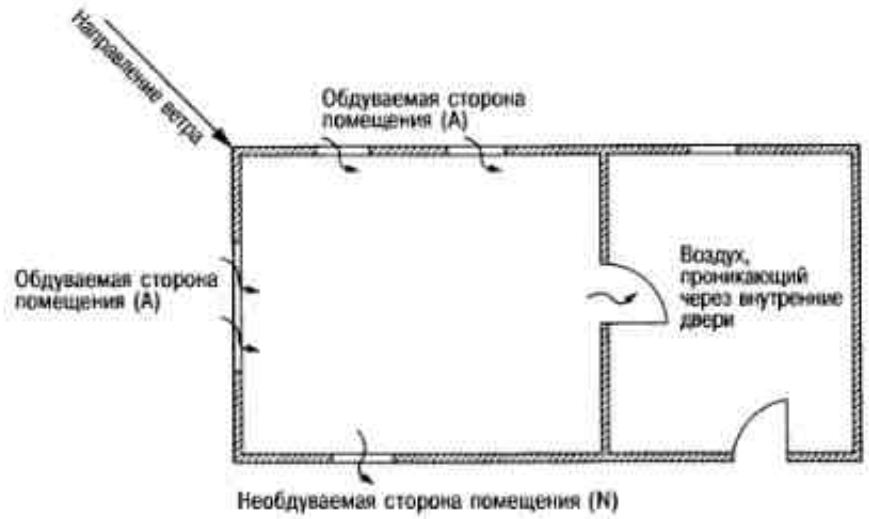


Рис. 3.2. Обдуваемые и необдуваемые стороны помещения, согласно DIN 4701

Значение коэффициента проницаемости стыков и швов устанавливается в соответствии с DIN 4701 часть 2 (табл. 3.4).

Воздействующий на стены здания гравитационный и ветровой напор учитывается с помощью коэффициента H, который зависит от расположения и типа здания. Для низких зданий ($H < 10$ м) гравитационный напор не учитывается.

Здания многоэтажного и шахтного типа

В зависимости от совместного влияния гравитационного и ветрового напора, согласно DIN 4701 часть 2, различают два вида зданий. Первый тип — многоэтажный, с воздухонепроницаемыми межэтажными перекрытиями. Второй тип — здания шахтного типа — здания без выраженного внутреннего секционирования.

Здания шахтного типа одновременно подвергаются влиянию гравитационного и ветрового напора.

Самым существенным параметром для проникания воздуха в помещение все же является отношение проницаемости обдуваемого фасада $\sum(a \cdot l)_А$ к проницаемости необдуваемого фасада $\sum(a \cdot l)_N$.

Таблица 3.4. Расчетные значения коэффициента проницаемости швов согласно DIN 4701

Обозначение конструкции		Тип	Коэффициент проницаемости a, $м^3/(м \cdot ч \cdot Па^{2/3})$
Окно	открываемое	до 2 этажей	0,6
		более 2 этажей	0,3
	не открываемое	нормальное	0,1
Наружная дверь	вращающаяся и раздвижная	очень плотная, с плотной притолокой	1,0
		нормальная, с порогом или нижним уплотнением	2,0
	дверь, открывающаяся в обе стороны	нормальная	20,0
	карусельная дверь	нормальная	30,0
Внутренняя дверь		плотная, с порогом	3,0
		нормальная, без порога	9,0

Типы проекции

В зависимости от этого параметра здания также различают по типу проекции — тип проекции 1 (отдельный дом) и тип проекции 2 (секционный дом).

К первому типу проекции, $\sum(a \cdot l)_A > \sum(a \cdot l)_N$, относятся все отдельные дома, конечные дома рядовой застройки и двухквартирные дома с тремя продуваемыми наружными стенами. Если обдувается только одна сторона (другие защищены от обдувания), то говорят о втором типе проекции. К нему относятся дома в середине рядовой застройки и многоэтажные здания с окнами в двух противоположных наружных стенах.

Типы проекций зданий согласно DIN 4701 представлены на рис. 3.3.

Расположение здания

Наряду с типом проекции здания на значение поправочного коэффициента H влияет характеристика местности постройки и расположение здания.

Различают местность с сильным и слабым ветром. В таблицах DIN 4701 часть 2 для определения нормируемой наружной температуры районы с сильным ветром обозначены W.

Расположение здания учитывает, находится здание в густонаселенной местности или местности с плотной застройкой (нормальное положение) или является отдельно стоящим домом (свободное положение).

Поправочный коэффициент H

Значения поправочного коэффициента H регламентированы в DIN 4701 часть 2 и приведены в табл. 3.5.

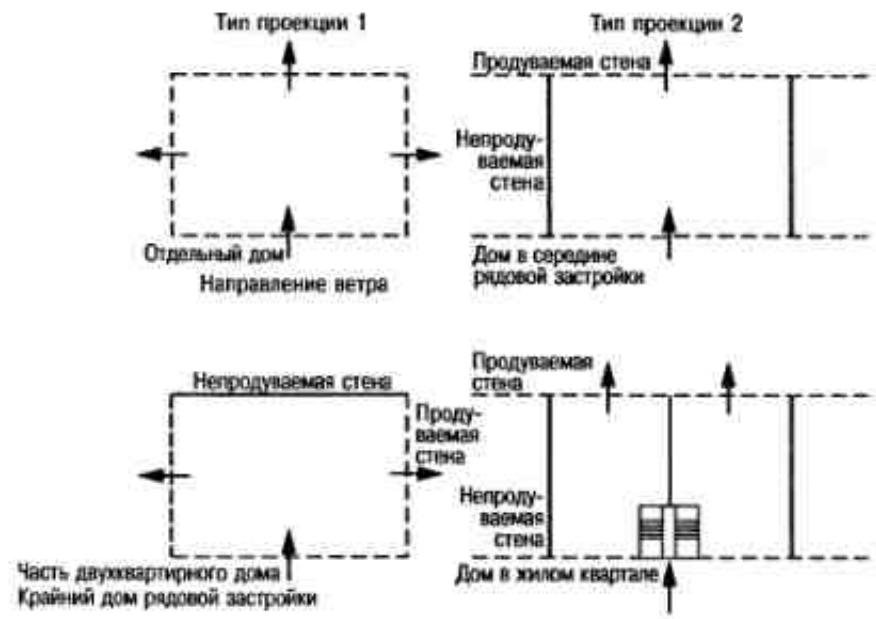


Рис. 3.3. Типы проекций зданий согласно DIN 4701

Таблица 3.5. Поправочный коэффициент H согласно DIN 4701

Местность	Положение	Скорость ветра, м/с	Коэффициент H	
			Тип проекции 1	Тип проекции 2
С сильным ветром	нормальное	2	0,72	0,52
	свободное	4	1,80	1,30
Со слабым ветром	нормальное	4	1,80	1,30
	свободное	6	3,10	2,20

Поправочный коэффициент ε

Увеличение скорости ветра учитывается с помощью поправочного коэффициента ε, зависящего от высоты и типа здания.

Этот фактор зависит от:

— высоты рассматриваемого помещения над уровнем земли;

— от типа здания (многоэтажное или шахтного типа);

— от типа проекции (1 или 2).

При этом различают следующие значения:

$\varepsilon_{ш,A}$ — поправочный коэффициент для здания шахтного типа, обдуваемая сторона;

$\varepsilon_{ш,N}$ — поправочный коэффициент для здания шахтного типа, необдуваемая сторона;

$\varepsilon_{м,A}$ — поправочный коэффициент для здания многоэтажного типа, обдуваемая сторона.

Здания высотой до 10 метров

Для зданий высотой до 10 метров применяют следующие значения коэффициента:

$\varepsilon_{м,A} = e_{ш,A} = 1$;

$\varepsilon_{ш,N} = 0$.

Для зданий высотой более 10 метров используют значения коэффициента ε согласно DIN 4701 часть 2.

Поправочный коэффициент r

Поправочный коэффициент r, зависящий от количества дверей в помещении, представляет собой фактор уменьшения воздухопроницаемости здания и учитывает сопротивление воздухопроницаемости внутренних дверей.

Сопротивление воздухопроницаемости зависит от отношения проницаемости обдуваемых наружных фасадов $\sum(a \cdot l)_A$ к проницаемости внутренних дверей и, возможно, окон $\sum(a \cdot l)_N$ на необдуваемой стороне для рассматриваемого помещения.

В зависимости от обстоятельств используют величину $\sum(a \cdot l)$, которая лежит в основе расчета Q_{EB}. Эта величина имеет значение при расчете зданий многоэтажного типа, обдуваемая сторона.

Значения поправочного коэффициента r выбирают согласно DIN 4701 часть 2 (табл. 3.6).

Таблица 3.6. Поправочный коэффициент r согласно DIN 4701 часть 2

Внутренняя дверь			
Тип	**Количество**	**Проницаемость фасада $\sum(a \cdot l)$**	**Коэффициент r**
Нормальная, без порога	1	≤30	0,9
		>30	0,7
	2	≤60	0,9
		>60	0,7
	3	≤90	0,9
		>90	0,7
Плотная, с порогом	1	≤10	0,9
		>10	0,7
	2	≤20	0,9
		>20	0,7
	3	≤30	0,9
		>30	0,7

Для помещений без внутренних дверей, а также имеющих более трех дверей $r = 1$.

После подстановки коэффициентов в уравнение 3.16 получаем уравнение для расчета теплопотерь на нагревание инфильтрующегося воздуха при естественной вентиляции:

Для здания шахтного типа ($\varepsilon_{m,N} \geq 0$):

$$Q_{EB,м} = [\varepsilon_{м,A} \cdot \sum(a \cdot l)_A + \varepsilon_{ш,N} \cdot \sum(a \cdot l)_N] \cdot H \cdot r \cdot (t_в - t_н) \text{ [Вт]}; \quad (3.17)$$

Для здания многоэтажного типа:

$$Q_{EB,м} = \varepsilon_{м,A} \cdot \sum(a \cdot l)_A \cdot H \cdot r \cdot (t_в - t_н) \text{ [Вт]}. \quad (3.18)$$

3.2.4.3. Минимальные теплопотери на вентиляцию $Q_{B,мин}$

По условиям гигиены для помещений с долговременным пребыванием людей необходимо предусматривать подачу наружного воздуха.

Минимальные теплопотери на вентиляцию

Минимальные теплопотери на вентиляцию определяют по формуле

$$Q_{B,мин} = \beta_{мин} \cdot V_в \cdot c \cdot \rho \cdot (t_в - t_н) \text{ [Вт]}. \quad (3.19)$$

Однократный воздухообмен за два часа

Если при расчете согласно DIN 4701 часть 1 для помещений с длительным пребыванием людей применяют однократный воздухообмен за два часа, то при значении плотности воздуха в 1,2 кг/м³ и удельной теплоемкости воздуха 1 кДж/(кг·К) получают следующее уравнение:

$$Q_{B,мин} = 0{,}17 \cdot V_в \cdot (t_в - t_н) \text{ [Вт]}. \quad (3.20)$$

Для помещений высотой более 3 м выбирают другие значения воздухообмена.

Внутренние санитарные помещения

Для внутренних санитарных помещений, например ванной и туалетной комнаты без окон, предусматривают четырехкратный воздухообмен в час.

Для этих помещений теплопотери на вентиляцию рассчитываются по формуле

$$Q_B = 1{,}36 \cdot V_в \cdot (t_в - t_0) \text{ [Вт]}, \quad (3.21)$$

где t_0 – температура окружающего приточного воздуха:

– для помещения с шахтой приточного воздуха согласно DIN 18017 $t_0 = +10°C$;

– для помещения без шахты приточного воздуха t_0 равна температуре воздуха смежных помещений, из которых происходит приток воздуха.

DIN 1946 «Вентиляция и кондиционирование воздуха»

Для помещений, предназначенных для длительного пребывания людей, или для санитарных помещений, согласно DIN 1946 «Вентиляция и кондиционирование воздуха: технические требования по обеспечению санитарных норм», устанавливают повышенные значения кратности воздухообмена, что соответственно увеличивает теплопотери на вентиляцию.

Влияние порывов ветра на теплопотери не учитывается.

3.2.4.4. Теплопотери при механической вентиляции

При применении механической вентиляции количество наружного воздуха, проникающего через неплотности, определяется конструкцией вентиляционного устройства.

При этом различают устройства приточной и вытяжной вентиляции.

Устройства приточной вентиляции

Превышение давления из-за принудительного притока воздуха является незначительным по сравнению с существующим гравитационным и ветровым напором. При этом принимают, что

$$\Delta Q_{MB} = 0.$$

Теплопотери при механической приточной вентиляции определяют как при естественной вентиляции.

Устройства вытяжной вентиляции

Применение вытяжной вентиляции ведет к падению давления внутри помещения, и это означает, что в помещение будет поступать воздух из окру-

жающего пространства, который необходимо нагревать до соответствующей температуры:

$$\Delta Q_{\text{нв}} = (V_{\text{н}} - V_{\text{пр}}) \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \text{ [Вт]}. \quad (3.22)$$

Разность в расходах воздуха $\Delta V_{\text{в}}$ определяют исходя из гигиенических соображений.

3.2.5. Нормируемое теплопотребление здания $Q_{\text{н}}$

Основой расчета нормируемого теплопотребления здания $Q_{\text{н, зд}}$ является расчет теплопотерь в помещениях.

Нормируемое теплопотребление

Теплопотери в помещениях складываются из

$$Q_{\text{н}} = \sum Q_{\text{т}} + Q_{\text{в}}. \quad (3.23)$$

Выбор размеров отопительных батарей и трубопроводов

Значение $Q_{\text{н}}$ является определяющим при выборе размеров отопительных батарей и трубопроводов.

Нормируемое теплопотребление здания

При расчете теплопотребления здания теплопотери через ограждающие конструкции учитывают в полном объеме.

Теплопотери на вентиляцию учитывают как долю от суммы соответствующих значений для каждого помещения, так как эти теплопотери рассчитываются при самых неблагоприятных условиях. Внутри же здания максимальные теплопотери имеют место только в части помещений:

$$Q_{\text{н, зд}} = \sum Q_{\text{т, i}} + \zeta \cdot \sum Q_{\text{в, i}}, \quad (3.24)$$

где ζ — коэффициент, учитывающий долю одновременных теплопотерь на инфильтрацию наружного воздуха, согласно DIN 4701 часть 2 (табл. 3.7).

Таблица 3.7. Коэффициент ζ, учитывающий долю одновременных теплопотерь на инфильтрацию наружного воздуха, согласно DIN 4701 часть 2

Характеристика местности	Коэффициент ζ, учитывающий долю одновременных теплопотерь на инфильтрацию наружного воздуха	
	H ≤ 10 м	H > 10 м
Местность с сильным ветром, нормальное расположение	0,5	0,7
Все остальные случаи	0,5	0,5

Выбор котла

Значение нормируемого теплопотребления здания $Q_{\text{н, зд}}$ является определяющим при выборе соответствующей отопительной установки. При этом необходимо соблюдать требования предписаний по отопительным устройствам.

Для проведения расчетов применяют таблицу, представленную на рис. 3.4.

Рис. 3.4. Таблица для расчета теплопотерь в помещении

Проект Номер помещения				Обозначение помещения					Дата								
Температура внутреннего воздуха						$t_{\text{в}}$ = °C			Поправочный коэффициент H					H = Вт · ч · Па$^{2/3}$/(м^3·K)			
Температура наружного воздуха						$t_{\text{н}}$ = °C			Количество внутренних дверей					$n_{\text{в}}$ =			
Объем помещения						$V_{\text{н}}$ = м^3			Высота над поверхностью земли					h = м			
Общая площадь огражд. поверхностей						$A_{\text{общ}}$ = м^2			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{\text{н,в}}$ =			
Температура окр. приточного воздуха						$t_{\text{п}}$ = °C			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{\text{н,зд}}$ =			
Избыточный объем вытяжки						ΔV = м^3/с			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{\text{н,в}}$ =			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей						Теплопотери $Q_{\text{т}}$		Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	l/h	A	AZ	A	$k_{\text{н}}$	Δt	$Q_{\text{т}}$	$n_{\text{г}}$	$n_{\text{в}}$	$l_{\text{г}}$	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$	K	Вт	–	–	м	$\frac{\text{м}^3}{\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}}$	–

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_{\text{в}}$ = м^3/(ч · Па$^{2/3}$)	Нормируемые теплопотери на вентиляцию	$Q_{\text{в}}$ = Вт
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_{\text{н}}$ = м^3/(ч · Па$^{2/3}$)	Нормируемые теплопотери через ограждения	$Q_{\text{т}}$ = Вт
Поправочный коэффициент	r =	Показатель Кришера	D = Вт/м^2·K
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{\text{в, ест}}$ =	Доля теплопотерь на вентиляцию	$Q_{\text{в}}/Q_{\text{т}}$ =
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{\text{в, мех}}$ =	Теплопотери	$Q_{\text{н}}$ = Вт
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{\text{в, мин}}$ =	Удельные теплопотери	$q_{\text{н}}$ = Вт/м^2

Колонка 1	Обозначение	Колонка 7	Площадь поверхности	Колонка 13	Количество вертикальных стыков
Колонка 2	Ориентация по сторонам света	Колонка 8	Площадь для расчета	Колонка 14	Длина стыков
Колонка 3	Количество	Колонка 9	Нормируемый коэффициент теплопередачи $k_{\text{н}}$	Колонка 15	Коэффициент проницаемости стыков
Колонка 4	Ширина	Колонка 10	Разность температур	Колонка 16	Проницаемость стыков
Колонка 5	Длина/высота	Колонка 11	Теплопотери через ограждения	Колонка 17	Обдуваемый/необдуваемый
Колонка 6	Площадь	Колонка 12	Количество горизонтальных стыков		

3.3. Примеры расчетов

3.3.1. Пример 1. Расчет теплопотерь жилого помещения

3.3.1.1. Постановка задачи

Необходимо рассчитать теплопотери жилого помещения одноквартирного дома (по DIN 4701).

Высота здания 8 метров, помещения первого этажа находятся на глубине 1 метра от поверхности земли.

Даны следующие параметры:

Место расположения:
город Глаухау, нормальное расположение, массивный тип конструкции.

Стены:

наружная стена (НС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,36 м	Поризованный керамический блок поротон, 700 кг/м³
	0,01 м	Цементный раствор
внутренняя стена (ВС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,125 м	Клинкерный кирпич, 1800 кг/м³
	0,01 м	Цементный раствор
внутренняя стена (ВС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,24 м	Клинкерный кирпич, 1800 кг/м³
	0,01 м	Цементный раствор
Потолок (ПТ)	0,02 м	Древесно-стружечная плита DIN 68761
	0,08 м	Минеральная вата
	0,15 м	Бетон
	0,01 м	Цементный раствор

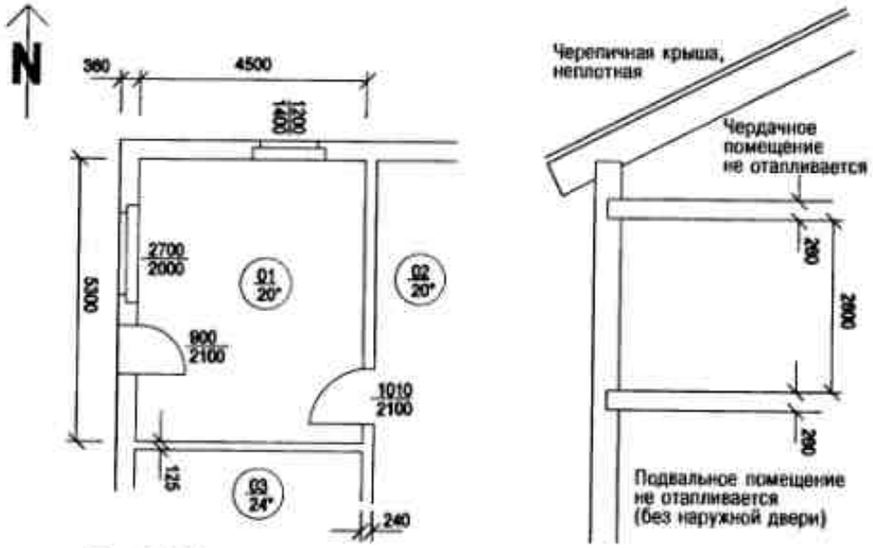


Рис. 3.5. Чертеж к заданию 3.3.1

Пол (ПЛ)	0,01 м	Ковролин
	0,04 м	Ангидритовое покрытие
	0,05 м	Минеральная вата
	0,15 м	Бетон
	0,01 м	Цементный раствор

Окна:
стеклопакет, расстояние между стеклами 12 мм.
Размер окна 2,70 × 2,0 м, с двумя створками.

Внутренние двери:
плотные, с порогами.

Расчет начинают с определения коэффициентов теплопередачи для заданных строительных конструкций.

Необходимые необходимые данные для расчета принимают из таблиц:

– сопротивление теплоотдаче R_a и R_i: DIN 4701 часть 2 или DIN 4108 часть 4*.

– теплопроводность λ: DIN 4108 часть 4.

– Δk_n поправочный коэффициент для наружной поверхности: DIN 4701 часть 2, таблица 3.

– Δk_c поправочный коэффициент, учитывающий влияние солнечного излучения для прозрачных наружных поверхностей: DIN 4701 часть 2, табл. 4.

Таблица 3.8. Коэффициент теплопередачи: наружная стена

Наружная стена			R_a = 0,13	R_u = 0,04
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление, R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Керамический блок поротон	0,36	0,27	1,333	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,348	1,518
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,659

Таблица 3.9. Коэффициент теплопередачи: внутренняя стена 240 мм

Внутренняя стена 240 мм			R_a = 0,13	R_u = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление, R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Клинкерный кирпич	0,24	0,81	0,296	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			0,311	0,571
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				1,753

* См. Приложение.

Таблица 3.10. Коэффициент теплопередачи: внутренняя стена 125 мм

Внутренняя стена 125 мм			R_e = **0,13**	R_u = **0,13**
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление, R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_λ, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Клинкерный кирпич	0,125	0,81	0,154	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			0,169	0,429
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				2,333

Таблица 3.11. Коэффициент теплопередачи: потолок

Потолок (тепловой поток направлен вверх)			R_e = **0,13**	R_u = **0,08**
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление, R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_λ, (м²·К/Вт)**
Древесно-стружечная плита DIN 68761	0,02	0,13	0,154	
Минеральная вата	0,08	0,035	2,286	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			2,518	2,728
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,367

Таблица 3.12. Коэффициент теплопередачи: пол

Пол (тепловой поток направлен вниз)			R_e = **0,17**	R_u = **0,17**
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление, R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_λ, (м²·К/Вт)**
Ковролин	0,01	0,1	0,100	
Ангидритовое покрытие	0,04	1,2	0,033	
Минеральная вата	0,05	0,035	1,429	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,640	1,980
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,505

Окна:

для стеклопакета с расстоянием между стеклами 12 мм по уравнению 3.3 определяем:

$$k_{н} = 2{,}6 + 0{,}2 - 0{,}3 = 2{,}5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Для внутренней двери:

$$k = 2{,}0 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

3.3.1.2. Нормируемые теплопотери

Для расчета используют таблицу (рис. 3.4) из приложения к DIN 4701 часть 2. При этом начинают с заполнения заголовка таблицы.

Нормируемая внутренняя температура, согласно DIN 4701 часть 2, табл. 2, составляет 20°С. Значение нормируемой наружной температуры получают в соответствии с уравнением 3.1 и наружной температурой для г. Глаухау −14°С (DIN 4701 часть 1, табл. 1) с учетом поправки на массивность строения, для массивного строения поправка на температуру равна 2 К. То есть наружная температура составляет −12°С.

Поправочный коэффициент H, учитывающий расположение и тип здания, выбирают по DIN 4701/часть 2, табл. 10. В данном случае для:

– местности со слабым ветром;
– нормального расположения;
– типа проекции 1 (по DIN 4701 часть 2, рис. 4*а*):

$$H = 0{,}72 \text{ Вт} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}).$$

Дом на одну семью является зданием многоэтажного типа. Поправочный коэффициент для здания высотой до 10 метров или имеющего до 4 отапливаемых этажей $\varepsilon_{м,А} = 1$.

При определении температуры чердачного помещения используют табл. 7 DIN 4701 часть 2:

– наружная поверхность крыши неплотная $R_k = 0{,}2$ м²·К/Вт;
– R_k поверхности, граничащей с отапливаемым помещением, $R_k \geq 1{,}6$ м²·К/Вт;
– нормируемая наружная температура −12°С > −10°С.

Температуру подвального помещения определяют по табл. 5 DIN 4701 часть 2:

– неотапливаемое смежное помещение без входной двери / подвальное помещение 6°С.

Коэффициент проницаемости стыков определяется по табл. 9 DIN 4701 часть 2:

– окно:

$$a = 0{,}6 \text{ м}^3/(\text{Вт} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3});$$

– дверь на террасу:

$$a = 1{,}0 \text{ м}^3/(\text{Вт} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}^{2/3}).$$

Поправочный коэффициент r, учитывающий количество дверей в помещении, определяется по табл. 13 DIN 4701 часть 2. В соответствии с уравнениями 3.18 и 3.20 получаем следующие значения теплопотерь на вентиляцию:

минимальные теплопотери на вентиляцию:

$$Q_{в,мин} = 0{,}17 \cdot 62{,}01 \cdot (20 - (-12)) = 338 \text{ Вт};$$

теплопотери при естественной вентиляции:

$$Q_{в,ев} = 1{,}0 \cdot 15{,}96 \cdot 0{,}72 \cdot 0{,}7 \cdot (20 - (-12)) = 257 \text{ Вт}.$$

Таблица 3.13. Расчет теплопотерь помещения

Проект: задание 3.3.1 Обозначение помещения Номер помещения 01		Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 20	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{1/2}$/(м^3·К)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_i = 1
Общая площадь огражд. поверхностей	$A_{гр}$ [м^2] = 98,70	Высота над поверхностью земли	h [м] = 1,0
Площадь основания	A [м^2] = 23,85	Поправочный коэффициент z (A)	$z_{H,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_z [°C] =	Поправочный коэффициент z (N)	$z_{H,N}$ = 0
Объем помещения	V_n [м^3] = 62,01	Поправочный коэффициент z (A)	$z_{H,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	t,h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_T	n_F	n_K	l_F	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	К	Вт	–	–	м	$\frac{м^3}{м \cdot ч \cdot Па^{2/3}}$	$\frac{м^3}{ч \cdot Па^{2/3}}$	–
НО	С	1	1,2	1,4	1,68		1,68	2,5	32	134,4	2	2	5,2	0,6	3,12	а
НС	С	1	4,5	2,86	12,87	1,68	11,19	0,66	32	236,3						
НД	З	1	0,9	2,1	1,89		1,89	2,5	32	151,2	2	2	6	1,0	6	а
НО	З	1	2,7	2,0	5,4		5,4	2,5	32	432,0	2	3	11,4	0,6	6,84	а
НС	З	1	5,3	2,86	15,16	7,29	7,87	0,66	32	166,2						
ВС		1	4,5	2,86	12,87		12,87	2,33	−4	−119,9						
ВД		1	1,01	2,1	2,12		2,12	2,0	0	0,0						
ВС		1	5,3	2,86	15,16	2,12	13,04	1,75	0	0,0						
ПЛ		1	5,3	4,5	23,85		23,85	0,51	14	170,3	$t_{подвала}$ = 6°C					
ПТ		1	5,3	4,5	23,85		23,85	0,37	30	264,7	$t_{чердак}$ = −10°C ($k_{чердак}$ = 5,0; $k_{потолок}$ < 0,6)					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_e$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 15,96	Теплопотери на вентиляцию	Q_L [Вт] = 338
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_n$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = 1435,2
Поправочный коэффициент	r = 0,7*	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·К] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{L,EB}$ [Вт] = 257,4	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_L/Q_T [Вт] = 0,24
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{L,MB}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_H [Вт] = 1773,2
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{L,мин}$ [Вт] = 338	Удельные теплопотери	q_H [Вт/м^2] = 74,35

* Внутренняя дверь плотная с порогом $\sum(a \cdot l)_e = 15{,}96 > 10 > r = 0{,}7$.

В соответствии с результатом, приведенным в табл. 3.13, теплопотери помещения составляют 1773 Вт. Это значение является основой для выбора отопительной батареи для данного помещения.

3.3.2. Пример 2. Расчет теплопотребления здания

3.3.2.1. Постановка задачи

Необходимо рассчитать значение теплопотребления здания по DIN 4701. Конечный дом рядовой застройки, год постройки 1990, чертеж представлен на рис. 3.6.

Высота здания определяется при условии, что чердачный этаж является не отделанным и с теплотехнической точки зрения рассматривается как неплотный.

Даны следующие параметры:

Место расположения:
город Хемниц, нормальное расположение, массивный тип конструкции.

Стены:

наружная стена (НС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,30 м	Газобетон, 500 кг/м^3
	0,01 м	Цементный раствор
наружная стена (НС)	0,01 м	Цементный раствор
Подвальный этаж	0,30 м	Газобетон, 500 кг/м^3
	0,002 м	Битум
	0,20 м	Гравий (сухой)
Внутренняя стена (ВС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,24 м	Клинкерный кирпич, 1800 кг/м^3
	0,01 м	Цементный раствор
Внутренняя стена (ВС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,13 м	Клинкерный кирпич, 1800 кг/м^3
	0,01 м	Цементный раствор
Внутренняя стена (ВС)	0,01 м	Цементный раствор
	0,115 м	Клинкерный кирпич, 1800 кг/м^3
	0,01 м	Цементный раствор
Потолок (ПТ)	0,02 м	Древесно-стружечная плита DIN 68761
Второй этаж	0,08 м	Минеральная вата
	0,15 м	Бетон
	0,01 м	Цементный раствор
Потолок (ПТ)	0,01 м	Ковролин
Первый этаж	0,05 м	Ангидритовое покрытие
	0,05 м	Минеральная вата
	0,15 м	Бетон
	0,01 м	Цементный раствор
Пол (ПЛ)	0,01 м	Ковролин
Первый этаж	0,05 м	Ангидритовое покрытие
	0,08 м	Минеральная вата
	0,15 м	Бетон
Пол (ПЛ)	0,01 м	Покрытие из искусственного материала
Подвальный этаж	0,05 м	Цементный раствор
	0,06 м	Пенополиуретан (защита от влаги)
	0,15 м	Бетон
	0,20 м	Гравий (сухой)

В стене, отделяющей здание от смежного дома, проложена плита из стекловолокна толщиной 20 мм (штукатурка только на наружной поверхности).

В помещениях кухни, туалета и ванной комнаты, совмещенной с туалетом, в качестве напольного покрытия применяется не ковролин, а кафельная плитка.

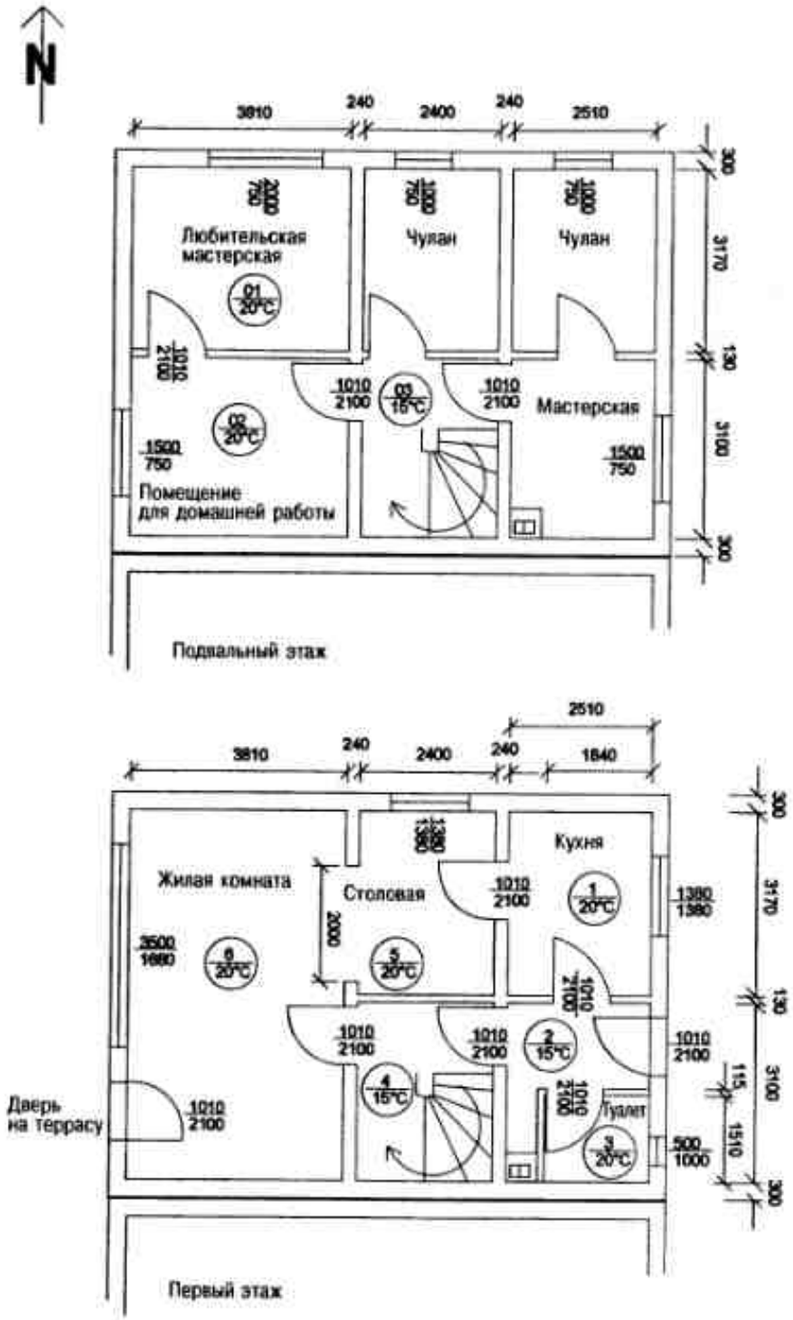


Рис. 3.6а. Чертеж к заданию 3.3.2

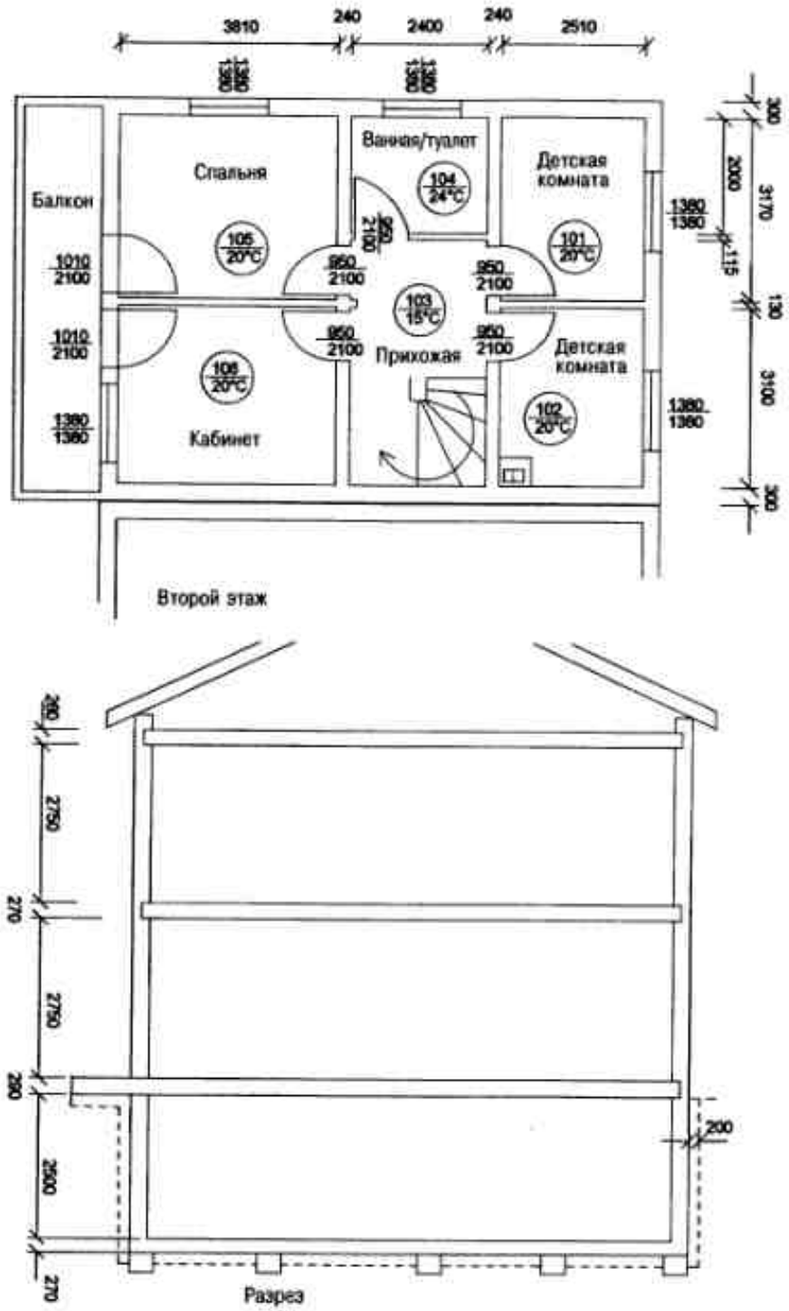


Рис. 3.6б. Чертеж и разрез к заданию 3.3.2

Окна/стеклянные двери:
стеклопакет, расстояние между стеклами 12 мм.

Окно в помещении 6 — двустворчатое, все остальные окна и стеклянные двери одностворчатые.

Наружная дверь:
очень плотная, деревянная.

Внутренние двери:
плотные, с порогами.

3.3.2.2. Расчет коэффициента теплопередачи

Таблица 3.14. Коэффициент теплопередачи: наружная стена

Наружная стена			R_s = 0,13	R_w = 0,04
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_k, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Газобетон DIN 4165	0,30	0,22	1,364	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,378	1,548
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,646

Таблица 3.15. Коэффициент теплопередачи: внутренняя стена 240 мм

Внутренняя стена			R_s = 0,13	R_w = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_k, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Клинкерный кирпич	0,24	0,81	0,296	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			0,311	0,571
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				1,753

Таблица 3.16. Коэффициент теплопередачи: внутренняя стена 130 мм

Внутренняя стена			R_s = 0,13	R_w = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_k, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Клинкерный кирпич	0,13	0,81	0,160	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			0,175	0,435
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =			2,300	

Таблица 3.17. Коэффициент теплопередачи: внутренняя стена 115 мм

Внутренняя стена			R_s = 0,13	R_w = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_k, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Клинкерный кирпич	0,115	0,81	0,142	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			0,156	0,416
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				2,402

Таблица 3.18. Коэффициент теплопередачи: стена, разделяющая здания

Стена, разделяющая здания			R_s = 0,13	R_w = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_k, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Газобетон DIN 4165	0,30	0,22	1,364	
Минеральная вата	0,02	0,035	0,571	
Газобетон DIN 4165	0,30	0,22	1,364	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			3,313	3,573
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,280

Таблица 3.19. Коэффициент теплопередачи: потолок, второй этаж

Потолок верхнего этажа (к чердаку)			R_s = 0,13	R_w = 0,08
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_k, (м²·К/Вт)**
Древесно-стружечная плита DIN 68761	0,02	0,13	0,154	
Минеральная вата	0,08	0,035	2,286	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			2,518	2,728
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,367

Таблица 3.20. Коэффициент теплопередачи: пол второго этажа/потолок первого этажа, ковролин

Пол второго этажа/потолок первого этажа (тепловой поток направлен вниз)			R_s = 0,17	R_u = 0,17
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Ковролин	0,01	0,1	0,100	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	
Минеральная вата	0,05	0,035	1,429	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,649	1,989
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,503

Таблица 3.21. Коэффициент теплопередачи: пол второго этажа/потолок первого этажа, кафельная плитка

Пол второго этажа/потолок первого этажа (тепловой поток направлен вниз)			R_s = 0,17	R_u = 0,17
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Кафельная плитка	0,01	1,0	0,010	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	
Минеральная вата	0,05	0,035	1,429	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,559	1,899
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,527

Таблица 3.22. Коэффициент теплопередачи: пол второго этажа/потолок первого этажа, ковролин

Пол второго этажа/потолок первого этажа (тепловой поток направлен вниз)			R_s = 0,13	R_u = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Ковролин	0,01	0,1	0,100	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	

Таблица 3.22 (окончание)

Пол второго этажа/потолок первого этажа (тепловой поток направлен вниз)			R_s = 0,13	R_u = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Минеральная вата	0,05	0,035	1,429	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,649	1,909
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,524

Таблица 3.23. Коэффициент теплопередачи: пол второго этажа/потолок первого этажа, кафельная плитка

Пол второго этажа/потолок первого этажа (тепловой поток направлен вниз)			R_s = 0,13	R_u = 0,13
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Кафельная плитка	0,01	1,0	0,010	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	
Минеральная вата	0,05	0,035	1,429	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
			1,559	1,819
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,550

Таблица 3.24. Коэффициент теплопередачи: пол первого этажа, ковролин

Пол первого этажа/потолок подвала (тепловой поток направлен вниз)			R_s = 0,17	R_u = 0,17
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_λ, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_u, (м²·К/Вт)**
Ковролин	0,01	0,1	0,100	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	
Минеральная вата	0,08	0,035	2,286	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
			2,499	2,839
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,352

Таблица 3.25. Коэффициент теплопередачи: пол первого этажа, кафельная плитка

Пол первого этажа/потолок подвала (тепловой поток направлен вниз)			**R_e = 0,17**	**R_e = 0,17**
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_s, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_g, (м²·К/Вт)**
Кафельная плитка	0,01	1,0	0,010	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	
Минеральная вата	0,08	0,035	2,286	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
			2,409	2,749
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,364

Таблица 3.26. Коэффициент теплопередачи: потолок подвала

Пол первого этажа/потолок подвала (тепловой поток направлен вверх)			**R_e = 0,13**	**R_e = 0,13**
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_s, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_g, (м²·К/Вт)**
Ковролин	0,01	0,1	0,100	
Ангидритовое покрытие	0,05	1,2	0,042	
Минеральная вата	0,08	0,035	2,286	
Бетон DIN 1045	0,15	2,1	0,071	
			2,499	2,759
Коэффициент теплопередачи k (Вт/м²·К) =				0,362

Поверхности, граничащие с грунтом, рассчитываются в соответствии с разделом 3.2.2.3. Получены следующие значения величин термического сопротивления строительной конструкции.

Таблица 3.27. Термическое сопротивление конструкции R_{sk}: наружная стена подвала

Конструкция: Наружная стена				
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_s, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_g, (м²·К/Вт)**
Цементный раствор	0,01	1,4	0,007	
Газобетон DIN 4165	0,30	0,22	1,364	
Битумное покрытие	0,002	0,17	0,012	
Гравий	0,20	0,70	0,286	
			1,668	1,668

Таблица 3.28. Термическое сопротивление конструкции R_{sk}: пол подвала

Конструкция: Пол подвала				
Материал	**Толщина слоя, м**	**Теплопроводность λ, (Вт/м·К)**	**Термическое сопротивление R_s, (м²·К/Вт)**	**Сопротивление теплопередаче R_g, (м²·К/Вт)**
Покрытие из искусственного материала	0,01	0,23	0,043	
Цементный раствор	0,05	1,4	0,036	
Пенополиуретан	0,06	0,035	1,714	
Бетон	0,15	2,1	0,071	
Гравий	0,20	0,70	0,286	
			2,151	2,151

Термическое сопротивление по отношению к грунту и наружному воздуху получают из уравнений 3.5 и 3.6:

$$R_{tm} = R_s + R_{sk} + R_{sk} + R_{sk};$$

$$R_{ts} = R_s + R_{sk} + R_{sk}.$$

Для определения R_{sk} необходимо применить уравнение 3.5а. Так как речь идет о трех взаимосвязанных отапливаемых подвальных помещениях, которые не образуют прямоугольник, то в соответствии с DIN 4701 часть 1 необходимо использовать равный по площади прямоугольник, одна из сторон которого равна наибольшей длине действительного основания.

Площади помещений:

помещение для домашней работы – 11,81 м²;
мастерская в подвале – 12,08 м²;
коридор в подвале – 7,44 м²;
часть стены – 1,24 м²;
общая площадь – 32,57 м².

В качестве наибольшей выбирают длину 6,45 м. Тогда в соответствии с уравнением 3.5а получают:

$$R_{sk} = 0{,}24 \cdot \left[32{,}57 \cdot (2)^{-0{,}44} + \left(\frac{6{,}45}{5{,}05} \right)^{-0{,}36} \right]^{0{,}5}.$$

$$R_{sk} = 1{,}13 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

По уравнению 3.7 получают значение термического сопротивления грунт → грунтовые воды:

$$R_{sk} = T/\lambda_s = 2/1{,}2 = 1{,}67 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}.$$

Для пола, граничащего с грунтом:

$$R_{tm} = 0{,}17 + 2{,}15 + 1{,}13 + 0{,}04 = 3{,}49 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \ (\rightarrow k_{tm} = 0{,}28 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К});$$

$$R_{ts} = 0{,}17 + 2{,}15 + 1{,}67 = 3{,}99 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \ (\rightarrow k_{ts} = 0{,}25 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для наружной стены, граничащей с грунтом, получают:

$$R_{tm} = 0{,}13 + 1{,}67 + 0{,}5 \cdot 1{,}13 + 0{,}04 = 2{,}41 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \ (\rightarrow k_{tm} = 0{,}42 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К});$$

$$R_{ts} = 0{,}13 + 1{,}67 + 1{,}67 = 3{,}47 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт} \ (\rightarrow k_{ts} = 0{,}29 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}).$$

Отдельно рассчитывают коэффициенты теплопередачи для окон и дверей в соответствии с DIN 4701 часть 2:

Окно: $k_н = 2{,}6 + 0{,}2 - 0{,}3 = 2{,}5$ Вт/м² · К.

Входная дверь: $k_н = 3{,}5 + 0{,}3 = 3{,}8$ Вт/м² · К.

Внутренняя дверь: $k_н = 2{,}0$ Вт/м² · К.

Все параметры, необходимые для расчета теплопотерь, сведены в последующие таблицы. Результаты расчета теплопотерь в помещениях приведены в табл. 3.29–3.43.

Таблица 3.29. Мастерская

Проект: задание 3.3.2 Обозначение помещения							Дата 08.2000										
Номер помещения 01 Мастерская																	
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 20			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м²·К)] = 0,72			
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					$n_в$ = 1			
Общая площадь огражд. поверхностей						$A_{общ}$ [м²] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = −2,5			
Площадь основания						A [м²] = 12,08			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0			
Температура окр. приточного воздуха						t_z [°C] =			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{н,N}$ = 0			
Объем помещения						V_i [м³] = 30,19			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0			
Избыточный объем вытяжки						ΔV[м³/с] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
			Расчет площадей						Теплопотери Q_T		Воздухопроницаемость						
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	$k_н$	Δt	Q_T	n_i	n_e	l_c	a	$a \cdot l$	a/n	
–	–	–	м	м	м²	–	м²	Вт/м²·К	К	Вт	–	–	м	м²/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м³/(ч·Па$^{2/3}$)	–	
НО	С	1	2,0	0,75	1,5		1,50	2,5	32	120	2	2	5,5	0,6	3,3	а	
НС1	С	1	3,81	2,78	10,59	1,50	9,09	0,42	17	65	$k_н$ = 0,42; $t_н$ = −12 + 15 = 3°C						
			3,81	2,78	10,59	1,50	9,09	0,29	10	26	$k_н$ = 0,29; $t_н$ = 10°C						
НС1	З	1	3,17	2,78	8,81		8,81	0,42	17	63	$k_н$ = 0,42; $t_н$ = −12 + 15 = 3°C						
			3,17	2,78	8,81		8,81	0,29	10	26	$k_н$ = 0,29; $t_н$ = 10°C						
ВД		1	1,01	2,1	2,12		2,12	2,0	0	0							
ВС		1	3,81	2,78	10,59	2,12	8,47	2,3	0	0							
ВС		1	3,17	2,78	8,81		8,81	1,75	14	216	$t_{помещ}$ = 6°C						
ПЛ1		1	3,81	3,17	12,08		12,08	0,28	17	57	$k_н$ = 0,28; $t_н$ = −12 + 15 = 3°C						
			3,81	3,17	12,08		12,08	0,25	10	30	$k_н$ = 0,25; $t_н$ = 10°C						
ПТ		1	3,81	3,17	12,08		12,08	0,36	0	0	Тепловой поток вверх						
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum[a \cdot l]_k$ [м³/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,30			Теплопотери на вентиляцию					$Q_в$ [Вт] = 165			
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum[a \cdot l]_k$ [м³/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_T [Вт] = 603			
Поправочный коэффициент						r = 0,90			Показатель Кришера					D [Вт/м²·К] =			
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{в,ест}$ [Вт] = 68			Доля теплопотерь на вентиляцию					$Q_в/Q_T$ [Вт] = 0,27			
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{в,мех}$ [Вт] =			Общие теплопотери					$Q_ж$ [Вт] = 768,4			
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{в,мин}$ [Вт] = 165			Удельные теплопотери					$q_ж$ [Вт/м²] = 63,61			

Таблица 3.30. Помещение для домашней работы

Проект: задание 3.3.2 Обозначение помещения							Дата 08.2000										
Номер помещения 02 Помещение для домашней работы																	
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 20			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м²·К)] = 0,72			
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					$n_в$ = 2			
Общая площадь огражд. поверхностей						$A_{общ}$ [м²] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = −2,5			
Площадь основания						A [м²] = 11,81			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0			
Температура окр. приточного воздуха						t_z [°C] =			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{н,N}$ = 0			
Объем помещения						V_i [м³] = 29,52			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0			
Избыточный объем вытяжки						ΔV[м³/с] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
			Расчет площадей						Теплопотери Q_T		Воздухопроницаемость						
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	$k_н$	Δt	Q_T	n_i	n_e	l_c	a	$a \cdot l$	a/n	
–	–	–	м	м	м²	–	м²	Вт/м²·К	К	Вт	–	–	м	м²/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м³/(ч·Па$^{2/3}$)	–	
НО	С	1	1,50	0,75	1,125		1,13	2,50	32	90	2	2	4,5	0,6	2,7	а	
НС1	С	1	3,10	2,78	8,62	1,125	7,49	0,42	17	54	$k_н$ = 0,42; $t_н$ = −12 + 15 = 3°C						
			3,10	2,78	8,62	1,125	7,49	0,29	10	22	$k_н$ = 0,29; $t_н$ = 10°C						
ВС		1	3,81	2,78	10,59		10,59	0,28	5	15	Стена, разделяющая здания; смежное помещение с внешним отоплением 15°C						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	5	21							
ВС		1	3,10	2,78	8,62	2,12	6,5	1,75	5	57							
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	0	0							
ВС		1	3,81	2,78	10,59	2,12	8,47	2,30	0	0							
ПЛ1		1	3,81	3,10	11,81		11,81	0,28	17	56	$k_н$ = 0,28; $t_н$ = −12 + 15 = 3°C						
			3,81	3,10	11,81		11,81	0,25	10	30	$k_н$ = 0,25; $t_н$ = 10°C						
ПТ		1	3,81	3,10	11,81		11,81	0,36	0	0	Тепловой поток вверх						
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum[a \cdot l]_k$ [м³/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,30			Теплопотери на вентиляцию					$Q_в$ [Вт] = 161			
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum[a \cdot l]_k$ [м³/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_T [Вт] = 344			
Поправочный коэффициент						r = 0,90			Показатель Кришера					D [Вт/м²·К] =			
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{в,ест}$ [Вт] = 68			Доля теплопотерь на вентиляцию					$Q_в/Q_T$ [Вт] = 0,47			
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{в,мех}$ [Вт] =			Общие теплопотери					$Q_ж$ [Вт] = 505			
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{в,мин}$ [Вт] = 161,0			Удельные теплопотери					$q_ж$ [Вт/м²] = 42,75			

Таблица 3.31. Лестница подвала

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 03	Обозначение помещения Лестница подвала	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 15	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{1/2}$/(м^2·K)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_i = 3
Общая площадь огражд. поверхностей	$A_{общ}$ [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = −2,5
Площадь основания	A [м^2] = 7,44	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{ц,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_b [°C] = 6	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{ц,N}$ = 0
Объем помещения	V_i [м^3] = 16,60	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{ц,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_T	n_T	n_e	l_c	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–
ВС		1	2,40	2,78	6,67		6,67	0,28	0	0	Стена, разделяющая здания; смежное помещение с внешним отоплением 15°C					
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,0	−5	−21						
ВС		1	3,10	2,78	8,62	2,12	6,50	1,75	−5	−57						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,0	9	38						
ВС		1	2,40	2,78	6,67	2,12	4,45	2,3	9	94						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,0	9	38						
ВС		1	3,10	2,78	8,62	2,12	6,50	1,75	9	102						
ПЛ1		1	2,40	3,10	7,44		7,44	0,28	12	25	$k_{ш}$ = 0,28; $t_{ш}$ = −12 + 15 = 3°C					
			2,40	3,10	7,44		7,44	0,25	5	9	$k_{ш}$ = 0,25; $t_{ш}$ = 10°C					
ПТ		1	2,40	3,10	7,44		7,44	0,36	0	0	Тепловой поток вверх					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_A$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери на вентиляцию	Q_B [Вт] = 29
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_N$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = 229
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·K] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{B,ES}$ [Вт] = 0,00	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_B/Q_T [Вт] = 0,13
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{B,ME}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_H [Вт] = 258
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{B,min}$ [Вт] = 29	Удельные теплопотери	q_H [Вт/м^2] = 34,70

Таблица 3.32. Кухня

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 1	Обозначение помещения Кухня	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 20	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{1/2}$/(м^2·K)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_i = 2
Общая площадь огражд. поверхностей	$A_{общ}$ [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 7,96	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{ц,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_b [°C] =	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{ц,N}$ = 0
Объем помещения	V_i [м^3] = 21,88	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{ц,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_T	n_T	n_e	l_c	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–
НО	В	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,5	32	152	2	2	5,52	0,6	3,31	а
НС	В	1	3,17	3,03	9,61	1,90	7,71	0,65	32	160						
НС	С		2,51	3,03	7,61		7,61	0,65	32	158						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,02	0	0						
ВС			3,17	3,03	9,61	2,12	7,49	1,75	0	0						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,0	5	21						
ВС		1	2,51	3,03	7,61	2,12	5,49	2,3	5	63						
ПЛ		1	3,17	2,51	7,96		7,96	0,36	14	40	$t_{подвала}$ = 6°C, тепловой поток вниз					
ПТ		1	3,17	2,51	7,96		7,96	0,52	0	0	Тепловой поток вверх					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_A$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,31	Теплопотери на вентиляцию	Q_B [Вт] = 119
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_N$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = 595
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·K] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{B,ES}$ [Вт] = 69	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_B/Q_T [Вт] = 0,2
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{B,ME}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_H [Вт] = 714
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{B,min}$ [Вт] = 119	Удельные теплопотери	q_H [Вт/м^2] = 89,72

Таблица 3.33. Вход

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 2	Обозначение помещения Вход	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 15	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^3·K)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_a = 3
Общая площадь огражд. поверхностей	A_{obj} [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 4,6	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{u,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_u [°C] =	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{u,N}$ = 0
Объем помещения	V_i [м^3] = 12,66	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{w,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	t,h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_T	n_L	n_a	l_L	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/м^2·K	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–
НД	В	1	1,01	2,10	2,12		2,12	3,80	27	218	2	2	6,22	1,0	6,22	а
НС	В	1	1,475	3,03	4,47	2,12	2,35	0,65	27	41						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	−5	−21						
ВС		1	1,955	3,03	5,92	2,12	3,80	2,40	−5	−46	Включая толщину стены 115 мм					
ВС		1	1,51	3,03	4,58		4,58	2,40	−5	−55	Дымовая труба не учитывается					
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	0	0						
ВС		1	3,1	3,03	9,39	2,12	7,27	1,75	0	0	Дымовая труба не учитывается					
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	−5	−21						
ВС		1	2,51	3,03	7,61	2,12	5,49	2,30	−5	−63						
ПЛ		1	2,51	1,59	3,99		3,99	0,35	9	3	Включая толщину стены 115 мм Тепловой поток вниз					
ПЛ		1	0,67	1,625	1,09		1,09	0,35	9	3	Включая толщину стены 115 мм Тепловой поток вниз					
ПТ		1	2,51	1,95	4,89		4,89	0,50	−5	−12	Тепловой поток вниз					
ПТ		1	0,67	1,625	1,09		1,09	0,50	−5	−3	Тепловой поток вниз					

Проницемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 6,22	Теплопотери на вентиляцию	Q_b [Вт] = 109
Проницемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_t [Вт] = 54
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·K] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{b,ist}$ [Вт] = 109	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_b/Q_T [Вт] = 2,02
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{b,mb}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_T [Вт] = 163
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{b,min}$ [Вт] = 58	Удельные теплопотери	q_h [Вт/м^2] = 35,40

Таблица 3.34. Туалет

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 3	Обозначение помещения Туалет	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 20	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^3·K)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_a = 1
Общая площадь огражд. поверхностей	A_{obj} [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 2,78	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{u,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_u [°C] =	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{u,N}$ = 0
Объем помещения	V_i [м^3] = 7,64	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{w,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	t,h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_T	n_L	n_a	l_L	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/м^2·K	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–
НО	В	1	0,50	1,00	0,50		0,50	2,50	32	40	2	2	3	0,6	1,8	а
НС	В	1	1,51	3,03	4,58	0,50	4,08	0,65	32	85						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	5	21						
ВС		1	1,84	3,03	5,58	2,12	3,46	2,40	5	41						
ВС		1	1,51	3,03	4,58		4,58	2,40	5	55	Дымовая труба не учитывается					
ВС		1	2,51	3,03	7,61		7,61	0,28	5	11						
ПЛ		1	1,51	1,84	2,78		2,78	0,36	14	14	Тепловой поток вниз					
ПТ		1	1,51	1,84	2,78		2,78	0,52	0	0						

Проницемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 1,80	Теплопотери на вентиляцию	Q_b [Вт] = 42
Проницемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_t [Вт] = 267
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·K] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{b,ist}$ [Вт] = 37	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_b/Q_T [Вт] = 0,16
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{b,mb}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_T [Вт] = 309
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{b,min}$ [Вт] = 42	Удельные теплопотери	q_h [Вт/м^2] = 111,15

Таблица 3.35. Лестница второго этажа

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 4	Обозначение помещения Лестница второго этажа	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 15	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^3·K)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_p = 2
Общая площадь огражд. поверхностей	A_{ges} [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 7,44	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{w,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_z [°C] = 15,00	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{w,N}$ = 0
Объем помещения	V_n [м^3] = 20,46	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{w,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	k_k	Δt	Q_T	n_v	n_e	l_v	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–
ВС		1	2,40	3,03	7,27		7,27	0,28	0	0						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	−5	−21						
ВС		1	3,10	3,03	9,39	2,12	7,27	1,75	−5	−4						
ВС		1	2,40	3,03	7,27		7,27	2,30	−5	−84						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,0	0	0						
ВС		1	3,10	3,03	9,39	2,12	7,27	1,75	0	0						
ПЛ		1	2,40	3,10	7,44		7,44	0,36	0	0	Тепловой поток вверх					
ПТ		1	2,40	3,10	7,44		7,44	0,52	0	0	Тепловой поток вверх					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_A$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери на вентиляцию	Q_v [Вт] = 0
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_N$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = −168
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·K] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{v,EN}$ [Вт] = 0,0	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_v/Q_T [Вт] = 0,00
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{v,ME}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_h [Вт] = −168
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{v,min}$ [Вт] = 0,0	Удельные теплопотери	q_h [Вт/м^2] = −22,64

Таблица 3.36. Столовая

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 5	Обозначение помещения Столовая	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 20	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^3·K)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	n_p = 1
Общая площадь огражд. поверхностей	A_{ges} [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 7,61	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{w,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_z [°C] =	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{w,N}$ = 0
Объем помещения	V_n [м^3] = 20,92	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{w,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV[м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей					Теплопотери Q_T			Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	k_k	Δt	Q_T	n_v	n_e	l_v	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–
НО	С	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,50	32	152	2	2	5,52	0,6	3,31	а
НС	С	1	2,40	3,03	7,27	1,9	5,37	0,65	32	112						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,02	0	0						
ВС			3,17	3,03	9,61	2,12	7,49	1,75	0	0						
ВС		1	2,40	3,03	7,27		7,27	2,30	5	84						
ВД		1	2,00	2,10	4,20		4,20	2,00	0	0						
ВС		1	3,17	3,03	9,61	4,20	5,41	1,75	0	0						
ПЛ		1	2,40	3,17	7,61		7,61	0,35	14	37	$t_{Kellerw}$ = 6°C, тепловой поток вниз					
ПТ		1	2,40	2,00	4,80		4,80	0,50	−4	−10	Тепловой поток вниз					
ПТ		1	2,40	1,17	2,81		2,81	0,52	5	7	Включая толщину стены 115 мм Тепловой поток вверх					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_A$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,31	Теплопотери на вентиляцию	Q_v [Вт] = 114
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_N$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = 383
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·K] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{v,EN}$ [Вт] = 69	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_v/Q_T [Вт] = 0,30
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{v,ME}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_h [Вт] = 497
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{v,min}$ [Вт] = 114	Удельные теплопотери	q_h [Вт/м^2] = 65,27

Таблица 3.37. Жилая комната

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 6	Обозначение помещения Жилая комната	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 20	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^2·К)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	$n_ж$ = 1
Общая площадь огражд. поверхностей	$A_{общ}$ [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 24,38	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_n [°C] =	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{н,N}$ = 0
Объем помещения	V_n [м^3] = 67,06	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV [м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей						Теплопотери Q_T		Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	th	A	AZ	A	k_k	Δt	Q_T	n_F	$n_ж$	l_F	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/м^2·К	К	Вт	–	–	м	м^3/м·ч·Па$^{2/3}$	м^3/ч·Па$^{2/3}$	–
НО	3	1	3,50	1,68	5,88		5,88	2,50	32	470	2	3	12	0,6	7,22	a
НД	3	1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,50	32	170	2	2	6,22	1,0	6,22	a
НС	3	1	6,40	3,03	19,39	8,0	11,39	0,65	32	237						
НС	3	1	3,81	3,03	11,54		11,54	0,65	32	240						
ВД		1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,00	5	21						
ВС		1	3,23	3,03	9,79	2,12	7,67	1,75	5	67	Включая толщину стены 130 мм					
ВД		1	2,00	2,10	4,20		4,20	2,00	0	0						
ВС		1	3,17	3,03	9,61	4,20	5,41	1,75	0	0						
ВС		1	3,81	3,03	11,54		11,54	0,28	5	16	Смежное помещение с внешним отоплением					
ПЛ		1	6,40	3,81	24,38		24,38	0,36	0	0	Тепловой поток вверх					
ПТ		1	6,40	3,81	24,38		24,38	0,52	0	0	Тепловой поток вверх					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 13,44	Теплопотери на вентиляцию	Q_B [Вт] = 366
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = 1222
Поправочный коэффициент	r = 0,70	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·К] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{B,ES}$ [Вт] = 217	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_B/Q_T [Вт] = 0,30
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{B,ME}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_H [Вт] = 1588
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{B,мин}$ [Вт] = 366	Удельные теплопотери	q_H [Вт/м^2] = 65,12

Таблица 3.38. Детская комната 1

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 101	Обозначение помещения Детская комната 1	Дата 08.2000	
Температура внутреннего воздуха	t_i [°C] = 20	Поправочный коэффициент H	H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^2·К)] = 0,72
Температура наружного воздуха	t_e [°C] = −12	Количество внутренних дверей	$n_ж$ = 1
Общая площадь огражд. поверхностей	$A_{общ}$ [м^2] =	Высота над поверхностью земли	h [м] = 0
Площадь основания	A [м^2] = 7,96	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0
Температура окр. приточного воздуха	t_n [°C] =	Поправочный коэффициент ε (N)	$\varepsilon_{н,N}$ = 0
Объем помещения	V_n [м^3] = 21,88	Поправочный коэффициент ε (A)	$\varepsilon_{н,A}$ = 1,0
Избыточный объем вытяжки	ΔV [м^3/с] =	Воздухообмен	β [1/ч] = 0,5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
			Расчет площадей						Теплопотери Q_T		Воздухопроницаемость					
ОБ	ОР	n	b	th	A	AZ	A	k_k	Δt	Q_T	n_F	$n_ж$	l_F	a	$a \cdot l$	a/n
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/м^2·К	К	Вт	–	–	м	м^3/м·ч·Па$^{2/3}$	м^3/ч·Па$^{2/3}$	–
НО	В	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,50	32	152	2	2	5,52	0,6	3,31	a
НС	В	1	3,17	3,015	9,56	1,9	7,66	0,65	32	159						
НС	С	1	2,51	3,015	7,57		7,57	0,65	32	157						
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	5	20						
ВС		1	1,17	3,015	3,53	2,00	1,53	1,75	5	13						
ВС		1	2,00	3,015	6,03		6,03	1,75	4	42						
ВС		1	2,51	3,015	7,57		7,57	2,30	0	0						
ПЛ		1	3,17	2,51	7,96		7,96	0,52	0	0	Тепловой поток вверх					
ПТ		1	3,17	2,51	7,96		7,96	0,37	30	88	$t_{грунт}$ = −10°C, ($k_{грунт}$ = 5,0; $k_{потолка}$ < 0,62)					

Проницаемость на обдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,31	Теплопотери на вентиляцию	Q_B [Вт] = 119
Проницаемость на необдуваемой стороне	$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00	Теплопотери через ограждения	Q_T [Вт] = 548
Поправочный коэффициент	r = 0,90	Показатель Кришера	D [Вт/м^2·К] =
Теплопотери при естественной вентиляции	$Q_{B,ES}$ [Вт] = 69	Доля теплопотерь на вентиляцию	Q_B/Q_T [Вт] = 0,22
Теплопотери при механической вентиляции	$\Delta Q_{B,ME}$ [Вт] =	Общие теплопотери	Q_H [Вт] = 667
Минимальные теплопотери на вентиляцию	$Q_{B,мин}$ [Вт] = 119	Удельные теплопотери	q_H [Вт/м^2] = 83,85

Таблица 3.39. Детская комната 2

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 102			Обозначение помещения Детская комната 2							Дата 08.2000							
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 20			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^3·K)] = 0,72			
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					n_s = 1			
Общая площадь огражд. поверхностей						A_{ges} [м^2] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = 0			
Площадь основания						A [м^2] = 7,78			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0			
Температура окр. приточного воздуха						t_u [°C] =			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{n,N}$ = 0			
Объем помещения						V_i [м^3] = 21,40			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0			
Избыточный объем вытяжки						ΔV[м^3/c] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
			Расчет площадей						Теплопотери Q_t		Воздухопроницаемость						
ОБ	ОР	n	b	h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_t	n_r	n_s	l_r	a	$a \cdot l$	a/n	
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–	
НО	В	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,50	32	152	2	2	5,22	0,6	3,31	a	
НС	В	1	3,10	3,015	9,35	1,9	7,45	0,65	32	155							
ВС		1	2,51	3,015	7,57		7,57	0,29	5	11	Смежное помещение с внешним отоплением						
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	5	20							
ВС		1	3,10	3,015	9,35	2,00	7,35	1,75	5	64							
ВС		1	2,51	3,015	7,57		7,57	2,30	0	0							
ПЛ		1	1,51	1,84	2,78		2,78	0,52	0	0	Тепловой поток вверх						
ПЛ		1	3,17	2,51	7,96	2,78	5,18	0,50	5	13	Тепловой поток вниз						
ПТ		1	3,17	2,51	7,96		7,96	0,37	30	88	$t_{грунт}$ = −10°C, ($k_{грунт}$ = 5,0; $k_{потолка}$ < 0,62)						
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,31			Теплопотери на вентиляцию					Q_v [Вт] = 117			
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_t [Вт] = 504			
Поправочный коэффициент						r = 0,90			Показатель Кришера					D [Вт/м^2·K] =			
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{v,EN}$ [Вт] = 69			Доля теплопотерь на вентиляцию					Q_v/Q_t [Вт] = 0,23			
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{v,ME}$ [Вт] =			Общие теплопотери					Q_h [Вт] = 621			
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{v,min}$ [Вт] = 117			Удельные теплопотери					q_H [Вт/м^2] = 79,78			

Таблица 3.40. Прихожая

Проект: задание 3.3.2 Номер помещения 103			Обозначение помещения Прихожая							Дата 08.2000							
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 15			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^3·K)] = 0,72			
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					n_s = 4			
Общая площадь огражд. поверхностей						A_{ges} [м^2] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = 0			
Площадь основания						A [м^2] = 10,28			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0			
Температура окр. приточного воздуха						t_u [°C] = 20			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{n,N}$ = 0			
Объем помещения						V_i [м^3] = 28,28			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0			
Избыточный объем вытяжки						ΔV[м^3/c] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
			Расчет площадей						Теплопотери Q_t		Воздухопроницаемость						
ОБ	ОР	n	b	h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_t	n_r	n_s	l_r	a	$a \cdot l$	a/n	
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–	
ВС		1	2,40	3,015	7,24		7,24	0,29	0	0	Смежное помещение с внешним отоплением						
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	−5	−20							
ВС		1	4,285	3,015	12,92	2,00	10,92	1,75	−5	−96	Включая толщину стены 130 мм						
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	−5	−20							
ВС		1	4,285	3,015	12,92	2,00	10,92	1,75	−5	−96	Включая толщину стены 130 мм						
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	−9	−36				0	0		
ВС		1	2,40	3,015	7,24	2,00	5,24	2,4	−9	−113				0	0		
ПЛ		1	3,23	2,40	7,75		7,75	0,52	0	0	Включая толщину стены 130 мм Тепловой поток вверх						
ПЛ		1	1,055	2,40	2,53		2,53	0,52	-5	-7							
ПТ		1	4,285	2,40	10,28		10,28	0,37	25	95	$t_{грунт}$ = −10°C, ($k_{грунт}$ = 5,0; $k_{потолка}$ < 0,62)						
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери на вентиляцию					Q_v [Вт] = −24			
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_t [Вт] = −291			
Поправочный коэффициент						r = 1,00			Показатель Кришера					D [Вт/м^2·K] =			
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{v,EN}$ [Вт] = 0,00			Доля теплопотерь на вентиляцию					Q_v/Q_t [Вт] = 0,08			
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{v,ME}$ [Вт] =			Общие теплопотери					Q_h [Вт] = −315			
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{v,min}$ [Вт] = −24			Удельные теплопотери					q_H [Вт/м^2] = −30,69			

Таблица 3.41. Ванная

Проект: задание 3.3.2 Обозначение помещения									Дата 08.2000									
Номер помещения 104 Ванная																		
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 24			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^2·К)] = 0,72				
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					n_s = 1				
Общая площадь огражд. поверхностей						$A_{общ}$ [м^2] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = 0				
Площадь основания						A [м^2] = 4,80			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0				
Температура окр. приточного воздуха						t_n [°C] =			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{n,N}$ = 0				
Объем помещения						V_i [м^3] = 13,20			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0				
Избыточный объем вытяжки						ΔV [м^3/с] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
			Расчет площадей						Теплопотери Q_T		Воздухопроницаемость							
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	k_w	Δt	Q_T	n_z	n_s	l_c	a	$a \cdot l$	a/n		
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	К	Вт	–	–	м	$\frac{м^3}{м \cdot ч \cdot Па^{2/3}}$	$\frac{м^3}{ч \cdot Па^{2/3}}$	–		
НО	С	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,50	36	171	2	2	5,52	0,6	3,31	а		
НС	С	1	2,40	3,015	7,24	1,9	5,34	0,65	36	125								
ВС		1	2,00	3,015	6,03		6,03	1,75	4	42								
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	9	36								
ВС		1	2,40	3,015	7,54	2,00	5,24	2,40	9	113								
ВС		1	2,00	3,015	6,03		6,03	1,75	4	42								
ПЛ		1	2,40	2,00	4,80		4,80	0,5	4	10	Тепловой поток вниз							
ПТ		1	2,40	2,00	4,80		4,80	0,37	34	60	$t_{грунт}$ = −10°C, ($k_{грунт}$ = 5,0; $k_{потолка}$ < 0,62)							
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^2/(ч·Па$^{2/3}$)] = 3,31			Теплопотери на вентиляцию					Q_B [Вт] = 162,0				
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^2/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_T [Вт] = 600				
Поправочный коэффициент						r = 0,90			Показатель Кришера					D [Вт/м^2·К] =				
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{B,ЕВ}$ [Вт] = 77			Доля теплопотерь на вентиляцию					Q_B/Q_T [Вт] = 0,27				
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{B,МВ}$ [Вт] =			Общие теплопотери					Q_H [Вт] = 762				
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{B,мин}$ [Вт] = 162,0			Удельные теплопотери					q_H [Вт/м^2] = 158,68				

Таблица 3.42. Спальня

Проект: задание 3.3.2 Обозначение помещения									Дата 08.2000									
Номер помещения 105 Спальня																		
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 20			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^2·К)] = 0,72				
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					n_s = 1				
Общая площадь огражд. поверхностей						$A_{общ}$ [м^2] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = 0				
Площадь основания						A [м^2] = 12,08			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0				
Температура окр. приточного воздуха						t_n [°C] =			Поправочный коэффициент ε (N)					$\varepsilon_{n,N}$ = 0				
Объем помещения						V_i [м^3] = 33,22			Поправочный коэффициент ε (A)					$\varepsilon_{n,A}$ = 1,0				
Избыточный объем вытяжки						ΔV [м^3/с] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
			Расчет площадей						Теплопотери Q_T		Воздухопроницаемость							
ОБ	ОР	n	b	l,h	A	AZ	A	k_w	Δt	Q_T	n_z	n_s	l_c	a	$a \cdot l$	a/n		
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	К	Вт	–	–	м	$\frac{м^3}{м \cdot ч \cdot Па^{2/3}}$	$\frac{м^3}{ч \cdot Па^{2/3}}$	–		
НО	С	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,50	32	152	2	2	5,52	0,6	3,31	а		
НС	С	1	3,81	3,015	11,49	1,9	9,59	0,65	32	199								
НД	З	1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,50	32	170	2	2	6,22	1,0	6,22	а		
НС	З	1	3,17	3,015	9,56	2,12	7,44	0,65	32	155								
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	5	20								
ВС		1	1,17	3,015	3,53	2,00	1,53	1,75	5	13	Включая толщину стены 115 мм							
ВС		1	2,00	3,015	6,03		6,03	1,75	−4	−42								
ВС		1	3,81	3,015	11,49		11,49	2,30	0	0								
ПЛ		1	3,81	3,17	12,08		12,08	0,52	0	0	Тепловой поток вверх							
ПТ		1	3,81	3,17	12,08		12,08	0,37	30	134	$t_{грунт}$ = −10°C, ($k_{грунт}$ = 5,0; $k_{потолка}$ < 0,62)							
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^2/(ч·Па$^{2/3}$)] = 9,53			Теплопотери на вентиляцию					Q_B [Вт] = 198				
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^2/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_T [Вт] = 801				
Поправочный коэффициент						r = 0,90			Показатель Кришера					D [Вт/м^2·К] =				
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{B,ЕВ}$ [Вт] = 198			Доля теплопотерь на вентиляцию					Q_B/Q_T [Вт] = 0,25				
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{B,МВ}$ [Вт] =			Общие теплопотери					Q_H [Вт] = 999				
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{B,мин}$ [Вт] = 181			Удельные теплопотери					q_H [Вт/м^2] = 82,72				

Таблица 3.43. Кабинет

Проект: задание 3.3.2 Обозначение помещения Дата 08.2000 Номер помещения 106 Кабинет																	
Температура внутреннего воздуха						t_i [°C] = 20			Поправочный коэффициент H					H [Вт·ч·Па$^{2/3}$/(м^2·K)] = 0,72			
Температура наружного воздуха						t_e [°C] = −12			Количество внутренних дверей					$n_ш$ = 1			
Общая площадь огражд. поверхностей						$A_{общ}$ [м^2] =			Высота над поверхностью земли					h [м] = 0			
Площадь основания						A [м^2] = 11,81			Поправочный коэффициент r (A)					$r_{н,A}$ = 1,0			
Температура окр. приточного воздуха						t_e [°C] =			Поправочный коэффициент r (N)					$r_{н,N}$ = 0			
Объем помещения						V_e [м^3] = 32,48			Поправочный коэффициент r (A)					$r_{н,A}$ = 1,0			
Избыточный объем вытяжки						ΔV[м^3/с] =			Воздухообмен					β [1/ч] = 0,5			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
			Расчет площадей					Теплопотери Q_i			Воздухопроницаемость						
ОБ	ОР	n	b	h	A	AZ	A	k_H	Δt	Q_i	n_i	n_e	l_c	a	$a \cdot l$	a/n	
–	–	–	м	м	м^2	–	м^2	Вт/(м^2·K)	K	Вт	–	–	м	м^3/(м·ч·Па$^{2/3}$)	м^3/(ч·Па$^{2/3}$)	–	
НО	3	1	1,38	1,38	1,90		1,90	2,50	32	152	2	2	5,52	0,6	3,31	а	
НД	3	1	1,01	2,10	2,12		2,12	2,50	32	170	2	2	6,22	1,0	6,22	а	
НС	3	1	3,10	3,015	9,35	4,02	5,33	0,65	32	111							
ВС		1	3,81	3,015	11,49		11,49	0,29	5	17	Смежное помещение с внешним отоплением						
ВД		1	0,95	2,10	2,00		2,00	2,00	5	20							
ВС		1	3,10	3,015	9,35	2,00	7,35	1,75	5	64							
ВС		1	3,81	3,015	11,49		11,49	2,30	0	0							
ПЛ		1	3,81	3,10	11,81		11,81	0,52	0	0	Тепловой поток вверх						
ПТ		1	3,81	3,10	11,81		11,81	0,37	30	131	$t_{грунта}$ = −10°C, ($k_{стены}$ = 5,0; $k_{потолка}$ < 0,62)						
Проницаемость на обдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_h$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 9,53			Теплопотери на вентиляцию					$Q_в$ [Вт] = 198			
Проницаемость на необдуваемой стороне						$\sum(a \cdot l)_k$ [м^3/(ч·Па$^{2/3}$)] = 0,00			Теплопотери через ограждения					Q_i [Вт] = 665			
Поправочный коэффициент						r = 0,90			Показатель Кришера					D [Вт/м^2·K] =			
Теплопотери при естественной вентиляции						$Q_{в,ест}$ [Вт] = 198			Доля теплопотерь на вентиляцию					$Q_в/Q_i$ [Вт] = 0,30			
Теплопотери при механической вентиляции						$\Delta Q_{в,мех}$ [Вт] =			Общие теплопотери					$Q_н$ [Вт] = 863			
Минимальные теплопотери на вентиляцию						$Q_{в,мин}$ [Вт] = 177			Удельные теплопотери					$q_н$ [Вт/м^2] = 73,06			

После расчета общих теплопотерь в каждом помещении проводят расчет нормируемого теплопотребления здания в соответствии с уравнением 3.24. Коэффициент, учитывающий долю одновременных теплопотерь на инфильтрацию наружного воздуха, согласно DIN 4701 часть 2 (табл. 14) составляет $\zeta = 0,5$.

Расчет теплопотребления здания

Результаты расчета общих теплопотерь приведены в сводной табл. 3.44. В таблице приведена сумма теплопотерь $\sum Q_{пер}$ через ограждающие конструкции, потерь теплоты на вентиляцию и нормируемое теплопотребление для каждого помещения (см. табл. 3.29–3.43). В конце табл. 3.44 приведены общие теплопотери в помещениях.

Таблица 3.44. Теплопотребление здания

Помещение	t_i, °C	Q_i, Вт	$Q_в$, Вт	$Q_н = Q_{общ}$, Вт
1. Мастерская	20	603	165	768
2. Помещение для домашней работы	20	344	161	505
3. Лестница подвального этажа	15	229	29	258
1. Кухня	20	595	119	714
2. Вход	15	54	109	163
3. Туалет	20	267	42	309
4. Лестница первого этажа	15	−168	0	−168
5. Столовая	20	383	114	497
6. Жилая комната	20	1222	366	1588
101. Детская комната	20	548	119	667
102. Детская комната	20	504	117	621
103. Прихожая	15	−291	−24	−315
104. Ванная	24	600	162	762
105. Спальня	20	801	198	999
106. Кабинет	20	665	198	863
Сумма		6356	1875	

На основании данных, приведенных в табл. 3.44, нормируемое теплопотребление здания

$$Q_{н,зд} = 6356 + 0,5 \cdot 1875 = 7293,5 \text{ Вт}.$$

Нормируемое теплопотребление здания составляет примерно 7,3 кВт. Это значение является основой для выбора отопительной установки, при этом необходимо учитывать дополнительное потребление теплоты в системе для подогрева воды.

3.4. Обзор проекта европейского стандарта EN 12831

Проект европейского стандарта EN 12831 «Методы расчета нормируемой отопительной нагрузки» должен заменить германский стандарт DIN 4701 часть 1. Часть 2, содержащая метеорологические данные и расчетные параметры, должна быть модифицирована и сохранена в качестве национального стандарта.

В этой главе будут представлены некоторые основные моменты и часть уравнений EN 12831.

При расчете теплопотребления здания в зависимости от типа помещения, вида деятельности и категории задается диапазон расчетных значений для температуры наружного и внутреннего воздуха.

Все расчеты в европейском стандарте базируются на тех же физических основах, что и расчеты в DIN.

Как и прежде, нормируемая отопительная нагрузка складывается из теплопотерь через ограждения и теплопотерь на нагревание инфильтрующегося воздуха.

Результаты расчетов также практически не изменились. Нововведением стало применение новых символов. Некоторые из них показаны в табл. 3.45.

Таблица 3.45. Обозначения, используемые в формулах

Название параметра	Обозначение	
	старое	новое
Коэффициент теплоотдачи	α в Вт/м²·К	h в Вт/м²·К
Коэффициент теплового потока	–	H в Вт/К
Теплопотери	Q в Вт	P в Вт
Отопительная нагрузка	Q в Вт	L в Вт
Коэффициент теплопередачи	k в Вт/м²·К	U в Вт/м²·К

Новыми стали, прежде всего, расчет определения поверхностей, граничащих с грунтом, и учет теплопроводных включений. В связи с этим нормируемая отопительная нагрузка рассчитывается как сумма нормируемых теплопотерь соответствующих зон i, т.е. как сумма теплопотерь через ограждения $P_{Т,i}$, теплопотерь на нагревание поступающего воздуха $P_{В,i}$, и дополнительных теплопотерь между зонами с различной допустимой температурой $P_{доп,ij}$:

$$P_i = P_{Т,i} + P_{В,i} + P_{доп,ij}. \quad (3.25)$$

Отдельные теплопотери определяются на основании нормируемого коэффициента трансмиссионных теплопотерь $H_Т$, коэффициента теплопотерь на нагревание поступающего воздуха $H_В$ и разности температур между воздухом внутри и снаружи:

$$P_{Т,i} = H_{Т,i} \cdot \Delta t_i; \quad (3.26)$$

$$P_{В,i} = H_{В,i} \cdot \Delta t_i. \quad (3.27)$$

Нормируемый коэффициент трансмиссионных теплопотерь $H_{Т,i}$ получают из:

– прямых теплопотерь, которые передаются i-й зоной в окружающую среду (с учетом тепловых мостиков);

– теплопотерь $H_{Т,i,нп}$, которые отдаются i-й зоной в окружающую среду через неотапливаемое помещение нп;

– теплопотерь в грунт $H_{Т,i,г}$.

Нормируемый коэффициент теплопотерь на нагревание поступающего воздуха $H_В$ для помещения п учитывает объемный расход наружного воздуха $q_{в,п}$:

$$H_{В,п} = q_{в,п} \cdot \rho \cdot c = 0{,}34 \cdot q_{в,п}. \quad (3.28)$$

Объемный расход наружного воздуха $q_{в,п}$ (м³/с) учитывает:

– расход воздуха, поступающего при естественной вентиляции, $q_{в,п}$;

– расход воздуха, проникающего вследствие инфильтрации через неплотности в оконных и дверных проемах, $q_{в,инф}$;

– расход воздуха, подаваемого приточной системой механической вентиляции, $q_{в,мех}$.

Его значение зависит от расположения помещения в здании:

– тип 1 – помещение с одним внешним фасадом;

– тип 2 – помещение с двумя внешними фасадами;

– тип 3 – помещение с тремя внешними фасадами;

– тип 4 – помещение с четырьмя внешними фасадами.

Теплопотери всего здания складываются из суммарных теплопотерь отдельных зон:

$$P = P_Т + P_В + P_{доп}. \quad (3.29)$$

Отопительная нагрузка L (Вт) определяется как сумма теплопотерь за вычетом теплопоступлений через наружные ограждающие конструкции здания $G_{об}$ и внутренних (бытовых) теплопоступлений $G_{вн}$.

Для i-о зоны, т.е. для помещения:

$$L_i = P_i - G_{об,i} - G_{вн,i}. \quad (3.30)$$

Для всего здания:

$$L = P - G_{об} - G_{вн}. \quad (3.31)$$

3.5. Приближенный расчет теплопотребления

Методы расчета

При приближенном расчете теплопотребления здания учитывают теплопотери только через наружные ограждения здания. При этом существуют два метода расчета:

– по площади наружных поверхностей здания с соответствующими коэффициентами теплопередачи k;

– по площади наружных поверхностей, согласно VDI 3808.

Методы не учитывают теплопотери через внутренние ограждающие конструкции (внутренние стены, двери, коридоры). Поэтому их нельзя применять при расчете отопительных батарей для отдельных помещений. Несоответствие возникает, прежде всего, в тех случаях, когда имеется большая разность температур (например, неотапливаемый лестничный вход или большой неотапливаемый коридор).

Расчет по площади наружных поверхностей с соответствующими коэффициентами теплопередачи k

Потери теплоты с учетом соответствующих коэффициентов теплопередачи рассчитывают следующим образом:

$$Q_Т = (k_{Н,нар.ст} \cdot A_{нар.ст} + k_{Н,ок} \cdot A_{ок} + k_{Н,пот} \cdot A_{пот} + k_{Н,пол} \cdot A_{пол}) \cdot \Delta t. \quad (3.32)$$

Коэффициенты теплопередачи наружной стены $k_{Н,нар.ст}$, окна $k_{Н,ок}$, потолка (покрытия) $k_{Н,пот}$, пола $k_{Н,пол}$ рассчитывают в соответствии с DIN 4701 (также и для поверхностей, граничащих с грунтом). Если имеет место повышенная разность температур (например, температура граничащей с грунтом поверхности значительно отличается от температуры наружного воздуха), то ее необходимо учитывать.

Если чердачные или подвальные помещения не отапливаются, то перекрытия пола или потолка рассчитываются как наружные поверхности с соответствующей разностью температур.

Теплопотери на вентиляцию определяют, исходя из общего объема помещения и объема воздухообмена в час:

$$Q_В = \beta \cdot V_{пом,м^3}, \quad (3.33)$$

где β – кратность воздухообмена;

$\beta = 0{,}5\ ч^{-1}$.

Теплопотребление здания определяется по аналогии с DIN 4701:

$$Q_{ж} = Q_T + \zeta \cdot \sum Q_{ВГ}. \qquad (3.34)$$

Метод расчета по площади наружных поверхностей согласно VDI 3808

В основе метода расчета наружных поверхностей согласно VDI 3808 лежат требования DIN 4108 «Теплозащита зданий».

Согласно DIN 4108, для энергосберегающей теплозащиты устанавливаются требования на средний коэффициент теплопередачи в зависимости от соотношения общей площади теплопередающих поверхностей к объему, заключенному в эти поверхности. Величину коэффициента теплопередачи определяют в соответствии с типом здания:

1 – низкая теплозащита (старое здание, одинарные окна);
2 – средняя теплозащита (старое здание, двойные окна);
3 – высокая теплозащита согласно DIN 4108;
4 – очень высокая теплозащита.

Расчет среднего значения коэффициента теплопередачи по VDI 3815 выполняют следующим образом:

$$k_c = \frac{k_{нар.\,ст} \cdot A_{нар.\,ст} + k_{ок} \cdot A_{ок} + 0{,}8 \cdot k_{пот} \cdot A_{пот} + 0{,}5 \cdot k_{пол} \cdot A_{пол} + k_{пот,\,нв} \cdot A_{пот,\,нв}}{\sum A}, \qquad (3.35)$$

где нар. ст – наружные стены, перекрытия к неотапливаемым чердачным помещениям;

ок – окна;

пот – теплоизолированная поверхность крыши (покрытия);

пол – площадь основания здания, граничащая с грунтом, или перекрытие к неотапливаемому подвальному помещению;

пот, нв – потолочные перекрытия вниз по отношению к наружному воздуху.

Максимальное теплопотребление здания с учетом коэффициента k_c рассчитывают по формуле

$$Q_{ж} = \left(k_c \cdot \frac{A}{V} + 0{,}34 \cdot n\right) \cdot V \cdot (t_{н,с} - t_н). \qquad (3.36)$$

где n – кратность воздухообмена, $ч^{-1}$;

$n = 0{,}5$ – для плотных окон;

$n = 1{,}0$ – для старых окон;

$t_{н,с}$ – средняя температура воздуха в здании, °С;

$t_н$ – температура наружного воздуха, °С.

VDI содержат также рекомендуемые значения теплопотребления на единицу площади в жилых и административных зданиях.

3.6. Основы выбора мощности отопительных приборов согласно VDI 3815

Существует несколько возможностей выбора мощности отопительных приборов в зависимости от ситуации.

Различают следующие варианты:

– выбор мощности приборов при замене и наличии данных по расчету теплопотребления согласно DIN 4701 1953 г.;

– выбор мощности приборов при замене без расчета теплопотребления;

– выбор мощности приборов при наличии данных по расчету теплопотребления в соответствии с DIN 4701 1983 г. и Предписанием по отопительным системам.

3.6.1. Выбор мощности приборов при замене и наличии данных по расчету теплопотребления согласно DIN 4701 1953 г.

В предыдущем издании DIN 4701 теплопотребление здания обычно рассчитывалось как сумма теплопотребления отдельных помещений. При этом не учитывалось, что теплопотери на вентиляцию действуют не одновременно. Поэтому мощности теплогенераторов выбирались завышенными.

Необходимая мощность котла $Q_к$ при замене определялась примерно согласно приложению к VDI 2067:

$$Q_к = Q_ж \cdot f_Q \cdot \frac{1}{\eta_V}; \qquad (3.37)$$

$$Q_к = Q_ж \cdot \frac{t_{н,с} - t_{н1}}{t_{н,с} - t_{н2}} \cdot \frac{1}{1{,}07} \cdot \left(1 - \frac{0{,}5 \cdot Q_в}{Q_ж}\right) \cdot \frac{1}{\eta_V}, \qquad (3.38)$$

где $t_{н,с}$ – средняя температура воздуха в здании;

$t_{н1}$ – самая низкая температура наружного воздуха по DIN 4701, издание 1983 г.;

$t_{н2}$ – самая низкая температура наружного воздуха по DIN 4701, издание 1953 г.;

η_V – коэффициент полезного действия от 0,9 до 0,98.

3.6.2. Выбор мощности приборов при замене без расчета теплопотребления

Если нет расчетных данных о теплопотреблении, то требуемую мощность теплогенератора можно определить следующим образом:

– выполнить приближенный расчет теплопотребления по площади наружных поверхностей здания;

– выполнить оценку мощности по известному расходу топлива в год с учетом длительности отопительного периода в зависимости от наружной температуры.

Мощность теплогенератора, необходимая только на отопление помещений, рассчитывается по формуле:

$$Q_к = Q_{н,н} \cdot \frac{1}{\eta_V}. \qquad (3.39)$$

3.6.3. Выбор мощности приборов при наличии данных по расчету теплопотребления в соответствии с DIN 4701 1983 г. и Предписанием по отопительным системам

В соответствии с Предписанием по отопительным системам мощность теплогенератора не может быть больше рассчитанного по определенным правилам теплопотребления здания. Так как теплопотребление в соответствии с Предписанием по теплозащите становится все меньше, то при совместном использовании теплогенератора для отопления помещения и подогрева воды это может приве-

сти к дефициту мощности из-за выбора недостаточной производительности. Дополнительное увеличение мощности на подогрев теплой воды в соответствии с Предписанием по отопительным системам допустимо не более чем на 20 кВт.

Но последние данные показывают, что, согласно Предписанию по теплозащите, в зданиях с количеством квартир не более 18 и теплопотреблением здания до 60 кВт большая часть мощности уходит на подогрев воды. В этом случае можно воспользоваться требованием Предписания по отопительным системам, в котором говорится, что определение мощности низкотемпературных и конденсационных котлов только на основании теплопотребления здания (в соответствии с Предписанием по теплозащите) является неправильным.

При определении мощности должны также учитываться длительные перерывы в эксплуатации, например, ночное снижение мощности. Так как при включении системы условия теплового комфорта должны быть достигнуты заново, то для этого понадобится более высокое теплопотребление.

ГЛАВА 4

ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ ПОМЕЩЕНИЙ

4.1. Классификация

Задача отопления состоит в том, чтобы при необходимости нагреть помещение до температуры, соответствующей комфортным условиям. Существующий дефицит теплоты компенсируется с помощью нагревающих приборов. К ним относятся все теплопередающие поверхности, в которых циркулирует теплоноситель (вода или пар). Формально электрические отопительные приборы и воздухонагреватели к этому классу не относятся.

Основой выбора размеров отопительных приборов, как правило, является расчет теплопотребления согласно DIN 4701.

Виды отопительных приборов

В основном отопительные приборы подразделяют на:

компактные отопительные приборы:
- секционные отопительные батареи;
- плоские отопительные батареи;
- конвекторы;

панельное отопление:
- напольное отопление;
- настенное отопление;
- потолочное лучистое отопление.

4.2. Компактные отопительные приборы

4.2.1. Способы теплоотдачи

Отопительные приборы (батареи) различаются не только по виду конструкции, но и по способу теплоотдачи.

Отопительные батареи отдают теплоту посредством конвекции[1] и лучеиспускания в воздух помещения. Стандартный радиатор, изготовленный в соответствии с DIN, отдает одну треть теплоты излучением и две трети — конвекцией.

Соотношение способов теплоотдачи зависит от вида отопительной батареи. Теплоотдача излучением в относительных единицах указана в табл. 4.1.

[1] Тепловой поток.

Таблица 4.1. Теплоотдача излучением в зависимости от типа отопительной батареи [4.1]

Тип отопительной батареи		Теплоотдача излучением отопительной батареи (отн. ед.)		
		в помещение	на наружную стену	общее
Чугунные секционные радиаторы		0,26	0,1	0,36
Плоские батареи				
Количество рядов	Количество конвективных элементов			
однорядная	без	0,38	0,18	0,57
	1	0,25	0,11	0,36
двухрядная	без	0,23	0,10	0,33
	1	0,20	0,08	0,28
	2	0,17	0,07	0,24
трехрядная	3	0,14	0,04	0,18

Теплоотдача излучением

Теплоотдача излучением определяется в первую очередь температурой и размером наружной поверхности. Форма поверхности имеет второстепенное значение.

Основная излучающая поверхность должна быть при этом направлена в помещение. Доля отражения теплоотдачи излучением должна быть незначительной.

Так как теплоотдача излучением зависит в основном от наружной поверхности, то при неизменной температуре батареи увеличение теплоотдачи может быть достигнуто только за счет увеличения конвекции и изменения условий притока воздуха.

Изменение доли теплоотдачи излучением

Доля теплоотдачи излучением одной и той же нагревающей поверхности при увеличении мощности уменьшается.

Увеличение мощности, несмотря на постоянную температуру и неизменность поверхности, для встроенных отопительных приборов невозможно.

Теплоотдача излучением при увеличении площади нагревающей поверхности в соответствии с конструктивными условиями, например, шириной окна или ниши, а также расположение отопительных батарей под окном оказывает значительное влияние на тепловой комфорт и поток воздуха в помещении (см. раздел 1.4).

4.2.2. Секционные отопительные батареи, радиаторы

Основным отличительным признаком этих батарей из чугуна или стали является то, что они изготовлены из отдельных секций, которые соединены между собой посредством втулок. Чугунные радиаторы имеют, с одной стороны, долгий срок службы, но с другой – обладают очень большой массой.

Конструктивные размеры

Размеры (рис. 4.1, 4.2) указаны в DIN 4703, частично замененном EN 442. Радиаторы имеют три основные характеристики:

- количество секций;
- высоту конструкции;
- глубину конструкции.

Номинальная тепловая мощность задается в Вт на одну секцию.

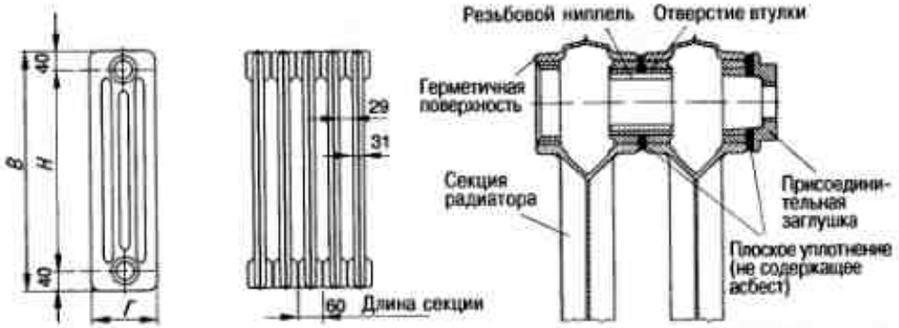


Рис. 4.1. Чугунный радиатор DIN 4703 [4.1]: *В* – высота; *Н* – номинальный размер; *Г* – глубина

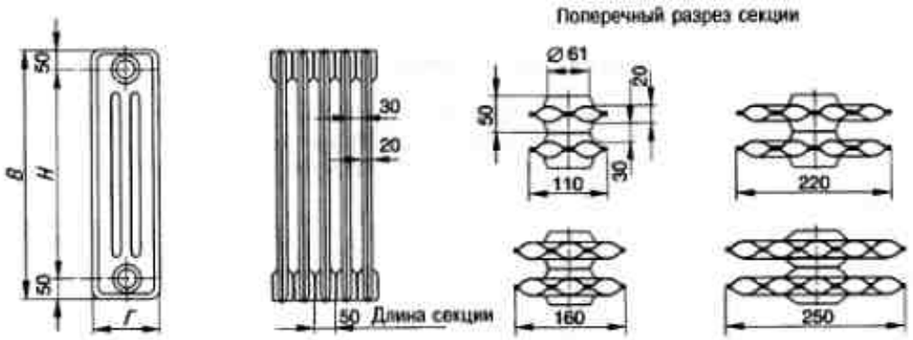


Рис. 4.2. Стальной радиатор DIN 4703 [4.1]: *В* – высота; *Н* – номинальный размер; *Г* – глубина

4.2.3. Радиаторы особой формы

Наряду с секционными и плоскими радиаторами, существуют другие модели отопительных батарей, например:

- трубчатый радиатор с одной колонной;
- полотенцесушитель;
- трубчатая отопительная батарея.

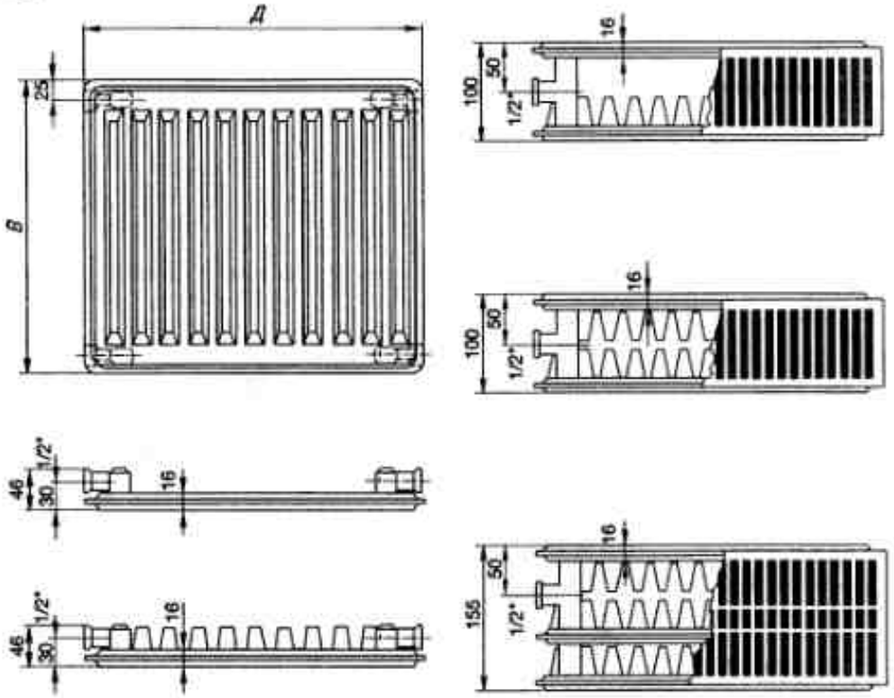


Рис. 4.3. Наглядный пример исполнения плоских отопительных батарей [4.1]: *В* – высота; *Д* – длина

4.2.4. Плоские отопительные батареи

В противоположность радиаторам плоские отопительные батареи (рис. 4.3) представляют собой закрытый плоский элемент, внутри которого по всей длине циркулирует теплоноситель. Благодаря узкой конструкции для их установки требуется сравнительно небольшая глубина.

Формы конструкции

В основном различают следующие формы конструкций:
- гладкая передняя поверхность;
- профилированная поверхность с одной или двух сторон;
- однорядная, многорядная батарея;
- компактная плоская отопительная батарея;
- готовая отопительная батарея с вентилем-термостатом (рис. 4.4);
- с конвективным элементом или без него.

Конструктивные размеры

Габаритные размеры также установлены в DIN 4703. К ним относятся:
- длина,
- ширина,
- глубина.

Номинальная тепловая мощность задается в Вт на 1 м.

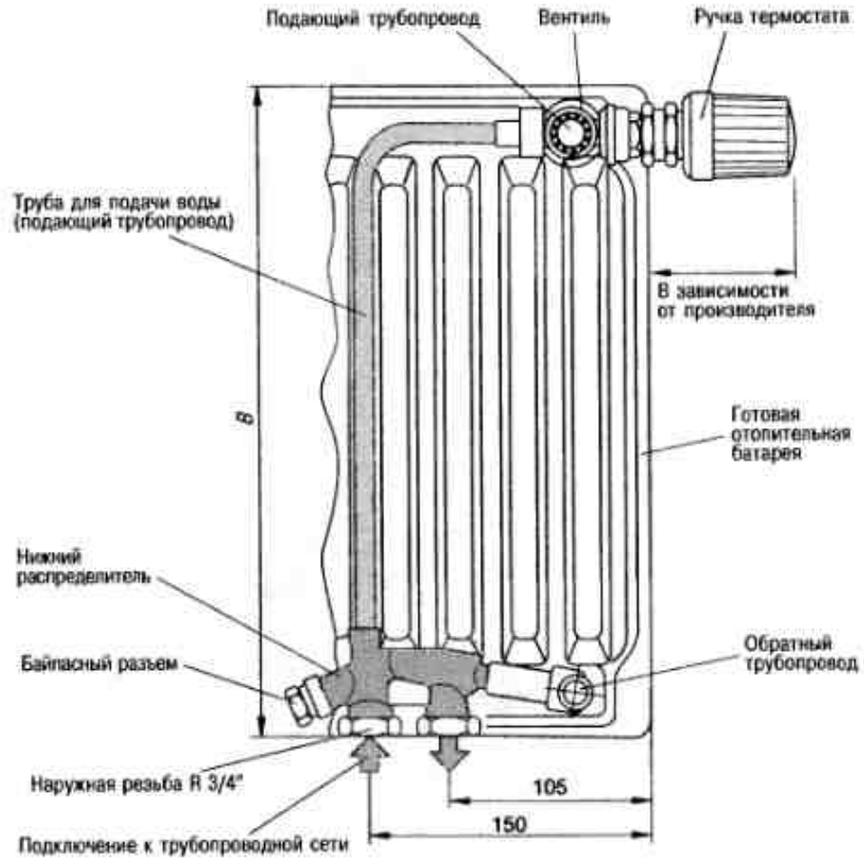


Рис. 4.4. Готовая отопительная батарея с вентилем-термостатом [4.1]: *В* – высота

4.2.5. Конвекторы

Теплоотдача

Конвекторами называют такие отопительные устройства, которые состоят из труб с закрепленными на них пластинами. Важнейшей функциональной принадлежностью конвекторов является облицовка. В противоположность другим типам отопительных батарей облицовка уменьшает теплоотдачу излучением, т.е. теплоотдача происходит практически полностью конвекцией.

Естественная циркуляция воздуха

В основном различают конвекторы с естественной или принудительной циркуляцией воздуха. У конвекторов с естественной циркуляцией нагревание воздуха в помещении осуществляется вследствие изменения его плотности.

Также конвекторы подразделяют по способу установки, как это представлено на рис. 4.5.

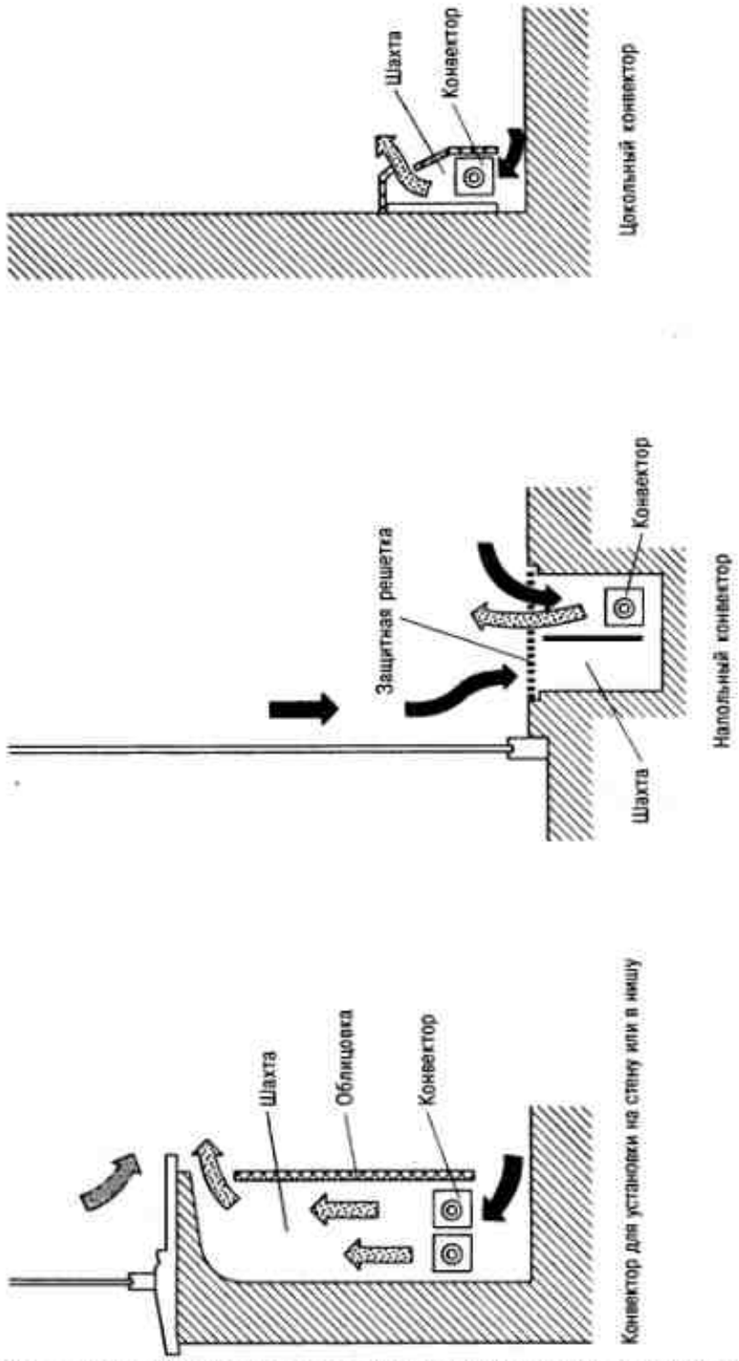


Рис. 4.5. Виды конвекторов с естественной циркуляцией воздуха [4.1]

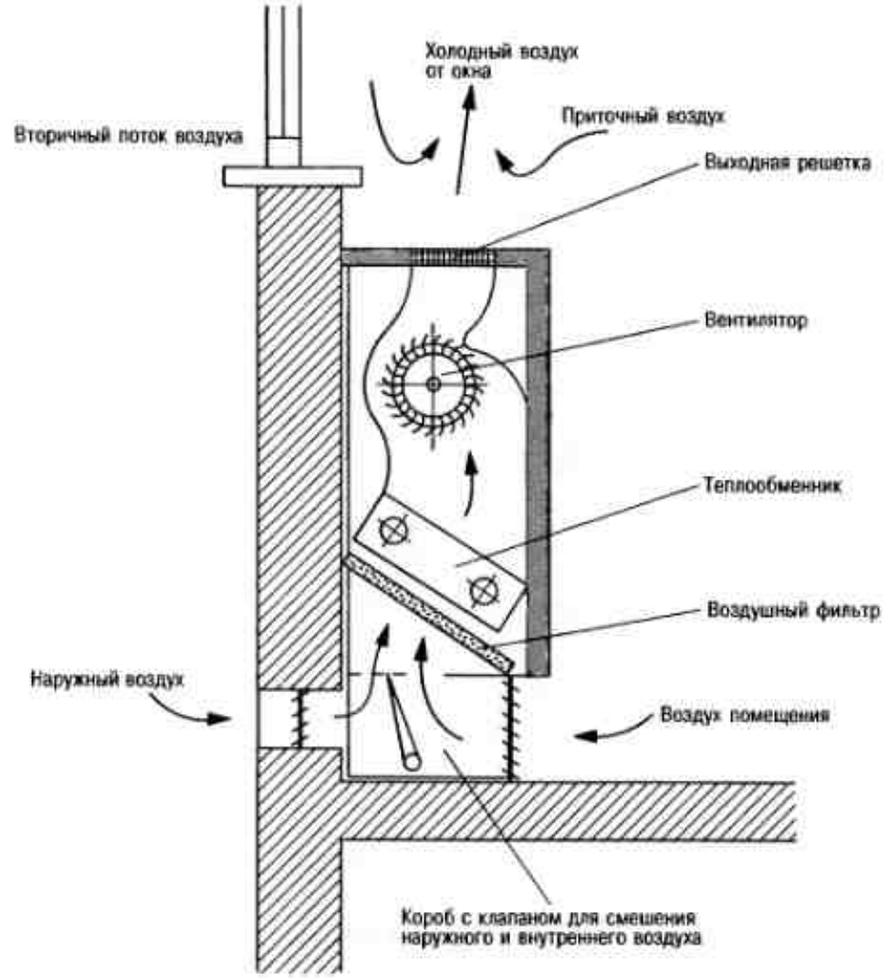


Рис. 4.6. Принципиальная схема вентиляторного конвектора [4.1]

Принудительная циркуляция воздуха и вентиляторный конвектор

У конвекторов с принудительной циркуляцией воздуха или вентиляторных конвекторов (рис. 4.6) для циркуляции воздуха используют напор, создаваемый вентилятором.

Наряду с применением вентиляторных конвекторов, для отопления существует возможность их использования и для вентиляции, так как происходит приток свежего воздуха через наружную стену и его смешение с воздухом помещения.

Основным достоинством вентиляторных конвекторов по сравнению с отопительными батареями является возможность быстрого нагревания воздуха в помещении и одновременная вентиляция в процессе отопления.

4.3. Устройство панельного отопления

В отличие от расположенных в помещении свободным образом компактных отопительных батарей, панельное отопление в основном встраивается в строительные конструкции.

Применение

Панельное отопление применяется, прежде всего, при низких температурах теплоносителя. Теплоотдача происходит излучением, и теплота передается большой теплопередающей поверхностью.

Потолочное лучистое отопление

Потолочное лучистое отопление (рис. 4.7) применяется преимущественно для отопления больших помещений, таких, как промышленные, складские или спортивные залы.

В помещениях, где люди работают сидя, применение потолочного лучистого отопления нежелательно.

Теплоотдача осуществляется на 80% излучением, поэтому коэффициент излучения ε для таких систем очень важен.

Воздействие излучением от теплой поверхности способствует ощущению теплового комфорта. По этой причине температура воздуха в помещении может быть снижена без ущерба для теплового комфорта.

При расположении панелей лучистого отопления необходимо обращать внимание, прежде всего, на то, чтобы не была превышена допустимая температура их поверхности в соответствии с высотой помещения, и исключить предметы, мешающие излучению (встроенные элементы, высокие полки и т.д.).

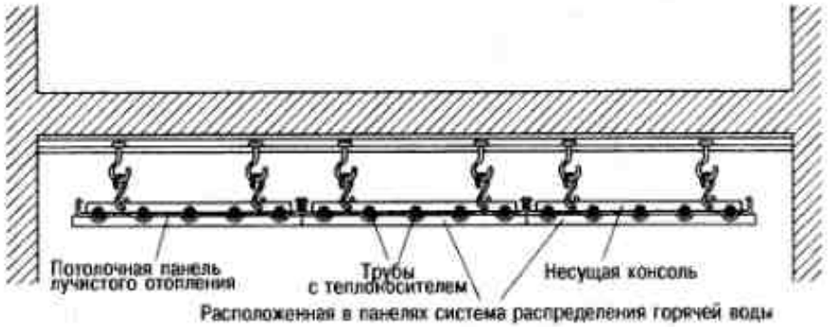


Рис. 4.7. Схема потолочного лучистого отопления [4.1]

Напольное отопление

При напольном отоплении речь идет исключительно о системах отопления теплой водой или низкотемпературных системах, которые встраиваются в пол.

Основной принцип состоит в прокладке труб с водой в конструкции пола.

Способы укладки

При этом различают «сухую» и «мокрую» технологии прокладки трубопроводов в полу (рис. 4.8). При «мокрой» технологии трубопроводы укладываются на теплозащитный слой, затем их заливают бетонной стяжкой, которая образует бес-

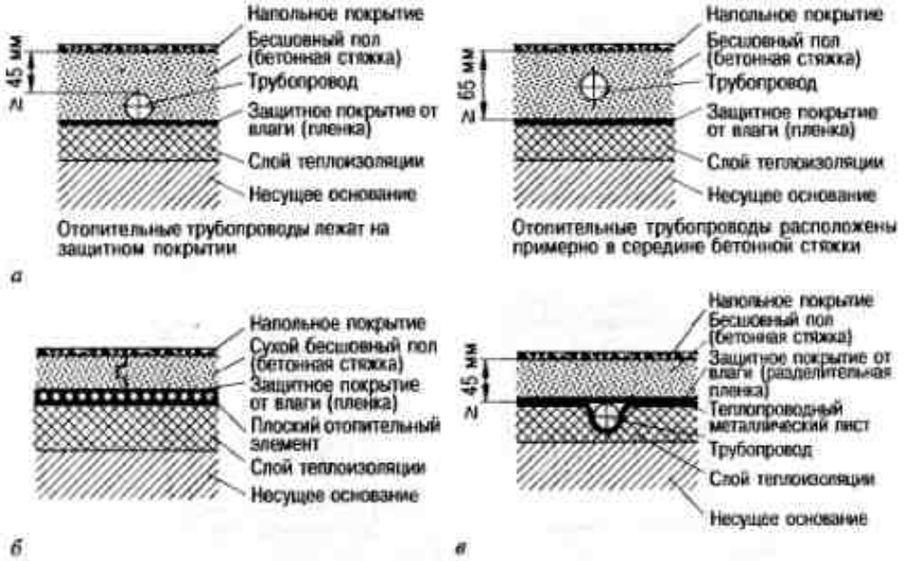


Рис. 4.8. Способы укладки «теплого» пола [4.1]:
а – расположение трубопроводов при «мокрой» технологии;
б – система отопления «теплый пол» с плоскими элементами;
в – расположение трубопроводов при «сухой» технологии

шовный пол, т.е. трубопроводы находятся внутри бетонной стяжки. При «сухой» технологии трубопроводы укладываются на слой теплоизоляции сухими. Сверху в качестве защиты от влаги укладывается разделительная пленка. Таким образом, стяжка не контактирует с трубами. Для равномерного распределения теплоты можно использовать теплопроводный металлический лист.

Можно также применять систему плоских элементов.

Формы укладки

Наиболее распространенные формы укладки трубопроводов в полу (рис. 4.9) – это кольцевая и зигзагообразная формы.

Наряду с напольным отоплением все более широкое применение в жилищном строительстве находит настенное отопление. С его помощью улучшается тепловой комфорт при незначительном повышении температуры поверхности ограждающих конструкций. При расчете таких систем исходят из того, что температура поверхности ограждающих конструкций не должна в течение длительного времени превышать 35°С.

Встраивание системы отопления в стену (рис. 4.10) можно производить по аналогии с напольным отоплением. При этом, естественно, не нужно применять бетонную стяжку, достаточно облицовки стены штукатуркой или сухими строительными конструкциями.

По аналогии с напольным отоплением, следует учитывать требования по значениям коэффициента теплопередачи для строительной конструкции, которые установлены в соответствии с Предписанием по теплозащите и европейским стандартом EN 1264 (Расчет систем напольного отопления).

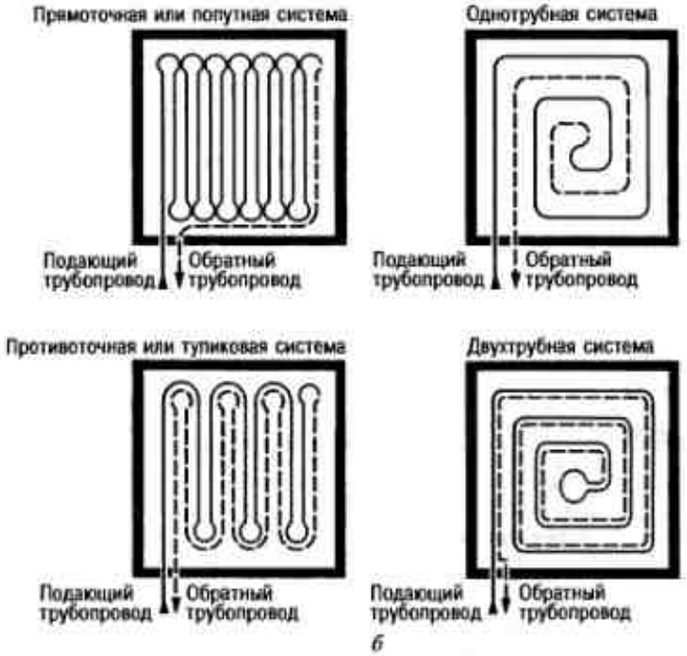


Рис. 4.9. Формы укладки трубопроводов в полу:
а – укладка рядами (зигзагообразная);
б – спиральная (кольцевая) укладка

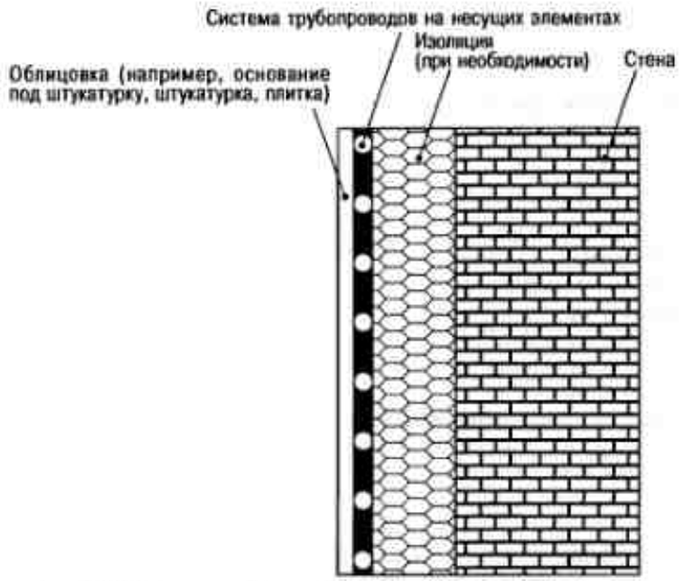


Рис. 4.10. Возможный способ установки на стену

4.4. Расчет отопительных приборов

4.4.1. Тепловая мощность и выбор отопительного прибора

Расчет и выбор размеров производятся в соответствии с DIN 4701 часть 3 «Расчет установок для обогрева помещений» и DIN EN 442 «Радиаторы для помещений. Нормируемая отопительная нагрузка». Европейский стандарт заменяет более ранние предписания DIN 4703 (частично) и DIN 4704.

Основной расчет тепловой мощности отопительного прибора производится следующим образом:

$$Q = m_w \cdot c_w \cdot (t_{пт} - t_{от})\ [Вт] \qquad (4.1)$$

или:

$$Q = k_{от} \cdot A_{от} \cdot \Delta t_c\ [Вт], \qquad (4.2)$$

где m_w – массовый расход воды, кг/с;
c_w – удельная теплоемкость воды, Дж/кг·К;
$k_{от}$ – коэффициент теплопередачи отопительного прибора, Вт/м²·К;
$A_{от}$ – площадь теплопередающей поверхности отопительного прибора, м²;
Δt_c – температурный напор, К.

Основные условия

Тепловая мощность рассматривается как количество теплоты, отдаваемой отопительным прибором в установившемся режиме. При прочих равных условиях она зависит от:
– температурного напора Δt_c;
– действительной разности температур $t_{пт} - t_{от}$ теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе.

Нормируемая характеристическая кривая

Нормируемые или расчетные условия

Нормируемая тепловая мощность отопительного прибора $Q_{оп,\,н}$

Зависимость тепловой мощности от температурного напора представлена на нормальной характеристической кривой, которая была получена в соответствии с методами испытаний DIN EN 442. Изменение параметров теплоносителя влияет на теплоотдачу. Для получения возможности сравнения в стандарте установлены так называемые нормируемые или расчетные условия для определения нормальной тепловой мощности отопительного прибора $Q_{от}$. В DIN EN 442 установлены:
– температура воды в подающем трубопроводе, $t_{пт}$ – 75°С;
– температура воды в обратном трубопроводе, $t_{от}$ – 65°С;
– температура воздуха в помещении, $t_в$ – 20°С.
Существовавшие до этого значения, регламентированные DIN 4703:
– температура воды в подающем трубопроводе – 90°С;
– температура воды в обратном трубопроводе – 70°С;
– температура воздуха в помещении – 20°С.
сейчас, как правило, не применяются.

Температурный напор

Температурный напор Δt_c определяется двумя способами:
Как среднеарифметический

$$\Delta t = \frac{t_{пт} + t_{от}}{2} - t_в. \qquad (4.3)$$

При значениях 75/65/20 получаем $\Delta t = 50$ K.

Расчетная разность температур по теплоносителю

Это соответствует расчетному температурному напору теплоносителя $\Delta t_{н}$.

Для сравнения – при значениях 90/70/20 получаем $\Delta t = 60$ K.

Как среднелогарифмический

$$\Delta t_{н} = \frac{t_{пт} - t_{от}}{\ln \frac{t_{пт} - t_{в}}{t_{от} - t_{в}}}, \tag{4.4}$$

по DIN EN 442 $\Delta t_{н} = 49{,}83$ K

или по DIN 4703 $\Delta t_{н} = 59{,}44$ K.

Какую формулу применять, зависит от соотношения c' разности температур:

$$c' = \frac{t_{оп} - t_{в}}{t_{пт} - t_{в}}. \tag{4.5}$$

Если значение $c' \geq 0{,}7$, то учитывают среднеарифметический температурный напор.

Расчетная тепловая мощность

Расчетную тепловую мощность отопительного прибора $Q_{оп}$ определяют по формуле

$$Q_{оп} = (1 + x) \cdot Q_{н}, \tag{4.6}$$

где $Q_{н}$ – нормальное теплопотребление помещения, определенное по DIN 4701;

x – добавочный коэффициент.

Добавочный коэффициент

Добавочный коэффициент составляет, как правило, 15%. Его можно уменьшить или убрать совсем в случае, если температура теплоносителя при максимальной мощности может быть повышена таким образом, что незначительное превышение расчетной температуры на короткое время может привести к повышению мощности на 15%. Коэффициент принимают равным нулю при расчете пониженного отопительного режима для подсобных помещений.

Расчетная тепловая мощность является основой для выбора отопительного прибора.

Расчетные температуры

Расчетными температурами при этом являются:

– температура воздуха внутри помещения

$$t_{вн,расч} = t_{вн} = t_{в};$$

– температура теплоносителя, она соответствует температуре воды в подающем трубопроводе на входе в отопительный прибор $t_{пт}$.

Экспонента отопительного прибора n

Расчетная тепловая мощность, согласно DIN EN 442, корректируется с помощью экспоненты отопительного прибора n, которая представляет собой характеристическую кривую мощности отопительного прибора и зависит, прежде всего, от его конструкции:

– для системы напольного отопления – $n = 1{,}10$;

– плоская отопительная батарея – $n = 1{,}26...1{,}33$;

– полотенцесушитель – $n = 1{,}20...1{,}30$;

– конвектор – $n = 1{,}30...1{,}50$.

Для расчета отопительного прибора по DIN 4701 часть 3 принимают значение $n = 1{,}3$.

Тепловая мощность отопительного прибора по DIN 4701 часть 3 рассчитывается следующим образом:

при $c' \geq 0{,}7$:

$$Q_{оп,н} = Q_{оп} \cdot \left[\frac{\Delta t_{н}}{\Delta t}\right]^{n}, \tag{4.7}$$

где Δt – среднеарифметический температурный напор при заданном перепаде температур.

Для расчетного состояния

$$Q_{оп,н} = Q_{оп} \cdot \left[\frac{50}{\Delta t}\right]^{n}. \tag{4.8}$$

Если заданный перепад температур соответствует расчетному состоянию 75/65/20°C, то

$$Q_{оп,н} = Q_{оп}.$$

С помощью этих формул можно произвести расчет тепловой мощности выбранного в соответствии с DIN EN 442 отопительного прибора при других температурах.

Выражение в скобках в уравнении 4.8 представляет собой переводный или поправочный коэффициент F по сравнению с расчетными условиями:

$$F = \left[\frac{\Delta t_{н}}{\Delta t}\right]^{n}. \tag{4.9}$$

$$Q_{оп,н} = Q_{оп} \cdot F. \tag{4.10}$$

Если коэффициент $F = 1$, то тепловая мощность отопительного прибора соответствует нормируемой тепловой мощности по DIN ($Q_{оп,н} = Q_{оп}$). Если значение разности температур Δt понижается, то коэффициент $F > 1$, если Δt повышается, то $F < 1$.

Пример:

Необходимо рассчитать отопительный прибор в соответствии с DIN EN 442.

Расчетное теплопотребление помещения – 1000 Вт;

добавочный коэффициент – 15%;

температура теплоносителя и воздуха – 70/55/20°C.

По уравнению 4.3 среднеарифметический температурный напор

$$\Delta t_{c} = \frac{70 + 55}{2} - 20 = 42{,}5 \text{ K}.$$

Подставив значение Δt_{c} в уравнение 4.9 для расчета поправочного коэффициента, получим

$$F = \left[\frac{50 \text{ K}}{42{,}5 \text{ K}}\right]^{1{,}3} = 1{,}235.$$

По уравнению 4.10 определяем тепловую мощность отопительного прибора:

$$Q_{оп,н} = 1{,}15 \cdot 1000 \cdot 1{,}235 = 1420 \text{ Вт (при 75/65/20°C)}.$$

По таблицам для соотношения температур 75/65/20°С выбираем отопительный прибор с номинальной мощностью 1420 Вт, который при соотношении температур 70/55/20°С обеспечивает мощность около 1,15 · 1000 = = 1150 Вт.

При выборе отопительного прибора с помощью проектной документации необходимо обращать внимание на то, чтобы уже были подготовлены соответствующие таблицы или диаграммы для других соотношений температур, например 70/55/20°С, и тем самым будет уменьшена вероятность ошибочного расчета.

Этапы расчета

Расчет производится следующим образом:

– на основании расчета теплопотребления определяется необходимая тепловая мощность отопительного прибора;

– определяется поправочный коэффициент F, который зависит от температуры воды в подающем и обратном трубопроводах и температуры в помещении, а также экспоненты отопительного прибора (уравнение 4.9);

– умножением поправочного коэффициента на тепловую мощность отопительного прибора определяется номинальная мощность батареи при нормируемых условиях (75/65/20°С) (уравнение 4.10);

– выполняют выбор соответствующего отопительного прибора для температур 75/65/20°С по DIN EN 442;

– осуществляют проверочный расчет действительной тепловой мощности прибора на основании номинальной (преобразование уравнения 4.10):

$$Q_{\text{оп}} = Q_{\text{оп, н}} / F. \qquad (4.11)$$

Низкотемпературные расчетные диаграммы

Расчет может быть выполнен путем применения низкотемпературных расчетных диаграмм.

Если известны теплопотребление помещения, способ подсоединения трубопроводов и температурный напор проектируемого отопительного прибора, то необходимую тепловую мощность можно определить с помощью расчета и после этого выбрать необходимый отопительный прибор. Этот перерасчет, строго говоря, действителен только тогда, когда соблюдается необходимый расход теплоносителя $m_{\text{н}}$ и тем самым не изменяется характеристическая кривая отопительного прибора.

Применение диаграмм рекомендуется тогда, когда нужно проверить, какая тепловая мощность будет получена при изменении перепада температур по воде или температуры воздуха в помещении.

4.4.2. Уменьшение мощности отопительных приборов

Потери мощности

При расчете наряду с изменением температуры теплоносителя необходимо также учитывать и другие факторы уменьшения потребляемой мощности. В основном речь идет о способах подключения отопительных приборов и их размещении.

Способы подключения отопительных приборов

Существуют следующие способы подключения отопительных приборов (рис. 4.11):

– одностороннее подключение: подающий трубопровод сверху, обратный снизу;

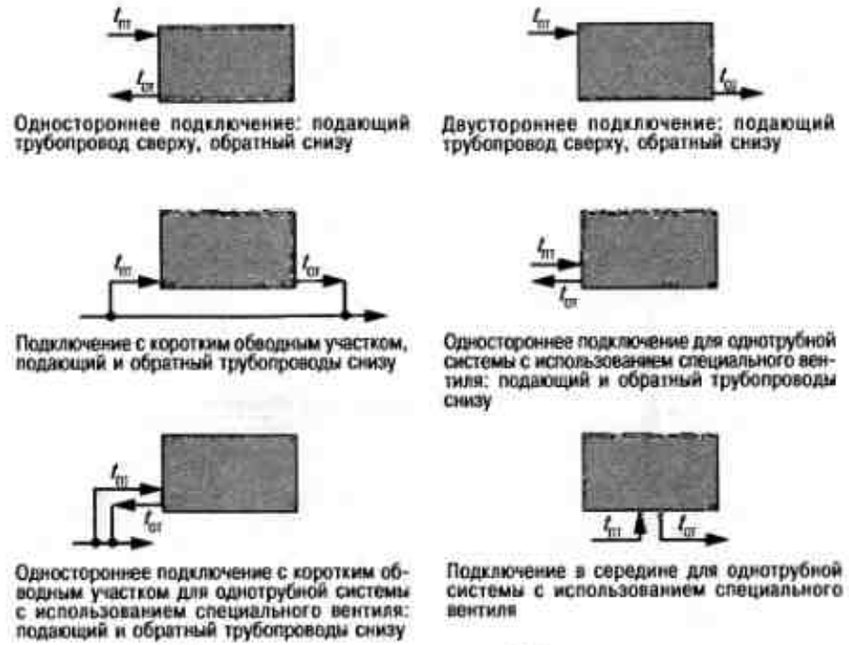


Рис. 4.11. Возможные схемы подключения [4.1]: $t_{\text{пт}}$ – температура воды в подающем трубопроводе; $t_{\text{от}}$ – температура воды в обратном трубопроводе

– двустороннее подключение: подающий трубопровод сверху, обратный снизу;

– двустороннее подключение: подающий и обратный трубопроводы снизу (седельное подключение при однотрубном отоплении);

– одностороннее подключение: подающий и обратный трубопроводы снизу.

Установка отопительного прибора при испытаниях по DIN EN 442 считается соответствующей стандартам, если трубопроводы подключены с одной стороны, подающий – сверху, обратный – снизу.

Уменьшение мощности на практике может возникать из-за того, что теплоноситель протекает через отопительный прибор неравномерно, и поэтому появляются зоны с пониженной теплоотдачей.

При одностороннем подключении отопительного прибора – например, отопительная батарея со встроенным вентилем-термостатом – или двустороннем подключении с верхним расположением подающего трубопровода в процессе эксплуатации при номинальной нагрузке и расходе теплоносителя уменьшение мощности не происходит.

При изменении расхода теплоносителя отклонения все же возникают.

При подключении подающего и обратного трубопроводов с разных сторон снизу в отопительный прибор необходимо встраивать ротаметр. В этом случае потери мощности достигают 20%; при одностороннем нижнем подключении трубопроводов (что в основном используется для однотрубных систем) снижение мощности достигает 15%.

На теплоотдачу отопительного прибора (рис. 4.12) больше всего влияет способ установки – перед стеной или в нише.

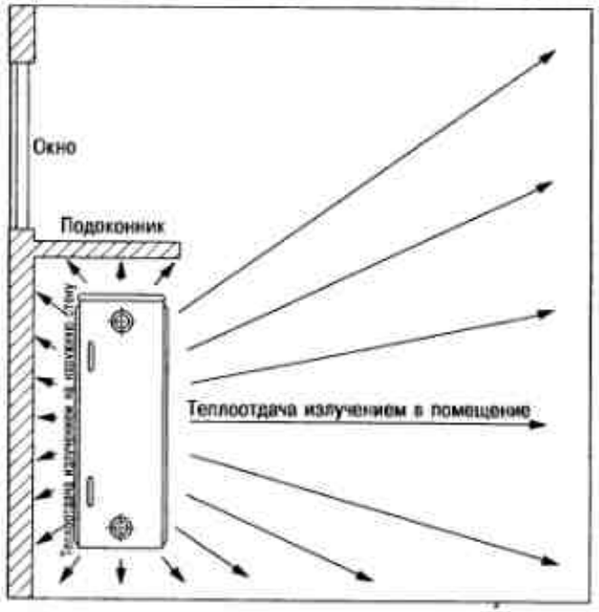


Рис. 4.12. Поступление теплоты от отопительного прибора

Минимальные расстояния по VDI 6030

Минимальное расстояние до отопительного прибора, который устанавливается около стены, согласно VDI 6030, составляет:

– от стены – не менее 50 мм;
– от пола – не менее 100 мм.

В таком случае не происходит потерь тепловой мощности.

Снижение тепловой мощности, обусловленное способом размещения (рис. 4.13), происходит в том случае, когда отопительный прибор устанавливается:

– в нише для отопительного прибора;
– под подоконником;
– за облицовочной панелью, гардинами или занавесями.

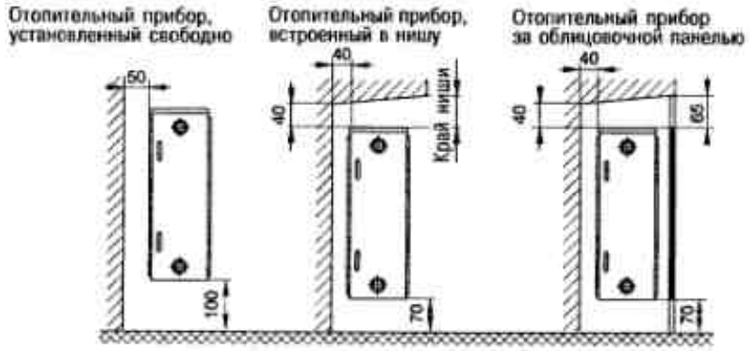
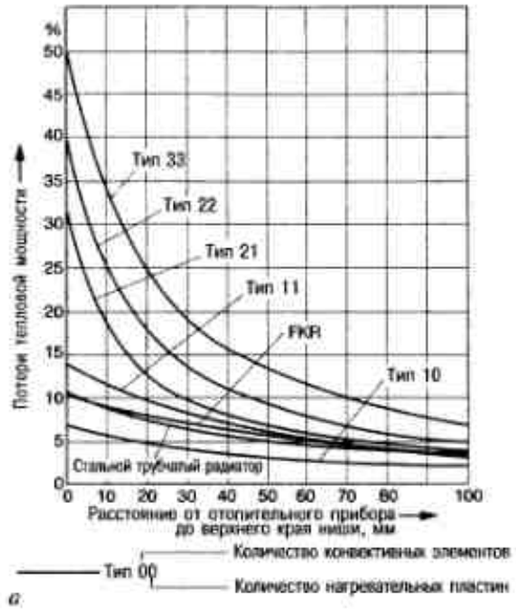


Рис. 4.13. Способы установки отопительных приборов согласно DIN 4703



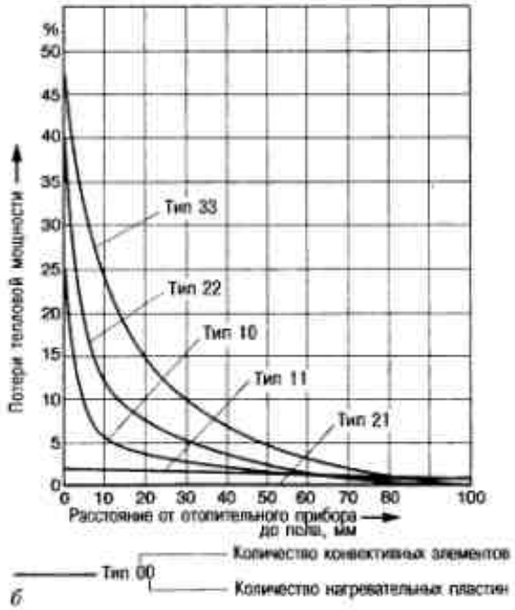


Рис. 4.14. Потери тепловой мощности отопительных приборов [4.2]:
а – потери тепловой мощности в зависимости от расстояния от отопительного прибора до верхнего края ниши;
б – потери тепловой мощности в зависимости от расстояния от отопительного прибора до пола

При использовании облицовочной панели потери тепловой мощности отопительного прибора могут достигать 15%.

Исследования производителей отопительных приборов показали, что тип батарей также оказывает влияние на потери мощности.

На рис. 4.14 представлены графики, показывающие потери тепловой мощности некоторых типов приборов.

Эти величины отражены в VDI 6030.

ГЛАВА 5

ОСНОВЫ ТЕХНИКИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЛОВ

5.1. Конструкции отопительных котлов

Предписания по отопительным котлам

При работе с отопительными котлами следует принимать во внимание следующие предписания:

DIN 4702 «Котлы отопительные»;

DIN 4794 «Калориферы стационарные»;

DIN 18890-18895 «Печи длительного горения и камины, работающие на твердом топливе»;

TRD 702 «Котельные установки»;

Предписание по отопительным системам;

Федеральный закон по защите от вредных выбросов.

Согласно DIN 4702, существуют различные типы отопительных котлов, которые отличаются не только применяемым топливом, но и назначением.

Виды отопительных котлов

Отопительные котлы на жидком или газообразном топливе (нефтегазовые котлы) предназначены для сжигания жидкого или газообразного топлива с помощью дутьевой горелки.

Газовые котлы — котлы, работающие на газообразном топливе, оборудованы горелкой без поддува (атмосферной горелкой).

Твердотопливные котлы — предназначены для сжигания твердого топлива.

Многотопливные котлы — предназначены для сжигания твердого, жидкого или газообразного топлива. Они сконструированы таким образом, чтобы при наличии встроенной дутьевой горелки пользователь мог перейти с твердого топлива на жидкое или газообразное или, наоборот, без переоборудования, требующего демонтажа котла или топки.

Котлы с естественной тягой (рис. 5.1) — котлы, в топке которых образуется разрежение, т.е. тяга (естественное движение отходящих или дымовых газов), достаточная для преодоления сопротивления в пространстве топки (сопротивление газового тракта).

Стационарные котлы с наддувом (рис. 5.2) — котлы, в топке которых имеется избыточное давление, т.е. сопротивление газового тракта преодолевается работой дутьевых вентиляторов. При этом создаются повышенные скорости потока (и улучшенные условия теплоотдачи). При этом избыточное давление должно быть понижено до входа отходящих газов в патрубках (исключение — установка котла на крыше). Такие котлы работают независимо от тяги в дымоходе.

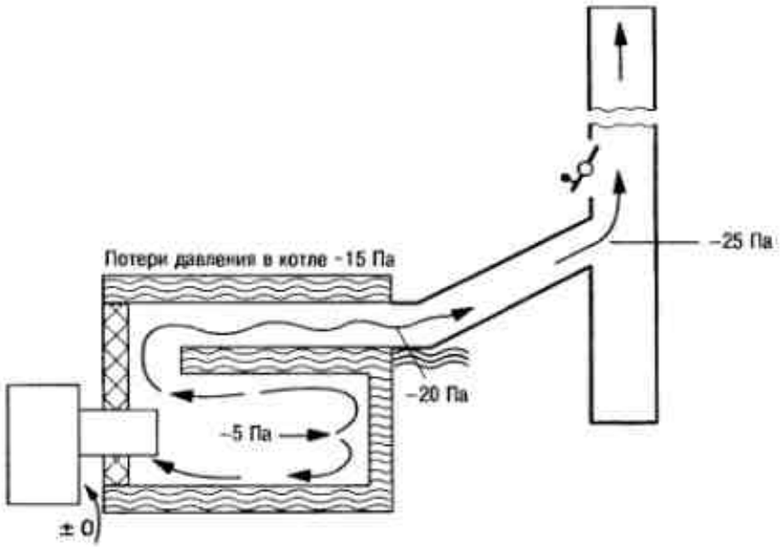


Рис. 5.1. Котел с естественной тягой [5.1]

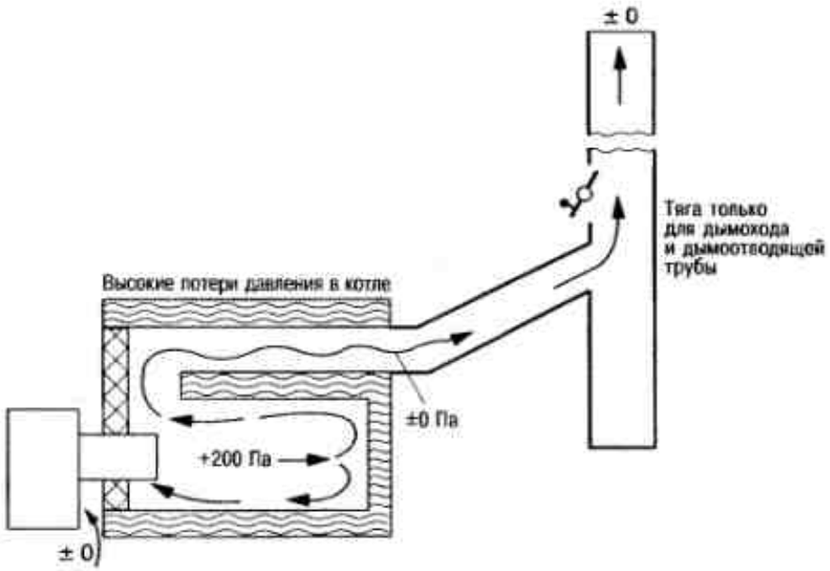


Рис. 5.2. Стационарный котел с наддувом [5.1]

Согласно Предписанию по отопительным системам и DIN 4702, котлы делятся на (см. раздел 2.2):

- стандартные отопительные котлы;
- низкотемпературные отопительные котлы;
- конденсационные котлы.

Характеристики котлов

В указанном Предписании даны определения понятий, относящихся к котлам, например:

Тепловая мощность $Q_{ТМ}$ – количество теплоты, полученной теплоносителем в котле в единицу времени.

Номинальная тепловая мощность $Q_{ТМ,Н}$ – тепловая мощность, указанная производителем согласно требованиям DIN 4702 для длительного режима эксплуатации.

Диапазон тепловой мощности – указанный производителем согласно требованиям DIN 4702 диапазон мощности, при котором может применяться котел. Максимальное значение является номинальной тепловой мощностью.

Тепловая нагрузка $Q_{ТН}$ – количество теплоты, полученной котлом при сгорании топлива, по отношению к полной теплоте сгорания топлива. Также обозначается как топочная мощность.

Номинальная тепловая нагрузка $Q_{ТН,Н}$ – тепловая нагрузка при длительном режиме эксплуатации, указанная производителем в соответствии с DIN 4702.

Коэффициент полезного действия котла $\eta_к$ – отношение полезного количества теплоты к подведенному.

Нормируемый коэффициент использования $\eta_{нок}$ – нормированный параметр, с помощью которого выражается использование энергии и тем самым экономичность отопительного котла в течение определенного отопительного периода. Измерения проводят в 5 рабочих точках (13, 30, 39, 48 и 63%).

Температура отходящих газов $t_г$ – температура, измеренная в отводящей трубе котла.

Потери отходящих газов $q_г$ – количество теплоты, теряемой с отходящими газами.

Потери при эксплуатации $q_ж$ – количество теплоты, необходимой для поддержания определенной температуры котла.

Технические требования по DIN 4702 «Тепловая мощность, коэффициент полезного действия котла, сопротивление газового тракта, необходимое давление подачи, коэффициент использования и потери эксплуатационной готовности» – это те параметры, которые должны соблюдаться при испытании в нормальных условиях. Сюда же относятся требования по содержанию вредных веществ в отходящих газах.

Конструкция котла должна быть такой, чтобы, с одной стороны, обеспечить беспрепятственное прохождение отопительного газа через корпус котла, с другой стороны, должны обеспечиваться энергосберегающие условия сжигания топлива с минимальным выбросом вредных веществ.

5.2. Котлы, использующие газ и нефтепродукты

Принцип действия и конструкция

Котлы, использующие в качестве топлива газ или нефтепродукты, оборудованы дутьевой горелкой. Необходимый для горения воздух и топливо нагнетаются через форсунку с помощью вентилятора. При применении жидкотопливных горелок топливо должно быть подготовлено в горелке специальным образом, т.е. оно должно быть преобразовано в горючие пары. Этого можно достичь с помощью распыления или испарения.

Через специальное смешивающее устройство, состоящее из головки горелки с воздуховодной и подающей частями, форсунки и подводящей трубы, топливо смешивается с воздухом при минимальном избытке воздуха.

Чаще всего все оборудование помещается в один блок (рис. 5.3).

Если предварительное смешение происходит в смесительной трубе, например, как в реактивной смесительной системе (рис. 5.4), то возникает голубое пламя. Поэтому существует такое обозначение — «горелка голубого пламени». Благодаря рециркуляции отработанных газов в топливно-воздушной смеси достигается значительное уменьшение выбросов оксида азота.

При этом в горелке образуется только один факел пламени. Поэтому важной предпосылкой для оптимального сжигания является конструкция топочного пространства, т.е. его оптимальная геометрия. Теплоотдача в топочном пространстве происходит в основном посредством лучеиспускания.

Геометрия топочного пространства

Пламя горелки должно быть настроено таким образом, чтобы сжигание происходило с минимальным избытком воздуха. Пламя также должно иметь достаточно пространства, чтобы топливо сгорало полностью. Недостаточный размер топочного пространства ведет к тому, что возникают помехи для процесса горения пламени. Из-за холодных стен котла происходит преждевременное охлаждение пламени, что ведет к неполному сгоранию топлива и повышению количества вредных выбросов.

При слишком большом топочном пространстве пламя охлаждается из-за повышенного количества воздуха вокруг пламени.

В подключенных теплообменниках теплота передается теплоносителю — воде — посредством конвекции. В зависимости от площади теплоотдачи температура отходящих газов находится в диапазоне от 80 до 200°С.

В низкотемпературных отопительных котлах при определенных условиях, например при пуске, может произойти понижение температуры ниже температуры точки росы и образование конденсата. Топочное пространство должно быть приспособлено для защиты от образования конденсата посредством повышения температуры обратной линии.

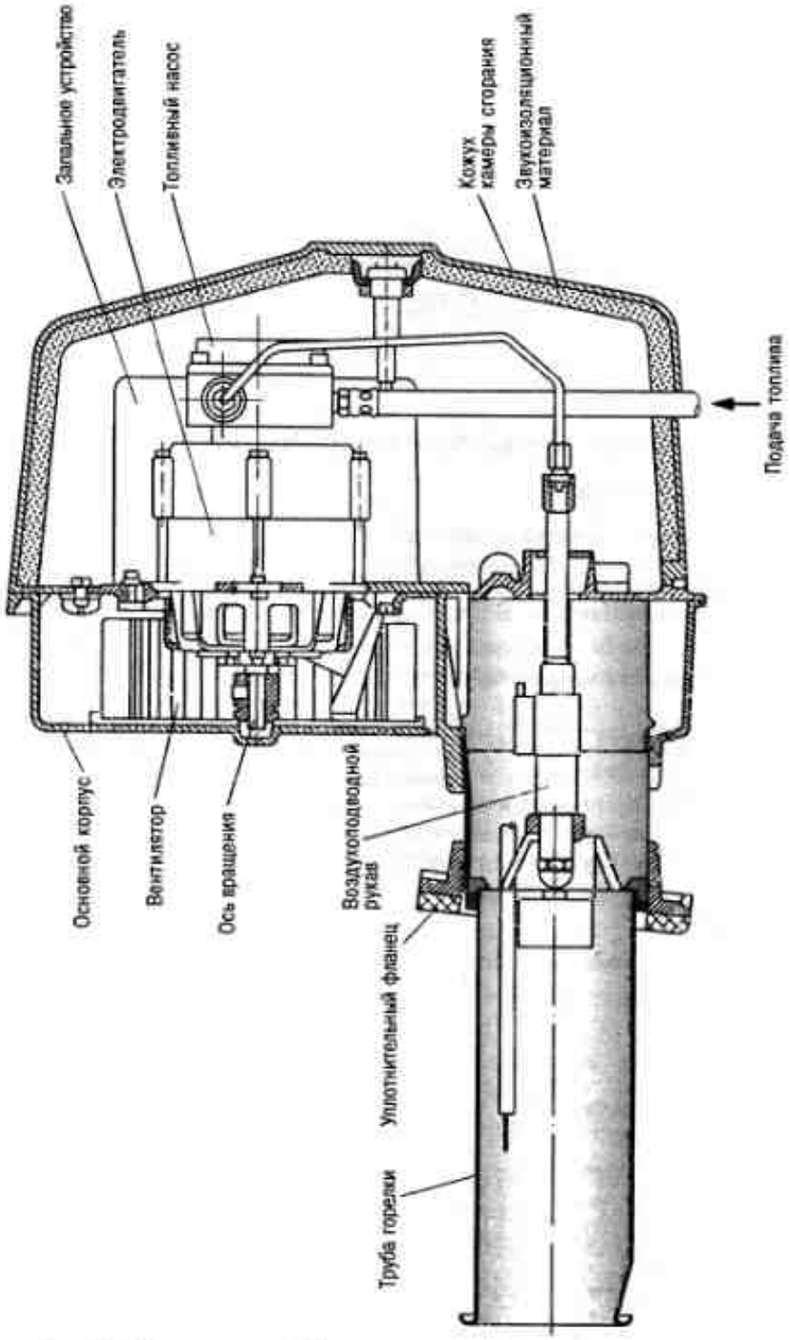


Рис. 5.3. Блок горелки [4.1]

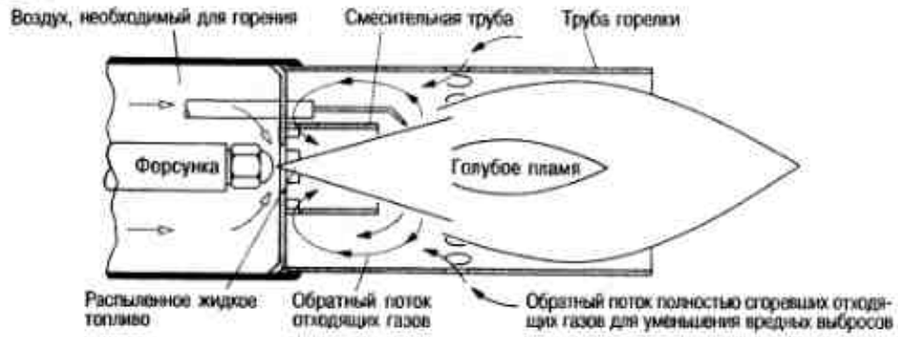


Рис. 5.4. Реактивный принцип смешения с обратным потоком отходящих газов [4.1]

5.3. Газовые котлы без поддува

Принцип действия

Газовые котлы без поддува, обозначаемые как котлы с атмосферными горелками, предназначены, прежде всего, для малых и средних диапазонов мощности, примерно до 200 кВт. По принципу действия горелки подразделяют на диффузионные и инжекционные. В последнее время применяют только инжекционные горелки.

Инжекционная горелка

В инжекционной горелке (рис. 5.5), в блоке горелки топливо течет под давлением через форсунку и при этом подсасывается необходимый для горения воздух (первичный воздух). Образуется смесь из воздуха и газа. Затем смесь поджигается. Необходимый дополнительно воздух (вторичный воздух) диффундирует в пламя. В противоположность дутьевым горелкам образуется другая форма пламени, и поэтому к топочному пространству предъявляются другие требования. Как правило, горение происходит на стволе горелки с отверстиями, т.е. образуется много коротких языков пламени, которые образуют так называемый «ковер пламени».

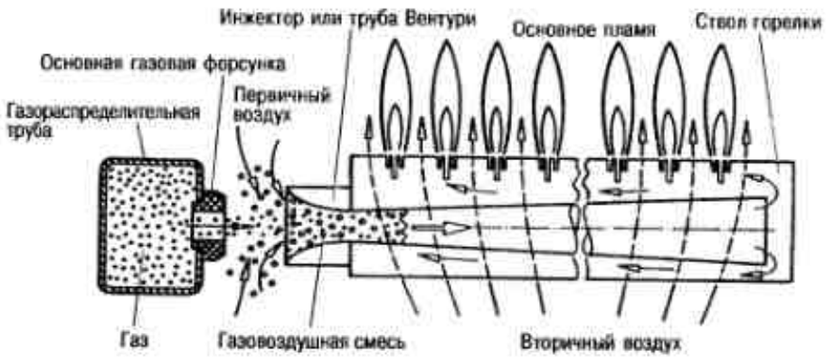


Рис. 5.5. Принцип работы инжекционной горелки [4.1]

По этой причине топочное пространство может быть небольшим. Но необходимо следить за тем, чтобы все языки пламени могли свободно сгорать и был обеспечен свободный доступ вторичного воздуха, необходимого для полного сгорания.

Небольшая нагрузка на ствол горелки в 5...20 кВт способствует сгоранию с минимальными выбросами оксидов азота.

Охлаждение пламени

С точки зрения сокращения количества оксидов азота, которые образуются при температурах сгорания более 1400°С, различают несколько вариантов охлаждения пламени:

– охлаждение ствола горелки с помощью обратной линии;

– установка охладительной трубы (при низком содержании оксидов азота в отходящих газах);

– получение большего количества меньших языков пламени с более высокой долей излучения (грибовидный рисунок пламени; способ применим при низком содержании оксидов азота в отходящих газах, матричная горелка);

– каталитическое сжигание, например, над керамической поверхностью (альцетная горелка, монолитная горелка).

5.4. Газовые горелки предварительного смешения со встроенным вентилятором

Принцип действия

В отличие от горелок без поддува (которые обеспечивают только частичное предварительное смешение) в горелках со встроенным вентилятором производится полное предварительное смешение топлива со всем необходимым для горения объемом воздуха. Это ведет к тому, что приток воздуха к пламени происходит равномерно по всей поверхности горения.

В принципе смешение можно выполнить у основания закрытой топочной камеры с помощью вентилятора для удаления отходящих газов. Но процесс смешения в таком случае будет недостаточно стабильным.

Конструкция газовой горелки со встроенным вентилятором для предварительного смешения (рис. 5.6) выполнена на основе конструкции горелки без поддува.

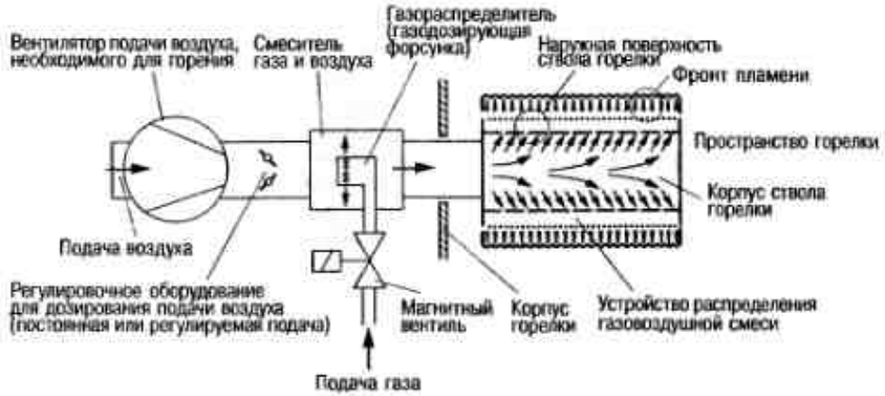


Рис. 5.6. Конструкция газовой горелки предварительного смешивания со встроенным вентилятором [4.1]

Смешение газа и воздуха для горения происходит обычно с помощью комбинированного узла регулирования подачи газа и воздуха. Это означает, что при заданном отклонении температуры воды в подающем трубопроводе может быть изменена скорость вращения дутьевого вентилятора. При изменении разности давления около измерительной диафрагмы регулируется количество поступающего газа и тем самым мощность горелки. Еще одним преимуществом этих горелок является заданная форма пламени и незначительное количество вредных выбросов. Характеристики горения четко установлены в соответствующих предписаниях и не могут быть изменены.

Этот тип горелок применяется, прежде всего, при использовании систем потолочного лучистого отопления (инфракрасная излучающая горелка), в конденсационных навесных котлах мощностью примерно до 40 кВт и в стационарных котлах мощностью до 100 кВт.

5.5. Конденсационные отопительные котлы

Принцип действия

Конденсационные отопительные котлы отличаются от низкотемпературных котлов тем, что в них используется скрытая теплота конденсации водяного пара, который содержится в отходящих газах.

При конденсации теплота отдается нагреваемой поверхности. Теплоотдача происходит, как правило, на поверхности теплообменника. Основным принципом является то, что для охлаждения отходящих газов ниже температуры точки росы используется обратная линия отопительной системы. Схематично это представлено на рис. 5.7.

Интенсивность передачи теплоты зависит от вида топлива. Применяемые газы имеют следующие соотношения высшей $H_в$ (с учетом теплоты конденсации водяных паров) и низшей теплоты сгорания $H_н$ (без учета теплоты конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания газа):

природный газ – 1,11;
пропан – 1,09;
бутан – 1,08;
нефтепродукты – 1,06.

Температура точки росы

Эффективность использования теплоты конденсации зависит также от температуры точки росы (рис. 5.8).

Из приведенных данных следует, что природный газ дает более широкие возможности использования теплоты конденсации, так как, с одной стороны, происходит прирост мощности, а с другой стороны, отходящие газы не требуют слишком сильного охлаждения. Отходящие газы и вода обратной линии отопительной системы движутся в теплообменнике встречными потоками. При этом конденсат выпадает вниз в направлении отходящих газов.

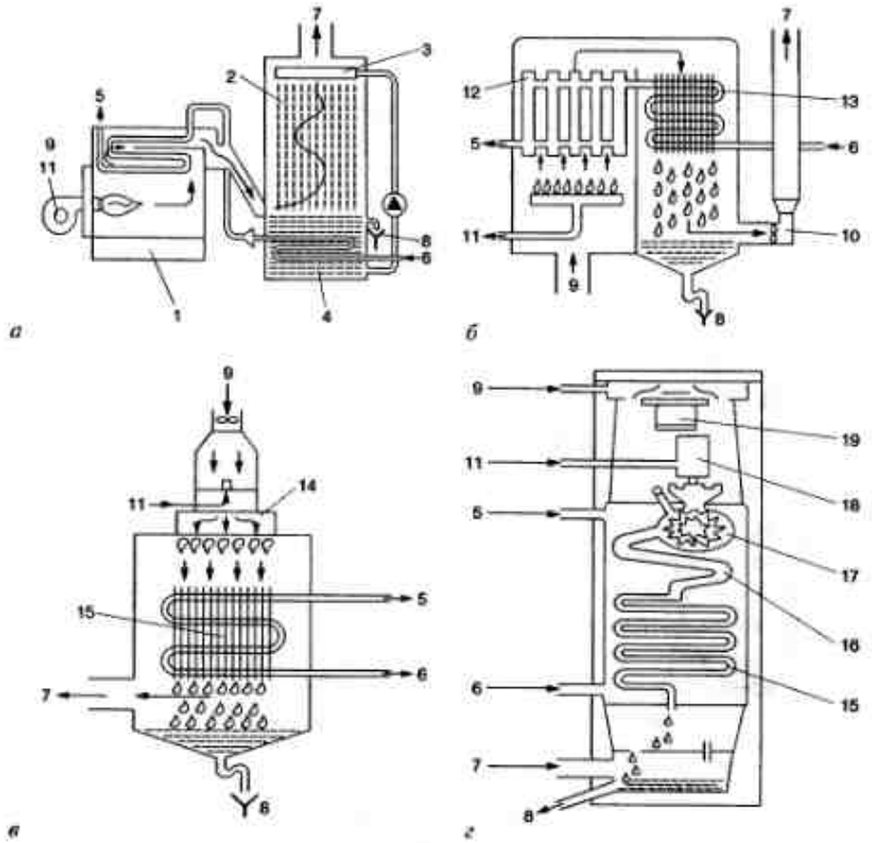
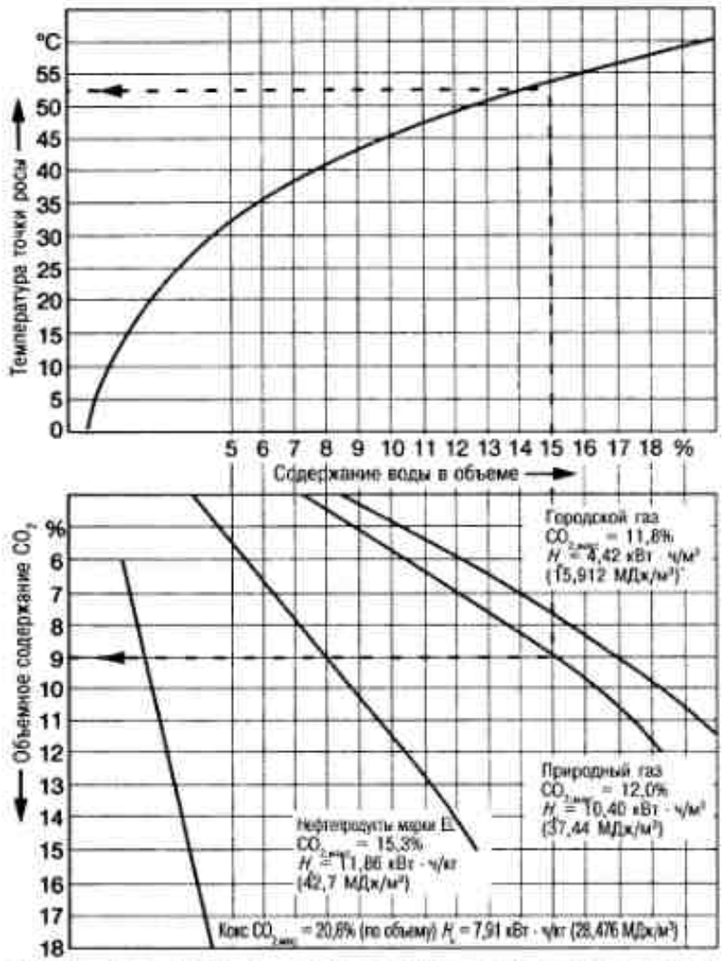


Рис. 5.7. Принципиальная схема использования теплоты, выделяемой при конденсации в котлах:
а – с прямым теплообменником;
б – с последовательно подключенным теплообменником;
в – со встроенным теплообменником;
г – с пульсационной горелкой.

1 – отопительный котел;
2 – прямой теплообменник;
3 – система орошения;
4 – резервуар с водой;
5 – подающий трубопровод отопительной системы;
6 – обратный трубопровод отопительной системы;
7 – отходящие газы;
8 – отвод конденсата;
9 – подача воздуха, необходимого для горения;
10 – вентилятор отходящих газов;
11 – газ;
12 – первый теплообменник;
13 – последовательно подключенный второй теплообменник;
14 – горелка предварительного смешивания;
15 – теплообменник;
16 – качающаяся труба;
17 – камера сгорания пульсационной горелки;
18 – газовый буфер;
19 – пусковой вентилятор



* Значения теплоты сгорания, указанные в скобках, приведены редактором.

Рис. 5.8. Зависимость между видом топлива, избытком воздуха и температурой точки росы [4.1]

Максимальный эффект

Для достижения максимального эффекта необходимо использовать теплоту конденсации при низких температурах обратного контура, т.е. пониженная температура обратного контура позволяет более эффективно использовать теплоту конденсации паров. Из этого также следует, что нужно избегать повышения температуры обратного трубопровода с помощью смешанного подключения и т.д., как это необходимо в некоторых типах низкотемпературных котельных установок.

При этом достигается КПД от 108 до 109% от низшей теплоты сгорания природного газа (рис. 5.9).

Рис. 5.9 Сравнение энергетических балансов [4.1]:
а – низкотемпературные отопительные котлы; энергетический баланс при температуре воды 40/30°С;
б – конденсационные котлы; энергетический баланс при температуре воды 40/30°С

Рис. 5.10. Сравнение КПД [4.2]

Годовая кривая отопления

При незначительных перепадах температуры в отопительном приборе требуется повышенная площадь нагревающей поверхности (см. раздел 4.4). Поэтому необходимо находить оптимальное решение. Если учитывать то обстоятельство, что отопительные устройства рассчитываются с учетом нормируемой наружной температуры, которая встречается только несколько дней в году, то необходимо рассчитывать варианты и с другими значениями температуры наружного воздуха. Это представлено на рис. 5.11 в виде годовой отопительной кривой (в России это называется графиком годового расхода теплоты).

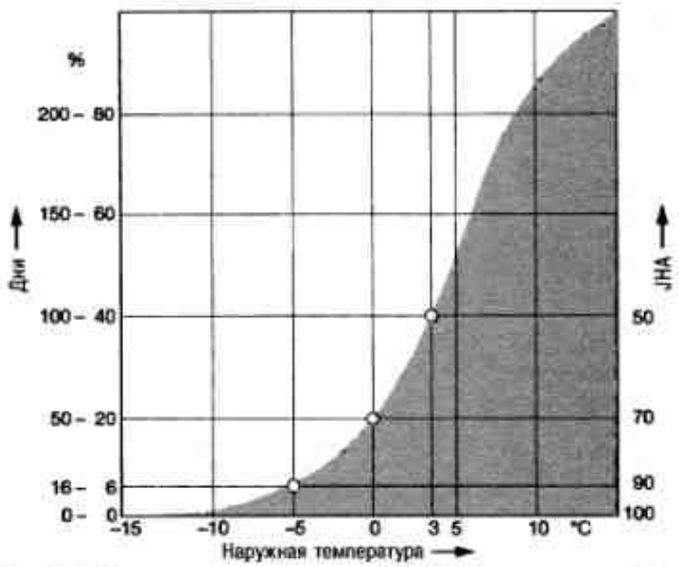


Рис. 5.11. Годовая кривая отопления [5.2]: ЛНА – суммарный расход теплоты за отопительный период (площадь, ограниченная кривой и осями ординат)

Исследования показали, что и при традиционных перепадах температур может использоваться теплота конденсации. Производители котлов приводят для сравнения температуры 75/60°С. Доказано, что даже в этом случае достигается сокращение использования топлива при КПД от 104 до 105% (по отношению к низшей теплоте сгорания). Если для сравнения взять низкотемпературные котлы с такими же перепадами температур, то их КПД равен от 91 до 92% (рис. 5.12).

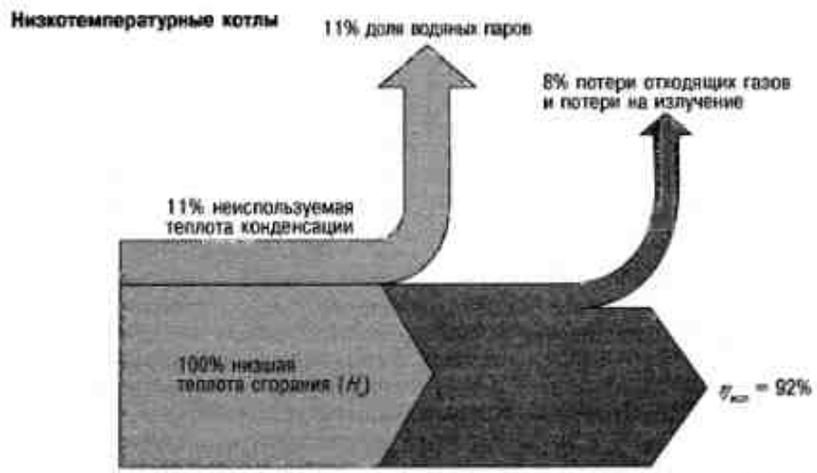


Рис. 5.12. Коэффициент использования при температурах 75/60°С [5.4]

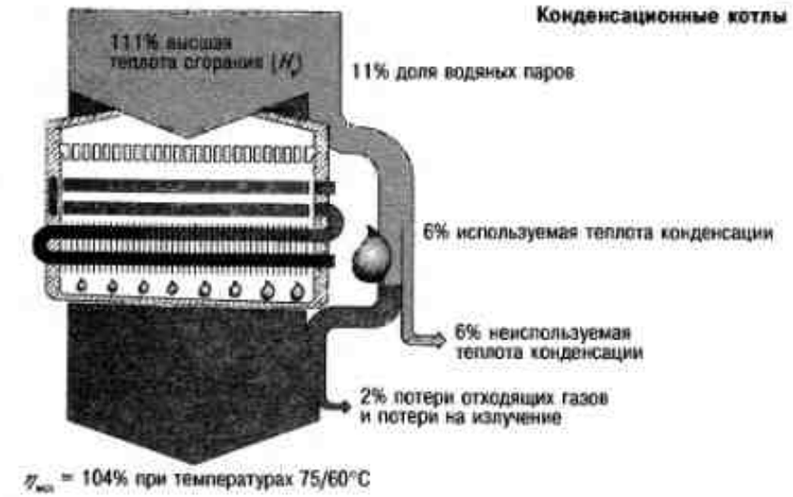


Рис. 5.12 (окончание)

Сброс конденсата в систему канализации регламентируется инструкцией М251 «Сброс конденсата из топочных установок, работающих на газе или нефтепродуктах, в систему канализации».

При определении коэффициента использования (рис. 5.13) следует учитывать тот факт, что при частичной нагрузке этот коэффициент получается выше, чем при полной нагрузке.

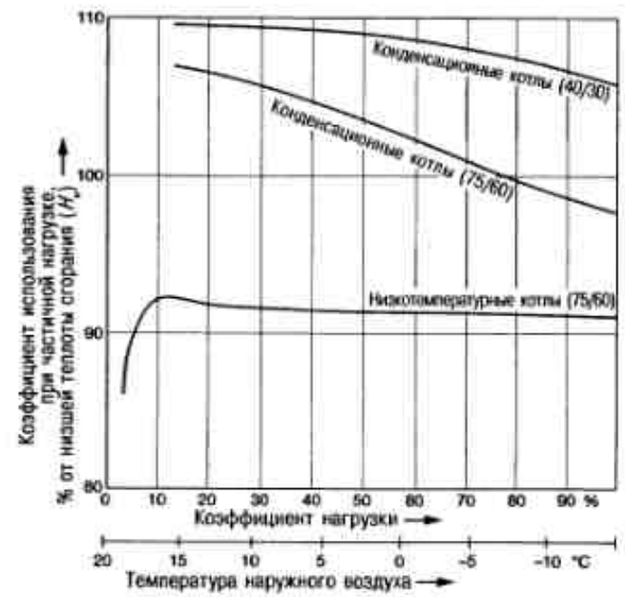


Рис. 5.13. Коэффициент использования [5.2]

При пониженной температуре отходящих газов для их удаления необходимо применять вентилятор так, чтобы система отвода отработанных газов была нечувствительна к повышению давления или влажности.

В последние годы для устройств небольшой мощности перешли к использованию настенных отопительных котлов (рис. 5.14), которые применяются в проточных циркуляционных системах отопления или как комбинированные отопительные котлы.

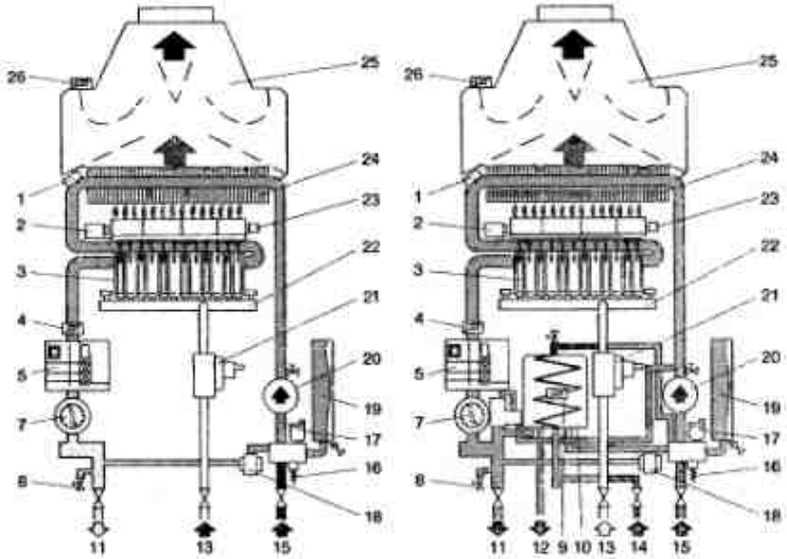


Рис. 5.14. Принципиальная схема настенного отопительного котла [5.3]:
а – функциональная схема U104 W;
б – функциональная схема U104 WK.

1 – предохранительное устройство для ограничения температуры;
2 – зажигающий электрод;
3 – газовая горелка;
4 – контрольный датчик температуры воды в подающем трубопроводе;
5 – универсальная автоматическая горелка uba;
6 – трехходовой вентиль;
7 – датчик температуры и давления воды в подающем трубопроводе;
8 – кран слива/залива котла;
9 – датчик температуры технической воды;
10 – теплообменник для технической воды;
11 – подключение подающего трубопровода;
12 – подключение теплой воды;
13 – подключение газа;
14 – подключение холодной воды;
15 – подключение обратного трубопровода;
16 – предохранительный клапан;
17 – автоматический вытяжной вентилятор;
18 – перепускной вентиль;
19 – расширительный бак для снижения давления;
20 – циркуляционный насос;
21 – оборудование газовой горелки;
22 – плата с форсунками;
23 – ионизационный электрод;
24 – теплообменник;
25 – устройство защиты потока;
26 – труба отходящих газов

5.6. Котлы, работающие на твердом топливе

В отопительных котлах, работающих на твердом топливе, топочное пространство является также пространством для хранения топлива. Отсюда следует, что для продолжительного горения необходимо предусмотреть дополнительный объем, т.е. топочное пространство должно быть сконструировано более объемным. Горение происходит, как правило, без подведения дополнительной энергии.

По форме топочных пространств различают топки верхнего/сквозного горения и топки нижнего горения.

Во всех отопительных котлах трубы отопительных или топочных газов должны быть сконструированы таким образом, чтобы эти газы без ограничения сжигания окутывали пламя горелки и затем беспрепятственно уходили к последовательно подключенным устройствам для нагревания.

Эти устройства необходимы для максимального использования теплоты дымовых газов и передачи ее теплоносителю. При этом отходящие газы многократно изменяют направление (двух- или трехтяговые котлы).

Значительную роль играют форма и размер топочного пространства. Для достижения подъемной силы в дымоходе (тяги) желательно обеспечивать незначительные потери давления и повышенное снижение температуры отходящих газов.

При применении твердого топлива регулирование мощности является невозможным, что может привести к избыточной выработке теплоты. По этой причине в котлах, работающих на твердом топливе, предусматривают аккумуляторы теплоты.

ГЛАВА 6

ОСНОВНЫЕ УСЛОВИЯ РАЗМЕЩЕНИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

6.1. Общие условия размещения

При эксплуатации отопительных установок обязательно наличие достаточного количества кислорода, т.е. воздуха. Соответствующие условия размещения сформулированы в Распоряжении о топочных системах. При этом следует обратить внимание на то, что речь идет об образцовой конструкции, которая может быть изменена в соответствующих директивах или законах, регулирующих строительство в федеральных землях, т.е. допустимы некоторые отклонения. В условиях, регламентирующих размещение отопительных установок или обеспечение воздухом для горения, нет подразделения установок по видам топлива или горелки (с поддувом или без).

Условия размещения

Отопительные установки подразделяют на установки:

– потребляющие воздух непосредственно из помещения;

– независящие от воздуха помещения.

Место установки

Помещения для размещения установок подразделяют на:

– помещения, предназначенные для их установки и которые могут использоваться также и для других целей;

– специализированные котельные помещения (только для размещения отопительных установок).

Помещение котельной в соответствии с Распоряжением о топочных системах от 1995 г.

Помещение для установки

Согласно Распоряжению о топочных системах в отдельных специализированных помещениях (котельных), необходимо устанавливать только отопительные установки, работающие на твердом топливе, суммарная тепловая мощность которых превышает 50 кВт. При определении общей тепловой мощности необходимо учитывать все установки в помещении, которые могут быть включены одновременно. Соответствующее требование предыдущих предписаний о том, что все установки тепловой мощностью более 50 кВт необходимо размещать в специализированных котельных помещениях, теперь не действует. То есть все установки на жидком или газообразном топливе, независимо от их номинальной мощности, согласно Распоряжению о топочных системах, можно размещать в помещениях, которые также служат для жилых или аналогичных целей.

Где нельзя размещать отопительные установки?

Согласно Распоряжению о топочных системах, отопительные установки нельзя размещать или сооружать в следующих местах:

– лестничные клетки или общедоступные коридоры, кроме жилых зданий, имеющих не более двух квартир;

– коридоры для эвакуации;

– гаражи, кроме отопительных установок, работающих независимо от воздуха помещения и не способных нагреться более чем до 300°С.

Отопительные установки, потребляющие воздух непосредственно из помещения, нельзя размещать в помещениях, в которых:

– перерабатываются, хранятся или производятся легковоспламеняющиеся материалы или вещества в таком количестве, что возникает опасность воспламенения;

– перерабатываются, хранятся или производятся взрывоопасные материалы.

Установки, потребляющие воздух непосредственно из помещения, нельзя размещать в помещениях или квартирах, воздух из которых удаляется с помощью вентиляторов. Исключением являются установки, которые были спроектированы в соответствии с требованиями на вентиляционные устройства, содержащимися в DIN 18017, обеспечивающие только циркуляцию воздуха в помещении. Допустима противоположная блокировка.

Установки с устройством защиты потока

Устройства, потребляющие воздух непосредственно из помещения и оборудованные устройством защиты потока номинальной мощностью более 7 кВт, могут быть размещены в квартирах или подобных помещениях только в определенных случаях. При этом с помощью специального оборудования, например трубы для отвода отработанных газов, гарантируется, что отходящие газы в опасном количестве не смогут проникнуть в помещение, где установлено отопительное оборудование. Это требование не учитывается в случае, если помещение достаточно проветривается и не имеет отверстий в смежные помещения или наружных дверей. При этом двери должны быть плотными и самозакрывающимися.

Предохранительный клапан, действующий в зависимости от температуры

Газовые установки в помещениях или газопровод непосредственно перед отопительной установкой должны быть снабжены оборудованием, которое:

– автоматически перекроет поступление топлива при внешней термической нагрузке более 100°С и

– сконструировано таким образом, что его пропускная способность при температурах до 650°С на период времени до 30 минут составляет не более 30 л/ч.

Установки на жидком топливе

Отопительные установки, работающие на жидком топливе, можно размещать в помещениях, пол которого расположен не выше, чем на 1 м от поверхности земли. При этом установка должна быть оборудована устройством контроля пламени и устройством, позволяющим при выключенной топке исключить поступление топлива в помещение в опасном количестве или обеспечить возможность его удаления с помощью системы механической вентиляции.

Расстояние до строительных конструкций

Установки должны быть удалены или отгорожены от строительных конструкций на такое расстояние, чтобы температура на их поверхности не превышала 85°С. В противном случае необходимо обеспечивать расстояние в 40 см.

6.2. Подача воздуха для горения

6.2.1. Условия горения и потребность в воздухе для горения

Условия для горения

Для того чтобы происходил процесс горения, наряду с достаточным количеством кислорода (воздуха) топливо перед горением должно образовать горючие пары. Газификация происходит с помощью дополнительной энергии, например, давления (карбюратор, распылительная горелка).

Температура вспышки

Классы опасности

Температура топлива должна быть выше температуры вспышки. Температура вспышки – это самая низкая температура, при которой горючие пары перестают гореть. Для горючих жидкостей на основе температуры вспышки определяют классы опасности (табл. 6.1).

Таблица 6.1. Температура вспышки некоторых видов топлива [4.1]

Топливо	Температура вспышки, °С
Бензин	–16...15
Дизельное топливо	15...20
Нефтепродукты EL	55...100

Воздух для горения должен образовать с парами топлива горючую смесь.

Температура воспламенения

Например, диапазон воспламенения для природного газа находится в пределах от 5 до 12% объемного содержания воздуха в смеси. Для воспламенения газовоздушной смеси необходимо повышение температуры до точки воспламенения. Она зависит от вида топлива и составляет, например, для природного газа около 640°С, для нефтепродуктов EL – примерно 360°С.

Расход воздуха для горения

Так как горение представляет собой химическую реакцию топливного газа с кислородом при температуре выше точки воспламенения, то расход воздуха для горения определяется на основании химически необходимого количества кислорода.

Полное сгорание

Для полного сгорания действуют следующие соотношения:

$$\begin{aligned} C + O_2 &\rightarrow CO_2 \\ 2H_2 + O_2 &\rightarrow 2H_2O \\ S + O_2 &\rightarrow SO_2 \\ C_nH_m + (n + m/4)\,O_2 &\rightarrow nCO_2 + m/2H_2O \end{aligned} \qquad (6.1)$$

Чем больше теплота сгорания топлива, тем больше расход кислорода и, следовательно, воздуха.

При недостаточном количестве кислорода, т.е. при неполном сгорании, в отходящих газах остаются горючие составные части, прежде всего CO.

$$2C + O_2 \rightarrow 2CO \qquad (6.2)$$

Монооксид углерода, который образуется вследствие недостатка воздуха для горения, может быть опасен для жизни!

Теоретический расход воздуха для горения

По условиям химической реакции определяется теоретический расход кислорода и соответственно воздуха для горения:

$$L_{мин} = \frac{100\%}{21\%} \cdot O_{2,мин} = 4{,}762 \cdot O_{2,мин}, \qquad (6.3)$$

т.е. для получения 1 м³ O_2 необходимо 4,762 м³ воздуха.

Теоретический расход воздуха $L_{мин}$ определяется на основании долей отдельных газов в смеси:

$$L_{мин} = \sum r_i \cdot L_{i,мин}. \qquad (6.4)$$

Теоретический расход воздуха для некоторых видов топлива приведен в табл. 6.2.

Таблица 6.2. Характеристики некоторых видов топлива [6.1]*

Топливо	Теплота сгорания	Расход воздуха, $L_{мин}$	$CO_{2,макс}$, % от объема
Природный газ L	8,9 кВт · ч/м³ (32 МДж/м³)	8,4 $м^3_{возд}/м^3_{топл}$	11,8
Природный газ H	10,4 кВт · ч/м³ (37,44 МДж/м³)	9,8 $м^3_{возд}/м^3_{топл}$	12,0
Нефтепродукты EL	10,5 кВт · ч/л (37,8 МДж/м³)	9,5 $м^3_{возд}/м^3_{топл}$	15,5
Бутан	34,3 кВт · ч/м³ (123,48 МДж/м³)	30,9 $м^3_{возд}/м^3_{топл}$	14,1
Пропан	25,8 кВт · ч/м³ (92,9 МДж/м³)	23,9 $м^3_{возд}/м^3_{топл}$	13,8

* Значения, указанные в скобках, приведены редактором

Необходимо учитывать, что для горения необходимо воздуха больше, чем рассчитано теоретически.

Действительный расход воздуха

Действительный расход воздуха определяется по формуле:

$$L = \lambda \cdot L_{мин}, \qquad (6.5)$$

где λ – коэффициент избытка воздуха.

Значение коэффициента избытка воздуха должно находиться в пределах от 1,1 до 1,4. Слишком высокий коэффициент избытка воздуха приводит к повышению доли кислорода в отходящих газах, что ведет к увеличению потерь отходящих газов.

Необходимый коэффициент избытка воздуха можно определить с помощью определения состава отходящих газов. Значение λ определяется на основе максимальной и измеренной доли CO_2 в отходящем газе:

$$\lambda = \frac{CO_{2,макс}}{CO_{2,изм}}. \qquad (6.6)$$

6.2.2. Возможности снабжения воздухом для горения отопительных установок, потребляющих воздух помещения

Необходимое количество воздуха для поддержания процесса горения

Необходимое количество воздуха для поддержания процесса горения обеспечивается, если в помещение, где устанавливается отопительное оборудование, естественным путем или при применении механических устройств за час поступает 1,6 м³ воздуха на каждый кВт общей номинальной тепловой мощности отопительного оборудования при понижении давления не более чем на 4 Па по сравнению с наружным давлением.

Установки тепловой мощностью до 35 кВт

Объем помещения

Воздуховоды для подачи воздуха для горения

Отверстия наружу

Для установок общей тепловой мощностью до 35 кВт условия снабжения воздухом для горения считаются выполненными (согласно Распоряжению о топочных системах) в случае размещения их в таком помещении, которое:

– имеет хотя бы одну наружную дверь или одно открывающееся окно. Объем такого помещения должен оставлять не менее 4 м³ на 1 кВт тепловой мощности отопительного оборудования, или

– соединяется с другими помещениями, имеющими вентиляционные отверстия или наружные двери. Общий объем этих помещений должен соответствовать общей тепловой мощности отопительного оборудования, или

– имеет хотя бы одно вентиляционное отверстие, ведущее наружу, с площадью не менее 150 см² или два таких отверстия с площадью 75 см², или воздуховод, имеющий выход наружу, с такой же площадью.

Приток воздуха для горения из помещений, имеющих выход наружу, а также из соединенных с ними помещений, в помещение, где установлено отопительное оборудование, должен происходить через вентиляционные отверстия для притока воздуха, необходимого для горения, с площадью 150 см², которые должны быть размещены между этими помешениями. При установке оборудования в жилых или подобных помещениях в воздушную систему могут быть включены только помещения данной квартиры. Объем всех помещений, объединенных в систему и имеющих минимум одно открываемое окно или наружную дверь, должен быть не менее 4 м³ на 1 кВт тепловой мощности отопительного оборудования.

Для газовых кухонных плит, а также открытых каминов действуют особые требования.

Установки тепловой мощностью от 35 до 50 кВт

Для установок тепловой мощностью от 35 до 50 кВт условия снабжения воздухом для горения считаются выполненными (согласно Распоряжению о топочных системах) в случае размещения их в помещении, которое имеет хотя бы одно вентиляционное отверстие, ведущее наружу, с площадью не менее 150 см², или два таких отверстия с площадью 75 см² каждое, или воздуховод, имеющий выход наружу и аналогичные размеры. Снабжение воздухом из других помещений в данном случае невозможно.

Установки тепловой мощностью более 50 кВт

Для установок тепловой мощностью более 50 кВт условия снабжения воздухом для горения считаются выполненными (согласно Распоряжению о топочных

системах) в случае размещения их в помещении, которое имеет хотя бы одно вентиляционное отверстие или воздуховод с выходом наружу. Площадь отверстия должна быть равна 150 см² плюс дополнительно по 2 см² на каждый кВт мощности, превышающей 50 кВт. Площадь отверстия должна быть разделена не более чем на два.

Пример определения площади отверстий подачи воздуха для горения

Мощность 300 кВт → 150 см² + 250 кВт · 2 см²/кВт = 650 см².

Помещения для размещения оборудования мощностью более 50 кВт

Установки, работающие на жидком или газообразном топливе, с общей тепловой мощностью более 50 кВт, согласно Распоряжению о топочных системах, могут размещаться только в помещениях, которые:

– не используются для других целей, за исключением установки тепловых насосов и т.п., а также для хранения топлива;

– не имеют никаких отверстий в другие помещения, за исключением дверей;

– имеют плотные и самозакрывающиеся двери;

– имеют систему вентиляции.

Аварийный выключатель

Для горелок и устройств подачи топлива в установку, работающую на газе или жидком топливе, должна быть предусмотрена возможность их отключения в любой момент с помощью аварийного выключателя, расположенного вне помещения, где установлено отопительное оборудование. Рядом с выключателем должен быть предусмотрен четко различимый указатель. Если в помещении, где размещено отопительное оборудование, хранится жидкое топливо (нефтепродукты), то должны быть предусмотрены устройства, исключающие поступление топлива снаружи помещения.

Установки, работающие на твердом топливе, мощностью более 50 кВт

Установки, работающие на твердом топливе и имеющие мощность более 50 кВт, согласно Распоряжению о топочных системах, могут размещаться только в специализированных помещениях (котельных).

Помещения котельной должны удовлетворять следующим требованиям:

– не могут быть использованы для других целей, за исключением установки тепловых насосов и т.п., а также для хранения топлива;

– не должны быть непосредственно соединены с помещениями длительного пребывания людей, а также лестничными клетками, за исключением помещений для длительного пребывания обслуживающего персонала;

– объем помещения котельной не должен быть менее 8 м³, высота – не менее 2 м;

– помещение должно иметь выход наружу или в коридор, ведущий к путям эвакуации;

– двери должны открываться наружу.

Требования пожарной безопасности для котельных

Стены, за исключением ненесущих наружных стен, и опоры под помещением котельной, а также перекрытия сверху и снизу должны быть огнеупорными (огнестойкость 90 минут). Вентиляционные отверстия в них, если они не имеют выход наружу, должны быть как минимум огнезадерживающими и иметь самозакрывающиеся задвижки. Это не относится к стенам между помещением котельной и необходимыми для эксплуатации оборудования помещениями. Если

отводящие или подводящие воздуховоды проходят через эти стены или перекрытия, то эти отверстия для воздуховодов должны быть выполнены так, чтобы была обеспечена их огнестойкость.

Вентиляция котельной

Согласно Распоряжению о топочных системах от 1995 г., помещение котельной должно иметь для вентиляции как минимум одно отверстие внизу и одно вверху, имеющие выход наружу, или воздуховод. Минимальная площадь каждого отверстия должна быть не менее 150 см² для обеспечения подачи воздуха для горения.

Воздуховоды, размещенные в котельной, должны иметь огнестойкость минимум 90 минут в том случае, если они проложены через другие помещения. Они не должны быть соединены с другими устройствами вентиляции и не могут быть использованы для вентиляции других помещений.

Воздуховоды, размещенные в помещении котельной

Если через помещение котельной проложены другие воздуховоды, то они также должны иметь огнестойкость 90 минут. Или их можно защитить с помощью оградительных устройств. Эти воздуховоды не должны иметь отверстий.

Необходимо еще раз подчеркнуть, что в общих условиях монтажа отопительного оборудования, сформулированных в Распоряжении о топочных системах, речь идет об образцовой конструкции, которая может быть изменена в соответствующих директивах или законах, регулирующих строительство в федеральных землях. То есть некоторые отклонения от общих условий допустимы в случае, если они регламентированы соответствующими местными законами.

6.3. Особые требования для газовых отопительных установок, потребляющих воздух непосредственно из помещения, по TRGI 1986/96

Дополнительные возможности обеспечения воздухом для горения

В основном для котельного оборудования, работающего на газе и потребляющего воздух помещения, действительны те же условия, что и для обеспечения воздухом для горения. Имеются лишь некоторые специфические изменения для газового оборудования и приборов типа B, с общей тепловой мощностью более 35 кВт. Дополнительно появляются следующие возможности обеспечения воздухом для горения:

– в общем случае через наружные стыки помещения или устройство, пропускающее наружный воздух;

– специальные вентиляционные установки согласно DIN 18017.

При обеспечении воздухом для горения помещение, где установлено отопительное оборудование, должно быть соединено с другими помещениями таким образом, чтобы общий объем этих помещений был не меньше 4 м³ на 1 кВт тепловой мощности.

Непосредственная подача воздуха для горения

Непосредственная подача воздуха для горения между помещением, где установлено оборудование, и помещением, откуда поступает воздух для горения, может быть обеспечена с помощью:

– вентиляционных отверстий для подачи воздуха для горения, имеющих площадь 150 см²;

– при подтверждении соотношения объема помещений и общей тепловой мощности:

$$\sum Q_{\text{ТМ, расч}} \geq \sum Q_{\text{ТМ, н}}.$$

При этом двери в помещения, из которых подается воздух для горения или где установлено оборудование, могут упрощенно рассматриваться как препятствующие проникновению воздуха внутренние двери с уплотнением или без, а не в качестве отверстия с площадью 150 см².

При этом расчетную тепловую мощность $\sum Q_{\text{М, расч}}$ принимают из таблиц или диаграмм согласно TRGI 1986/96 (Технические правила монтажа газового оборудования), которые представлены на рис. 6.1.

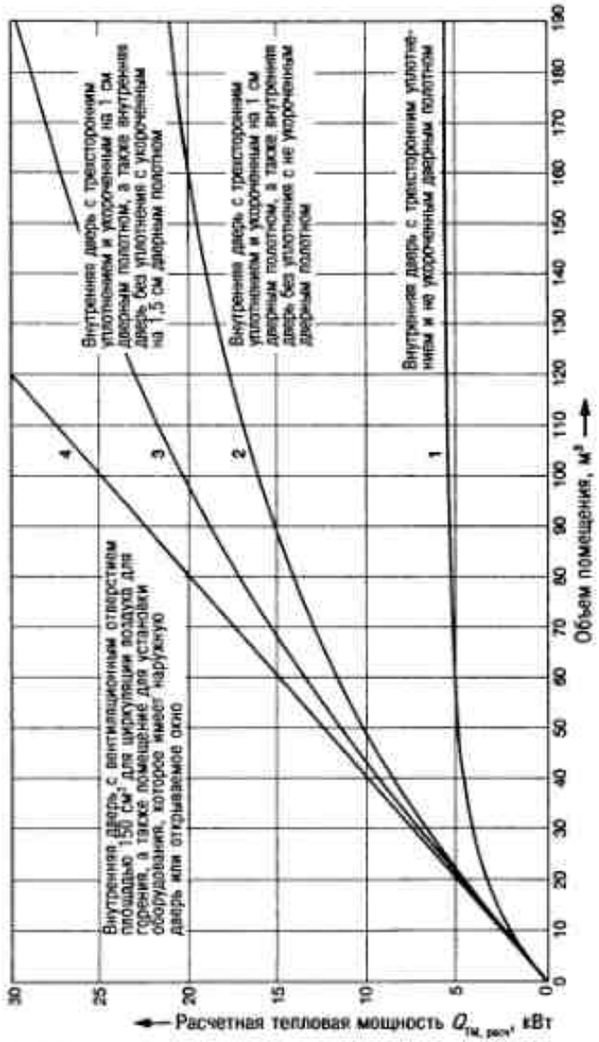


Рис. 6.1. Определение расчетной тепловой мощности согласно TRGI 1986/96

Помещения, которые не соединены непосредственно с помещением, где установлено оборудование (непрямая подача воздуха для горения), а соединены с промежуточным помещением, должны быть соединены между собой и с помещением, где установлено топочное оборудование, с помощью вентиляционных отверстий. Площадь отверстий должна быть не менее 150 см².

Непрямая подача воздуха для горения

Соединение промежуточного помещения с помещением, откуда поступает воздух для горения, производится посредством вентиляционных отверстий с площадью 150 см² или по аналогии с непосредственным соединением по таблицам или диаграммам TRGI 1986/96 с подтверждением соотношения объема помещений и общей тепловой мощности:

$$\sum Q_{\text{ТМ, расч}} \geq \sum Q_{\text{ТМ, н}}$$

Газовые приборы типа B_2 и B_3

Газовые приборы типа B_2 и B_3 (газовые топки без устройства защиты потока) могут быть установлены в помещениях с дверью или окном или без них – независимо от объема помещения – в том случае, если обеспечивается достаточность снабжения воздухом для горения из другого помещения, соответствующая требованиям с учетом общей расчетной тепловой мощности:

$$\sum Q_{\text{ТМ, расч}} \geq \sum Q_{\text{ТМ, н}}$$

Газовые приборы типа B_1

Газовые приборы типа B_1 (газовые топки с устройством защиты потока), согласно Распоряжению о топочных системах 1995 г., могут быть размещены в помещениях с дверью или окном или без них в том случае, если объем этих помещений составляет не менее 1 м³ на каждый кВт общей тепловой мощности и соответствует требованиям по обеспечению достаточности снабжения воздухом для горения из другого помещения, с учетом суммы расчетных тепловых мощностей.

Если объем помещения, где установлено отопительное оборудование, составляет менее 1 м³ на 1 кВт общей тепловой мощности, то необходимо соединить это помещение непосредственно с одним или несколькими смежными помещениями или помещениями, откуда поступает воздух для горения. Это обеспечивается с помощью двух вентиляционных отверстий с площадью сечения 150 см², расположенных таким образом, чтобы общий объем этих соединенных помещений был более 1 м³/кВт. Это требование относится ко всем помещениям, независимо от того, имеют они контакт с наружным воздухом (окно или дверь) или нет. Вертикальное расстояние между двумя вентиляционными отверстиями в таком случае должно составлять не менее 1,80 м.

Подачу воздуха для горения можно выполнить с помощью системы воздуховодов эквивалентного сечения, размеры которых выбираются в соответствии с TRGI 1986/96. Примеры приведены на рис. 6.2.

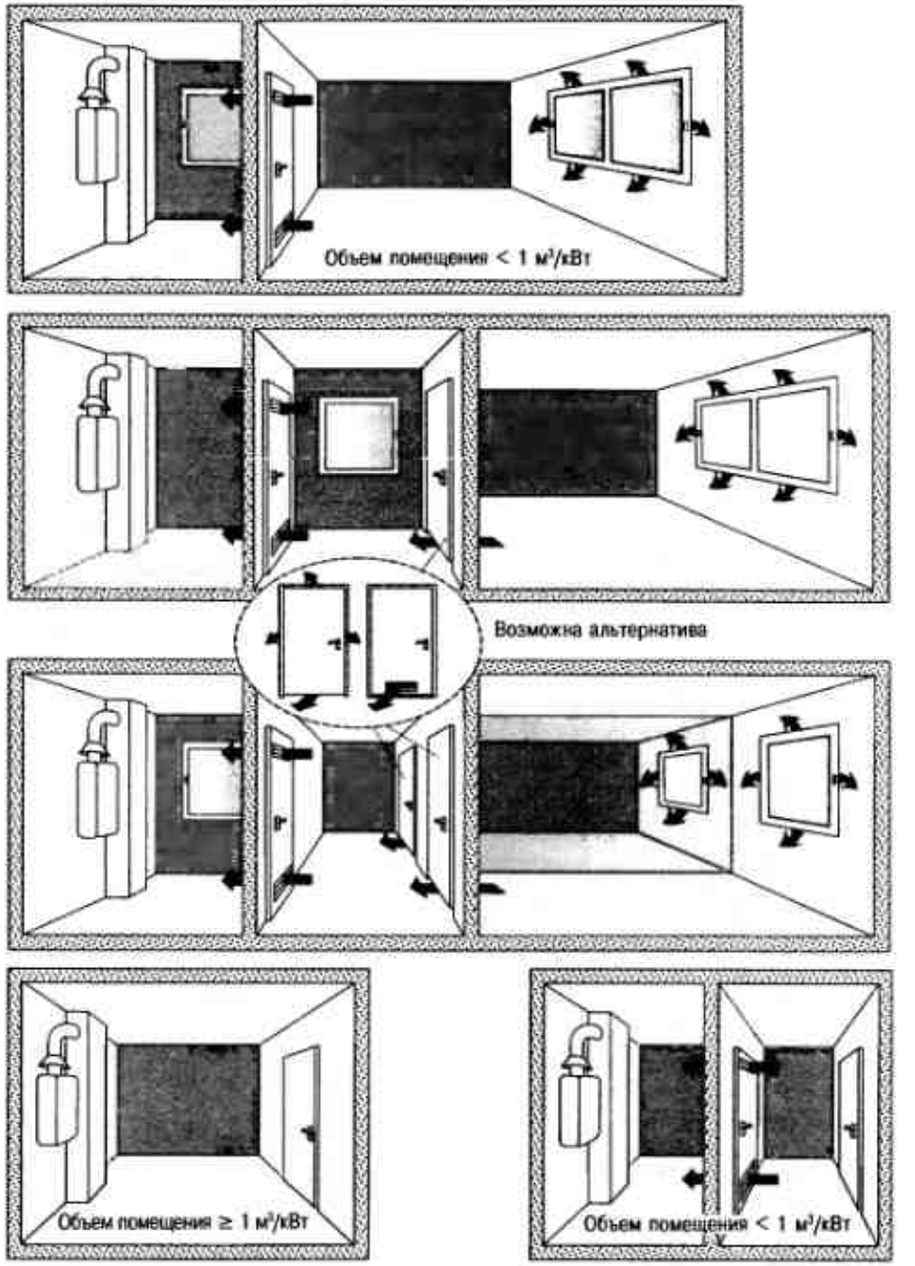


Рис. 6.2. Применение требований TRGI 1986/96

ГЛАВА 7

ОСНОВЫ ХРАНЕНИЯ ТОПЛИВА

Помещения для хранения топлива

В Распоряжении о топочных системах 1995 г. и Директиве о котельных сформулированы общие требования, регламентирующие хранение топлива.

Особые (специальные) помещения для хранения топлива, которые используются только для определенных целей, требуются в том случае, если в здании или помещении должно храниться:

– твердое топливо в количестве более 15 000 кг;
– нефтепродукты в бочках, общий объем которых более 5000 л;
– сжиженный газ в стационарных или передвижных баках весом более 14 кг.

Объем хранения

Объем хранения при этом не должен превышать:

– 100 000 л нефтепродуктов в каждом помещении;
– 6500 л сжиженного газа на одно хранилище сжиженного газа;
– 30 000 л сжиженного газа на одно здание.

Общие требования к помещениям, предназначенным для хранения топлива

К помещениям, предназначенным для хранения топлива, предъявляются следующие требования:

– стены, потолки и опоры должны быть огнестойкими и состоять из негорючих строительных материалов (на стену между помещением котельной и помещением для хранения топлива это требование не распространяется);
– через перекрытия и стены нельзя прокладывать какие-либо трубопроводы, за исключением случаев, когда последние необходимы для эксплуатации установок или являются отопительными или канализационными трубопроводами или трубопроводами для воды;
– двери должны быть огнезадерживающими и самозакрывающимися;
– помещение должно быть обозначено соответствующим образом.

Дополнительные требования для жидкого топлива

К помещениям, предназначенным для хранения жидкого топлива, предъявляются дополнительные требования:

– помещение должно вентилироваться и иметь пенный огнетушитель;
– встроенные в полу сточные отверстия должны быть оборудованы задвижкой для исключения поступления нефтепродуктов или устройством для сепарации легких жидкостей.

Дополнительные требования для сжиженного газа

К помещениям, предназначенным для хранения сжиженного газа, также предъявляются дополнительные требования:

– помещение должно иметь естественную вентиляцию через два выходящих наружу отверстия, площадь каждого из которых составляет 1% площади пола;

– помещение не должно иметь никаких вентиляционных отверстий, ведущих в другие помещения, за исключением дверей, а также каналов или шахт;
– согласно TFR 1996 (Технические правила монтажа оборудования на сжиженном газе), двери должны иметь выход непосредственно наружу;
– пол не должен находиться ниже уровня земли;
– пол должен иметь защищенные сливные отверстия.

Хранение топлива в неспециализированных помещениях

Кроме специальных помещений, предназначенных для хранения топлива, хранение разрешается:

а) в квартирах:

– нефтепродуктов или дизельного топлива в одном баке объемом до 100 л или канистрах общим объемом до 40 л;
– сжиженного газа в баке весом до 14 кг в случае, если пол находится выше уровня земли;

б) вне квартир в других помещениях:

– на одно здание или помещение от 1000 до 5000 л нефтепродуктов или дизельного топлива только в том случае, если помещение соответствует условиям Распоряжения о топочных системах мощностью более 50 кВт (см. раздел 6.2.2). Если хранение производится в баках из искусственных материалов, применяются требования к помещениям, предназначенным для хранения топлива;
– сточные отверстия в полу должны быть оборудованы задвижкой для закрытия возможного поступления нефтепродуктов или устройством для сепарации легких жидкостей.

Топки и цистерны до 5000 л в одном помещении

Если в названных в пункте б помещениях установлено топочное оборудование, то оно должно устанавливаться на определенном расстоянии от ванной для стока нефтепродуктов. Если нет защиты от излучения, то минимальное расстояние от топки до бака с топливом должно составлять 1 м.

Предписания о резервуарах для нефтепродуктов

Органы муниципального экологического контроля состояния воды

Основными требованиями к конструкциям резервуаров для нефтепродуктов, используемых в системах отопления, являются требования Закона о регулировании водного режима, а также Директивы о конструкции и эксплуатации резервуаров для нефтепродуктов, используемых в системах отопления. Одновременно следует учитывать соответствующие строительные распоряжения: Технические правила по горючим жидкостям, Предписание о горючих жидкостях, Предписание об обращении с веществами, которые могут нанести вред воде, а также требования местных органов власти. Так как при установке топочных устройств, использующих нефтепродукты, необходимо соблюдать Директивы водного законодательства, например Предписание о защитных зонах, то эти топочные устройства необходимо предъявить органам муниципального экологического контроля и получить их одобрение.

Резервуары для нефтепродуктов также требуют подтверждения о выполнении водного законодательства или получения допуска к эксплуатации данной конструкции в соответствии с Законом о регулировании водного режима.

Встраивание, установка, поддержание в исправном состоянии и очистка устройств для хранения, наполнения, производства или продажи химических веществ, которые могут нанести вред воде, в соответствии с Законом о регули-

ровании водного режима могут производиться только специальным техническим персоналом. К нему относятся специалисты предприятий, располагающих соответствующими приборами и оборудованием, а также полномочиями наносить знак качества в соответствии со строительным законодательством или имеющие договор с организацией по техническому надзору.

Резервуары должны быть оборудованы устройствами для подачи и удаления воздуха, которые ограничивают возникновение опасного пониженного или повышенного давления в резервуаре. Также должно быть предусмотрено оборудование для измерения уровня жидкости. В качестве противопожарной меры для резервуаров объемом более 1000 л в доступном месте должен находиться огнетушитель. Резервуар объемом более 1000 л должен вводиться в эксплуатацию компетентным специалистом (табл. 7.1).

Таблица 7.1. Строительно-правовые требования к зданиям и помещениям, в которых хранятся нефтепродукты, предназначенные для отопления

Необходимые документы и устройства	Условия хранения нефтепродуктов				
	до 620 л – в подвалах и помещениях для хранения	620–5000 л – в подвалах и помещениях для хранения	до 5000 л – в помещениях котельных или помещениях, где установлены топки	от 5000 до 100 000 л – помещение для хранения нефтепродуктов для отопления	в квартирах, максимум в канистрах 40 л, в стационарных резервуарах 100 л
Разрешение или заявление на строительство	до 300 л свободно, обязательна подача заявления	от 300 до 1000 л – обязательна подача заявления, от 1000 л – получение разрешения	требуется разрешение на строительство	требуется разрешение на строительство	не требуется
Стены и потолки огнестойкого исполнения (90 мин)	не требуется	требуется	требуется	требуется	не требуется
Двери и люки огнезадерживающие (30 мин) и самозакрывающиеся	не требуется	требуется	требуется	требуется	не требуется
Ванна для стока нефтепродуктов, нефтенепроницаемое покрытие	для резервуаров более 300 л требуется	требуется (нефтенепроницаемая краска, 3-слойное покрытие)	требуется (нефтенепроницаемая краска, 3-слойное покрытие)	требуется (нефтенепроницаемая краска, 3-слойное покрытие)	не требуется (нефтепродукты хранятся только в специализированных резервуарах)
Огнетушитель	не требуется	более 620 л – огнетушитель 6 кг, класс A, B, C, D	более 620 л – огнетушитель 6 кг, класс A, B, C, D	требуется минимум 6 кг, класс A, B, C, D, число и расположение – по согласованию с пожарной инспекцией	не требуется
Табличка «Хранение нефтепродуктов»	не требуется	требуется	требуется	требуется	не требуется
Электрическое освещение	должно быть под рукой	требуется	требуется	требуется	должно быть под рукой
Окно или возможность вентиляции	не требуется	требуется	требуется	требуется	не требуется
Аварийный выключатель	не требуется	не требуется	требуется	не требуется	не требуется

Таблица 7.1 (окончание)

Необходимые документы и устройства	Условия хранения нефтепродуктов				
	до 620 л – в подвалах и помещениях для хранения	620–5000 л – в подвалах и помещениях для хранения	до 5000 л – в помещениях котельных или помещениях, где установлены топки	от 5000 до 100 000 л – помещение для хранения нефтепродуктов для отопления	в квартирах, максимум в канистрах 40 л, в стационарных резервуарах 100 л
Оборудование, перекрывающее поступление нефтепродуктов	не требуется при входе через помещение котельной или помещение, где установлена топка	требуется при входе через помещение котельной или помещение, где установлена топка	требуется	требуется	не требуется
Отверстие для распыления пены из огнетушителя	не требуется	не требуется	не требуется	требуется (минимальный диаметр 100 мм)	не требуется
Воздуховоды в помещении котельной или проходящие через него		огнестойкого исполнения, минимум 90 мин	огнестойкого исполнения, минимум 90 мин	огнестойкого исполнения, минимум 90 мин	
Использование помещения для других целей	допустимо	допустимо	недопустимо	недопустимо	допустимо

Распоряжение о сжиженном газе

Резервуары под давлением для сжиженного газа согласно DIN 4780, включая их трубопроводы, попадают под действие требований Распоряжения о резервуарах, работающих под давлением и Технических правил для сжиженного газа. Компетентными органами для выдачи разрешения на эксплуатацию таких резервуаров являются местные органы строительного надзора.

Если резервуар для сжиженного газа, работающий под давлением, устанавливается снаружи здания, то согласно Распоряжению о топочных системах необходимо предусмотреть защитную зону (рис. 7.1).

Защитная зона

Граница защитной зоны должна быть нанесена на земле. Она распространяется для:

– установленных на поверхности земли резервуаров – вокруг места присоединения и стенок резервуара;

– резервуаров, установленных под землей, – вокруг места присоединения.

Для установленных на поверхности земли или под землей резервуаров сжиженного газа, согласно Техническим правилам по сжиженному газу от 1996 г., на расстоянии 3 м от арматуры не должно быть:

– открытых каналов;

– незащищенных от проникновения газа входов в канал;

– открытых шахт;

– отверстий, ведущих в помещения, которые располагаются ниже поверхности земли (шахта подвала);

– вентиляционных отверстий для забора воздуха.

При проведении строительных мероприятий, например возведение стены, это расстояние может быть уменьшено.

Способ установки резервуара	Наземный				Подземный	
Забор газа	Жидкая фаза		Только газообразная фаза		Жидкая или газообразная фаза	
Объем резервуара	до 5000 л	более 5000 л	до 5000 л	более 5000 л	до 10 000 л	более 10 000 л
Радиус *R*	5 м	10 м	3 м	5 м	3 м	5 м
Размер *G*	2,5 м	5 м	1,5 м	2,5 м	–	–

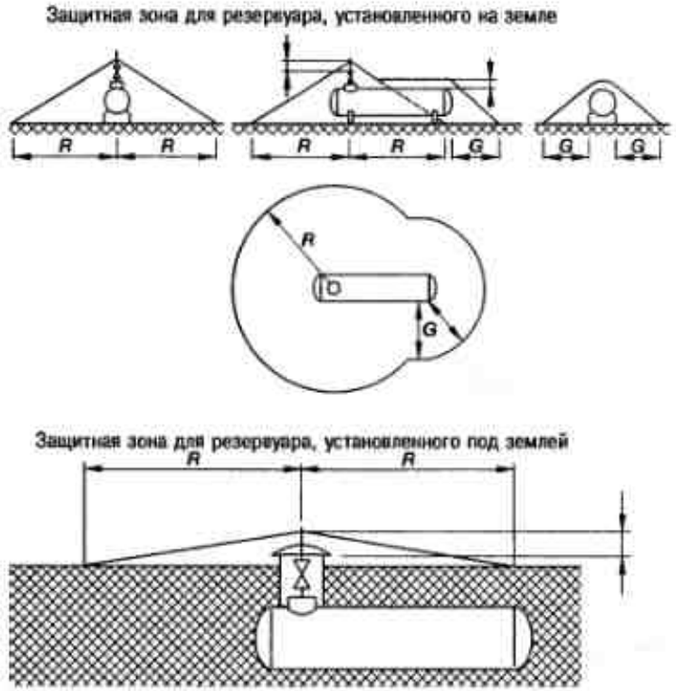


Рис. 7.1. Защитные зоны согласно Распоряжению о топочных системах

Резервуары для сжиженного газа должны быть защищены от возможных случаев пожара, которые могут возникнуть в месте установки резервуара. Защита может быть обеспечена с помощью сооружения соответствующей защитной стены с огнестойкостью 90 минут.

Опасность пожара можно не рассматривать, если стены здания, обращенные к установленному на земле резервуару, удовлетворяют требованиям на защитные стены. Также в зоне горизонтальной проекции резервуара на стену здания до 3 м выше верхней точки резервуара на стене не должно быть никаких отверстий и нижний край отверстий должен находиться на расстоянии 1 м сбоку от площади проекции над верхней точкой резервуара (рис. 7.2).

Если резервуар располагается на расстоянии более 3 м от стены, то требования к расположению отверстий не предъявляются.

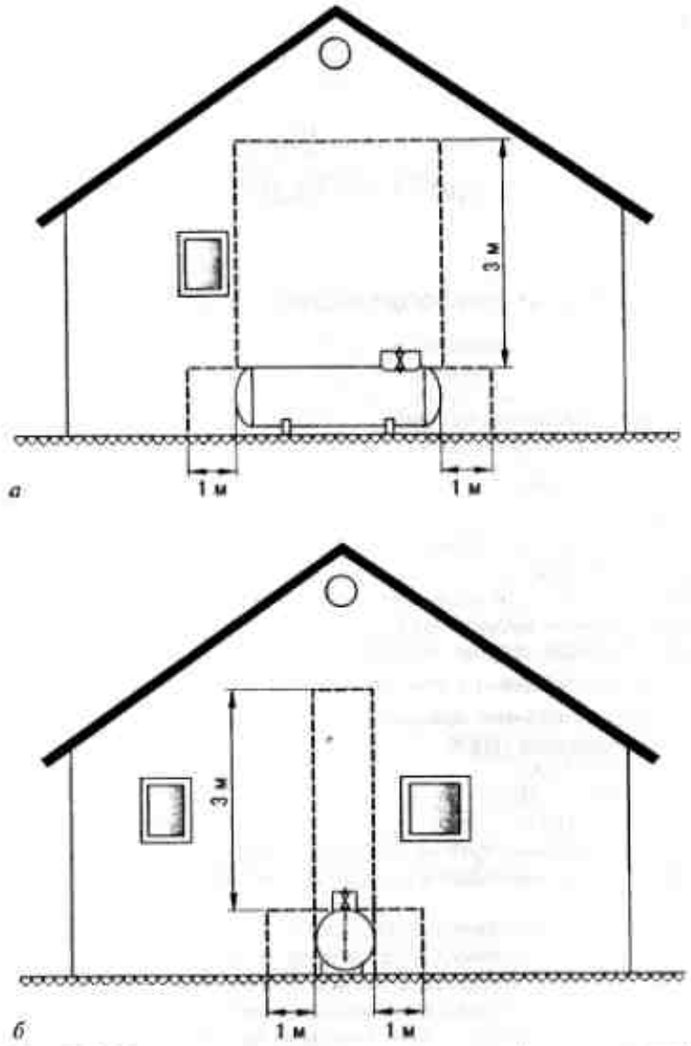


Рис. 7.2. Принципиальная схема проекционной площади; требования к наружной стене здания:
а – при установке резервуара параллельно стене здания;
б – при установке резервуара перпендикулярно стене здания

Все резервуары для сжиженного газа должны быть оборудованы предохранительным клапаном. При стравливании должно быть обеспечено безопасное отведение газа. Если резервуар установлен в помещении, то воздуховод для стравливания газа должен быть выведен наружу и иметь такую конструкцию, чтобы обеспечить безопасное отведение газа, т.е. в направлении возможного стравливания газа не должно быть горючих материалов или вентиляционных отверстий, ведущих в жилые помещения.

ГЛАВА 8

ТРУБОПРОВОДЫ, АРМАТУРА И ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ

8.1. Материал трубопроводов; трубные соединения

На материалы для трубопроводов не предъявляются никакие повышенные требования по внутренней коррозионной стойкости.

Могут применяться только трубы, на которых нанесен соответствующий знак испытаний, согласно DIN.

Обычно применяют:

Стальные трубы:

– трубы стальные прецизионные по DIN 2391/93/94 (бесшовные, сварные, сварные калиброванные);

– трубы стальные с резьбой среднетяжелые и тяжелые по DIN 2440/41;

– трубы стальные бесшовные по DIN 2448;

– трубы стальные сварные по DIN 2458.

Трубы медные, бесшовные тянутые для водо- и газопроводов по DIN 1786.

Трубы из искусственных материалов:

– поливинилхлорид (ПВХ);

– полиэтилен (ПЭ);

– полипропилен (ПП);

– полибутан (ПБ).

Соединения стальных труб должны быть сварными (за исключением оцинкованных труб), прессованными или резьбовыми, при этом сварка является предпочтительной.

Медные трубы соединяются пайкой. Если на соединения не устанавливается особых требований по поводу повышенной термической нагрузки – не более 100°С, – то достаточно применения пайки мягким припоем. Если термические нагрузки более 100°С, то должна применяться твердая пайка.

Искусственные материалы в зависимости от вида материала склеивают, сваривают или соединяют друг с другом с помощью зажимных резьбовых соединений.

Непроницаемость для кислорода

При применении искусственных материалов следует обращать внимание на то, чтобы эти изделия были непроницаемы для кислорода, т.е. кислород не должен проникать в среду теплоносителя.

8.2. Прокладка трубопроводов

Трубопроводы необходимо прокладывать параллельно стенам или перекрытиям.

При прокладке трубопроводов свободно вдоль стены используют средства крепления со звукоизоляционной защитой.

Расстояние между опорами зависит от материала и размеров трубопроводов. При этом расстояние между опорами можно выбирать по специальным таблицам или ориентировочно рассчитывать, например:

стальные трубопроводы:

$$l = 0{,}35 \ldots 0{,}5 \cdot d_{нар}^{1/2}\ [м] \qquad (8.1)$$

медные трубопроводы:

$$l = 0{,}3 \cdot d_{нар}^{1/2}\ [м] \qquad (8.2)$$

При прокладке трубопроводов через стену необходимо предусматривать звукоизоляцию.

Если трубопроводы прокладывают в стенах или полу, то не должно быть контакта между ними и строительным материалом.

Прокладка трубопроводов в полу производится, как правило, на неотделанном перекрытии пола под слоем звукоизоляции для подавления шагового шума (рис. 8.1). В соответствии с DIN 18560 (Полы бесшовные) трубопроводы, проложенные на несущем основании, должны быть закреплены. С помощью выравнивания необходимо снова создать плоскую поверхность, которая зафиксирует слой изоляции (минимум для подавления шагового шума). Толщина конструк-

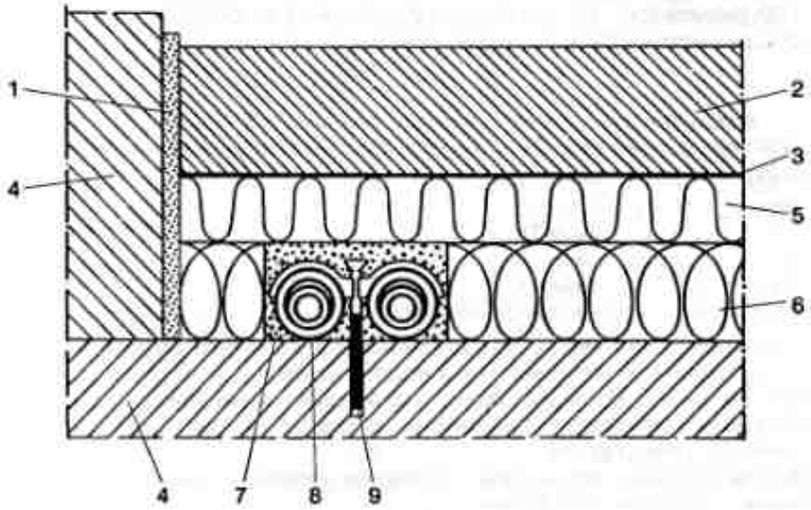


Рис. 8.1. Пример прокладки трубопроводов в полу [8.1]:
1 – полоса изоляции по краю (гофрированный картон);
2 – 45 мм – ангидритовое покрытие;
3 – 0,2 мм – полиэтиленовая пленка;
4 – железобетон;
5 – 20/15 мм – изоляционная плита бесшовного пола G + H 73 T;
6 – 30 мм – полистироловая пена PS 20 SE;
7 – 30 мм – насыпной материал – перлит;
8 – трубопроводы Viegatherm с защитной трубой $D_{нар}$ = 21 мм;
9 – вбиваемая скоба для фиксации трубопровода (нейлон)

ции пола увеличивается при этом в соответствии с наружным диаметром трубопровода, включая оболочку.

Все трубопроводы в соответствии с Предписанием по отопительным системам должны иметь теплоизоляцию.

Точка неподвижного крепления

При прокладке трубопроводов необходимо учитывать их тепловое расширение. Компенсация температурного расширения необходима, если материал трубопровода больше не может воспринимать тепловое расширение. В этом случае говорят об ограниченном тепловом расширении; трубопроводы становятся непригодными.

Необходимо предусмотреть соответствующие возможности компенсации теплового расширения:

– естественная компенсация при прокладке;
– искусственная компенсация с помощью компенсатора.

Самым распространенным методом компенсации является так называемая мягкая прокладка, т.е. изгибы трубопровода служат компенсаторами температурного расширения. В крайнем случае применяют П-образные компенсаторы и Z-образные повороты. Между двумя твердыми креплениями всегда должен быть предусмотрен компенсатор температурного расширения.

Расчет можно производить по таблицам или диаграммам.

При расчете (рис. 8.2) решающим фактором является тепловое расширение, которое рассчитывается следующим образом:

$$\Delta l = \alpha \cdot l \cdot \Delta t \text{ [м]}, \qquad (8.3)$$

где α – коэффициент теплового расширения, мм/м · К.

Для температур ниже 100°С можно использовать следующие величины:

сталь – $1{,}1 \cdot 10^{-2}$ мм/м · К;
медь – $1{,}6 \cdot 10^{-2}$ мм/м · К;
ПЭ – $1{,}5 \cdot 10^{-1}$ мм/м · К;
ПП – $1{,}8 \cdot 10^{-1}$ мм/м · К;
ПВХ – $8{,}0 \cdot 10^{-2}$ мм/м · К
(в рабочем / встроенном состоянии).

Необходимо учитывать, что трубопроводы из искусственных материалов имеют коэффициент теплового расширения примерно в 10 раз больший, чем для металлических. Из этого следует, что при использовании трубопроводов из искусственных материалов повышенное внимание следует уделить компенсации теплового расширения.

Предварительное напряжение в холодном состоянии сокращает фактически остающееся тепловое расширение.

Все крепления для трубопроводов должны быть сделаны в форме подвижного крепления, т.е. скользящих опор.

Но чтобы в любом случае проконтролировать возможное движение трубопровода, необходимо в удобных местах выполнить их крепление в форме точек жесткого, неподвижного крепления. Поддерживающие конструкции при этом рассчитывают таким образом, чтобы сила трения в скользящих опорах между двумя точками жесткого крепления уравновешивала силу реакции на тепловое расширение.

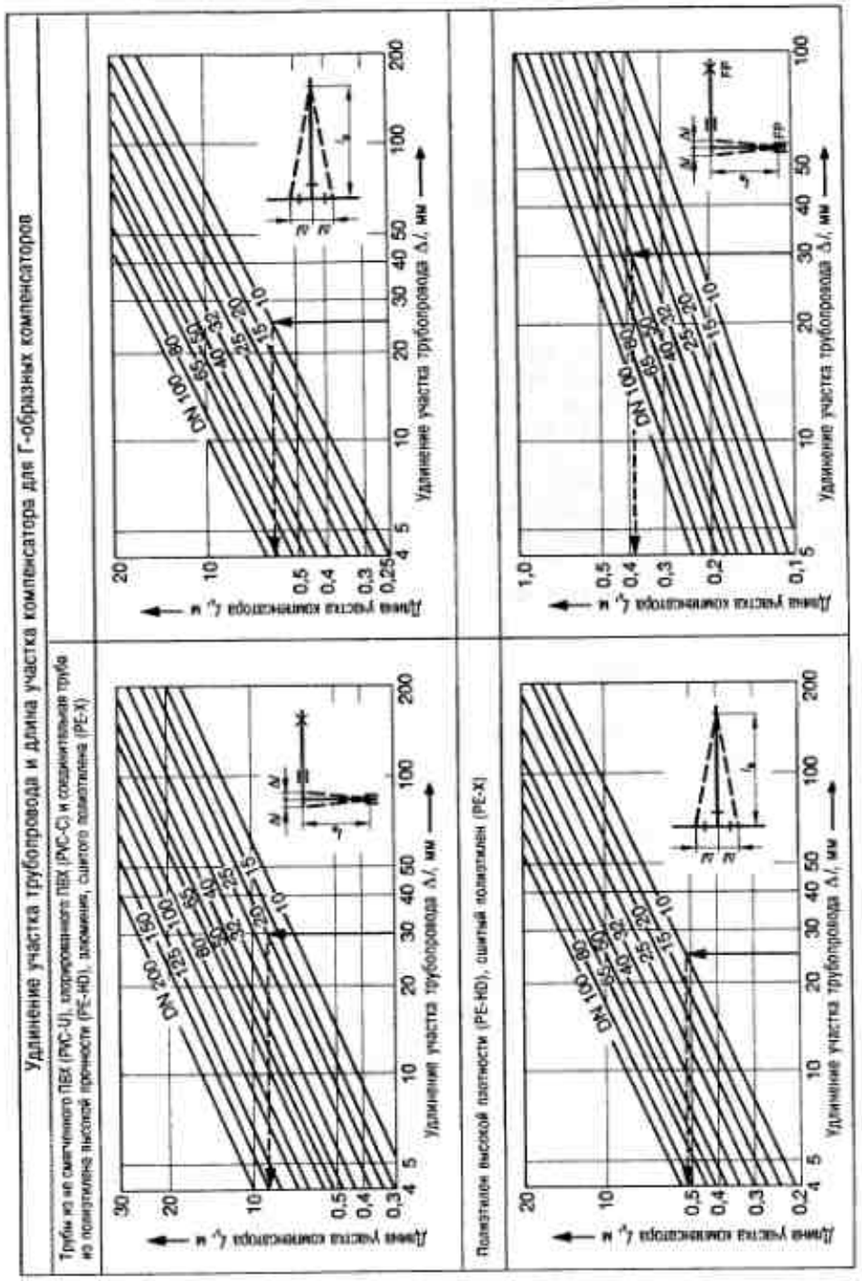


Рис. 8.2. Пример расчетов [8.2]: DN – номинальный диаметр; FP – точка опоры

8.3. Арматура

Под арматурой понимаются все виды регулирующих и запорных устройств. При этом различают:

- вентили,
- шиберы,
- краны,
- клапаны,
- грязеуловители.

Вся арматура имеет стандартные присоединительные и конструктивные размеры.

Она предназначена для установки на трубопроводах с помощью резьбы, фланцев и других.

Вентили

В основном для номинальных диаметров до 100 мм применяют вентили (рис. 8.3). Из-за изменения направления движения потока (запирающий элемент перемещается возвратно-поступательно в направлении, перпендикулярном потоку рабочей среды) в них происходят максимальные потери давления. Все же вентили имеют преимущество с точки зрения лучшей возможности регулирования и герметизации. Благодаря комбинации с соответствующими исполнительными устройствами и регулирующим оборудованием (приводимым в действие с помощью соленоида, двигателя, мембраны или электротермически) их применение становится более эффективным.

По форме корпуса вентили подразделяют на:

- проходные,
- угловые,
- с наклонным шпинделем,
- многоходовые.

По способу применения вентили подразделяют на:

- запорные,
- смесительные,
- радиаторные,
- двойного действия,
- двухседельные (двухопорные),
- предохранительные,
- трехходовые,
- обратные,

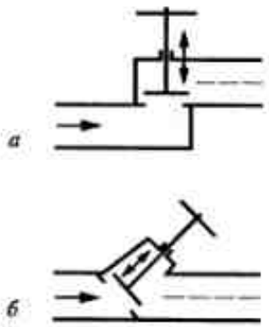


Рис. 8.3. Схематическое изображение:
а – вентиля с прямой посадкой шпинделя;
б – вентиля с наклонным шпинделем

- переключающие,
- мембранные.

Регулирующая арматура (регулирующие вентили)

Если вентили применяются в качестве регулирующей арматуры (регулирующего вентиля), как правило, для регулирования потока теплоносителя, то выбор размеров осуществляется по заданному расходу воды.

Коэффициент вентиля

Любая регулирующая аппаратура может обеспечить только определенный диапазон изменения расхода. При этом решающим также является то, какая характерная кривая соответствует данному варианту регулирования – линейная, пропорциональная или логарифмическая. В качестве характерного параметра принимают коэффициент вентиля $k_{вент}$. Он задается производителем и выражается в виде формулы, которая показывает, какой расход воды в м³/ч проходит через регулирующий вентиль при разности давления 1 бар. В качестве основного (стандартного) коэффициента задается такой коэффициент, который для данного вентиля характеризует максимальный теоретический расход воды при полном открытии вентиля и разности давления в 1 бар (см. раздел 9.11.7).

Для обеспечения определенной температуры теплоносителя также применяют вентили, например смесительные, выполненные в виде трехходовых вентилей. При этом необходимая температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводе поддерживается путем смешения сред в регулирующем вентиле, установленном на обводном участке. Если при этом поток воды разделяется, то говорят о разделительном регулировании (распределительный вентиль); если потоки смешиваются, то говорят о смесительном регулировании (смесительном вентиле, рис. 8.4).

Рис. 8.4. Схема смесительного и распределительного регулирования

Предохранительные клапаны

Предохранительные вентили (клапаны) относятся к предохранительному оборудованию закрытой отопительной системы. Их задача состоит в выравнивании избыточного давления в системе. Они открываются при определенном избытке давления, значение которого устанавливается заранее.

Перепускные вентили

Перепускные вентили применяются в случае, если увеличение давления насоса вследствие закрытия вентиля-термостата должно быть выровнено без потерь воды. Они открываются при определенной, установленной заранее разности давления и могут обеспечить минимальную циркуляцию воды через короткий обводной участок или направить избыточное количество воды в расширительный бак. В дальнейшем эта вода в зависимости от расхода или параметров режима эксплуатации будет подаваться обратно в установку.

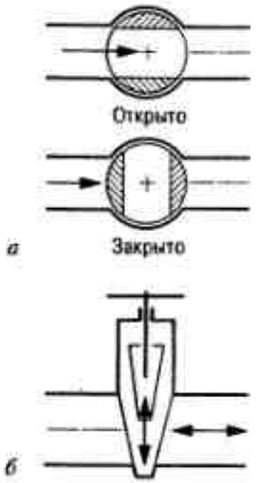


Рис. 8.5. Кран (*а*) и шибер (*б*), схематическое изображение

Шиберы, краны

Шиберы и краны (рис. 8.5) с точки зрения гидравлического обтекания лучше, чем вентили. Но их можно применять только для перекрывания, т.е. регулирование с их помощью невозможно. Если шиберы и краны долго не использовать, то это ведет к появлению загрязнений, в связи с чем создается негерметичность при полностью закрытом состоянии.

8.4. Выбор отопительных циркуляционных насосов

В современных системах водяного отопления применяют насосы, которые должны преодолевать потери давления в устройствах этих систем.

Системы водяного отопления называют системами с принудительной циркуляцией или насосными системами водяного отопления.

Применяют два основных вида насосов:

– типа «инлайн» (встраиваемые в трубопроводы);

– блочные и нормальные насосы (фундаментные насосы).

Место установки насоса (рис. 8.6) оказывает большое влияние на режим поддержания давления в отопительной системе. Отправной точкой при этом является «нейтральная точка»[1] системы. Статическое давление определяется для закрытой системы, исходя из разности по высоте между «нейтральной точкой» и самым верхним отопительным прибором. Обычно в нейтральной точке подсоединяют расширительный бак, расположенный снизу. При открытой системе статическое давление определяется по разности высоты до расположенного сверху расширительного бака.

Давление наполнения

Для закрытых систем статическое давление соответствует давлению наполнения отопительной системы.

[1] Здесь устанавливается статическое давление системы, которое соответствует минимальному статическому давлению.

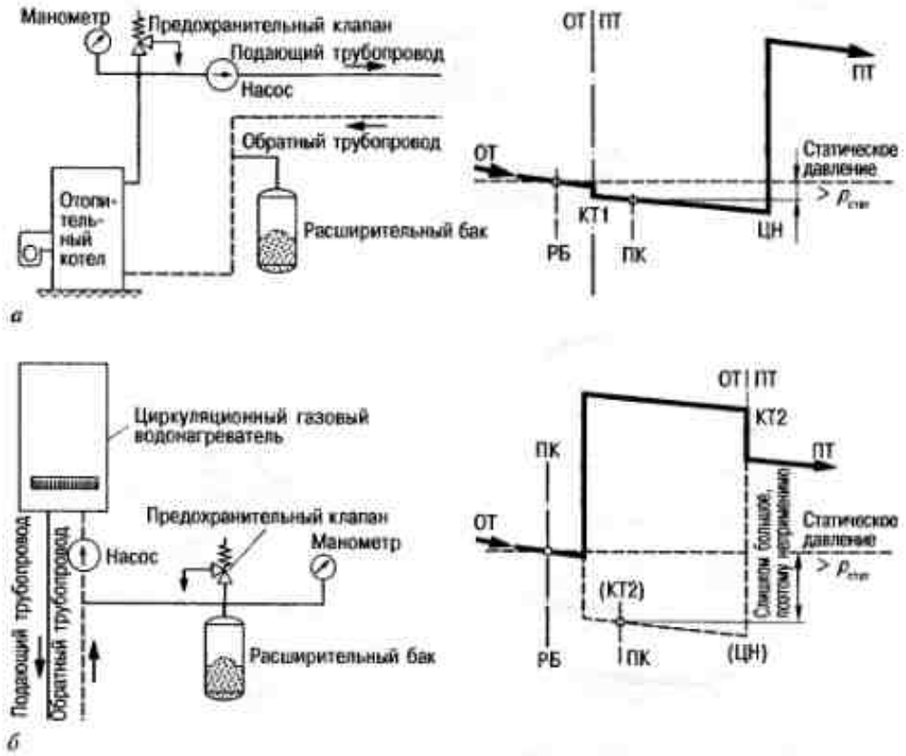


Рис. 8.6. Возможности встраивания отопительных циркуляционных насосов [4.1]:

а – размещение и режим давления в закрытой отопительной системе с теплогенератором низкого сопротивления;

б – размещение и режим давления в закрытой отопительной системе с теплогенератором высокого сопротивления.

РБ – расширительный бак;
ОТ – обратный трубопровод;
ПТ – подающий трубопровод;
КТ1 – теплогенератор низкого сопротивления;
КТ2 – теплогенератор высокого сопротивления;
ПК – предохранительный клапан;
ЦН – циркуляционный насос

В системах отопления с незначительным сопротивлением насос устанавливается в подающем трубопроводе; в системах со значительными потерями давления (циркуляционный нагреватель воды) – в обратном трубопроводе. Тем самым предотвращается испарение теплоносителя в котле из-за понижения давления ниже предельного значения.

Так как при повышенных давлениях уменьшается выделение воздуха, то подсоединение расширительного бака желательно выполнить на всасывающей стороне насоса.

Выбор насоса

Выбор насоса осуществляют на основании общих потерь давления в системе, которые определяются с учетом ее размеров и необходимого расхода воды, который зависит от тепловой мощности. При этом характеристика трубопроводов является решающим фактором при расчете потерь давления.

Если рассчитанная рабочая точка не соответствует рабочей точке выбранного насоса (рис. 8.7), то выполняют выбор между двумя насосами. Один из них при этом «слишком большой», второй — «слишком мал».

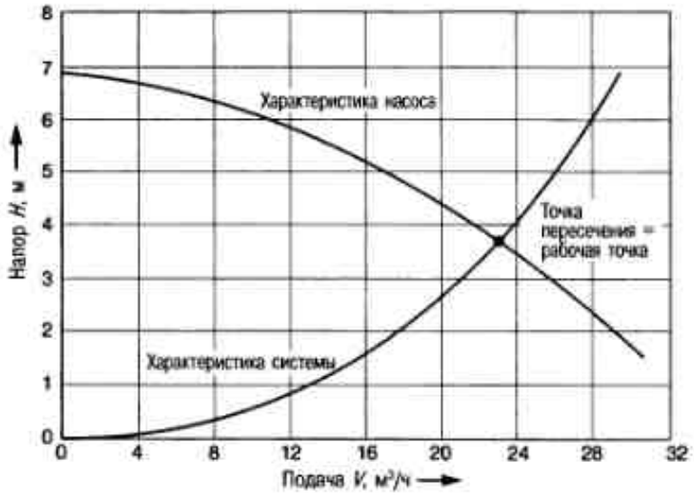


Рис. 8.7. Определение рабочей точки

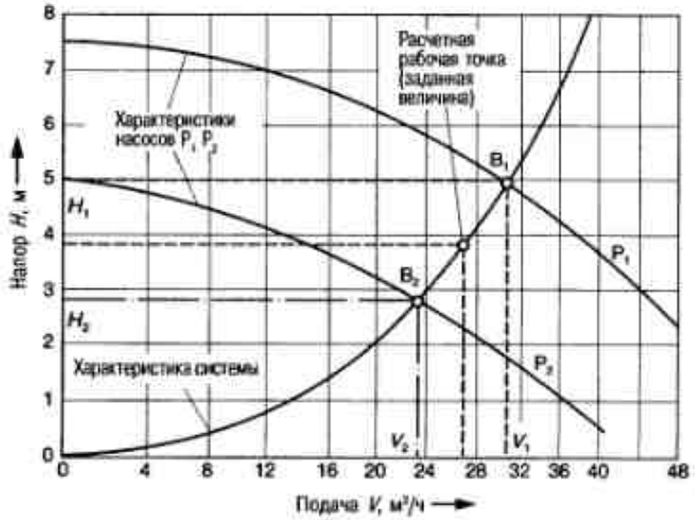


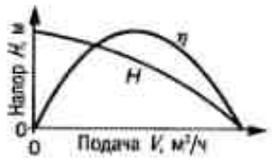
Рис. 8.8. Влияние характеристики трубопроводной сети на выбор насоса [8.3]

Расчетная рабочая точка представляет собой максимальную рабочую точку насоса. Как правило, такой вариант встречается редко, т.е. большую часть времени отопительного периода рабочая точка насоса находится ниже расчетной. Поэтому в случаях, когда есть варианты или сомнения, для малых и средних систем необходимо выбирать насос с меньшей мощностью (рис. 8.8).

КПД насоса

При подборе насоса необходимо также учитывать его КПД. Наилучший КПД для циркуляционного насоса отопительной системы достигается, как правило, в середине характеристики насоса. В каталогах чаще всего указывается эта оптимальная рабочая точка.

Так как насос никогда не работает в одной-единственной рабочей точке, то при подборе и расчете насоса необходимо учитывать, что в течение большей части времени отопительного периода рабочая точка находится в средней трети характеристики насоса (рис. 8.9).



Напор H	Подача V	КПД η
3/3	ноль	ноль
2/3 до 1/3	1/3 до 2/3	максимум
ноль	3/3	ноль

Рис. 8.9. Характеристика насоса и КПД [8.3]

Определение действительной тепловой нагрузки на отопительную систему можно выполнить следующим образом:

$$\varphi = \frac{t_в - t_{н,сут}}{t_в - t_н}. \qquad (8.4)$$

Если вместо расчетной температуры наружного воздуха в формулу подставить среднее значение температуры наружного воздуха, то получится значение средней тепловой нагрузки.

Выбор тепловой нагрузки с большим запасом приводит только к повышению мощности насоса, но не дает существенного повышения мощности отопительных приборов; но при выборе недостаточной тепловой нагрузки примерно на 50% происходит заметное снижение мощности отопительных приборов (рис. 8.10).

Практически подбор насосов для отопительных систем зависит от условий эксплуатации.

Возможные варианты (способы) регулирования для насосов

Существует четыре возможных варианта изменения производительности насосов:

— изменение расхода воды с помощью запорных устройств на напорной стороне насоса (при этом повышаются потери давления);

— размещение байпасного соединения между всасывающим патрубком и напорным штуцером, например, с помощью байпасного канала в кожухе насоса или перепускного вентиля, рассчитанного на определенную разность давления,

— изменение числа оборотов;

— попеременная эксплуатация нескольких насосов.

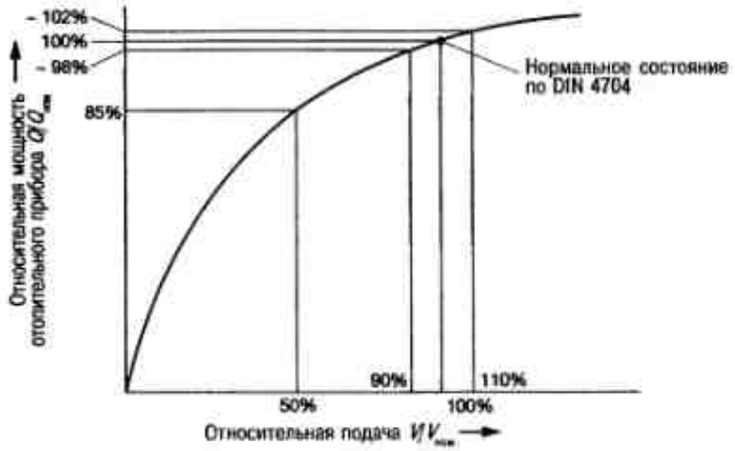


Рис. 8.10. Диаграмма мощности отопительного прибора [8.3]

В больших системах, мощность которых, согласно Предписанию по отопительным системам, более 50 кВт, необходимо применять насосы с многоступенчатым регулированием, в основном они должны предусматривать не менее 4 уровней изменения расхода воды.

Регулирование числа оборотов

Регулирование путем изменения числа оборотов может производиться в зависимости от:

- заданной температуры воды в подающем трубопроводе;
- заданной температуры воды в обратном трубопроводе;
- заданной разности температур;
- заданной разности давления.

Регулирование числа оборотов является вариантом, наиболее эффективным с энергетической точки зрения.

В системах с несколькими отопительными контурами насосы, как правило, устанавливают по одному в каждый контур. Это дает возможность обеспечить более равномерное распределение давления.

В системах с несколькими насосами и отопительным котлом с относительно небольшим объемом воды необходимо следить за тем, чтобы диапазон нагрева, которому подвергается все количество циркулируемой воды, был от минимум 10°С (при максимальной подаче) до максимум 30°С (при минимальной подаче). Это сделает возможным регулирование степени нагревания воды.

Особенности высотных домов

Для высотных домов влияние давления, обусловленного силой тяжести, также необходимо учитывать, поэтому давление, необходимое для циркуляции, рассчитывается следующим образом:

$$H_ц = H_н + 0{,}5 \cdot H_ц \text{ [м]}, \qquad \text{(уравнение 8.5)}$$

где $H_ц$ – напор, необходимый для циркуляции воды;

$H_н$ – напор насоса, необходимый для преодоления сопротивления трубопроводов;

$H_ц$ – циркуляционный напор, обусловленный высотой подачи воды.

ГЛАВА 9

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

9.1. Основные положения и классификация систем центрального водяного отопления

Для переноса тепловой энергии от теплогенератора (котла) к потребителям энергии необходим теплоноситель. Существует три вида теплоносителя: вода, пар и воздух. Основные достоинства теплоносителей указаны в табл. 9.1.

Таблица 9.1. Сравнение теплоносителей в системах центрального отопления

Система	Достоинства
Водяное отопление	Простое и надежное обслуживание. Простое регулирование путем изменения температуры воды. Тепловой комфорт в помещении из-за низкой температуры поверхности отопительных приборов. Высокая эксплуатационная надежность из-за относительно низкой температуры воды. Незначительные коррозионные повреждения при закрытых системах. Повышенный срок службы.
Паровое отопление	Низкая инерционность системы. Пониженная потребность в площади отопительных приборов в связи с повышенной температурой теплоносителя.
Воздушное отопление	Низкая инерционность системы. Простое регулирование путем изменения температуры воздуха. Возможность обработки воздуха. Заменяемость воздуха в помещении. Отсутствие опасности замерзания теплоносителя.

В качестве теплоносителя для жилых зданий или зданий подобного использования в основном применяют воду. Пар для отопления таких зданий сейчас применяют очень редко, так как повышенная температура поверхности отопительных приборов действует на людей негативно. Кроме того, при теплоносителе «пар» значительно ограничены возможности регулирования теплопроизводительности системы.

Системы водяного отопления

К системам водяного отопления, согласно DIN 4751 (Требования техники безопасности на водяные отопительные системы), относятся системы с максимальной температурой теплоносителя 120°С. По принципу действия системы отопления разделяют на насосные и системы с естественной циркуляцией. Системы центрального отопления с температурой теплоносителя выше 120°С являются системами отопления горячей водой (DIN 4752).

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией являются, как правило, открытыми системами, т.е. существует прямой контакт теплоносителя с атмосферой (через расширительный бак).

В большинстве случаев эти системы применяются с малыми отопительными установками, работающими на твердом топливе. Причиной сокращения их применения является малое циркуляционное давление и связанные с этим большие размеры трубопроводов. Эти системы также имеют большую инерционность и ограниченные возможности для регулирования.

Необходимое для циркуляции воды давление обеспечивается только вследствие разности плотности воды, которая возникает из-за различия температуры подогретой воды в подающем трубопроводе и охлажденной воды в обратном трубопроводе.

Насосная система водяного отопления

В системах насосного отопления циркуляция воды обеспечивается насосом. Влияние давления, обусловленного изменением плотности вода, актуально только для высотных домов.

Системы могут быть как закрытыми, так и открытыми. Расчет систем выполняется с учетом максимально возможной скорости воды для определения максимальных потерь давления.

Скорость воды

Потери давления

Наиболее эффективные с экономической точки зрения скорости воды находятся в пределах от 0,5 до 1,5 м/с (для трубопроводов теплоцентрали – 3 м/с). Но в жилых домах при скорости воды более 1 м/с слышны тихие шумы. Решение в каждом конкретном случае может быть принято только после соответствующего расчета. Значение экономически обоснованных потерь давления в системе составляет примерно 100 Па/м, и оно не должно превышать 200 Па/м.

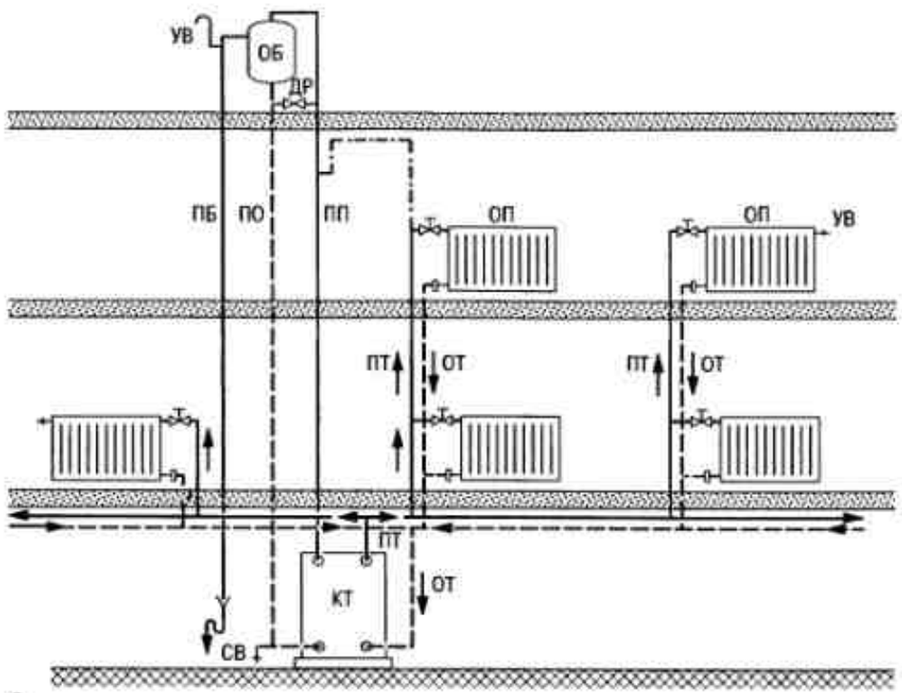
Рис. 9.1. Двухтрубная система отопления с нижней разводкой [4.1]:

а – двухтрубная система водяного отопления с естественной циркуляцией с нижней разводкой и открытым расширительным баком;

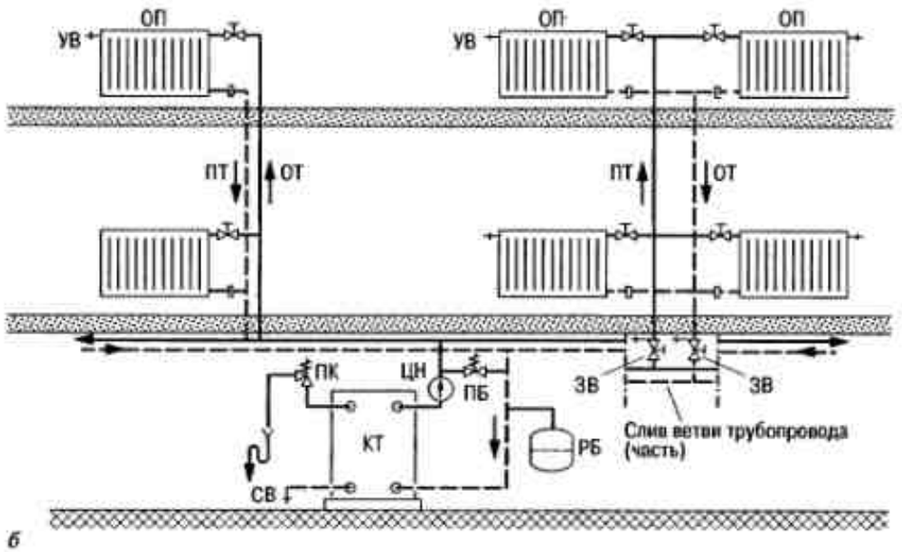
ОБ – открытый расширительный бак;
ДР – циркуляционный дроссель;
СВ – спуск воды;
УВ – местное удаление воздуха;
ЦВ – централизованное удаление воздуха;
ОП – отопительный прибор;
ОТ – обратный трубопровод;
ПТ – подающий трубопровод;
КТ – отопительный котел (теплогенератор);
ПО – предохранительный участок обратного трубопровода;
ПП – предохранительный участок подающего трубопровода;

б – двухтрубная система насосного водяного отопления с нижней разводкой и нижним расположением закрытого расширительного бака.

ПБ – перелив бака;
РБ – закрытый расширительный бак;
СВ – спуск воды;
УВ – местное удаление воздуха;
ОП – отопительный прибор;
ОТ – обратный трубопровод;
ПТ – подающий трубопровод;
КТ – отопительный котел (теплогенератор);
ЗВ – запорный вентиль ветви со спускным оборудованием;
ПК – предохранительный клапан;
ЦН – циркуляционный насос;
ВП – перепускной вентиль



а



б

Системы водяного отопления различают:
– по схеме течения воды – на однотрубные и двухтрубные;
– по расположению магистралей – с верхней и нижней разводкой.

Двухтрубная система

В двухтрубной системе, представленной на рис. 9.1, охлажденная в отопительных приборах вода собирается в одном стояке и подводится к отопительному котлу. Система состоит из разделенных между собой прямого и обратного стояков.

Двухтрубная система применяется в системах насосного водяного отопления, а также в системах с естественной циркуляцией. Отопительные приборы расположены параллельно, поэтому температура воды в подающем трубопроводе каждого отопительного прибора примерно одинаковая. Регулирование осуществляется с помощью регулирующего вентиля.

При определении потерь давления за основу берется самая неблагоприятная ветвь данной системы отопления.

Однотрубная система

В однотрубной системе нет разделения трубопроводов на подающий и обратный. Вода распределяется в кольцевом контуре, т.е. отопительные приборы подсо-

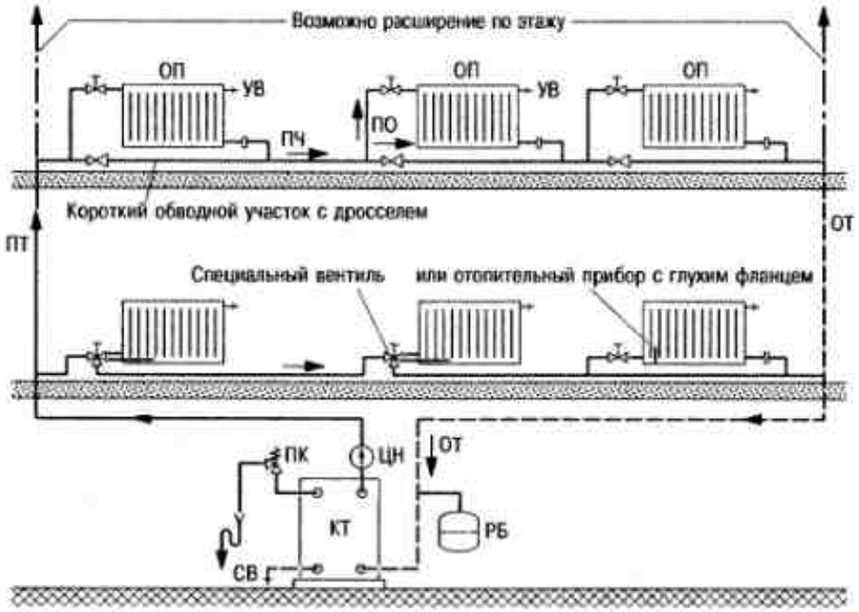


Рис. 9.2. Однотрубная система отопления с нижней разводкой:

РБ – закрытый расширительный бак;
СВ – спуск воды;
УВ – удаление воздуха;
ОП – отопительный прибор;
ОТ – обратный трубопровод;
ПТ – подающий трубопровод;
ПО – основной поток;
КТ – отопительный котел (теплогенератор);
ПЧ – частичный поток отопительного прибора;
ПК – предохранительный клапан;
ЦН – циркуляционный насос

единены последовательно. При этом для отопительных приборов должен быть предусмотрен обводной участок, т.е. они должны быть оборудованы специальным регулирующим вентилем. Температура воды при этом уменьшается от прибора к прибору. Поэтому расположенные дальше от отопительного котла приборы, несмотря на одинаковую тепловую мощность, должны иметь площадь нагревающей поверхности больше, чем приборы, расположенные ближе к котлу.

Обычно разность температур воды на входе в отопительный прибор и выходе из него выбирают равной 10°С; при этом объемное расширение воды в системе ограниченно.

В больших зданиях применяют две системы: разводка до квартиры производится с помощью двухтрубной системы, а разводка по этажу – с помощью однотрубной.

В обеих системах (двух- или однотрубной) может применяться верхняя или нижняя разводка.

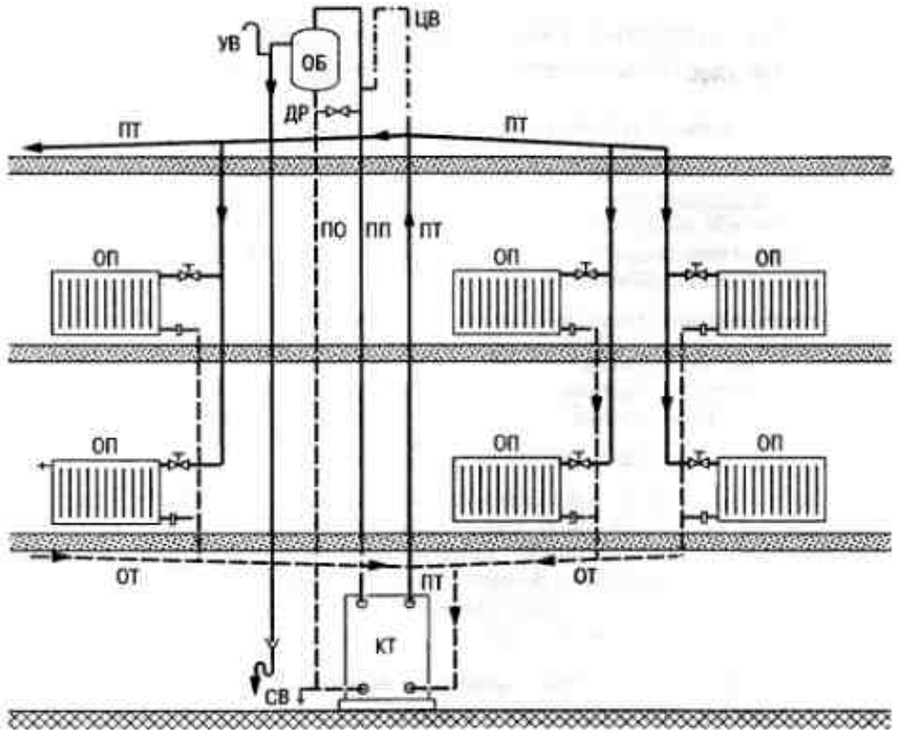


Рис. 9.3. Система отопления с верхней разводкой:

ОБ – открытый расширительный бак;
ДР – циркуляционный дроссель;
СВ – спуск воды;
ЦВ – централизованное удаление воздуха;
ОП – отопительный прибор;
ОТ – обратный трубопровод;
ПТ – подающий трубопровод;
КТ – отопительный котел (теплогенератор);
ПО – предохранительный участок обратного трубопровода;
ПП – предохранительный участок подающего трубопровода

Нижняя разводка

Если распределительные трубопроводы, ведущие к стояку, прокладываются горизонтально на уровне котла и ниже отопительных приборов, то говорят о нижней разводке. Такая система легко перекрывается и регулируется по каждому стояку (ветви трубопровода).

Верхняя разводка

При верхней разводке (рис. 9.3) вся вода сначала поднимается к самой высокой точке системы. Затем происходит горизонтальная разводка к отдельным стоякам.

При таком способе прокладки трубопроводов появляется повышенная циркуляция воды. По этой причине верхняя разводка применяется в основном в системах с принудительной циркуляцией. Это преимущество может также использоваться и в однотрубных системах с естественной циркуляцией.

Удаление воздуха может быть легко выполнено через центральный стояк.

9.2. Технические требования по безопасности на системы водяного отопления согласно DIN 4751

9.2.1. Основные соображения и ограничения

Для каждой системы водяного отопления требуется расширительный бак, воспринимающий увеличение объема воды при нагревании. Размер бака определяется количеством воды в системе.

Одновременно закрытую систему нужно предохранять от превышения максимального рабочего давления.

Расширительные баки, расположенные вверху

В DIN 4751 часть 1 речь идет об оборудовании для обеспечения безопасности в открытых и закрытых системах. Сюда относятся все открытые расширительные баки, расположенные сверху.

Расширительные баки, расположенные внизу

В DIN 4751 часть 2 речь идет о термостатической защите закрытых систем с помощью расположенных внизу закрытых расширительных баков.

DIN 4751 часть 3 рассматривает закрытые системы водяного отопления с принудительной циркуляцией воды и номинальной тепловой мощностью до 50 кВт, с допустимой температурой подающей линии 95°С, допустимым давлением 3 бар и объемом воды в теплогенераторе до 10 л.

9.2.2. Устройство систем водяного отопления с расширительным баком, расположенным сверху

Для расширительных баков, расположенных сверху — они могут быть закрытыми или открытыми, — применяется термостатическая защита[1] согласно DIN 4751 часть 1.

[1] Термостатическая защита — охлаждение теплогенератора посредством испарения в расширительном баке. В настоящее время она применяется преимущественно для твердого топлива как в системах насосного водяного отопления, так и в системах с естественной циркуляцией.

В открытых системах вода в расширительном баке контактирует с атмосферой, при этом максимальная температура составляет 100°С.

В закрытых системах расширительный бак оборудуется предохранительным клапаном по TRD 721 (Технические правила для паровых котлов) или стояком для отвода пара по DIN 4750; максимальная температура при этом составляет 110°С. Схемы расширительных баков представлены на рис. 9.4.

Требования действительны для систем, в которых статическое давление, измеренное в самой низкой точке водяной системы, не превышает 5 бар (50 м водяного столба). Отопительный котел соединен с расширительным баком, расположенным в наивысшей точке системы, с помощью предохранительных участков подающего и обратного трубопроводов. Если в системе несколько котлов, то каждый из них должен иметь свои предохранительные участки подающего и обратного трубопроводов. Они могут быть соединены между собой непосредственно перед расширительным баком и подведены к общему баку.

В соответствии с DIN 4751 для системы должна быть предусмотрена возможность быстрого отключения нагрева или быстрого отведения избыточной теплоты, например, с помощью буферного аккумулятора.

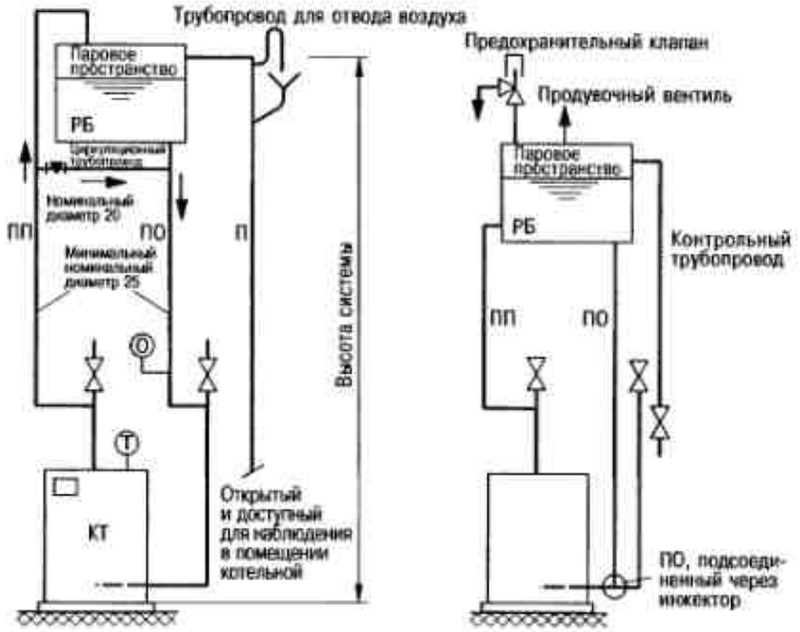


Рис. 9.4. Открытый и закрытый расширительные баки:

РБ — расширительный бак;
ПП — предохранительный участок подающего трубопровода;
ПО — предохранительный участок обратного трубопровода;
П — превышение давления в баке;
О — ограничитель потока воды;
Т — датчик температуры;
КТ — котел

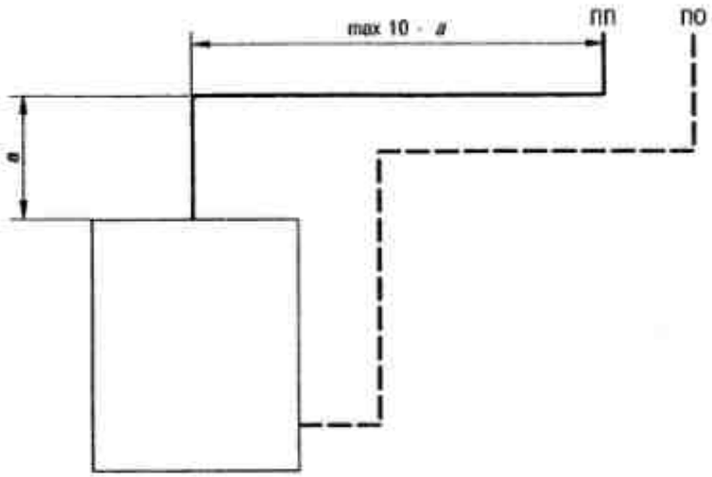


Рис. 9.5. Возможное боковое отклонение:

ПП – предохранительный участок подающего трубопровода;
ПО – предохранительный участок обратного трубопровода

Предохранительные участки подающего и обратного трубопроводов

Предохранительные участки подающего и обратного трубопроводов не должны иметь запорного оборудования, а уклон должен быть направлен к расширительному баку. Минимальный радиус закруглений при изменении направления – 1,5 номинальных диаметра трубопровода, при этом бак должен находиться как можно ближе к вертикали, проходящей через котел.

При отклонении от этой вертикали общая длина горизонтального участка между предохранительным подающим трубопроводом и опорным стояком котла не должна превышать более чем в 10 раз длину участка вертикального напора (рис. 9.5).

Предохранительный участок подающего трубопровода подсоединяется в высшей точке котла и соединяется с паровым пространством открытого расширительного бака (РБ). Предохранительный участок обратного трубопровода соединяет нижнюю часть расширительного бака и обратный трубопровод отопительной системы.

Диаметры предохранительных участков рассчитываются следующим образом:

– для подающего трубопровода:

$$d_{ПП} = 15 + 1{,}39 \cdot \sqrt{Q_{ГМ,н}}; \qquad (9.1)$$

– для обратного трубопровода:

$$d_{ПО} = 15 + 0{,}9273 \cdot \sqrt{Q_{ГМ,н}}, \qquad (9.2)$$

где $Q_{ГМ,н}$ – номинальная тепловая мощность системы.

Минимальный диаметр – 25 мм.

Заданные в DIN 4751 значения диаметров представлены в табл. 9.2.

При этом следует учитывать, что номинальный внутренний диаметр трубы не совпадает по значению с внутренним диаметром.

Таблица 9.2. Номинальный внутренний диаметр для предохранительных участков подающего и обратного трубопроводов в соответствии с DIN 4751

Номинальный внутренний диаметр предохранительных участков	Номинальная тепловая мощность, кВт	
	подающего трубопровода	обратного трубопровода
DN 25	до 50	до 100
DN 32	от 50 до 150	от 100 до 350
DN 40	от 150 до 350	от 350 до 600
DN 50	от 350 до 600	от 600 до 1200
DN 65	от 600 до 1200	от 1200 до 3000
DN 80	от 1200 до 2000	от 3000 до 5000

Части трубопроводной сети могут применяться в качестве предохранительных участков только в том случае, когда они удовлетворяют соответствующим требованиям.

Определение размеров бака

Размеры открытых расширительных баков, расположенных сверху, определяются в соответствии с DIN 4807 (Сосуды расширительные).

Обычно исходят из того, что при нагреве воды от 10 до 90°С происходит увеличение объема на 3,5%. Расширительный бак нельзя заполнять до конца, т.е. до его полного заполнения. Также по причинам безопасности всегда должен быть минимальный резерв; поэтому за основу для определения размера бака принимают 7% от всего объема воды в системе.

Исходным пунктом для расчета является общий объем воды в отопительной системе, который рассчитывается как сумма объемов воды в теплогенераторе, трубопроводах и отопительных приборах:

$$V_{РБ} \geq 0{,}07 \cdot V_{система}\ [л] \qquad (9.3)$$

Но практические расчеты показывают, что в таком случае, прежде всего для низкотемпературных систем отопления, размеры расширительных баков получаются завышенными.

По DIN 4807 часть 2 (от 05.1991) увеличение объема воды рассчитывают по формуле

$$V_P = \frac{V_{система} \cdot n}{100}. \qquad (9.4)$$

Увеличение объема воды определяем, преобразуя следующие уравнения:

$$m_1 = m_2 = V_1 \cdot \rho_1 = V_2 \cdot \rho_2;$$

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2}. \qquad (9.5)$$

Учитывают температуру наполнения, равную 10°С, и в соответствии с табл. 9.3 определяют увеличение объема.

В качестве основного исходного параметра принимают температуру воды в подающем трубопроводе.

Таблица 9.3. Изменение объема воды при нагревании

Темп., °C	40	50	60	70	80	90	100
ΔV_n, %	0,75	1,18	1,68	2,25	2,89	3,58	4,43

Открытый бак

Для открытых расширительных баков номинальный объем в соответствии с DIN 4807 часть 2 определяют по формуле

$$V_{E,\,мин} = 2 \cdot V_V, \qquad (9.6)$$

Закрытый бак без мембраны, расположенный сверху

Для закрытых расширительных баков без мембраны, расположенных сверху, расчет их объема определяют по формуле

$$V_{E,\,мин} = 3 \cdot V_V. \qquad (9.7)$$

Для закрытых расширительных баков с мембраной действуют предписания по расчетам для расширительных баков, работающим под давлением. При этом дополнительно нужно учитывать изменение давления.

Расширительные баки, предохранительные участки трубопроводов, трубопроводы для удаления воздуха и перелива необходимо предохранять от замораживания.

Наряду с необходимой теплоизоляцией в случае возможного замораживания воды в расширительном баке между предохранительными участками подающего и обратного трубопроводов непосредственно под расширительным баком предусматривают циркуляционный трубопровод номинальным диаметром 20 мм с дроссельным оборудованием (вентиль-термостат с дистанционным датчиком). Это создает условия для циркуляции воды в предохранительных трубопроводах и частично в баке.

Вентиль должен открываться при температуре 5°C.

9.2.3. Устройство систем водяного отопления с расширительным баком, расположенным снизу

9.2.3.1. Предохранительные устройства

Системы водяного отопления с расширительным баком, расположенным снизу, всегда являются закрытыми системами.

Такие системы насосного отопления являются предпочтительными, так как, прежде всего, становится невозможным поступление кислорода в систему, а также отпадает необходимость в повышенных затратах на прокладку дополнительных трубопроводов и их теплоизоляцию.

Закрытые системы водяного отопления с расширительным баком, расположенным снизу, должны иметь термостатическую защиту в соответствии с DIN 4751 часть 2.

При этом исходят из того, что температура воды в подающей линии должна быть не более 100°C для систем отопления теплой водой и не более 120°C для систем отопления горячей водой. На теплогенераторы с принудительной циркуляцией мощностью до 50 кВт и температурой воды в подающей линии до 95°C распространяются особые требования в соответствии с DIN 4751 часть 3.

Предохранительное оборудование

В качестве предохранительного оборудования требуются:

– устройство защиты от превышения допустимой температуры в подающей линии;
– устройство защиты от превышения допустимого давления;
– оборудование для компенсации объемного расширения воды;
– устройство защиты при недостаточном количестве воды.

9.2.3.2. Устройства защиты от превышения допустимой температуры воды в подающей линии

Предохранительное оборудование

Место и способ установки предохранительных и регулирующих устройств на случай превышения температуры подающей линии должны обеспечивать область возможных изменений температуры при всех режимах эксплуатации.

При этом различают устройства регулирования температуры и устройства ограничения температуры.

Любой теплогенератор в качестве устройства регулирования температуры для согласования системы отопления и теплопотребления должен иметь терморегулятор в соответствии с DIN 3440 (Регуляторы и ограничители температур для бойлерных установок). Терморегулятор должен уменьшать подачу топлива таким образом, чтобы было возможно только незначительное и кратковременное превышение допустимой температуры в подающей линии. Возможное значение регулируемой температуры (максимальное задается производителем) определяется подключенным предохранительным оборудованием и не должно превышать допустимой температуры воды в подающей линии.

Различие между регулирующим и ограничительным оборудованием состоит в постоянной времени, т.е. отклонении точки включения регулирующего оборудования и нижней точки включения ограничительного оборудования. Для возможности проверки функционирования ограничительного оборудования должно быть предусмотрено шунтирующее оборудование.

Защита теплогенератора косвенного нагрева

Каждый теплогенератор косвенного нагрева в качестве оборудования для ограничения температуры должен иметь предохранительный терморегулятор с собственным датчиком. Он воздействует на собственный исполнительный механизм и должен выключать систему отопления. Если температура в подающей линии снижается, то система отопления включается. Установка предохранительного терморегулятора может быть необязательной в том случае, когда подающий трубопровод имеет соответствующую термостатическую защиту.

Защита теплогенератора прямого нагрева

Каждый теплогенератор прямого нагрева в качестве оборудования для ограничения температуры должен иметь предохранительный ограничитель температуры.

Предохранительный ограничитель при превышении допустимой температуры в подающей линии должен выключить отопление или перекрыть поступление топлива и выполнить блокировку системы с целью избежания самостоятельного включения.

Предохранительный ограничитель температуры не может быть настроен на температуру выше допустимой температуры подающей линии теплогенератора, которая для систем отопления теплой водой составляет 100°C.

После отключения эта температура не может быть превышена более чем на 10°C.

9.2.3.3. Устройства регулирования и ограничения температуры для отопительного оборудования, работающего на твердом топливе

Все твердотопливные теплогенераторы в закрытых системах должны иметь дополнительное оборудование для обеспечения быстрого отключения.

Термическая защита путем добавления холодной воды при номинальной тепловой мощности до 100 кВт

Регулятор подачи воздуха, необходимого для горения

Дополнительное вентиляционное оборудование

Для теплогенераторов мощностью до 100 кВт применяют защиту путем добавления холодной воды. Подача холодной воды действует как предохранительный температурный ограничитель и открывается при превышении допустимой температуры подающей линии (которая равна температуре воды в котле), равной 95°С, но не более 100°С. Добавляемая холодная вода должна иметь минимальное давление 2 бар. В качестве регулятора температуры в котле служит регулятор подачи воздуха для горения, который должен обеспечить температуру в подающей линии не более 90°С. В газоотводящих путях необходимо устанавливать дополнительное вентиляционное оборудование, которое позволит избежать существенного превышения заданного расхода тяги.

Терморегулирующее предохранительное оборудование для отвода теплоты для установок мощностью более 100 кВт

Соразмерное регулирование

Для теплогенераторов мощностью более 100 кВт применяют терморегулирующее оборудование для отвода теплоты, которое при определенной температуре обеспечивает безопасный отвод избыточной теплоты. Одновременно должно применяться соразмерное регулирование расхода топлива и воздуха. В газоотводящих путях также необходимо устанавливать дополнительное вентиляционное оборудование.

9.2.3.4. Устройства защиты от превышения допустимого давления

Предохранительный клапан

Каждый теплогенератор в соответствии с TRD 721 (Технические правила для паровых котлов) должен быть оборудован предохранительным клапаном на случай превышения допустимого давления. При этом один теплогенератор может иметь максимум три предохранительных клапана. Они должны быть установлены в легкодоступном месте, а также в наивысшей точке теплогенератора или в непосредственной близости от подающего трубопровода.

Теплогенераторы с принудительной циркуляцией

Для теплогенераторов с принудительной циркуляцией теплоносителя предохранительный клапан должен устанавливаться в непосредственной близости от подающего трубопровода.

Теплогенератор косвенного нагрева

Для теплогенераторов косвенного нагрева предохранительный клапан, который предназначен только для отвода излишнего объема воды вследствие ее объемного расширения, также встраивается в обратный трубопровод.

Предохранительные клапаны с пружиной

Для систем отопления с тепловой мощностью до 1000 кВт и допустимым давлением не более 2,5 бар, как правило, применяют предохранительные клапаны с нагруженной пружиной (мембранные), в которых давлению рабочей среды противодействует сила сжатой пружины.

Полноподъемные предохранительные клапаны

При тепловой мощности более 1000 кВт или давлении более 2,5 бар преимущественно используют полноподъемные предохранительные клапаны.

Максимальное рабочее давление

Максимальное рабочее давление определяется на основании максимального давления срабатывания клапана за вычетом давления, равного 0,5 бар. Обычно давление срабатывания устанавливается в пределах от 2,5 до 3 бар. Если необходимо более высокое рабочее давление, например, для высотных зданий, то все составные части системы должны быть настроены на более высокое давление срабатывания.

Давление срабатывания и общее сопротивление системы должны быть рассчитаны относительно теплоты конденсации паров при давлении срабатывания предохранительного клапана таким образом, чтобы поток насыщенного пара, соответствующий номинальной тепловой мощности теплогенератора, мог быть отведен без опасного превышения рабочего давления.

Установка

Каждый предохранительный клапан должен быть установлен вертикально, иметь приточный трубопровод длиной не более 1 м, а также собственный продувочный трубопровод. При изменении длины требуются соответствующие испытания конструкции предохранительного клапана.

Трубопроводы не должны иметь грязеуловителей, изогнутых участков и т.д., а также сужений поперечного сечения или запорного оборудования (в том числе и предохранительного). Радиус изгиба при перемене направления должен быть равен $R \geq 1{,}5 \cdot DN$.

Продувочный трубопровод

Продувочные трубопроводы необходимо защищать от замораживания и прокладывать от предохранительного клапана с уклоном в сторону сточного отверстия. Сточное отверстие необходимо располагать таким образом, чтобы выходящая среда отводилась безопасно и надежно. Минимальное поперечное сечение продувочного трубопровода должно соответствовать поперечному сечению предохранительного клапана.

Размеры предохранительных клапанов, а также приточных и продувочных трубопроводов установлены в DIN 4751 часть 2.

Теплогенераторы мощностью более 350 кВт

Для теплогенераторов мощностью более 350 кВт в непосредственной близости от каждого предохранительного клапана необходимо размещать резервуар для сброса давления. Он должен быть рассчитан на минимальное давление 2 бар. Продувочные трубопроводы или трубопроводы от резервуара для уменьшения давления должны быть выведены наружу.

Особенности теплогенераторов косвенного нагрева

Для теплогенераторов косвенного нагрева, температура теплоносителя в которых меньше или равна температуре воды при давлении насыщенного пара, со-

ответствующего давлению срабатывания, предохранительные клапаны необходимо рассчитывать только для отведения излишнего объема воды, возникающего при ее нагревании.

Ограничитель давления

Каждый теплогенератор мощностью более 350 кВт или имеющий рабочее давление, не превышающее 3 бар, должен быть оборудован ограничителем давления. Этот ограничитель должен прерывать нагрев или подачу топлива при превышении рабочего давления в теплогенераторе, а также при прекращении поступления энергии и блокировать систему против повторного включения. Настройку необходимо производить таким образом, чтобы давление срабатывания ограничителя давления было меньше, чем у предохранительного клапана. Для теплогенераторов косвенного нагрева применение ограничителя давления не является обязательным. В присоединительном трубопроводе ограничителя давления необходимо устанавливать предварительно проверенный запорный вентиль, а также вентиль для наполнения и слива.

9.2.3.5. Устройства защиты при недостаточном количестве воды

Все отопительные системы, работающие с непосредственным использованием пламени, необходимо оборудовать специальным устройством для защиты от перегрева при недостаточном количестве воды или при недостаточном потоке нагреваемой воды. Это устройство при необходимости должно выключить систему или перекрыть поступление топлива и блокировать систему против самостоятельного включения.

Ограничитель потока

Для котлов с принудительной циркуляцией применяется ограничитель потока, который реагирует на снижение объема потока нагреваемой воды ниже необходимого. Встраивание такого устройства производится в обратном трубопроводе в непосредственной близости от теплогенератора.

Ограничитель уровня воды

Для установок с естественной циркуляцией применяется ограничитель уровня воды. Он реагирует на снижение уровня нагреваемой воды в отопительной установке ниже заданного.

Для установок мощностью до 350 кВт защитное устройство на случай недостаточного количества воды можно не применять, если с помощью других устройств, например ограничителя минимального давления или датчика расхода, будет обеспечена надежная защита от недопустимого перегрева воды.

9.2.3.6. Оборудование для компенсации увеличения объема воды

Все отопительные установки должны быть соединены с помощью трубопроводов с одним или несколькими расширительными баками. Допустимо к одному расширительному баку подсоединять несколько установок.

Трубопроводы, соединяющие систему с расширительным баком

Трубопроводы, ведущие к расширительному баку, должны быть рассчитаны таким образом, чтобы их сопротивление потоку при максимальной температуре подающей линии вызывало только незначительное повышение давления, на которое бы не смог реагировать ограничитель давления и предохранительный клапан. Расчет сечений трубопроводов можно не выполнять, если подводящий трубопровод удовлетворяет следующим условиям:

$d_{вн}$ = 12 мм – при мощности до 20 кВт;
$d_{вн}$ = 20 мм – при мощности до 350 кВт.

Основой для определения размеров бака является изменение объема одного литра воды на один кВт номинальной тепловой мощности.

Оборудование для ограничения и поддержания давления

Обусловленное нагреванием воды изменение ее объема, как правило, компенсируется с помощью специального оборудования для ограничения давления, которое должно обеспечивать рабочее давление отопительной системы. В соответствии с DIN 4751 часть 2 различают:

– мембранные расширительные баки (МРБ) с газовой подушкой;

– закрытые расширительные баки (ЗРБ) с регулированием давления, генератором давления и предохранительным клапаном;

– безнапорные (открытые) расширительные баки (ОРБ) с регулированием давления и насосом для поддержания давления;

– закрытые расширительные баки (ЗРБ) с регулированием объема посредством изменения давления газа в специальном газосодержащем устройстве (баллон с азотом).

Расширительные баки

Расширительные баки должны иметь возможность принять избыточный объем воды, возникающий при нагревании. Воздушную и газовую камеры в расширительном баке необходимо рассчитывать в соответствии с DIN 4807 часть 2 (Баки расширительные открытые и закрытые для отопительных установок). При этом размер бака выбирается таким образом, чтобы:

– рабочее давление в высшей точке системы было выше, чем соответствующее допустимой температуре в подающей линии давление насыщенного пара, или как минимум соответствовало атмосферному давлению;

– рабочее давление на приточной стороне циркуляционного насоса было выше, чем требуется при допустимой температуре в подающей линии;

– рабочее давление в теплогенераторе не достигало давления срабатывания ограничителя давления или предохранительного клапана.

Паровая камера расширительного бака без мембраны должна иметь оборудование для выпуска воздуха. Для водяной камеры должна быть предусмотрена возможность слива воды. Для расширительных баков необходимо устанавливать запорную арматуру, которая перекрывает их от системы отопления, при этом запорная арматура должна иметь соответствующую защиту.

Максимальная температура для мембранных расширительных баков

Мембранные расширительные баки должны быть расположены таким образом, чтобы требуемая максимальная температура для длительного периода составляла максимум 70°С; разрешается кратковременное превышение температуры. Поэтому баки такого типа устанавливают в обратной линии.

Закрытые расширительные баки, допустимое рабочее давление в которых ниже, чем максимальное рабочее давление наиболее удаленного устройства, и не имеющие паровой подушки (камеры) для поддержания давления, должны иметь предохранительный клапан.

9.2.3.7. Расчет мембранного расширительного бака

Для определения увеличения объема воды действуют те же зависимости, что и для расчета расширительных баков, расположенных сверху (см. раздел 9.2.2).

Для определения номинального объема бака, т.е. суммарного объема пара и воды, необходимо определить соотношение давлений.

Предварительное давление p_0

Исходной точкой является предварительное давление p_0 в расширительном баке. Оно определяется на основе статического давления в системе, включая давление пара $p_{пара}$. Статическое давление системы определяется по ее высоте.

При температурах до 100°С давление пара не учитывается или по причине безопасности принимается равным 0,2 бар.

Поэтому предварительное давление p_0 определяется следующим образом:

$h = 5$ м $\quad p_0 = 0{,}5$ бар (+ 0,2 бар);

$h = 10$ м $\quad p_0 = 1$ бар (+ 0,2 бар).

При температурах выше 100°С давление пара необходимо учитывать. При температуре 110°С $p_{пара}$ принимается равным 0,5 бар, при температуре 120°С $p_{пара}$ принимается равным 1 бар.

Предварительное давление соответствует давлению газа в мембранном баке при его поставке.

Конечное давление $p_{кон}$

Когда в расширительный бак поступает излишний объем воды вследствие температурного расширения, то давление в газовой камере повышается до максимального значения, равного конечному давлению $p_{кон}$ (см. рис. 9.6).

Так как это давление распространяется на всю систему, то оно не должно превышать давление срабатывания предохранительного клапана. Конечное давление должно быть ниже на 0,5 бар. Обычно по DIN 4751 принимают избыточное давление, равное 2 или 2,5 бар.

Давление наполнения

Разность между предварительным и конечным давлением составляет давление наполнения системы, которое образуется в расширительном баке в результате поступления в него до нагрева системы так называемого водяного затвора. (Водяной затвор $V_з$ – это объем теплоносителя, изначально поступающий в расширительный бак в результате статического давления системы отопления; согласно DIN 4807 часть 2, для мембранных расширительных баков номинальным объемом более 15 л, водяной затвор равен как минимум 0,5% от полного объема системы, но не менее 3 л.)

Давление наполнения $p_{нап}$ определяется на основании выбранного размера бака МРБ $V_{Б,\ реф}$, значения предварительного давления и выбранного конечного давления (на 0,5 бар меньше давления срабатывания предохранительного клапана):

$$p_{кон,\ абс} = p_{предв,\ абс} \cdot \frac{V_{Б,\ реф}}{V_{Б,\ реф} - V_з}. \qquad (9.8)$$

Необходимо обратить внимание на то, что речь идет об абсолютном давлении.

Определение размера МРБ (мембранного расширительного бака)

Определение размера бака (МРБ) осуществляют по следующей схеме:

1. Определение объема воды в системе $V_{системы}$ в соответствии с выбранными размерами.
2. Определение объема воды V_F на основании температуры теплоносителя по уравнению 9.4.
3. Определение номинального размера бака по соотношению давлений:

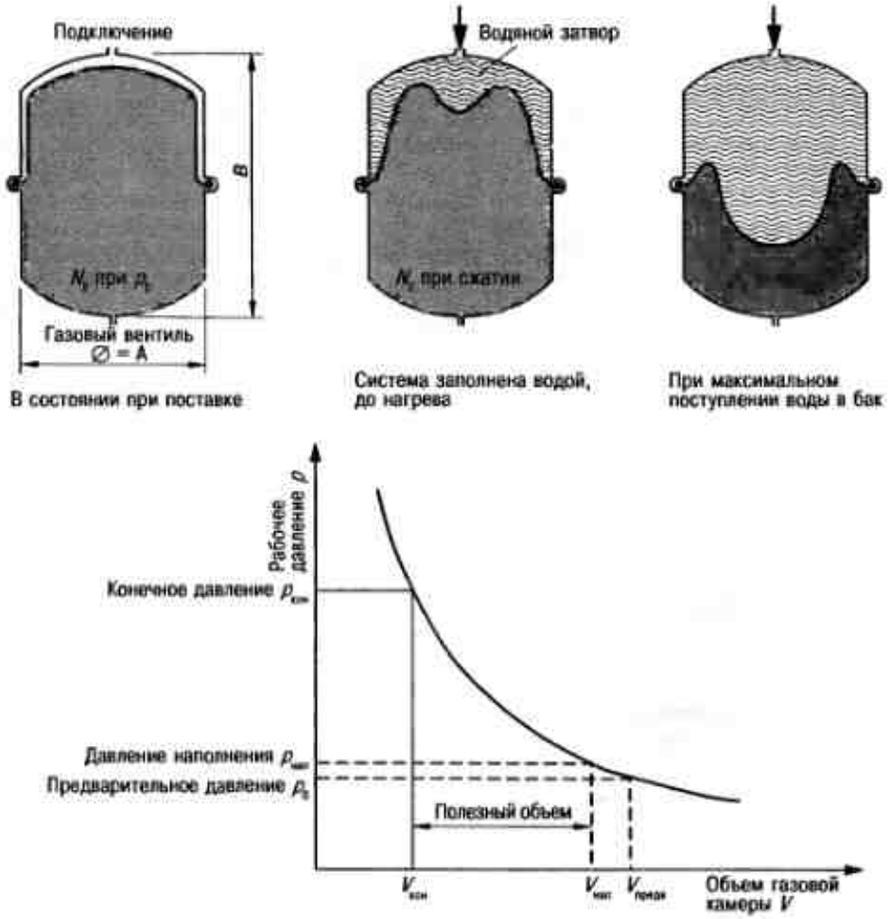


Рис. 9.6. Мембранные расширительные баки

$$V_Б = (V_F + V_з) \cdot \frac{p_{кон,\ абс}}{p_{кон} - p_0}; \qquad (9.9)$$

$$p_{кон,\ абс} = p_{кон} + 1{,}0; \qquad (9.10)$$

$$V_з = 0{,}5 \text{ до } 1\% \text{ от } V_{системы}.$$

4. Выбор ближайшего размера расширительного бака и определение давления наполнения по уравнению 9.8.

Пример:

Отопительная система с температурами 90/70°С имеет объем 710 л. Разность по высоте между отопительным котлом и отопительным прибором, расположенным в наивысшей точке системы, составляет 13 м. Предохранительный клапан настроен на давление 2,5 бар.

По высоте системы определяем предварительное давление:

$$p_0 = 1{,}3 \text{ бар}.$$

По температуре в подающей линии 90°С определяем изменение объема воды (см. табл. 9.3) в процентах:

$$n = 3{,}58\%.$$

Изменение объема в л рассчитываем по уравнению 9.4:

$$V_F = \frac{710 \cdot 3{,}58}{100} = 25{,}4 \text{ л}.$$

Если предусмотрен водяной затвор, равный 0,5%, то

$$V_s = \frac{710 \cdot 0{,}5}{100} = 3{,}55 \text{ л } (> 3 \text{ л}).$$

Номинальный объем бака рассчитывается по уравнению 9.9:

$$V_G = (25{,}4 + 3{,}55) \cdot \frac{2{,}0 + 1{,}0}{2 - 1{,}3} = 124{,}1 \text{ л}.$$

Выбираем мембранный расширительный бак объемом 140 л.
Давление наполнения определяем по уравнению 9.8:

$$p_{нап} = 2{,}3 \cdot \frac{140}{140 - 3{,}55} = 2{,}36 \text{ бар (абс)}.$$

$$\mathbf{p_{нап,\ изб} = 1{,}36 \text{ бар}.}$$

9.2.3.8. Измерительное оборудование

Прибор для измерения давления

Каждый отопительный агрегат должен быть оборудован прибором для измерения давления, расположенным непосредственно в водяной камере или вблизи от места подсоединения подающей линии. Он должен измерять и показывать два параметра:

– статическое давление p_0;
– давление срабатывания предохранительного клапана.

Испытательное давление также должно быть доступно для измерения.

Закрытый расширительный бак, за исключением мембранного, должен иметь прибор для измерения давления с подключением к газовой камере бака.

Устройство для контроля температуры

В подающей линии отопительного агрегата необходимо устанавливать устройство для контроля температуры.

Устройство для контроля уровня воды

Все открытые и закрытые расширительные баки, за исключением мембранных, должны быть оборудованы устройствами для контроля уровня воды.

9.3. Расчет насосов для систем водяного отопления

Предпосылкой для проведения расчета являются данные окончательного расчета поверхности нагрева отопительных приборов в соответствии с рассчитанным теплопотреблением, а также нанесение месторасположения отопительных приборов и теплогенератора на чертеже.

После этого необходимо составить план трубопроводной сети, в котором будут наглядно показаны месторасположения теплогенератора, отопительных приборов, трубопроводов, арматуры и других частей.

Схема ответвлений установки

На основании этого составляется схема ответвлений установки, в основном для масштабного представления расположения по высоте. Начиная от котла, последовательно нумеруются участки подающего и обратного трубопроводов. Для большей наглядности на схему наносятся массовые расходы (тепловые мощности) и длина трубопроводов. Затем наносят сечение трубопроводов.

Чаще всего расчет насосных устройств для систем водяного отопления выполняют на основании потерь давления. При этом учитывают максимальную скорость воды и максимальные потери давления.

Для того чтобы исключить возникновение шума при повышенной скорости воды, расчет выполняют на основании рекомендуемых значений, приведенных в табл. 9.4.

Рекомендуемые значения

Таблица 9.4. Значения скорости воды и потерь давления

Участок трубопровода	Скорость ω, м/с	Потери давления на трение R, Па/м
Внутри жилых зданий в отопительных приборах и стояках	0,5–0,7	50–100
Внутри жилых зданий в основных распределительных трубопроводах, расположенных в подвале	0,8–1,5	100–200
Внутри промышленных зданий в отопительных приборах и распределительных трубопроводах	1,0–2,0	100–250

Обычно максимальную скорость воды устанавливают в пределах от 0,5 до 0,7 м/с, потери давления на трение – от 50 до 200 Па/м.

Расчет насосных устройств по способу определения удельных потерь давления производится в соответствии с механикой движения вязкой жидкости в трубопроводах.

Потери давления

Потери давления складываются из потерь давления на прямых участках трубопроводов $R \cdot l$ и потерь давления в местных сопротивлениях Z.

Прямой трубопровод

Потери давления на трение в прямом трубопроводе определяются по формуле

$$R \cdot l = \lambda \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \omega^2 \cdot \frac{\rho}{2}. \qquad (9.11)$$

Отдельные сопротивления

Потери давления в местных сопротивлениях Z определяются по формуле

$$Z = \sum \zeta \cdot \omega^2 \cdot \frac{\rho}{2}, \qquad (9.12)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;

$d_{вн}$ – диаметр трубопровода, м;

ω – скорость движения воды, м/с;

ρ – плотность воды, кг/м³;

l – длина участка трубопровода, м;

R – удельные потери давления на трение, Па/м;

$\sum\zeta$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений на данном участке трубопровода.

При расчете учитывают, что в подающем трубопроводе участок начинается с фасонной детали, а в обратном – заканчивается ею.

Так как, в отличие от гидро- и газовой техники, для систем отопления нет унифицированных таблиц для определения коэффициентов местного сопротивления, то эти таблицы необходимо разработать таким образом, чтобы оставалась возможность проверки (см. табл. 9.5).

Таблица 9.5. Значения коэффициента местного сопротивления

Для регулирующей арматуры, в отличие от запорной, например, вентилей-термостатов или вентилей-регуляторов для ответвлений трубопроводов, расчет проводят не по коэффициенту местного сопротивления, а рассчитывают потерю давления в арматуре с помощью коэффициента пропускной способности $k_{вент}$.

Потери давления при полностью открытом вентиле определяются по формуле

$$\Delta p_{вент} = \left[\frac{V}{k_{вент}}\right]^2 [\text{бар}],$$

где V измеряется в м³/ч.

$$\Delta p_{вент} = \left[\frac{V}{k_{вент}}\right]^2 \cdot \frac{1}{10} [\text{Па}], \qquad (9.13)$$

где V измеряется в л/ч.

Эти потери давления прибавляются к потерям давления на участке $\Delta p_{уч}$.

Одновременно определяют потери давления в других элементах системы. При этом потери давления для плоских отопительных приборов $\Delta p_{ОП\ (пл)}$ и для котла $\Delta p_к$ определяются не по величине ζ, а по имеющимся потерям давления, которые изготовитель указывает в технической документации. Для радиаторов учитывают значение, равное 2,5.

Общие потери давления на участке определяются следующим образом:

$$\Delta p_{уч} = R \cdot l + Z + \Delta p_{вент}\ [\text{Па}]. \qquad (9.14)$$

Для ветви трубопровода, ведущего до каждого потребителя теплоты, определяется сумма потерь давления $p_{уч}$ соответствующих участков.

Для отопительного прибора потери давления определяются по формуле

$$\Delta p_{ОП} = \sum(R \cdot l + Z) + \Delta p_{вент} + \Delta p_к + \Delta p_{ОП\ (пл)}. \qquad (9.15)$$

Неблагоприятный участок трубопровода

Циркуляционное давление

Расчет $\Delta p_ц$ выполняют для самого неблагоприятного участка трубопровода с наибольшими суммарными потерями давления $\Delta p_{ОП}$. Необходимое циркуляционное давление $\Delta p_ц$ является определяющим для выбора циркуляционного насоса, который обеспечивает определенную высоту напора насоса $H_ц$.

Для всех остальных ветвей трубопровода необходимо соблюдение гидравлического выравнивания (см. раздел 9.11.7).

Давление, обусловленное силой тяжести, при расчете насосных систем водяного отопления необходимо учитывать только в том случае, если оно превышает 5% от суммарных потерь давления и выбранного в соответствии с этим напора насоса.

Поэтому действительное циркуляционное давление $\Delta p_ц$ определяется следующим образом:

$$\Delta p_ц = H_ц + H_г. \qquad \text{(уравнение 9.16)}$$

Из этого можно сделать вывод, что необходимое циркуляционное давление насоса может быть меньше.

Необходимая производительность

Вторым основным параметром при подборе циркуляционного насоса является необходимая производительность.

Она определяется на основании необходимой тепловой мощности всех отопительных приборов, которая рассчитывается в соответствии с теплопотреблением каждого помещения.

$$m = \frac{\sum Q}{c_в \cdot \Delta t_в} \cdot 3600\ [\text{кг/ч}], \qquad (9.17)$$

$$V_в = \frac{m}{\rho_в}\ [\text{м}^3/\text{ч}], \qquad (9.18)$$

где $\sum Q$ – тепловая мощность, Вт;

m – массовый расход воды, кг/ч;

$c_в$ – удельная теплоемкость воды;

$c_в$ = 4186,8 Дж/кг · К;

$\Delta t_в$ – разность температур по воде, К;

$V_в$ – объемный расход воды, м³/ч;

$\rho_в$ – плотность воды, кг/м³.

Рис. 9.7. Сводная таблица расчетов

Строительный проект			Разработчик			Дата		Лист				
Фирма												
Стояк						Вид трубопроводов		по DIN				
Температуры системы, °С												
Средняя температура теплоносителя °С												
Плотность теплоносителя, кг/м³												
Переводный коэффициент для 80°С												
Участок	Длина	Массовый расход	Размеры	Внутренний диаметр	Расчетная скорость воды	Удельные потери давления на трение в трубопроводах	Потери давления на трение в трубопроводах	Сумма коэффициентов местного сопротивления	Потери давления в местных сопротивлениях	$R \cdot l + Z$		
Уч	l (м)	m (кг/с)	DN или $d_н \cdot s$ (мм)	$d_в$ (мм)	ω (м/с)	R (Па/м)	$R \cdot l$ (Па)	$\sum\zeta$	Z (Па)	$\Delta p_п$ (Па)	$\sum\Delta p_п$ (Па)	
Из плана трубопроводов			Выбранный диаметр трубопроводов									

Варианты проведения расчетов

Расчет циркуляционного давления насоса для самого неблагоприятного участка трубопровода можно проводить двумя способами:

1. Определить самый неблагоприятный участок трубопровода в соответствии с планом системы (как правило, это участок, ведущий к самому удаленному отопительному прибору). Но при этом все же необходимо определить потери давления для остальных участков, так как неблагоприятным может оказаться и другой участок.

2. Определить потери давления для всех ветвей трубопроводной системы, ведущих к отопительным приборам. Участок трубопровода с самыми большими суммарными потерями давления будет являться самым неблагоприятным.

Корректировка расчетных значений

Для определения значений R и Z используют таблицы или диаграммы. При этом необходимо обращать внимание на то, что большая часть этих данных рассчитана для определенной средней температуры теплоносителя (чаще всего 80°С). Если расчет идет о другом температурном напоре, то в табличные данные необходимо вносить поправку. Так как в основном температура в системах отопления ниже, то действительные потери давления становятся больше. Значения, принятые по таблицам, необходимо разделить на поправочный коэффициент f.

$$R_t = \frac{R_{80°C}}{f}, \tag{9.19}$$

где

$$f = \frac{\rho_{80}}{\rho_t}. \tag{9.20}$$

Таким образом, получается:
при 80,0°С $f = 1{,}0$;
при 70,0°С $f = 0{,}994$;
при 62,5°С $f = 0{,}989$;
при 60,0°С $f = 0{,}988$.

При выполнении расчетов можно учитывать рекомендуемую скорость воды или потери давления, которые определяются из условий теплоотдачи. При расчете по второму варианту необходимо выполнить проверку скорости воды.

Для упрощения проведения и обработки расчетов составляют специальную таблицу (см. рис. 9.7).

9.4. Пример расчета низкотемпературной системы водяного отопления

9.4.1. Постановка задачи

Необходимо провести соответствующие расчеты (диаметры трубопроводов, подбор насоса и бака) для двухтрубной системы насосного водяного отопления с нижней разводкой (рис. 9.8). Температурный напор системы — 70/55°С, мате-

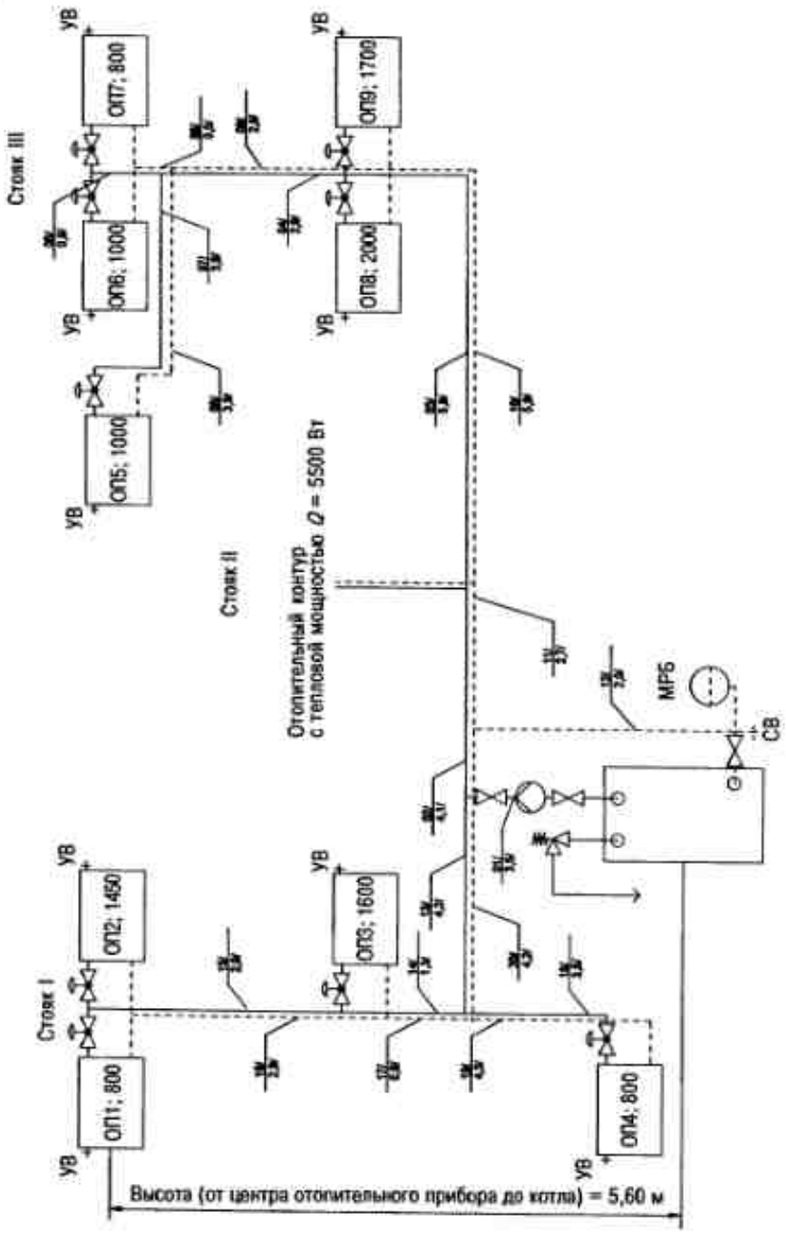


Рис. 9.8. Блок-схема насосной системы водяного отопления:
МРБ – мембранный расширительный бак;
СВ – спуск воды;
УВ – удаление воздуха;
ОП – отопительный прибор

риал для труб – медь, отопительные приборы – плоские, тип 22 или 11, высота 600 мм, котел – газовый G 124 LP [9.6] с номинальной тепловой мощностью 17,4 кВт.

Указанные на блок-схеме тепловые мощности определены на основании теплопотребления отдельных помещений, включая поправку на отопительные приборы в соответствии с DIN 4701 часть 3.

В качестве вентилей-термостатов на отопительных приборах используются:
– стандартный установочный вентиль «N»:
$k_{вент}$ = 0,87 м³/ч при положении «N» и X_p = 2 К;
– вентиль точной регулировки «U»:
$k_{вент}$ = 0,34 м³/ч при положении «N» и X_p = 2 К.

Выбор соответствующих вентилей выполнен по принципу минимизации потерь давления в вентиле.

В каждом отопительном приборе обратная линия присоединяется с помощью обжимной накидной гайки ($k_{вент}$ = 1,5). Она должна использоваться только для регулирования, когда регулирующий вентиль на отопительном приборе не может обеспечить необходимые потери давления. Необозначенные участки подсоединений трубопроводов к отопительным приборам для подающей и обратной линий имеют длину 1,50 м.

Указание: так как речь идет о примере расчета, здесь не учитываются необходимые в каждой действительной системе изменения направлений соединительных трубопроводов.

При расчете используются таблицы для определения потерь давления для 80°С. Поправка в соответствии с уравнениями 9.19 и 9.20 для средней температуры 62,5°С не учитывается. Но при определении объемного расхода воды и потерь давления Z принимаем значение плотности воды при 62,5°С, равное 981,8 кг/м³.

9.4.2. Расчет

В общем случае, как и в данном примере, не всегда возможно точно определить по схеме, какой из участков (стояков) трубопровода является самым неблагоприятным, и провести для него расчет и подбор циркуляционного насоса. Из этого следует, что необходимо провести расчет потерь давления в трубопроводах и скорости воды на всех участках и во всех трех стояках данной системы (рекомендуемые скорости и удельные потери давления приведены в табл. 9.4).

Расчет начинают с определения массового расхода воды для каждого участка, который определяется в зависимости от тепловой мощности подключенного отопительного прибора. В соответствии с уравнением 9.17 получают:

$$m_{уч} = \frac{\sum Q}{c_w \cdot t_w},$$

например, для участка 01:

$$m_{01} = \frac{16\,650\ \text{Вт}\cdot\text{кг}\cdot\text{К}}{1{,}163\ \text{Вт}\cdot\text{ч}\cdot 15\ \text{К}} = 954{,}4\ \text{кг/ч}^{*}.$$

* По уравнению 9.17:

$$m_{01} = \frac{16\,650\ \text{Вт}\cdot 3600\ \text{с}\cdot\text{кг}\cdot\text{К}}{4186{,}8\ \text{Дж}\cdot 15\ \text{К}} = 954{,}4\ \text{кг/ч}.$$

Объемный расход, являющийся необходимым для подбора насоса, рассчитывается по уравнению 9.18:

$$V_{\text{ст}} = \frac{m}{\rho_w} = \frac{954{,}4\ \text{кг/ч}}{981{,}8\ \text{кг/м}^3} = 0{,}97\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Потери давления на участках до каждого отопительного прибора рассчитывают по уравнению 9.15:

$$\Delta p_{\text{ст}} = \sum(R \cdot l + Z) + \Delta p_{\text{вент}} + \Delta p_{\text{от}} + \Delta p_{\text{к}} + \Delta p_{\text{ст (пр)}}.$$

При определении диаметров трубопроводов промежуточные значения массового расхода на участке не интерполируются, а принимаются значения ближайшего большего массового расхода.

Значения коэффициентов местного сопротивления ζ принимают по табл. 9.5, а по форме, приведенной на рис. 9.7, составляют сводную табл. 9.6, в которой приведены результаты расчета потерь давления на отдельных участках рассматриваемой системы отопления.

Потери давления на отдельных участках ($R \cdot l + Z$) приведены в табл. 9.6.

Потери давления в котле $\Delta p_{\text{к}}$ определяют по проектным данным [9.6] следующим образом:

Котел G 125: 17,4 кВт при $V = 0{,}97$ м³/ч → $\Delta p_{\text{к}} = 15$ мбар = 1500 Па.

Потери давления в отопительных приборах $\Delta p_{\text{ст (пр)}}$ также определены по проектным данным [9.2] и зависят от массового расхода в отопительном приборе. При этом необходимо обращать внимание на то, что заданная мощность соответствует не установленной тепловой мощности, а расчетной. Для упрощения всегда выбирают ближайший отопительный прибор с большей мощностью.

Потери давления в вентиле отопительного прибора, а также в месте подсоединения обратной линии с помощью обжимной накидной гайки рассчитываются по уравнению 9.13:

$$\Delta p_{\text{вент}} = \left[\frac{V}{k_{\text{вент}}}\right]^2 \cdot \frac{1}{10}.$$

Значения суммы коэффициентов местных сопротивлений (котла, тройников и вентилей, установленных на участках сети) для каждого участка приведены в табл. 9.7; потери давления в отопительных приборах приведены в табл. 9.8; потери давления в вентиле отопительных приборов приведены в табл. 9.9.

Из табл. 9.9 можно увидеть, что для обеспечения соответствующей регулирующей характеристики вентиля ($\Delta p_{\text{вент}} > 4000$ Па) можно применять только вентиль для точной регулировки.

Из этого также следует, что при расчете потери давления в отопительном приборе принимаются равными минимум 4000 Па. Это относится к отопительным приборам под номерами 1, 4, 5, 6 и 7.

Таблица 9.6. Сводная таблица расчетов. Потери давления на участках

Строительный проект: задание 9.4					**Разработчик: Тиатор**				**Дата: 08.2000**				**Лист**	
Фирма														
Стояк									Материал труб: медь				по DIN 1756	
Температуры системы, °С				70/55										
Средняя температура теплоносителя, °С				62,5										
Плотность теплоносителя, кг/м³				981,8										
Переводный коэффициент для 80°С				0,989 (не учитывается)										
Из плана трубопроводов									Характеристика трубопроводов					
Номер участка	Длина	Тепловая мощность	Массовый расход воды	Размер	Внутренний диаметр	Расчетная скорость воды	Удельные потери давления на трение в трубопроводах	Потери давления на трение в трубопроводах	Сумма коэффициентов местного сопротивления	Потери давления в местных сопротивлениях	$R \cdot l + Z$			
Уч	l (м)	Q (Вт)	m (кг/с)	DN или $d_e \times s$ (мм)	d_w (мм)	ω (м/с)	R (Па/м)	$R \cdot l$ (Па)	$\sum\zeta$	Z (Па)	Δp_w (Па)			
01	3,5	16650	954,4	28 × 1,5	25	0,55	131	459	7,0	1039	1498			
02	4,1	12000	687,9	28 × 1,5	25	0,4	74	303	3,0	236	539			
03	5,9	6500	372,6	22 × 1	20	0,36	90	531	0,5	32	563			
04	2,9	2800	160,5	18 × 1	16	0,22	47	136	0,0	0	136			
05	0,9	1800	103,2	15 × 1	13	0,22	61	55	0,0	0	55			
06	0,5	1800	103,2	15 × 1	13	0,22	61	31	0,5	12	42			
07 (ОП5)	3,9	1000	57,3	12 × 1	10	0,2	73	285	2,5	49	334			
08 (ОП5)	3,9	1000	57,3	12 × 1	10	0,2	73	285	2,0	39	324			
09	2,9	2800	160,5	18 × 1	16	0,22	47	136	0,5	12	148			
10	5,9	6500	372,6	22 × 1	20	0,36	90	531	1,0	64	595			
11	2,7	12000	687,9	28 × 1,5	25	0,4	74	200	3,0	236	435			
12	2,0	16650	954,4	28 × 1,5	25	0,55	131	262	3,0	445	707			
13	4,2	4650	266,6	18 × 1	16	0,38	122	512	3,0	213	725			

Таблица 9.6 (продолжение)

Строительный проект: задание 9.4	**Разработчик: Тиатор**	**Дата: 08.2000**	**Лист**
Фирма			

Стояк
Температуры системы, °С 70/55
Средняя температура теплоносителя, °С 62,5
Плотность теплоносителя, кг/м³ 981,8
Переводный коэффициент для 80°С 0,989 (не учитывается)

Материал труб: медь по DIN 1756

Из плана трубопроводов				Характеристика трубопроводов							
Номер участка	Длина	Тепловая мощность	Массовый расход воды	Размер	Внутренний диаметр	Расчетная скорость воды	Удельные потери давления на трение в трубопроводах	Потери давления на трение в трубопроводах	Сумма коэффициентов местного сопротивления	Потери давления в местных сопротивлениях	$R \cdot l + Z$
Уч	l (м)	Q (Вт)	m (кг/с)	DN или $d_н \cdot s$ (мм)	$d_в$ (мм)	ω (м/с)	R (Па/м)	$R \cdot l$ (Па)	$\sum\zeta$	Z (Па)	$\Delta p_н$ (Па)
14	1,3	3850	220,7	18 × 1	16	0,3	81	105	3,0	133	238
15	2,9	2250	129,0	15 × 1	13	0,28	93	270	0,0	0	270
16	2,9	2250	129,0	15 × 1	13	0,28	93	270	0,5	19	289
17	0,9	3850	220,7	18 × 1	16	0,38	122	110	3,0	213	322
18 (ОП4)	3,5	800	45,9	12 × 1	10	0,15	44	154	3,5	39	193
19 (ОП4)	4,3	800	45,9	12 × 1	10	0,15	44	189	3,5	39	228
20	4,2	4650	266,6	18 × 1	16	0,38	122	512	3,0	213	725
ПТ ОП1	1,5	800	45,9	12 × 1	10	0,15	44	66	3,0	33	99
ОТ ОП1	1,5	800	45,9	12 × 1	10	0,15	44	66	3,0	33	99
ПТ ОП2	1,5	1450	83,1	15 × 1	13	0,2	52	78	3,0	59	137
ОТ ОП2	1,5	1450	83,1	15 × 1	13	0,2	52	78	3,0	59	137
ПТ ОП3	1,5	1600	91,7	15 × 1	13	0,2	52	78	1,5	29	107
ОТ ОП3	1,5	1600	91,7	15 × 1	13	0,2	52	78	1,0	20	98

Таблица 9.6 (окончание)

Строительный проект: задание 9.4	**Разработчик: Тиатор**	**Дата: 08.2000**	**Лист**
Фирма			

Стояк
Температуры системы, °С 70/55
Средняя температура теплоносителя, °С 62,5
Плотность теплоносителя, кг/м³ 981,8
Переводный коэффициент для 80°С 0,989 (не учитывается)

Материал труб: медь по DIN 1756

Из плана трубопроводов				Характеристика трубопроводов							
Номер участка	Длина	Тепловая мощность	Массовый расход воды	Размер	Внутренний диаметр	Расчетная скорость воды	Удельные потери давления на трение в трубопроводах	Потери давления на трение в трубопроводах	Сумма коэффициентов местного сопротивления	Потери давления в местных сопротивлениях	$R \cdot l + Z$
Уч	l (м)	Q (Вт)	m (кг/с)	DN или $d_н \cdot s$ (мм)	$d_в$ (мм)	ω (м/с)	R (Па/м)	$R \cdot l$ (Па)	$\sum\zeta$	Z (Па)	$\Delta p_н$ (Па)
ПТ ОП6	1,5	1000	57,3	12 × 1	10	0,2	73	110	3,0	59	168
ОТ ОП6	1,5	1000	57,3	12 × 1	10	0,2	73	110	3,0	59	168
ПТ ОП7	1,5	800	45,9	12 × 1	10	0,15	44	66	3,0	33	99
ОТ ОП7	1,5	800	45,9	12 × 1	10	0,15	44	66	3,0	33	99
ПТ ОП8	1,5	2000	114,6	15 × 1	13	0,24	71	107	1,5	42	149
ОТ ОП8	1,5	2000	114,6	15 × 1	13	0,24	71	107	1,0	28	135
ПТ ОП9	1,5	1700	97,5	15 × 1	13	0,2	52	78	1,5	29	107
ОТ ОП9	1,5	1700	97,5	15 × 1	13	0,2	52	78	1,0	20	98

Таблица 9.7. Значения коэффициента местного сопротивления

Строительный проект: задание 9.4 Фирма	**Разработчик:**	**Дата: 08.2000**	**Лист**
Стояк		Вид труб	по DIN
Температуры системы, °С			
Средняя температура теплоносителя, °С			
Плотность теплоносителя, кг/м³			
Переводный коэффициент для 80°С			

Коэффициент местного сопротивления	ζ	Номера участков													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Котел	2,5	2,5													
Вентиль с наклонным шпинделем DN 25	2,0	4,0											2,0		
Изгиб	0,5	0,5		0,5				1,0	1,0		0,5		1,0		
Противоток на разделение	3,0		3,0												
Тройник на проход, разделение	0,0			0,0	0,0	0,0								3,0	3,0
Противоток на слияние потока	3,0											3,0			
Тройник на проход, на слияние	0,5						0,6			0,5	0,5				
Тройник на ответвление, разделение	1,5							1,5							
Тройник на ответвление, на слияние	1,0								1,0						
$\sum\zeta_n$		7,0	3,0	0,5	0,0	0,0	0,5	2,5	2,0	0,5	1,0	3,0	3,0	3,0	3,0

Таблица 9.7 (окончание)

Строительный проект: задание 9.4 Фирма	**Разработчик:**	**Дата: 08.2000**	**Лист**
Стояк		Вид труб	по DIN
Температуры системы, °С			
Средняя температура теплоносителя, °С			
Плотность теплоносителя, кг/м³			
Переводный коэффициент для 80°С			

Коэффициент местного сопротивления	ζ	Номера участков									
		15	16	17	18	19	20	ПТ ОП 1/2/6/7	ОТ ОП 1/2/6/7	ПТ ОП 3/8/9	ОТ ОП 3/8/9
Котел	2,5										
Вентиль с наклонным шпинделем DN 25	2,0										
Изгиб	0,5				0,5	0,5					
Противоток на разделение	3,0				3,0			3,0			
Тройник на проход, разделение	0,0	0,0									
Противоток на слияние потока	3,0			3,0		3,0	3,0		3,0		
Тройник на проход, на слияние	0,5		0,5								
Тройник на ответвление, разделение	1,5									1,5	
Тройник на ответвление, на слияние	1,0										1,0
$\sum\zeta_n$		0,0	0,5	3,0	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	1,5	1,0

Таблица 9.8. Потери давления в отопительных приборах

Отопительный прибор	Тепловая мощность, Вт	Массовый расход воды, кг/ч	Тип отопительного прибора	Потери давления $\Delta p_{оп(пр)}$, Па
1	800	45,9	11.600.1200	30
2	1450	83,1	22.600.1200	45
3	1600	91,7	22.600.1400	50
4	800	45,9	11.600.1200	30
5	1000	57,3	22.600.800	20
6	1000	57,3	22.600.800	20
7	800	45,9	11.600.1200	30
8	2000	114,6	22.600.1600	70
9	1700	97,5	22.600.1400	50

Таблица 9.9. Потери давления в вентиле ОП и соединении с обратной линией с помощью обжимной накидной гайки

Отопительный прибор	Объемный расход воды, л/ч	Потери давления, Па, при $k_{вент} = 0{,}87$	$k_{вент} = 0{,}34$	Потери давления в соединении с ОП
1	46,7	288	1887	97
2	84,6	946	6191	318
3	93,4	1152	7546	388
4	46,7	288	1887	97
5	58,4	450	2950	152
6	58,4	450	2950	152
7	46,7	288	1887	97
8	116,8	1802	11801	606
9	99,3	1303	8530	438

В соответствии с данными табл. 9.6, 9.8 и 9.9 получены следующие величины потерь давления на участках, ведущих до каждого отопительного прибора (табл. 9.10а–9.10и и для отопительных приборов 1–9):

Таблица 9.10а. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП1

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП1						
Стояк	Участок	Потери давления, Па				
		$\Delta p_{уч}$	$\Delta p_{вент}$	$\Delta p_{оп(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
I	01	1498				
	13	725				
	14	238				
	15	270				
	ПТ	99	4000	30	97	1500

Таблица 9.10а (окончание)

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП1						
Стояк	Участок	Потери давления, Па				
		$\Delta p_{уч}$	$\Delta p_{вент}$	$\Delta p_{оп(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
	ОТ	99				
	16	289				
	17	322				
	20	725				
	12	707				
Потери давления на участке: 10 599 Па						

Таблица 9.10б. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП2

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП2						
Стояк	Участок	Потери давления, Па				
		$\Delta p_{уч}$	$\Delta p_{вент}$	$\Delta p_{оп(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
I	01	1498				
	13	725				
	14	238				
	15	270				
	ПТ	137	6191	45	318	1500
	ОТ	137				
	16	289				
	17	322				
	20	725				
	12	707				
Потери давления на участке: 13 102 Па						

Таблица 9.10в. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП3

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП3						
Стояк	Участок	Потери давления, Па				
		$\Delta p_{уч}$	$\Delta p_{вент}$	$\Delta p_{оп(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
I	01	1498				
	13	725				
	14	238				
	ПТ	107	7546	50	388	1500
	ОТ	98				
	17	322				
	20	725				
	12	707				
Потери давления на участке: 13 904 Па						

Таблица 9.10г. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП4

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП4						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{ОП(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
I	01	1498				
	13	725				
	18	193	4000	30	97	1500
	19	328				
	20	725				
	12	707				
Потери давления на участке: 9703 Па						

Таблица 9.10д. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП5

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП5						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{ОП(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
III	01	1498				
	02	539				
	03	563				
	04	136				
	07	334	4000	20	152	1500
	08	324				
	09	148				
	10	595				
	11	435				
	12	707				
Потери давления на участке: 10 951 Па						

Таблица 9.10е. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП6

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП6						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{ОП(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
III	01	1498				
	02	539				
	03	563				
	04	136				
	05	55				
	ПТ	168	4000	20	152	1500
	ОТ	168				

Таблица 9.10е (окончание)

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП6						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{ОП(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
	06	42				
	09	148				
	10	595				
	11	435				
	12	707				
Потери давления на участке: 10 726 Па						

Таблица 9.10ж. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП7

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП7						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{ОП(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
III	01	1498				
	02	539				
	03	563				
	04	136				
	05	55				
	ПТ	99	4000	20	152	1500
	ОТ	99				
	06	42				
	09	148				
	10	595				
	11	435				
	12	707				
Потери давления на участке: 10 588 Па						

Таблица 9.10з. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП8

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП8						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{ОП(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
III	01	1498				
	02	539				
	03	563				
	ПТ	149	11801	70	606	1500
	ОТ	135				
	10	595				
	11	435				
	12	707				
Потери давления на участке: 18 598 Па						

Таблица 9.10н. Потери давления на участке трубопровода до отопительного прибора ОП9

Участок трубопровода до отопительного прибора ОП9						
Стояк	**Участок**	**Потери давления, Па**				
		$\Delta p_{тр}$	$\Delta p_{мест}$	$\Delta p_{оп(пр)}$	$\Delta p_{от}$	$\Delta p_{к}$
III	01	1498				
	02	539				
	03	563				
	ПТ	107	8530	50	438	1500
	ОТ	98				
	10	595				
	11	435				
	12	707				
Потери давления на участке: 15 060 Па						

Из расчета потерь давления на участках до каждого отопительного прибора следует, что участок до ОП8 в стояке III имеет самые большие потери давления (18 598 Па) и поэтому является самым неблагоприятным участком в системе.

Таким образом, выбор насоса производится по следующим параметрам:

– подача насоса $V = 0{,}97$ м³/ч;

– высота напора $H = 18\,598$ Па ≡ 1,93 м.

Гидравлическое выравнивание

Затем выполняют расчет гидравлического выравнивания всех отопительных приборов в системе. Смыслом гидравлического выравнивания является то, чтобы каждый участок трубопровода, ведущий к отопительному прибору, имел бы одинаковые потери давления, что обеспечивает равномерные условия подачи теплоносителя. Данная задача будет рассмотрена в соответствующем разделе 9.11.7 «Гидравлическое выравнивание».

В заключение производится расчет предохранительного оборудования в соответствии с DIN 4751 часть 2. Терморегулятор и предохранительный ограничитель температуры являются необходимыми устройствами для котла.

Для данной системы выбирается предохранительный клапан DN 15, который настраивается на давление 3 бар. Расчет мембранного расширительного бака производится по уравнению 9.9.

Во-первых, необходимо определить количество воды, содержащееся в системе (табл. 9.11).

Таблица 9.11. Количество воды в системе

Часть конструкции		Количество воды, л или л/м	Общее количество воды, л
Котел		9	9
Отопительные приборы	11600	1,9	6,84
	22600	5,7	41,04
Трубопроводы	28 × 1,5	0,491	6,04
	22 × 1,0	0,314	3,71
	18 × 1,0	0,201	3,30
	15 × 1,0	0,133	2,55
	12 × 1,0	0,079	1,94
Общее количество воды в системе			74,42

Увеличение объема воды, обусловленное температурным расширением, составляет при максимальной температуре подающей линии 70°С $n = 2{,}25\%$, водяной затвор V_s в качестве резерва в соответствии с DIN 4807 принимается равным от 0,5 до 1%, но не менее 3 л.

Предварительное давление p_0, в соответствии с DIN 4807 складывается из суммы давления, обусловленного разностью по высоте между теплогенератором и расположенным в самой высокой точке системы отопительным прибором, и давления пара. Разность по высоте составляет примерно 5,60 м. Из соображений безопасности давление пара принимается равным 0,2 бар. Следовательно, предварительное давление $p_0 = 0{,}76$ бар.

Конечное давление $p_{кон}$ рассчитывается по давлению срабатывания предохранительного клапана. Согласно данным изготовителя, оно составляет 2,5 или 3 бар. Для данной системы был выбран предохранительный клапан, рассчитанный на давление 3 бар. Поэтому конечное давление $p_{кон} = 2{,}5$ бар.

После подстановки этих значений в уравнение 9.9 получаем следующий полезный объем бака:

$$V_b = (1{,}67 + 3{,}0) \cdot \frac{2{,}5 + 1{,}0}{2{,}5 - 0{,}76} = 9{,}39 \text{ л}.$$

Для данной системы выбираем мембранный расширительный бак типа Flexcon объемом 12 л. При этом необходимо обратить внимание на то, что в основе расчета лежит начальное давление, равное 0,76 бар. Ближайшее наибольшее давление в газовой камере перед установкой бака по месту равно 1 бар. Его необходимо уменьшить до 0,76 бар. Если оставить давление, которое было установлено изготовителем, то в уравнение 9.9 необходимо подставлять значение $p_0 = 1$ бар. В таком случае необходимо выбрать полезный объем бака $V_b = 10{,}9$ л. Из этого следует, что расширительный бак можно применить также при первоначальном давлении, которое установлено изготовителем.

В соответствии с уравнением 9.8 определяем давление наполнения системы. Для МРБ 12/0,76 получаем

$$p_{нап,абс} = 1{,}76 \cdot \frac{12}{12 - 3} = 2{,}34 \text{ бар}.$$

Таким образом, давление наполнения равно 1,34 бар.

Для МРБ 12/1,0 получаем:

$$p_{нап,абс} = 2 \cdot \frac{12}{12 - 3} = 2{,}67 \text{ бар}.$$

В таком случае давление наполнения равно 1,67 бар.

9.5. Системы насосного водяного отопления с трубной схемой по Тихельману

В трубной системе отопления по Тихельману (рис. 9.9) длины участков трубопроводов для каждого потребителя являются примерно одинаковыми, так что потери давления во всех случаях являются равными. Отопительный прибор с самой короткой подающей линией имеет самую длинную обратную линию. При расчетах большое внимание уделяется тому, чтобы во всех точках подключения имелся равный резерв давления.

Так как в такой системе нет самого неблагоприятного участка, расчет можно начинать с любого стояка или потребителя.

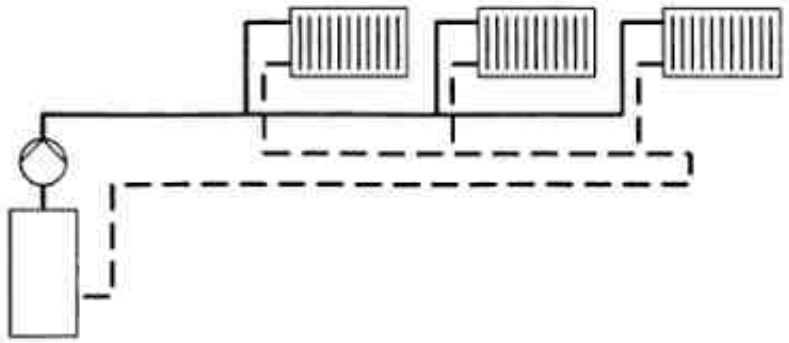


Рис. 9.9. Схематическое изображение системы отопления по Тихельману

Недостаток системы заключается в том, что реализация одинаковой длины труб на практике не всегда возможна.

Схему распределения по Тихельману применяют в основном в простых отопительных системах с равномерным распределением теплоты, например, в офисных или жилых зданиях, отелях и т.д. Если имеют место тепловые нагрузки, то система по Тихельману является дорогостоящей и редко приводит к желаемому результату.

9.6. Основные принципы подбора систем водяного отопления с естественной циркуляцией

Разность плотности воды

Подбор систем водяного отопления с естественной циркуляцией (рис. 9.10) осуществляется по тем же принципам, что и систем насосного отопления. Отличие заключается в том, что циркуляционное давление создается вследствие разности плотности воды, возникающей при разности температур в подающей и обратной линиях.

Циркуляция воды в таких системах зависит от разности плотностей воды в подающей и обратной линиях, а также от разности высот между котлом и рассматриваемым отопительным прибором.

Для расчета систем используют следующую зависимость:

$$\Delta p_{\text{ц}} = H \cdot g \cdot (\rho_{\text{от}} - \rho_{\text{пт}}) \text{ [Па]}, \qquad (9.21)$$

где H – высота, м;

g – ускорение, м/с^2;

$\rho_{\text{от}}$, $\rho_{\text{пт}}$ – плотность воды в обратном и подающем трубопроводе, кг/м^3.

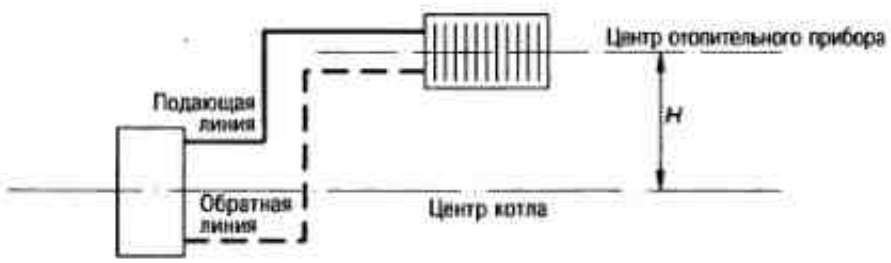


Рис. 9.10. Принцип действия системы отопления с естественной циркуляцией

Циркуляционное давление, соответствующее разности высот в 1 м, определяется следующим образом:

$$h = g \cdot (\rho_{\text{от}} - \rho_{\text{пт}}); \qquad (9.21)$$

его значения и представлены в табл. 9.12.

Таблица 9.12. Циркуляционное давление, Па/м

Температура воды в обратной линии, °С	Температура воды подающей линии, °С		
	70	80	90
40	143	201	265
50	101	159	223
60	53	112	176
70	–	59	122

Необходимо отметить, что в системах водяного отопления, работающих по принципу естественной циркуляции, возникает лишь относительно небольшая разность давления. Размеры трубопроводной сети должны быть достаточно «большими».

Расчет проводится в два этапа – предварительный расчет и проверка.

Предварительный расчет

Предварительный расчет основывается на выборе размеров самого неблагоприятного участка. Он ведет к отопительному прибору с самым длинным участком трубопровода и минимальной разностью высоты по отношению к отопительному котлу.

Сначала определяют потери давления; при этом доля отдельных сопротивлений также должна учитываться, как правило, 1 к 3 (33%) или 1 к 2 (50%).

Потери давления R определяются следующим образом:

$$R = \frac{\Delta p_{\text{т}}}{l} \cdot (1 - x), \qquad (9.23)$$

где $x = 0{,}33$ или $0{,}5$.

Предварительный расчет диаметра трубопроводов

Длина участка трубопровода l определяется, исходя из длин подающей и обратной линий между отопительным прибором и котлом. Далее определяют предварительный диаметр труб.

Проверка

При проверке определяют действительные значения сопротивлений отдельных частей конструкции и потери давления вентилей в отопительных приборах. Рассчитанные таким образом потери давления должны быть меньше, чем имеющееся циркуляционное давление, возникающее из-за действия силы тяжести:

$$R \cdot l + Z \le \Delta p_{\text{ц}}, \qquad (9.24)$$

при этом $\Delta p_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{т}}$.

Если потери давления больше, то диаметры должны быть соответствующим образом увеличены. Превышение давления можно уменьшить с помощью вентиля на отопительном приборе.

Радиаторный вентиль-термостат

При этом следует обратить внимание на то, что для отопительных систем с естественной циркуляцией должны применяться соответствующие вентили-термостаты, которые имеют большой коэффициент вентиля $k_{вент}$ и меньшие потери давления. Обычно исходят из того, что потери давления в вентиле не должны превышать 1/3 от циркуляционного давления.

По такому же принципу рассчитываются и остальные участки, при этом расчет каждого участка производится только один раз.

Если проведен расчет участков трубопровода, которые ведут к расположенному в самой высокой точке отопительному прибору, то для расчета других участков в качестве исходного значения необходимо принять новое значение циркуляционного давления.

9.7. Выбор однотрубных отопительных систем

9.7.1. Система распределения

При однотрубной системе различают:

- вертикальную и горизонтальную разводку;
- разводку с использованием коротких обводных участков или без них.

Вертикальная разводка

При вертикальной разводке (рис. 9.11) в основном используется верхнее распределение, с дальнейшей подачей сверху вниз по этажам.

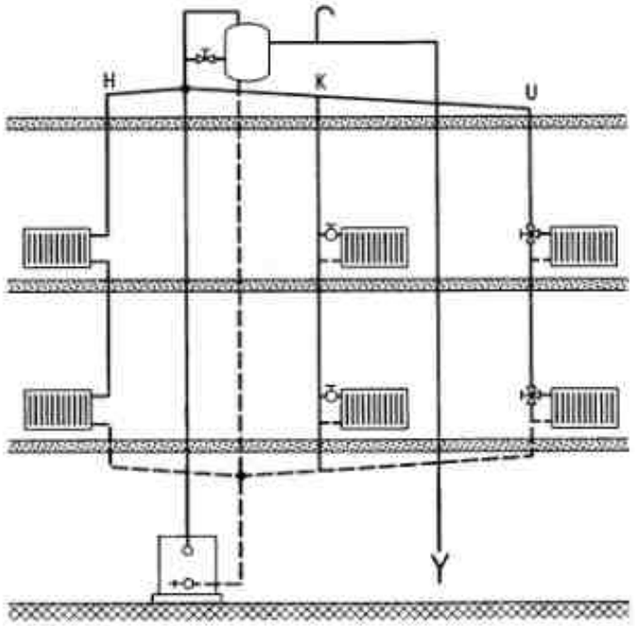


Рис. 9.11. Однотрубная отопительная система с вертикальной разводкой: U – перепускной вентиль; K – короткий обводной участок; H – основной стояк

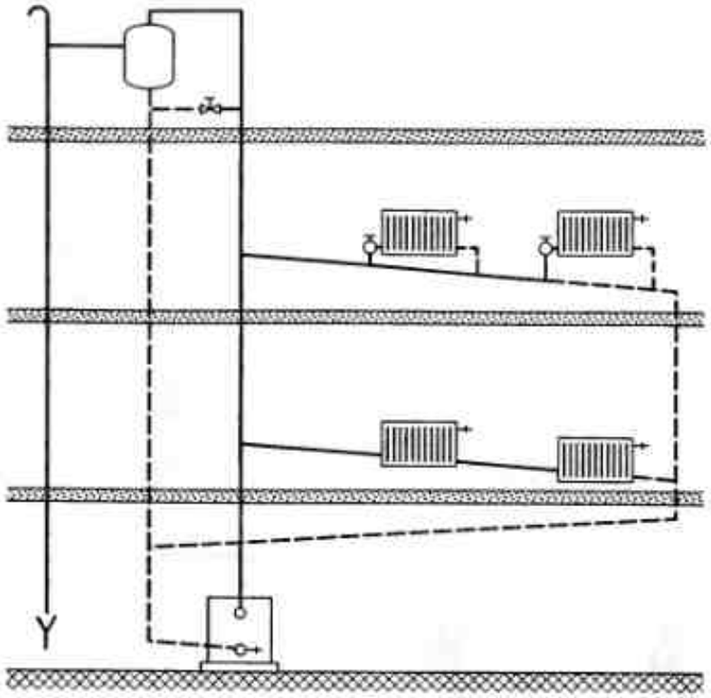


Рис. 9.12. Однотрубная отопительная система с горизонтальной разводкой

Горизонтальная разводка

При горизонтальной разводке (рис. 9.12) распределение производится по отопительным контурам (петлям), расположенным на этажах.

Система подсоединения

В системах с вертикальной и горизонтальной разводкой для обеспечения сквозного массового потока часто применяют короткие обводные участки; при горизонтальной разводке это называют также «седельным» подключением отопительного прибора.

Применение разводки с короткими обводными участками (рис. 9.13) имеет некоторые проблемы с точки зрения обтекаемости.

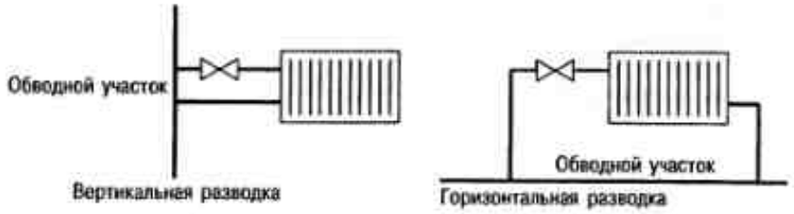


Рис. 9.13. Схематическое представление коротких обводных участков

Отопительный прибор и обводной участок являются параллельно подключенными сопротивлениями, которые должны иметь одинаковые потери давления. Это означает, что потери давления в отопительном приборе, включая вентиль ОП и принадлежности, должны быть минимальными, а обводной участок должен иметь достаточно высокие потери давления (небольшой диаметр, дросселирующее оборудование).

С развитием техники регулирующих вентилей в новых системах в основном вместо обводных участков применяют специальные вентили. Чаще всего это трехходовые вентили-термостаты или однотрубные вентили-термостаты с регулируемым байпасом. Недостатком является то, что такие вентили можно применять только для однотрубных систем отопления.

Для того чтобы иметь возможность применять вентили-термостаты как в одно-, так и в двухтрубных системах, в точке подключения отопительного прибора используют регулируемый байпас. При изменении положения шпинделя байпаса регулируется количество воды, которое попадет из контура в отопительный прибор. При этом предварительная установка вентиля-термостата должна быть смещена в сторону увеличения, т.е. вентиль должен быть полностью открыт. Если байпас закрыт, то может быть произведено подключение к двухтрубной системе (рис. 9.14).

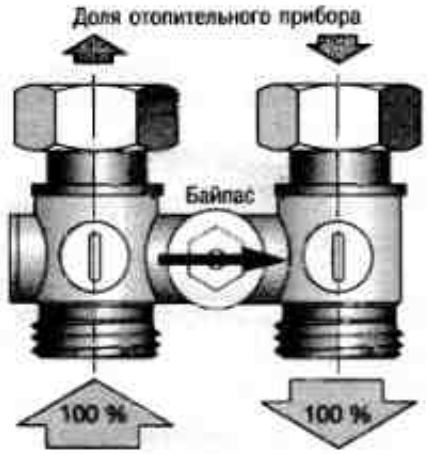


Рис. 9.14. Однотрубная байпасная арматура [4.1]

При однотрубной системе отопления, в отличие от двухтрубной, распределение теплоты происходит по-другому из-за того, что температура воды в обратной линии одного отопительного прибора в значительной степени определяет температуру воды в подающей линии следующего. Так как расчет проводится для нормальных условий, могут появиться нежелательные побочные эффекты. Если, например, в первом отопительном приборе не может быть отведено большее количество теплоты, то в последующем приборе это приведет к переизбытку теплоты. Это обозначает, что в таких системах необходимо последовательное регулирование отопительных приборов. При этом еще раз необходимо упомянуть основные принципы обеспечения теплотой. Отопительные приборы для помещения с самым большим теплопотреблением следует располагать вначале контура (петли), а перепад температур в контуре не должен быть слишком большим. Максимальная рекомендуемая тепловая мощность на один контур (петлю) не должна превышать 12 кВт.

9.7.2. Расчет систем

В отличие от привычных расчетов для двухтрубной системы отопления, в данных системах подбор отопительных приборов определяется по-другому. Это объясняется тем, что вследствие теплоотдачи в отопительных приборах температура воды снижается от одного прибора к другому. Это значит, что расчет площади отопительного прибора для каждого помещения производится по температурному напору теплоносителя Δt в соответствии с уравнением 4.3 и по поправочному коэффициенту F в соответствии с уравнением 4.9. Перед этим необходимо рассчитать распределение теплоты в каждом отопительном приборе по процентной доле от количества воды в петле (массового потока в соответствующем отопительном контуре). Эта доля для отопительных приборов должна составлять от 30 до 50%. Оставшаяся часть всего массового потока воды пропускается непосредственно через байпас или обводной участок. Если вентиль-термостат закрыт, то весь поток протекает через байпас.

Для достижения желаемого распределения теплоты необходимо расчетным путем определить долю отопительного прибора и подводимую к нему мощность. Баланс температуры и массового потока показан на рис. 9.15.

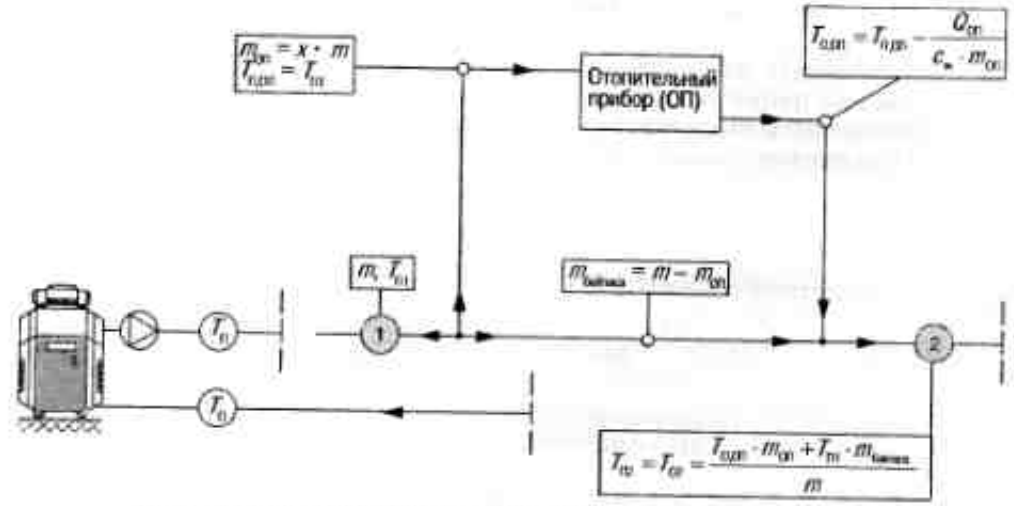


Рис. 9.15. Баланс температуры и массового потока воды: $T_П$ — температура в подающей линии; $T_О$ — температура в обратной линии

Схема расчета отопительного прибора

В соответствии с [9.2] и рис. 9.15 подбор отопительных приборов производится по следующей схеме:

1. Определение теплопотребления отопительного контура $Q_{Н,конт}$ в соответствии с нормируемым теплопотреблением помещения $Q_{Н}$.
2. Расчет массового потока воды в отопительном контуре:

$$m_{конт} = \frac{Q_{Н,конт}}{\Delta t_{конт} \cdot c_w}. \qquad (9.25)$$

3. Определение мощности отопительных приборов в помещении $Q_{ОП}$ делением нормального теплопотребления помещения на количество приборов.

4. Выбор тепловой мощности Q_i отопительных приборов, которые входят в контур перед рассматриваемым прибором (для первого отопительного прибора – 0).
5. Выбор доли массового потока x (%) для отопительного прибора (от 30 до 50%).
6. Расчет частичного массового потока $m_{ОП}$ через отопительный прибор:

$$m_{ОП} = x \cdot m_{конт}. \qquad (9.26)$$

7. Определение температуры теплоносителя в отопительном приборе.
Она определяется по температуре предыдущего отопительного прибора и температуре потока в байпасном участке (смесительное регулирование в соответствии с рис. 9.14):

$$t_{П,ОП} = \frac{t_{П,ОП} \cdot m_{ОП} + t_{П,ОП\,п-1} \cdot (m_{конт} - m_{ОП})}{m_{конт}} \qquad (9.27)$$

или по общей тепловой мощности, отдаваемой до рассматриваемого отопительного прибора:

$$t_{П,ОП} = t_П - \frac{Q_i}{m_{конт} \cdot c_в}. \qquad (9.28)$$

Температура подающей воды в линии $t_П$ соответствует температуре в подающей линии контура.
Для первого отопительного прибора $t_{П,конт} = t_П$.
8. Определение температуры в обратной линии отопительного прибора:

$$t_{О,ОП} = t_{П,ОП} - \frac{Q_{ОП}}{m_{ОП} \cdot c_в}. \qquad (9.29)$$

9. Определение температурного напора Δt в соответствии с уравнением 4.3:

$$\Delta t = \frac{t_{П,ОП} + t_{О,ОП}}{2} - t_{вент}.$$

10. Определение поправочного коэффициента F для тепловой мощности отопительного прибора в соответствии с уравнением 4.9 (для $c \geq 0{,}7$ и $n = 1{,}3$):

$$F = \left[\frac{50}{\Delta t}\right]^n.$$

11. Определение нормируемой тепловой мощности отопительного прибора $Q_{ОП,н}$ по уравнению 4.10:

$$Q_{ОП,н} = F \cdot Q_{ОП}.$$

Нормируемая тепловая мощность $Q_{ОП,н}$ соответствует нормальным температурным условиям в соответствии с DIN EN 442 – 75/65/20°C, т.е. при подборе отопительного прибора должны использоваться соответствующие таблицы. Если в них невозможно найти необходимый отопительный прибор, то массовый поток теплоносителя необходимо увеличить (x максимум 50%).

В заключение проводят подбор трубопроводов и определение перепада давлений в вентилях по номограммам $k_{вент}$ для однотрубной системы, а также потерь давления в отопительных контурах.

Выравнивание производится не внутри отопительного контура, а между отдельными контурами всей системы.

9.8. Системы напольного отопления

9.8.1. Основные положения и понятия

Проектирование и расчет напольного отопления регламентированы DIN EN 1264 – «Системы напольного водяного отопления». Этот стандарт заменяет существовавший ранее DIN 4725.

Расчет систем напольного отопления проводится на основании расчета теплопотребления помещения в соответствии с DIN 4701. Так как тепловой комфорт и теплопоступление от человека играют значительную роль, то одним из решающих факторов является температура поверхности пола. Но для температуры поверхности, воспринимаемой как комфортная, все же нет определенного значения, так как эта температура зависит от обуви, покрытия пола, назначения помещения и длительности пребывания людей.

В соответствии с DIN EN 1264 установлены допустимые предельные значения температур. Эти значения характеризуют максимальные температуры, которые устанавливаются только тогда, когда рассчитанное в соответствии с DIN 4701 нормируемое теплопотребление действительно столь велико, что достигаются предельные значения удельной плотности теплового потока $q_{ОП}$.

При этом пограничные кривые и разность температур между максимальной температурой поверхности и температурой в помещении определяются следующим образом:

– для зоны пребывания – 9 K;
– для краевой зоны – 15 K.

Из этого следует, что значениями максимальных температур поверхности являются:

– для жилых и офисных зданий – 29°C;
– для ванных комнат – 33°C;
– для краевых зон – 35°C.

Если использовать выражение для основной зависимости:

$$q = \alpha \cdot (t_{пов} - t_в), \qquad (9.30)$$

то при используемом на практике значении коэффициента теплоотдачи α = 11 Вт/м² · K получаем следующие предельные значения установленных DIN EN 1264 плотности теплового потока:

– для зоны пребывания, ванные комнаты – 100 Вт/м²;
– для краевых зон – 175 Вт/м².

Так как расчетное значение температуры наружного воздуха встречается только несколько дней в году, то текущие значения температур нагревательных поверхностей являются более низкими. Температура поверхности или равномерность температуры поверхности пола определяется в основном выбранным напольным покрытием или его сопротивлением теплопередаче, а также температурой теплоносителя, расстоянием между трубами с теплоносителем (теплопроводами) и способом укладки.

Распределение температур зависит от способа укладки. При размещении нагревательных контуров необходимо учитывать особенности укладки бесшовного пола для того, чтобы предотвратить его повреждение или повреждение покрытия вследствие термического расширения.

Подвижные стыки

Наряду с применяемыми эластичными демпферными лентами для стыков на всех сплошных строительных конструкциях, независимо от вида отопления и типа бесшовного пола, необходимо предусматривать подвижные стыки (рис. 9.16).

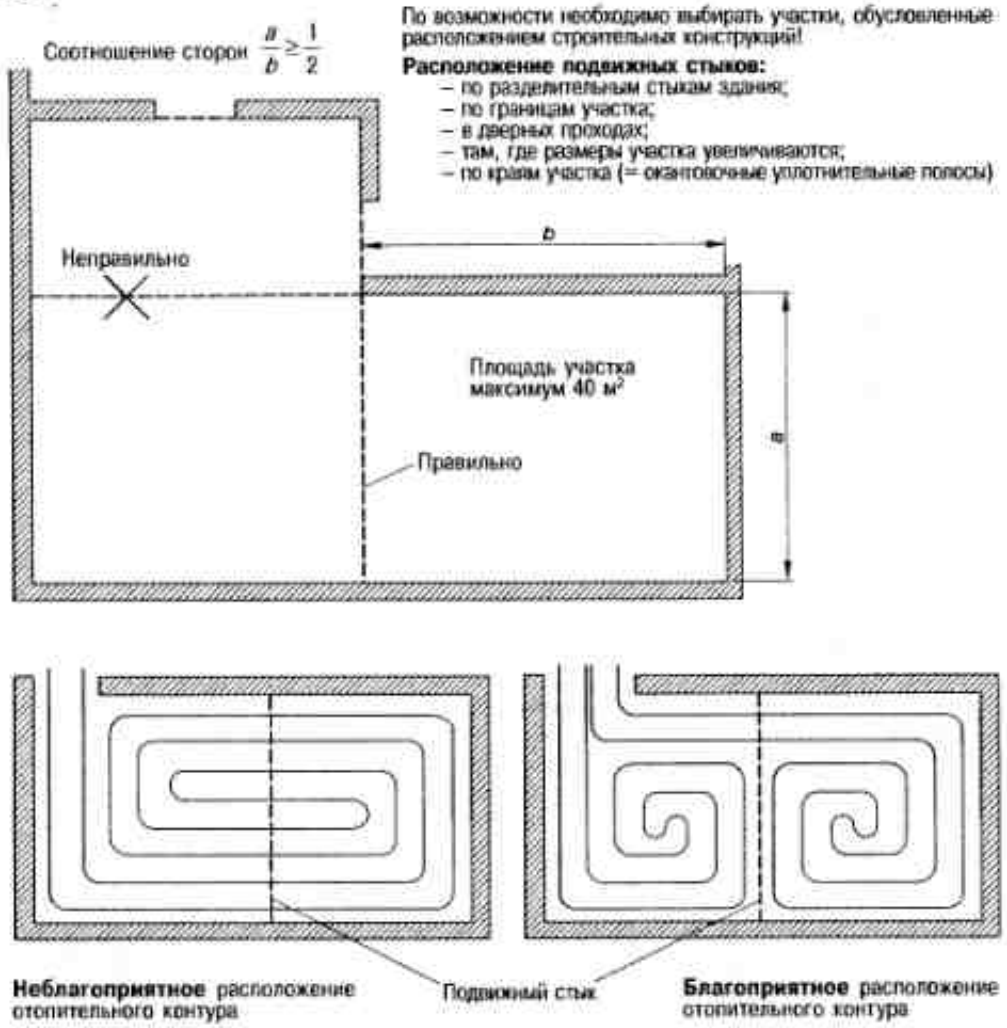


Рис. 9.16. Расположение подвижных стыков [9.3]

В соответствии с DIN 18560 «Полы бесшовные в строительстве» они должны быть нанесены проектировщиком сооружения на плане стыков, который необходимо предоставить исполнителям как составную часть описания работ.

Разделение поверхности бетонной стяжки с помощью подвижных стыков должно производиться таким образом, чтобы площадь участка не превышала 40 м². Разделение на меньшие площади необходимо в случаях, когда одна из сторон длиннее 8 м, нет четкого деления на участки в соответствии с выступами стены или поверхность резко расширяется. Также подвижные стыки необходимо располагать по стыкам строительной конструкции, дверным откосам и проходам.

Подвижный стык проходит через весь слой бесшовного пола (как это показано на рис. 9.17), т.е. от верхнего края изоляции до верхнего края напольного покрытия и обеспечивает возможную подвижность около 5 мм.

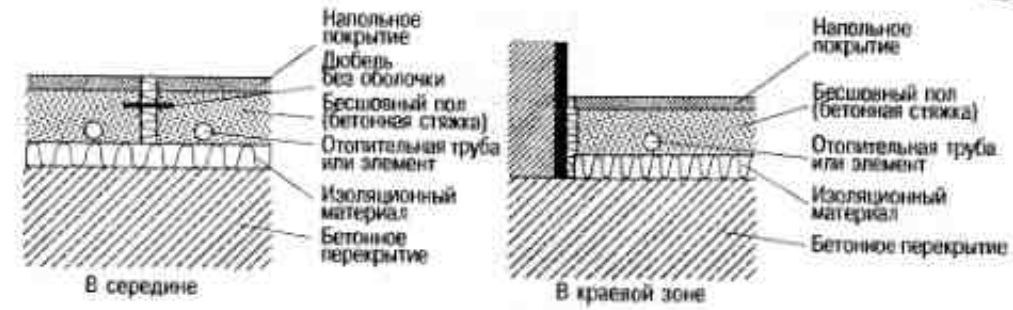


Рис. 9.17. Выполнение подвижного стыка

Подвижные стыки в напольных покрытиях (настилах) необходимо располагать в тех же местах, что и в бетонной стяжке.

Подвижные и окантовочные стыки могут пересекать только соединительные трубопроводы и только на одном уровне. Соединительные трубопроводы должны быть снабжены гибкой защитной трубой длиной от 20 до 30 см.

Теплоизоляция и изоляция от шагового шума

Теплоизоляция и изоляция от шагового шума должны соответствовать существующим техническим положениям. Наличие изоляционного слоя соответствующей толщины для напольного отопления является необходимым условием для экономичного решения системы отопления.

Задачей проектировщика является расчет толщины изоляционного слоя для напольного отопления в соответствии с законодательными предписаниями, например, Предписаниями по теплозащите.

Минимальное сопротивление теплопропусканию

DIN EN 1264 устанавливает для уменьшения теплопотерь через пол определенные требования на минимальное сопротивление теплопропусканию изоляционного слоя внутри отопительной поверхности:

$$R_{\lambda,\,изол} = \frac{s_{изол}}{\lambda_{изол}}, \qquad (9.31)$$

– для помещений одинакового назначения:

$R_{\lambda,\,изол} \geq 0{,}75$ м² · К/Вт → $k_{\lambda,\,изол} \leq 1{,}33$ Вт/м² · К;

– для помещений различного назначения:

$R_{\lambda,\,изол} \geq 1.25$ м² · К/Вт → $k_{\lambda,\,изол} \leq 0{,}8$ Вт/м² · К.

Предписание по теплозащите от 1995 г. устанавливает следующие требования:

При панельном отоплении коэффициент теплопередачи слоя строительной конструкции между отопительной поверхностью и наружным воздухом, грунтом или частями здания со значительно более низкой температурой не должен превышать $k = 0{,}35$ Вт/м² · К.

При расчете отпадает сопротивление теплоотдаче с внутренней стороны R_i, так как рассматриваемая позиция находится в твердой среде (в полу).

Если в соответствии с DIN 4109 «Звукоизоляция в строительстве» для помещения требуются какие-либо меры по звукоизоляции, то для внутренних перекрытий необходимо предусмотреть соответствующее увеличение изоляционного слоя.

Понятия и определения DIN EN 1264

DIN EN 1264 содержит следующие понятия и определения:

Нормируемое теплопотребление помещения с напольным отоплением $Q_н$

Этот параметр определяется в соответствии с DIN 4701. При этом тепловой поток, направленный вниз к прилегающим помещениям, грунту и т.д., не учитывается.

Расчетная мощность $Q_{оп}$

Величина определяется на основании нормируемого теплопотребления помещения.

Площадь нагревающей поверхности пола $A_{пл}$

Площадь поверхности пола помещения, которая имеет систему отопления. Площадь определяется по расстоянию между крайними трубами, включая полосу шириной, равной половине шага укладки трубы (максимум 15 см).

Установочные площади

Площади, предназначенные для установки мебели и не имеющие систему отопления.

Краевая зона $A_{кр}$

Зона, в которой обогревающая поверхность пола имеет более высокую температуру. Обычно такая зона располагается около наружных стен, например, под большими окнами, и имеет максимальную ширину 1 м. Не предназначена для длительного пребывания.

Зона пребывания $A_{пр}$

Зона внутри обогреваемой площади пола, которая предназначена для длительного пребывания. Площадь зоны пребывания определяется по площади обогреваемой поверхности пола за вычетом площади краевых зон.

Дополнительное отопление

Дополнительное отопление состоит из дополнительного отопительного оборудования (конвекторов и т.д.). Оно позволяет компенсировать разность между расчетной мощностью и нормируемым теплопотреблением. Может быть подсоединено к собственному отопительному контуру.

Плотность теплового потока q

Тепловая мощность, приходящаяся на единицу площади, определяется, исходя из нормируемого теплопотребления $Q_н$ и площади обогреваемой поверхности пола $A_{пл}$. При максимальных значениях температуры поверхности может достигать предельного значения плотности теплового потока $q_{пр}$.

Нормируемая плотность теплового потока $q_н$

Предельная плотность теплового потока $q_{пр}$

Расчетная плотность теплового потока $q_{рас}$

Учитывается при определении расчетной тепловой мощности, за вычетом дополнительного отопления. Представляет собой требуемый тепловой поток на единицу площади обогреваемой поверхности пола с учетом допустимой температуры поверхности.

Материал для трубопроводов

В системах напольного отопления применяют трубопроводы из меди и искусственных материалов.

При применении медных трубопроводов и «мокрой» технологии укладки типа A1, A2 и A3 с цементной или ангидритовой стяжкой необходимо предусматривать условия, исключающие повреждение конструкции обогреваемого пола вследствие различных коэффициентов температурного расширения трубопроводов и бетонной стяжки (например, изолирование оболочки трубопроводов или обматывание изгибов).

Трубопроводы из искусственных материалов должны соответствовать DIN 4726 «Трубопроводы из пластмасс для систем водяного отопления, устанавливаемых под полом». Могут применяться трубопроводы из полибутана, полипропилена, тип 2 и 3, а также сшитого полиэтилена VPE-X, которые можно применять при температуре до 70°C и давлении до 3 бар.

Размеры основных трубопроводов устанавливаются DIN 4726. Минимальный допустимый радиус изгиба зависит от материала трубопроводов.

Непроницаемость для кислорода

Трубопроводы должны быть изготовлены из материалов, непроницаемых для кислорода. DIN EN 1264 установлено, что значение проницаемости кислорода при температуре 40°C для трубопроводов не должно превышать 10 г/(м³ · *d*).

9.8.2. Испытание на герметичность и нагрев

DIN EN 1264 часть 4 предписывает проведение испытания на герметичность водой для ангидритового и бетонного бесшовного пола (стяжки) или испытание на герметичность воздухом для стяжки из литого асфальта после укладки отопительного контура. Герметичность должна быть проконтролирована и обеспечена непосредственно до и во время залива стяжки. Испытательное давление составляет минимум 1,3 от максимально допустимого избыточного рабочего давления. Трубопроводы во время залива стяжки должны оставаться наполненными и находиться под давлением.

Нагрев

Ангидритовая и цементная стяжки перед укладкой напольного покрытия (настила) должны быть нагреты. Нагрев для цементной стяжки можно проводить не ранее чем через 21 день после залива, для ангидритовой стяжки — через 7 дней. Первый нагрев начинают с температуры подающей линии в 25°C, эту температуру необходимо сохранять 3 дня. После этого устанавливают максимальную температуру подающей линии и выдерживают еще 4 дня.

При отключении системы напольного отопления после нагревания необходимо защитить бесшовный пол от сквозняков и быстрого охлаждения.

DIN EN 1264 особенно отмечает, что после окончания фазы нагрева еще не гарантировано то, что стяжка имеет максимально требуемую для полного затвердевания влажность. При необходимости это можно установить с помощью измерительного прибора или контрольной пробы.

9.8.3. Расчет

9.8.3.1. Расчет плотности теплового потока

Основой для расчета плотности теплового потока является уравнение

$$q = B \cdot \Pi_i \cdot (a_i^{f_i}) \cdot \Delta t_T, \qquad (9.32)$$

где B — коэффициент, зависящий от технологии укладки;

$\Pi_i \cdot (a_i^{f_i})$ — произведение, параметров, влияющих на измерение теплового потока;

Δt_T — температурный напор теплоносителя.

Для «мокрой» технологии укладки:

$$q = B \cdot a_{пок} \cdot a_{пол}^{b_{пол}} \cdot a_{пер}^{b_{пер}} \cdot a_{нд}^{b_{нд}} \cdot \Delta t_T, \qquad (9.33)$$

где $B = 6{,}7$ Вт/м² · К;

a – коэффициенты, учитывающие конструкции покрытия ($a_{пок}$), деления строительной конструкции $Q_{пол}$, перекрытия $Q_{пер}$ и наружного диаметра трубопроводов $a_{нд}$;

нд – наружный диаметр трубопроводов.

Значения выбирают из таблиц DIN EN. Экспоненты характеризуют изменение коэффициентов в соответствии с требованиями DIN EN.

Для «сухой» технологии укладки:

$$q = B \cdot a_{пок} \cdot a_{пол}^{b_{пол}} \cdot a_{пер} \cdot a_{нд} \cdot a_{конр} \cdot \Delta t_T, \qquad (9.34)$$

где $B = 6{,}5$ Вт/м² · К;

a – коэффициенты, учитывающие конструкции покрытия, деления строительной конструкции, перекрытия, теплопроводность материалов и поправку на контакт трубопроводов обогревающей системы со строительными конструкциями.

На практике тепловой поток определяют по следующей формуле:

$$q_{расч} = \frac{Q_{ОП}}{A_{НП}}, \qquad (9.35)$$

где

$$Q_{ОП} = (1 + x) \cdot Q_{Н} \qquad (9.36)$$

и

$$Q_{Н} = Q_{Н.пом} - Q_{ПД}. \qquad (9.37)$$

Расчетная прибавка x равна 0, если возможно увеличение тепловой мощности за счет повышения температуры теплоносителя.

Расчет начинают с определения шага укладки трубопроводов и температурного напора теплоносителя для помещения с максимальной плотностью теплового потока, за исключением ванной комнаты, туалета и отапливаемых нежилых помещений.

Тепловая мощность системы напольного отопления $Q_{ПД}$ должна быть равна необходимой расчетной тепловой мощности $Q_{ОП}$. В противном случае необходимо устанавливать дополнительные отопительные приборы:

$$Q_{доп} = Q_{ОП} - Q_{ПД}. \qquad (9.38)$$

При использовании краевой зоны плотность теплового потока q необходимо разделить между площадью краевой зоны $A_{КР}$ и площадью зоны пребывания $A_{ПР}$.

При этом тепловой поток определяется следующим образом:

$$q = \frac{A_{КР}}{A_{НП}} \cdot q_{КР} + \frac{A_{ПР}}{A_{НП}} \cdot q_{ПР}. \qquad (9.39)$$

Краевая зона может иметь собственный или общий с зоной пребывания отопительный контур.

Теплоснабжение помещения может производиться с помощью нескольких отопительных контуров. Распределение отопительных контуров зависит от геометрии помещения, компенсационных швов в стяжке, а также от потерь давления в трубопроводах. Расчет производится таким же образом.

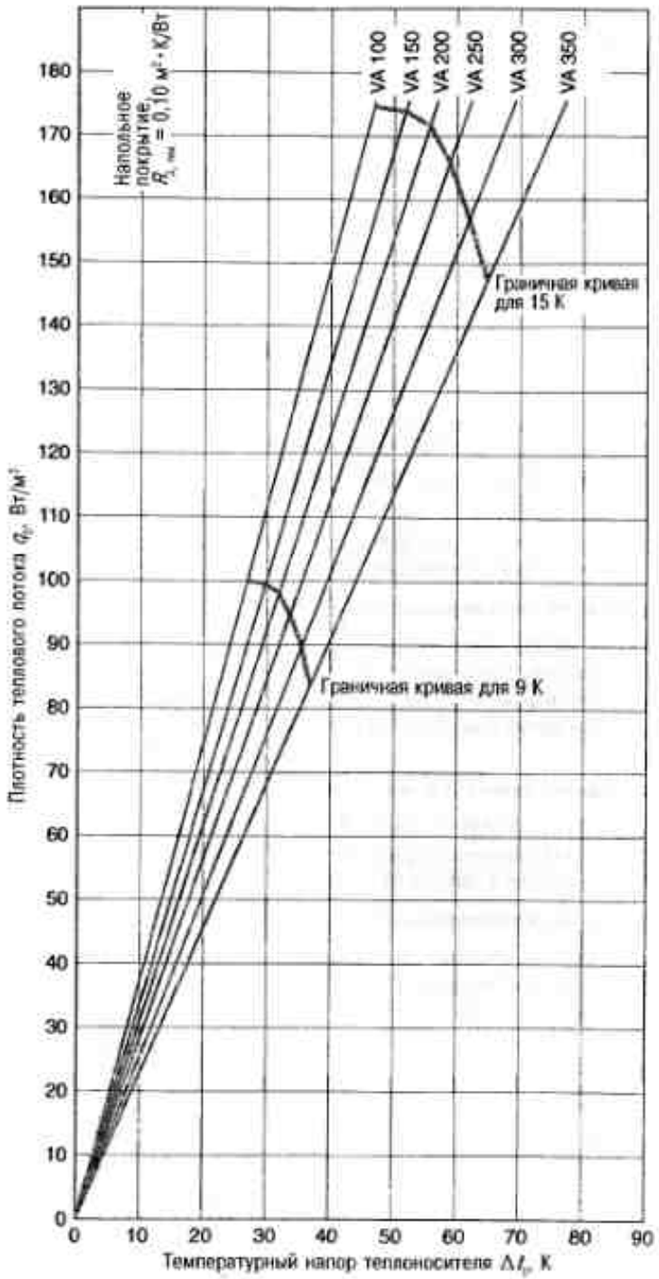


Рис. 9.18. Термическое сопротивление напольного покрытия [9.3]; $R_{λ,пок}$ = 0,10 м² · К/Вт; VA – шаг укладки, мм

При определении плотности теплового потока следует придерживаться граничных кривых 15 К (для краевой зоны) и 9 К (для зоны пребывания) предельных значений плотности теплового потока в соответствии с требованиями DIN 4725. Предельные значения определяются при максимальной температуре поверхности и температуре в помещении.

Определение плотности теплового потока для краевой зоны $q_{кр}$ и зоны пребывания $q_{пр}$ необходимо выполнять так, чтобы тепловая мощность, равная $q \cdot A$, примерно соответствовала рассчитанной тепловой мощности $Q_{оп}$, но при этом предельное допустимое значение (100 или 175 Вт/м²) не должно быть превышено.

После определения шага укладки Т (ШУ) определяют температурный напор теплоносителя:

$$\Delta t_{т} = \frac{t_{п} - t_{о}}{\ln \frac{t_{п} - t_{в}}{t_{о} - t_{в}}}. \qquad (9.40)$$

Зависимость между плотностью теплового потока, температурным напором теплоносителя, шагом укладки трубопроводов и термическим сопротивлением напольного покрытия представлена с помощью кривых изменения мощности, приведенных на рис 9.18.

9.8.3.2. Определение расчетной температуры в подающей линии и перепада температур в контуре

Расчетный температурный напор теплоносителя

Температурный напор теплоносителя, рассчитанный для помещения с максимальной плотностью теплового потока, обозначается как расчетный температурный напор теплоносителя $\Delta t_{т,\,расч}$ и является основой для дальнейшего расчета перепада температур в контуре системы и расчетной температуры в подающей линии $\Delta t_{п,\,расч}$.

Перепад температур в контуре

Перепад температур между подающей и обратной линией σ для расчета жилого помещения устанавливается равным $\sigma = 5$ К. Расчетный температурный напор теплоносителя при этом может быть равным предельному тепловому напору.

Расчетный температурный напор подающей линии

Для определения расчетного температурного напора подающей линии $\Delta t_{п,\,расч}$ используют следующие формулы:

– для $\sigma / \Delta t_{т} < 0{,}5$, где $\sigma = 5$ К:

$$\Delta t_{п,\,расч} \le \Delta t_{т,\,расч} + \sigma/2; \qquad (9.41)$$

– для $\sigma / \Delta t_{т} > 0{,}5$, где $\sigma = 5$ К:

$$\Delta t_{п,\,расч} = \Delta t_{т,\,расч} + \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{12 \cdot \Delta t_{т,\,расч}}. \qquad (9.42)$$

При этом помещение с максимальной плотностью теплового потока определяет расчетные температурные напоры теплоносителя $\Delta t_{т,\,расч}$ и подающей линии $\Delta t_{п,\,расч}$ для всех подключенных отопительных контуров системы напольного отопления, которые имеют одинаковую температуру подающей линии.

Расчетная температура подающей линии определяется по формуле:

$$t_{п,\,расч} = \Delta t_{п,\,расч} + t_{г}. \qquad (9.43)$$

Для всех остальных (i-х) помещений, которые имеют одинаковую температуру подающей линии $t_{п,\,расч}$, соответствующий перепад температур в контуре σ_i для определения массового расхода воды рассчитывается следующим образом:

– для $\sigma_i / \Delta t_{т,\,i} < 0{,}5$:

$$\frac{\sigma_i}{2} = \Delta t_{п,\,i} - \Delta t_{т,\,i}. \qquad (9.44)$$

Для помещений, температура в которых равна температуре в расчетном помещении, действует равенство $\Delta t_{п,\,i} = \Delta t_{п,\,расч}$. Для всех остальных помещений расчет производится в соответствии с преобразованием уравнения 9.43:

– для $\sigma_i / \Delta t_{т,\,i} < 0{,}5$:

$$\sigma_i = 3 \cdot \Delta t_{т,\,i} \cdot \left[\sqrt{1 + \frac{4 \cdot (\Delta t_{п,\,i} - \Delta t_{т,\,i})}{3 \cdot \Delta t_{т,\,i}}} - 1 \right]. \qquad (9.45)$$

9.8.3.3. Определение расхода теплоносителя

Тепловая мощность системы напольного отопления с учетом нагревающей поверхности в краевой зоне и зоне пребывания определяется по формулам:

– для краевой зоны:

$$Q_{пл,\,кр} = A_{кр} \cdot q_{кр}; \qquad (9.46)$$

– для зоны пребывания:

$$Q_{пл,\,пр} = A_{пр} \cdot q_{пр}. \qquad (9.47)$$

Если тепловая мощность $Q_{пл}$ меньше, чем расчетная тепловая мощность $Q_{оп}$, то в соответствии с оставшимся теплопотреблением по уравнению 9.32 необходимо предусмотреть дополнительные отопительные приборы.

Направленный вниз приведенный тепловой поток

При определении расхода теплоносителя для помещения или отопительного контура необходимо учитывать приведенные тепловые потоки обеих зон, как направленные вверх – $q_{вв,\,пр}$ и $q_{вв,\,кр}$, так и направленные вниз – $q_{вн,\,пр}$ и $q_{вн,\,кр}$.

Удельный тепловой поток рассчитывают по формуле

$$q_{вн,\,пр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_{в} - t_{пл}}{q_{пр} \cdot R_{вн}} \right) \cdot q_{пр} \qquad (9.48)$$

или

$$q_{вн,\,кр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_{в} - t_{пл}}{q_{кр} \cdot R_{вн}} \right) \cdot q_{кр}. \qquad (9.49)$$

Расчет выполняется для конструкции пола, представленной на рис. 9.19. Здесь:

– $R_{вв}$ – частичное термическое сопротивление конструкции пола по направлению вверх в помещение:

$$R_{вв} = \frac{1}{\alpha} + R_{т,\,экв} + \frac{s_{пер}}{\lambda_{пер}}; \qquad (9.50)$$

$1/\alpha = 0{,}093$ м² · К/Вт;

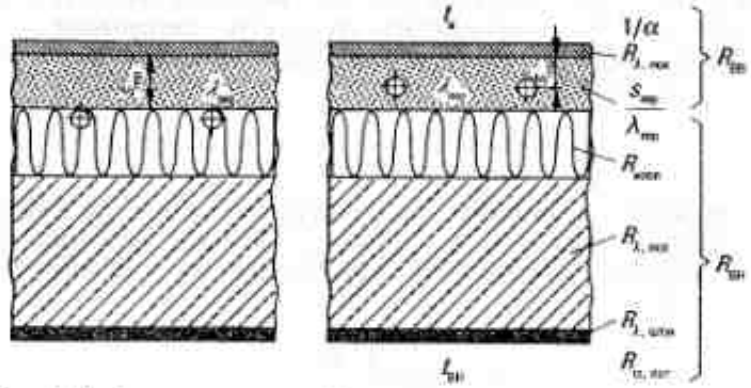


Рис. 9.19. Схематическое изображение конструкции потолочного перекрытия с системой напольного отопления:

$s_{пер}$ – толщина перекрытия;
$\lambda_{пер}$ – теплопроводность перекрытия;
$t_в$ – температура в помещении;
$t_{вн}$ – температура в нижнем помещении;
$R_{\lambda,\ пок}$ – термическое сопротивление покрытия пола;
$R_{изол}$ – термическое сопротивление изоляции;
$R_{\lambda,\ пол}$ – термическое сопротивление потолочного перекрытия;
$R_{\lambda,\ штук}$ – термическое сопротивление штукатурки;
$R_{\alpha,\ пот}$ – сопротивление теплоотдаче потолок – воздух

– $R_{вн}$ – частичное термическое сопротивление конструкции пола по направлению **вниз** в смежное помещение:

$$R_{вн} = R_{\lambda,\ изол} + R_{\alpha,\ пот} + R_{\lambda,\ штук} + R_{\alpha,\ пол}; \tag{9.51}$$

$R_{\alpha,\ пол} = 0{,}17$ м² · К/Вт.

Расход теплоносителя

Расход теплоносителя в отопительном контуре определяют по формуле

$$V_{окн} = \frac{Q_{пл,\ окн}}{\sigma \cdot \rho \cdot c}. \tag{9.52}$$

При этом тепловую мощность определяют из уравнения

$$Q_{пл,\ окн} = (q + q_{вн}) \cdot A_{пл}. \tag{9.53}$$

При общем отопительном контуре для краевой зоны и зоны пребывания тепловая мощность

$$Q_{пл,\ окн} = (q_{кр} + q_{вн,\ кр}) \cdot A_{кр} + (q_{пр} + q_{вн,\ пр}) \cdot A_{пр}. \tag{9.54}$$

Для общего случая получают уравнение для определения расхода воды с учетом требований DIN EN 1264 часть 3:

$$V_{окн} = \frac{A_{пл} \cdot q}{\sigma \cdot c} \left(1 + \frac{R_{вн}}{R_{вн}} + \frac{t_в - t_{вн}}{q \cdot R_{вн}}\right), \tag{9.55}$$

где

$$q = \frac{A_{кр}}{A_{пл}} \cdot q_{кр} + \frac{A_{пр}}{A_{пл}} \cdot q_{пр}. \tag{9.56}$$

9.8.3.4. Определение потерь давления

Основой для расчета потерь давления является длина трубопровода. Она определяется исходя из площади помещения или отопительного контура и шага укладки. При этом максимальные потери давления не должны превышать 30 кПа.

Упрощенно длина трубопровода для отопительного контура определяется следующим образом:

$$L_{окн} = L_{пр} + L_{кр}\ [м]; \tag{9.57}$$

$$L_{пр/кр} = L_{ч,\ пр/кр} \cdot A_{пр/кр}\ [м]; \tag{9.58}$$

$$L_{ч,\ пр/кр} = 1/T\ [м/м^2]. \tag{9.59}$$

При определении общей длины трубопровода необходимо учитывать длину трубопроводов, необходимых для присоединения отопительного контура к общей системе распределения.

Потери давления определяются по соответствующим данным, указанным изготовителем в документации (например, по рис. 9.20 [9.3]).

Предварительная настройка вентиля-термостата или регулировочного вентиля производится в соответствии со способом их установки в отопительном приборе.

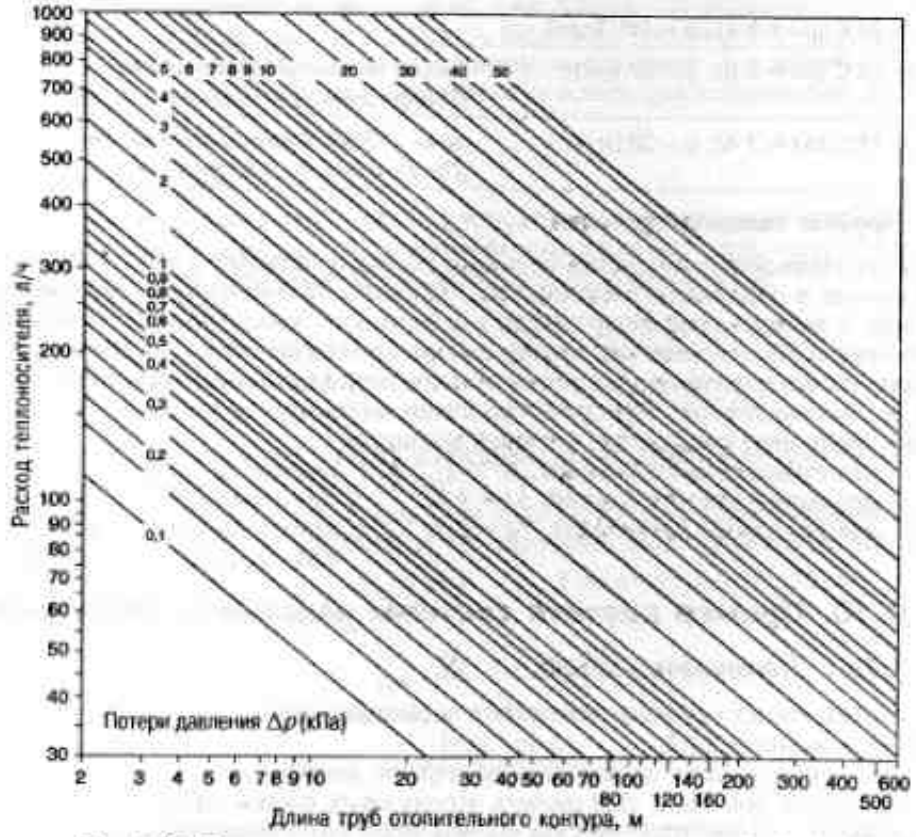


Рис. 9.20. Потери давления: системная отопительная труба Roth-PEX / соединительная труба Roth-Alu-Lasertpex 17 мм [9.3]

9.9. Эффект саморегулирования системы напольного отопления

Максимальная температура поверхности пола в зоне пребывания, равная 29°С, как правило, достигается только при нормируемой (расчетной) температуре наружного воздуха. Это означает, что при повышении температуры наружного воздуха температура поверхности пола уменьшается, так как необходимая тепловая мощность в соответствии с температурой подающей линии становится меньше.

Таблица 9.13. Уменьшение температуры поверхности пола

$t_н$, °С	−15	−10	−5	0	5	10	15
$t_{пол}$, °С	29	27,7	26,4	25,1	23,9	22,6	21,3

Из уравнения 9.30

$$q_т = \alpha \cdot (t_{пол} - t_в),$$

где α = 11 Вт/м² · К, следует, что для обеспечения теплопотребления при повышении температуры наружного воздуха необходимо уменьшение плотности теплового потока.

Если учитывать уменьшение плотности теплового потока, то получаются более низкие значения температуры поверхности:

$t_{пол}$ = 29°С (Δt = 9 К); q = 100 Вт/м²	
$t_{пол}$ = 25°С (Δt = 5 К); q = 50 Вт/м²	дома с низким энергопотреблением (Предписание по теплозащите от 1995 г.)
$t_{пол}$ = 23°С (Δt = 3 К); q = 30 Вт/м²	дома с низким энергопотреблением (Предписание по экономии энергии 2000 г.)

Эффект саморегулирования

Такое же уменьшение плотности теплового потока происходит в том случае, когда температура в помещении увеличивается, например, за счет поступления внешней теплоты, и разность температур воздуха и поверхности пола становится все меньше. Этот эффект обозначается как эффект саморегулирования систем напольного отопления, так как с уменьшением разности температур в помещение передается меньшее количество теплоты. При этом повышение внутренней температуры всего на 1 К дает следующее уменьшение тепловой мощности:

- для отопительного прибора, Δt = 42,5 К – примерно 2,5%;
- для напольного отопления, Δt = 9 К – примерно 11%;
- для напольного отопления, Δt = 5 К – примерно 20% (дома с низким энергопотреблением).

9.10. Пример расчета системы напольного отопления

9.10.1. Постановка задачи

Выполнить расчет системы напольного отопления для жилого дома, представленного в задании 3.3.2.

Для первого этажа необходимо рассчитать систему напольного отопления со смешанным контуром. Для расчета использовать систему напольного отопления Rothaflex, 17 мм, производства фирмы Roth. Разделение отопительных контуров производится в соответствии с делением на помещения. Краевые зоны должны иметь максимальную ширину не более 1 м.

9.10.2. Расчет

Необходимое теплопотребление определяют по уравнению 9.36. При этом площадь пола на первом этаже, граничащая с погребом, в соответствии с уравнением 9.37 не учитывается.

Значение добавочного коэффициента x для системы напольного отопления обычно принимают равным нулю, так как в этой системе возможно увеличение тепловой мощности посредством увеличения температуры теплоносителя. Результаты расчетов для помещений на первом этаже из раздела 3.3.2 сведены в табл. 9.14.

Таблица 9.14. Результаты теплового расчета

Помещение	Площадь нагреваемой поверхности пола $A_{пол}$, м²	Теплопотребление $Q_н$, Вт	Вычет $Q_п$, Вт	Исправленное теплопотребление $Q^*_н$, Вт	Плотность теплового потока q, Вт/м²
Жилая комната	24,38	1588	0	1588	65,14
Столовая	7,61	497	37	460	60,45
Кухня	7,96	714	40	674	84,67
Туалет	2,78	309	14	295	106,12

Лестница, подвальный этаж и вход – не должны учитываться.

Из табл. 9.14 следует, что плотность теплового потока имеет максимальное значение для помещения долговременного пребывания – в жилой комнате: q = 65,14 Вт/м². Это помещение принимают за основу для последующих расчетов.

9.10.2.1. Жилая комната

Деление на зоны

Перед окном на запад необходимо предусмотреть краевую зону шириной 1 м. Обе зоны при первом расчете необходимо рассматривать как один отопительный контур. При этом получается следующее деление на зоны:

– краевая зона:

$A_{кр}$ = 6,4 · 1,0 = 6,4 м²;

– для зоны пребывания:

$A_{пр}$ = 24,38 – 6,4 = 17,98 м².

Плотность теплового потока определяется по диаграмме (рис. 9. 18) для покрытия пола с $R_{\lambda пол}$ = 0,1 м² · К/Вт.

Расчет начинают с краевой зоны, при этом значение $q_{кр}$ можно выбрать любым в пределах до 170 Вт/м². При 85 Вт/м² по диаграмме, представленной на рис. 9.18:

$q_{кр}$ = 85 Вт/м² $\Delta t_г$ = 25 К T (шаг укладки) = 150 мм.

Для зоны пребывания $q_{пр}$

$$q_{пр} = \frac{Q_н - q_{кр} \cdot A_{кр}}{A_{пр}}; \qquad (9.60)$$

$$q_{пр} = \frac{1588 - 85 \cdot 6{,}4}{17{,}98};$$

$q_{пр}$ = 58 Вт/м² $\Delta t_г$ = 25 К T (шаг укладки) = 350 мм.

Перепад температур в контуре в соответствии с DIN EN 1264 для расчетного помещения σ = 5 К.

Тепловая мощность системы напольного отопления

(по уравнениям 9.46 и 9.47):

$$Q_{пл,\ пр} = A_{пр} \cdot q_{пр} = 58 \cdot 17{,}98 = 1043\ Вт;$$

$$Q_{пл,\ кр} = A_{кр} \cdot q_{кр} = 85 \cdot 6{,}4 = 544\ Вт;$$

$$Q_{пл} = Q_{пл,\ пр} + Q_{пл,\ кр} = 1043 + 544 = 1587\ Вт.$$

Разностью до $Q^{*}_{н} = 1588$, равной 1 Вт, можно пренебречь. Следовательно, необходимости в дополнительном отоплении нет.

Расчетная температура подающей линии

Расчетный температурный напор подающей линии определяют по уравнению 9.41:

$$\Delta t_{п,\ расч} = \Delta t_{т,\ расч} + \sigma/2 = 25 + 2{,}5 = 27{,}5\ К;$$

расчетную температуру подающей линии определяют по уравнению 9.43:

$$t_{п,\ расч} = \Delta t_{п,\ расч} + t_{в} = 27{,}5 + 20 = 47{,}5°С.$$

Плотности теплового потока, направленного вниз, рассчитывают по уравнениям 9.48–9.51:

$$q_{вн,\ пр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_{в} - t_{вн}}{q_{пр} \cdot R_{вн}}\right) \cdot q_{пр};$$

$$q_{вн,\ кр} = \left(\frac{R_{вв}}{R_{вн}} + \frac{t_{в} - t_{вн}}{q_{кр} \cdot R_{вн}}\right) \cdot q_{кр}.$$

$R_{вв}$ – частичное термическое сопротивление конструкции пола по направлению вверх в помещение:

$$R_{вв} = \frac{1}{\alpha} + R_{л,\ изол} + \frac{s_{пер}}{\lambda_{пер}} = 0{,}093 + 0{,}1 + \frac{0{,}05}{1{,}2} = 0{,}235\ м^2 \cdot К/Вт.$$

$R_{вн}$ – частичное термическое сопротивление конструкции пола по направлению вниз в подвальное помещение:

$$R_{вн} = R_{л,\ изол} + R_{л,\ пол} + R_{в,\ штук} + R_{в,\ пол} = 2{,}28 + 0{,}071 + 0{,}17 = 2{,}521\ м^2 \cdot К/Вт.$$

Значение коэффициента x было выбрано равным нулю и маловероятно, что помещения для домашней работы и мастерской имеют сплошное отопление. Следовательно, для таких помещений можно принять пониженный режим работы систем отопления. Из этого следует, что $t_{вн} = 15°С$:

$$q_{вн,\ пр} = \left(\frac{0{,}235}{2{,}521} + \frac{20-15}{58 \cdot 2{,}521}\right) \cdot 58 = 7{,}39\ Вт/м^2.$$

$$q_{вн,\ кр} = \left(\frac{0{,}235}{2{,}521} + \frac{20-15}{85 \cdot 2{,}521}\right) \cdot 85 = 9{,}91\ Вт/м^2.$$

Общая тепловая мощность в соответствии с уравнением 9.54 составляет

$$Q_{пл,\ окн} = (58 + 7{,}39) \cdot 17{,}98 + (85 + 9{,}91) \cdot 6{,}4 = 1783{,}1\ Вт.$$

Массовый расход теплоносителя:

$$m = \frac{1783{,}1}{5 \cdot 1{,}163} = 307\ кг/ч^{*}.$$

---

* По уравнению 9.17:

$$m = \frac{Q}{C_{в} \cdot \Delta t_{в}} \cdot 3600 = \frac{1783{,}1}{4186{,}8 \cdot 5} \cdot 3600 = 307\ кг/ч.$$

Потери давления для одного отопительного контура

При определении потерь давления необходимо рассчитать длину отопительного контура в соответствии с уравнениями 9.57–9.59:

$$L_{п,\ пр} = 1/T = 1/0{,}3 = 3{,}33\ м/м^2;$$

$$L_{пр} = L_{п,\ пр} \cdot A_{пр} = 3{,}33 \cdot 17{,}98 = 59{,}93\ м;$$

$$L_{п,\ кр} = 1/T = 1/0{,}15 = 6{,}67\ м/м^2;$$

$$L_{кр} = L_{п,\ кр} \cdot A_{кр} = 6{,}67 \cdot 6{,}4 = 42{,}67\ м;$$

$$L_{окн} = L_{пр} + L_{кр} = 59{,}93 + 42{,}67 = 102{,}6\ м.$$

С помощью рис. 9.19 [9.3] можно установить, что значение потерь давления примерно равно 28 кПа. Эта величина лишь немного меньше рекомендуемого максимального значения потерь давления для одного отопительного контура.

Потери давления для двух отопительных контуров

При разделении на два отопительных контура (одного – для зоны пребывания, второго – для краевой зоны) значение потерь давления получится намного ниже. Это существенно повлияет на необходимое давление насоса.

Если выбрать этот вариант, то значения расхода теплоносителя и потерь давления изменятся следующим образом:

$$Q_{пл,\ окн,\ пр} = (58 + 7{,}39) \cdot 17{,}98 = 1175{,}7\ Вт;$$

$$Q_{пл,\ окн,\ кр} = (85 + 9{,}91) \cdot 6{,}4 = 607{,}4\ Вт;$$

$$m_{пр} = \frac{1175{,}7}{5 \cdot 1{,}163} = 202{,}2\ кг/ч;$$

$$m_{кр} = \frac{607{,}4}{5 \cdot 1{,}163} = 104{,}5\ кг/ч.$$

Для зоны пребывания при $L_{пр} = 59{,}93$ м значение потерь давления составит $\Delta p = 8$ кПа, а для краевой зоны при $L_{кр} = 42{,}67$ м $\Delta p = 1{,}6$ кПа.

Данные расчеты для самого неблагоприятного помещения (жилая комната с максимальным значением $q_{макс}$) являются основой для определения перепада температур в контуре для последующих помещений.

9.10.2.2. Столовая

Так как в столовой не предусмотрена краевая зона, то плотность теплового потока $q_{пр}$ приблизительно равна расчетной плотности теплового потока:

$$q_{пр} = 61\ Вт/м^2.$$

По диаграмме 9.18

$$\Delta t_{i} = 25\ К \qquad T\ (шаг\ укладки) = 30\ см;$$

перепад температур в контуре в соответствии с уравнением 9.44:

для $\sigma_{i} / \Delta t_{т,\ i} < 0{,}5$:

$$\frac{\sigma_{i}}{2} = \Delta t_{п,\ расч} - \Delta t_{т,\ i};$$

$$\Delta t_{п,\ расч} = t_{п,\ расч} - t_{в} = 47{,}5 - 20 = 27{,}5\ К;$$

$$\sigma_{i} = 2 \cdot (27{,}5 - 25) = 5\ К.$$

Проверка:

$$5/25 = 0{,}20 < 0{,}5 \rightarrow условие\ выполняется.$$

Далее расчет производится аналогично расчету для жилой комнаты. Результаты показаны в табл. 9.15.

Таблица 9.15. Результаты расчета системы напольного отопления

Проект: задание 9.9 **Первый этаж** **Расчетная температура подающей линии $\Delta t_{п,расч}$: 47,5°С**

Дата **Расчетный температурный напор теплоносителя $\Delta t_{т,расч}$: 25 К**

Обозначение помещения	Нормируемая внутренняя температура	Температура в нижнем помещении	Разность температур	Термическое сопротивление покрытия	Расчетная тепловая мощность	Площадь обогревающей поверхности	Расчетная плотность теплового потока	ПР – зона пребывания, КР – краевая зона	Площадь зоны пребывания и краевой зоны	Плотность теплового потока
	$t_в$, °С	$t_{бит}$, °С	Δt, К	$R_{покр}$, м²·К/Вт	$Q_{пот}$, Вт	$A_{пол}$, м²	$q_{расч}$, Вт/м²	$A_{пр}$; $A_{кр}$; м²		$q_{пр}$; $q_{кр}$; Вт/м²
Жилая комната	20	15	5	0,1	1588	24,38	65,1	ПР	17,98	58
								КР	6,4	85
Столовая	20	6	14	0,1	460	7,61	60,4	ПР	7,6	61
								КР	–	
Кухня	20	6	14	0,0	674	7,96	84,7	ПР	7,96	85
								КР	–	
Вход	Не имеют системы напольного отопления – отапливаются благодаря проходящим отопительным трубам							ПР		
								КР		
Лестница								ПР		
								КР		
Туалет	20	6	14	0,0	295	2,78	106,1	ПР	2,78	98*
								КР	–	

* Максимально возможная плотность теплового потока при 9 К.
Перепад температур в контурах кухни и туалета рассчитывается по уравнению 9.42.

Таблица 9.15. Результаты расчета системы напольного отопления (продолжение)

Материал труб: Rothaflex 17 мм

Шаг укладки	Температурный напор теплоносителя	Перепад температур в контуре	Теплоотдача участков пола	Теплоотдача напольного отопления	Остаточное теплопотребление	Тепловой поток вниз	Площадь отопительного контура	Общая теплоотдача на один контур		Поток теплоносителя на один контур	Потери давления в отопительном контуре (без вентиля)
T, см	$\Delta t_т$, К	σ, К	$Q_{пол,уч}$; $Q_{пол,пр}$, Вт	$Q_{пол}$, Вт	$Q_{ост}$, Вт	$q_{вниз,уч}$; $q_{вниз,пр}$, Вт/м²	$A_{конт}$, м²	$Q_{пол,конт}$, Вт		$m_{конт}$, кг/ч	$\Delta p_{конт}$, кПа
15	25	5	1043	1587	практически 0	7,39	17,98	1176	1783 (1 ОКН)	202,2	28 (1 ОКН)
35	25	5	544			9,91	6,4	607		104,5	9 / 1,8 (2 ОКН)
30	25	5	464	464	0	11,2	7,6	549	549	94,4	0,8 (2 ОКН)
20	18	13,5	677	677	0	10,1	7,96	757	757	48,2	0,4
10	15	21,7	272	272	22,56	10,8	2,78	302	302	12,0	0,05

В заключение следует провести расчет гидравлического выравнивания между отдельными контурами напольного отопления. Но так как этот пример представляет собой только основы расчета системы напольного отопления, то расчет гидравлического выравнивания здесь не приводится.

9.11. Основные способы регулирования систем отопления

9.11.1. Основные задачи регулирующей техники

Основные задачи

В основном современные регулирующие устройства должны выполнять следующие задачи:

– повышение безопасности системы, например, защита от замерзания;
– экономия тепловой энергии;
– повышение комфортных условий;
– повышение удобства обслуживания;
– улучшение согласования теплоотдачи и потребности в теплоте с учетом посторонних теплопоступлений.

Предписание по отопительным системам

Предписание по отопительным системам было обновлено с точки зрения энергосбережения, что соответственно привело к повышению требований к регулирующей технике. Если до конца 60-х годов достаточно было выполнить регулирование отопительной системы с помощью терморегулятора, то в настоящее время благодаря Предписанию требуется большее количество регулирующего оборудования.

Регулирующее оборудование

Сюда относятся устройства для:

– регулирования температуры в помещении;
– регулирования температуры подающей линии в зависимости от температуры наружного воздуха с использованием реле времени;
– ограничения температуры технической воды;
– согласования подачи насоса и теплопотребления с помощью циркуляционных насосов, имеющих возможность многоступенчатого или бесступенчатого регулирования.

9.11.2. Регулирование температуры в помещении

Влияющие факторы

Оборудование, предназначенное для регулирования температуры в помещении, должно учитывать все влияющие факторы, которые могут возникнуть в помещении.

К таким факторам относятся:

– охлаждение помещения;
– теплопоступления от солнечной энергии и других источников;
– теплопоступления от людей.

Регулирование по зонам

Регулирование может происходить для всего помещения с помощью общего регулирующего оборудования для нескольких отопительных приборов, регулирование по зонам или отдельно для каждого отопительного прибора.

Радиаторный вентиль-термостат

Индивидуальное, децентрализованное регулирование температуры в отдельных помещениях производится посредством термостатических элементов с жидкостным наполнением, как правило, с помощью радиаторных терморегуляторов. Регулятор работает без вспомогательной энергии с помощью термочувствительной среды, объем которой изменяется при изменении температуры. Эти регуляторы обеспечивают пропорциональные характеристики регулирования. Но при изменении тепловой нагрузки возникают постоянные отклонения, которые выравниваются посредством ручного регулирования (см. раздел «Измерительная и регулирующая техника»).

Вентили-термостаты (рис. 9.21) в соответствии с Предписанием по отопительным системам необходимо применять всегда.

При этом различают:

– вентиль-термостат со встроенным датчиком, т.е. датчик, регулятор и вентиль составляют единое целое;
– вентиль-термостат с дистанционным датчиком, т.е. датчик находится снаружи вентиля и связан с ним посредством капиллярной трубки, регулятор и вентиль составляют единое целое;
– вентиль-термостат с комбинированным дистанционным датчиком, имеющим регулирующую приставку, т.е. датчик и регулятор отделены от вентиля и составляют единое целое, но связаны с ним с помощью капиллярной трубки.

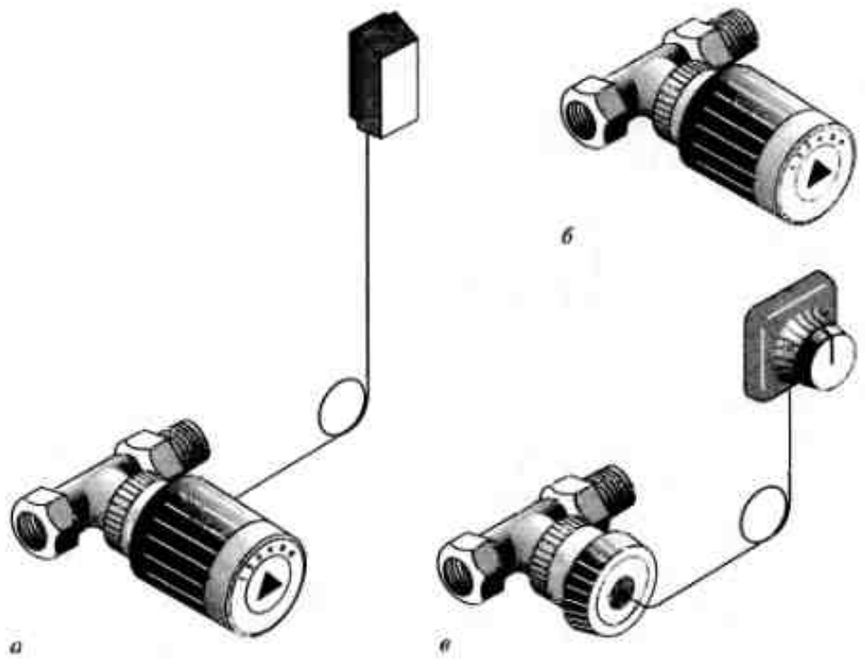


Рис. 9.21. Виды вентилей-термостатов [4.1]:
а – радиаторный вентиль-термостат со встроенным регулятором и дистанционным датчиком;
б – радиаторный вентиль-термостат со встроенным регулятором и датчиком;
в – радиаторный вентиль-термостат с дистанционным датчиком и регулятором

С целью улучшения условий регулирования применяют вентили-термостаты с микропроцессорным управлением. При этом программируемый таймер, датчик температуры, регулятор, выключатель и вентиль представляют собой единый блок, для функционирования которого необходима вспомогательная энергия. При таком способе регулирования потребность в отоплении может быть запрограммирована заранее.

Централизованное регулирование температуры в помещениях

В домах на одну семью или при поэтажном отоплении предпочтительным является применение централизованного регулирования температуры в помещениях. При этом необходимо выбрать базовое помещение, в зависимости от температуры которого регулируется температура воды в подающей линии.

При таком способе (рис. 9.22) применяется электромеханический регулятор температуры в помещении. Он имеет незначительное отставание по времени, которое зависит от конструкции чувствительного элемента.

С помощью основного или направляющего регулятора поддерживается температура в помещении. При этом датчики температуры включены в цепь непосредственного регулирования температуры воды в подающей линии (или в цепь регулирования температуры в котле).

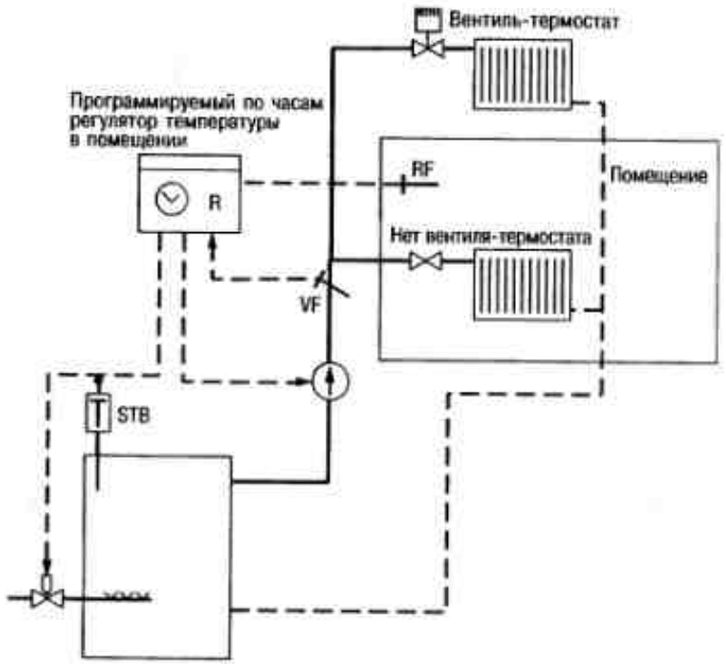


Рис. 9.22. Принципиальная схема централизованного регулирования температуры помещений [9.4]:

R – регулятор;
VF – датчик температуры подающей линии;
STB – предохранительный ограничитель температуры;
RF – датчик в помещении

Необходимо обратить внимание на то, что отопительные приборы в базовом помещении не должны иметь вентилей-термостатов.

При централизованном способе регулирования необходимо учитывать, что регулирование температуры во всех подсоединенных к данной системе помещениях производится на основании температуры в базовом помещении. Поэтому предварительно необходимо проверить, действительно ли этот метод регулирования является эффективным для системы, например, действительно ли данное помещение может быть базовым для регулирования температуры (ориентация по сторонам света, влияющие факторы и т.д.).

9.11.3. Регулирование температуры воды в подающей линии в зависимости от наружных климатических условий

Регулирование в зависимости от температуры наружного воздуха

Понижение температуры воды ниже температуры точки росы

Современные системы центрального отопления – к ним относятся также системы отопления в домах на одну семью – в соответствии с Предписанием по отопительным системам должны иметь возможность регулирования в зависимости от температуры наружного воздуха.

В зависимости от настройки отопительной кривой на регуляторе (рис. 9.23) каждому значению температуры наружного воздуха точно соответствует определенное значение температуры воды в подающей линии. Соотношение задается с помощью характеристики регулятора и приводится в соответствие с характеристической кривой отопительной системы.

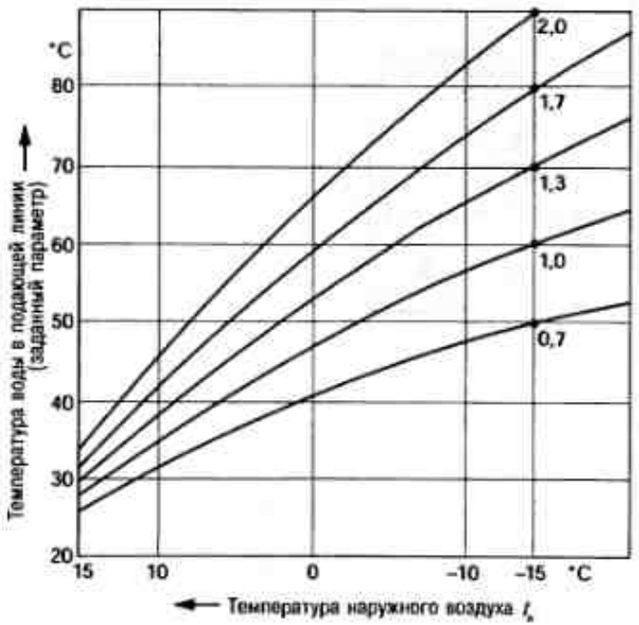


Рис. 9.23. Отопительные кривые

Как правило, это производится в регуляторе посредством изменения наклона и параллельного сдвига кривой на регуляторе. (Наклон или крутизна отопительной кривой: отношение изменения температуры подающей линии к изменению наружной температуры.)

Наклон определяется по отношению:

$$\text{Наклон} = \frac{\Delta t_{\text{пт}}}{\Delta t_{\text{н}}}. \tag{9.60}$$

Если, например, максимальная температура воды в подающей линии задается равной 70°С, то значение температуры воды в подающей линии может лежать в интервале от 20 до 70°С. Возможный интервал температуры наружного воздуха может составлять от +15 до −15°С*. На основании этого по уравнению 9.60 получаем:

$$\text{Наклон} = \frac{\Delta t_{\text{пт}}}{\Delta t_{\text{н}}} = \frac{50\ \text{K}}{30\ \text{K}} = 1{,}7.$$

Регулирование температуры воды в подающей линии в зависимости от температуры наружного воздуха (рис. 9.24) не применяется при регулировании температуры отдельных помещений с помощью вентилей-термостатов.

Если система состоит из нескольких отопительных контуров с различными температурами в подающей линии, например, одного контура — для отопительных приборов и другого контура — для напольного отопления, то более низкая температура в подающей линии обеспечивается с помощью смесительного клапана (рис. 9.25).

Рис. 9.24. Типовой вариант регулирования температуры воды в подающей линии в зависимости от температуры наружного воздуха:
AF — датчик температуры наружного воздуха (НД);
VF — датчик температуры воды в подающей линии (ПД)

* См. Приложение.

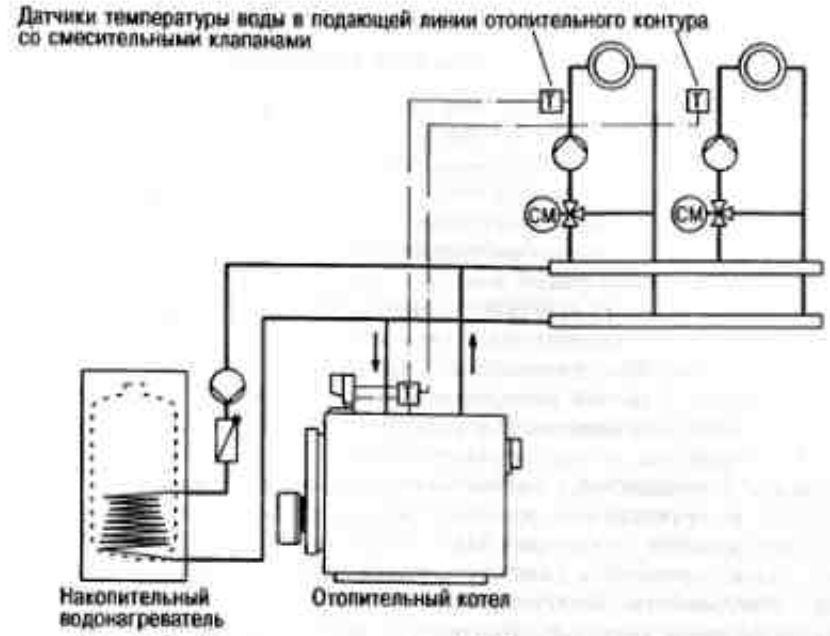


Рис. 9.25. Пример подключения [9.5]:
СМ — смесительный клапан (трехходовой)

При регулировании температуры воды в подающей линии необходимо обратить внимание на то, что температура в обратной линии в месте подсоединения к котлу в некоторых отопительных установках может привести к коррозии в результате образования конденсата.

Понижение температуры воды ниже температуры точки росы

Для того чтобы избежать снижения температуры в месте подсоединения обратной линии к котлу ниже температуры точки росы, изготовители котлов часто требуют установку ограничителей температуры обратной линии. Одновременно задается определенная (минимальная) температура котловой воды или минимальное время работы горелки. Для реализации определенной температуры в подающей линии также можно использовать повышение температуры с помощью подмешивания в обратную линию воды из подающей линии (рис. 9.26).

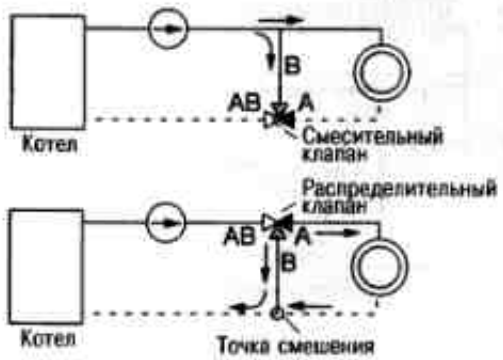


Рис. 9.26. Принципиальная схема подмешивания воды в обратную линию с помощью трехходового клапана

9.11.4. Регулирование температуры технической воды

Приоритетная схема технического водоснабжения

Регулирование температуры технической воды всегда входит в систему регулирования отопительной системы. Регулирование производится с помощью двухпозиционного регулятора, который воздействует на отдельный насос. При отклонении температуры технической воды от заданной происходит включение или выключение нагрева. В соответствии с Предписанием по отопительным системам максимальная температура технической воды составляет 60°С. Минимальная температура технической воды в соответствии со стандартом DVGW W551 ниже только на 5 К (DVGW – немецкое объединение воды и газа). В основном исходят из приоритетной схемы подключения технической воды. При этом следует обратить внимание на то, что не должно быть длительного периода отключения, так как отопление в течение этого периода времени не предусмотрено. Если это невозможно или необходимо снабжать теплотой вентиляционные устройства, то обеспечивают параллельный режим работы. Но это может привести к повышению необходимой мощности котла.

Отопление и нагревание технической воды производится, как правило, по двум контурам, каждый из которых имеет отдельный насос (рис. 9.27).

Можно также применять клапан с сервоприводом, который при необходимости будет производить соответствующее переключение (см. рис. 9.27).

Очень часто после периодов отключения остаточная энергия котла с помощью насоса отопительного контура отводится к отопительным приборам. При этом необходимо следить за тем, чтобы температура подаваемой воды была выше, чем необходимая температура в подающей линии отопительного контура.

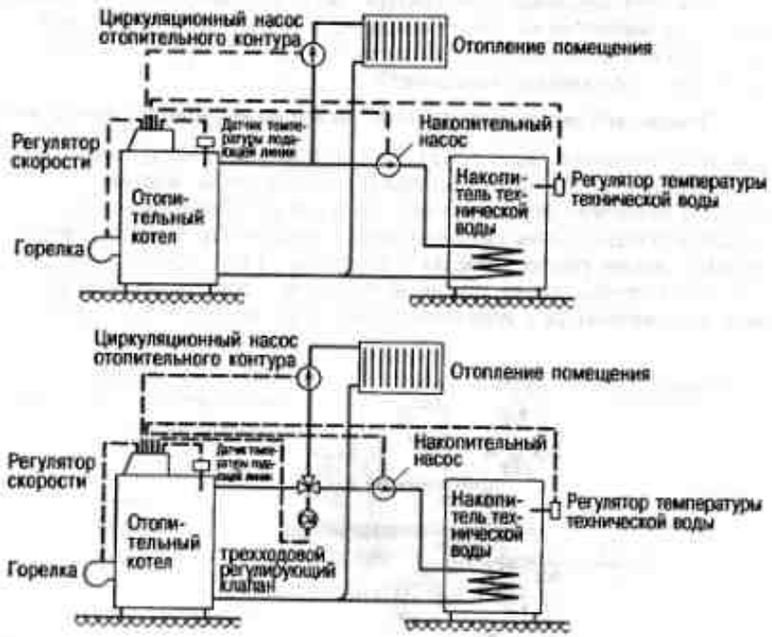


Рис. 9.27. Варианты подключения нагревателя технической воды [4.1]

9.11.5. Режимы работы системы отопления

Режим работы системы отопления

В основном переключение регулирующих приборов с нормируемого режима эксплуатации на пониженный режим во время, когда установка не используется, является возможным. Переключение можно произвести вручную или с помощью переключателя.

При этом различают (рис. 9.28):

– нормируемый режим без понижения;

– снижение температуры нагрева после переключения на более низкую отопительную кривую → редуцированный или пониженный режим работы системы отопления;

– отключение системы отопления до тех пор, пока температура в помещении или снаружи не станет ниже установленной величины → режим удержания;

– выключение системы отопления с сохранением защиты от замерзания → режим отключения.

Снижение температуры нагрева может быть достигнуто, например, с помощью модулируемого или многоступенчатого режима работы горелки, то есть тогда, когда отопительная кривая переходит на более низкий уровень и соответственно снижается температура воды в подающей линии.

Если происходит отклонение от нормируемого режима, то необходимо следить за тем, чтобы температура в помещении не была снижена значительно и на длительный период времени, так как вследствие выравнивания температур между стеной и воздухом помещения будет израсходована накопленная теплота из ограждающих поверхностей. В случае, когда в систему отопления не поступает теплота до достижения предела замерзания (как, например, в режиме отключения), то в поме-

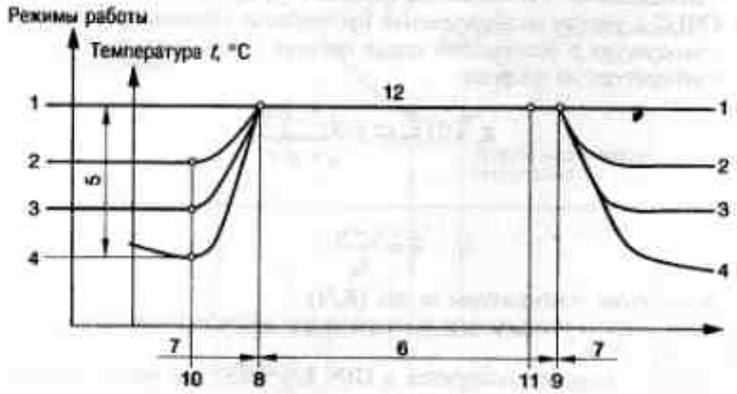


Рис. 9.28. Виды режимов [9.2]:

1 – нормируемый режим;
2 – пониженный режим;
3 – режим удержания;
4 – режим отключения;
5 – режим нагрева;
6 – период использования;
7 – период, когда система не используется;
8 – начало периода использования;
9 – окончание периода использования;
10 – момент включения;
11 – момент выключения;
12 – установившаяся температура

щении устанавливается неизменное состояние с минимально возможной внутренней температурой, которая все же отличается от наружной температуры. Дальнейшего охлаждения при постоянных наружных условиях не происходит.

Восстановление теплового комфорта

В течение этого периода происходит накопление энергии. Ее количество будет тем больше, чем дольше будет длиться пауза в отоплении в течение упомянутого неизменного стационарного режима. Часть общей сэкономленной энергии после фазы снижения будет использована на последующее достижение нормируемой температуры в помещении (восстановление теплового комфорта), т.е. экономия теплоты будет несколько снижена. От этого варианта возможны отклонения в том случае, когда необходимо учитывать запас на нагрев для достижения тепловой мощности котла или отопительного прибора или долгий период растапливания (рис. 9.29).

Прежде всего, при долгих паузах в отоплении запас мощности котла должен быть предусмотрен для низкотемпературных и конденсационных котлов. При этом важную роль играет длительность нагрева и возможности теплопоглощения ограждающих конструкций.

Точное определение запаса мощности не всегда возможно. Соответствующую информацию в таком вопросе может дать DIN 4701/1 в разделе «Редко отапливаемые помещения». Там представлен возможный расчет теплопотребления на нагрев Q_{TA} для теплоаккумулирующих строительных конструкций:

$$Q_{TA} = \sum \frac{A_{TA}}{R_Z} \cdot (t_e - t_0), \qquad (9.61)$$

где A_{TA} — площадь теплоаккумулирующих ограждающих конструкций;

R_Z — зависящее от длительности нагрева Z среднее сопротивление нагреву по DIN 4701/2 с учетом коэффициента проникания теплоты $\sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c}$;

t_e — температура в помещении после нагрева;

t_0 — температура до нагрева.

$$R_Z = 0{,}13 + 67{,}7 \cdot \frac{\sqrt{Z - 0{,}5}}{\sqrt{\lambda \cdot \rho \cdot c}}, \qquad (9.62)$$

где

$$Z = \frac{t_e - t_0}{t_a}, \qquad (9.63)$$

t_a — изменение температуры за час (К/ч).

При этом должна учитываться максимальная длительность нагрева $Z_{макс}$, приведенная в табл. 9.16.

Эти данные также используются в DIN EN 12831 для расчета прибавки на нагрев.

Таблица 9.16. Максимальная длительность нагрева по DIN 4701

Толщина стены, мм	100	200	400	600
Максимальная длительность нагрева, ч	1	3	12	30

При длительном процессе накопления теплоты также может наступить дефицит, если влияние стен с хорошим теплопоглощением было оценено как незначительное.

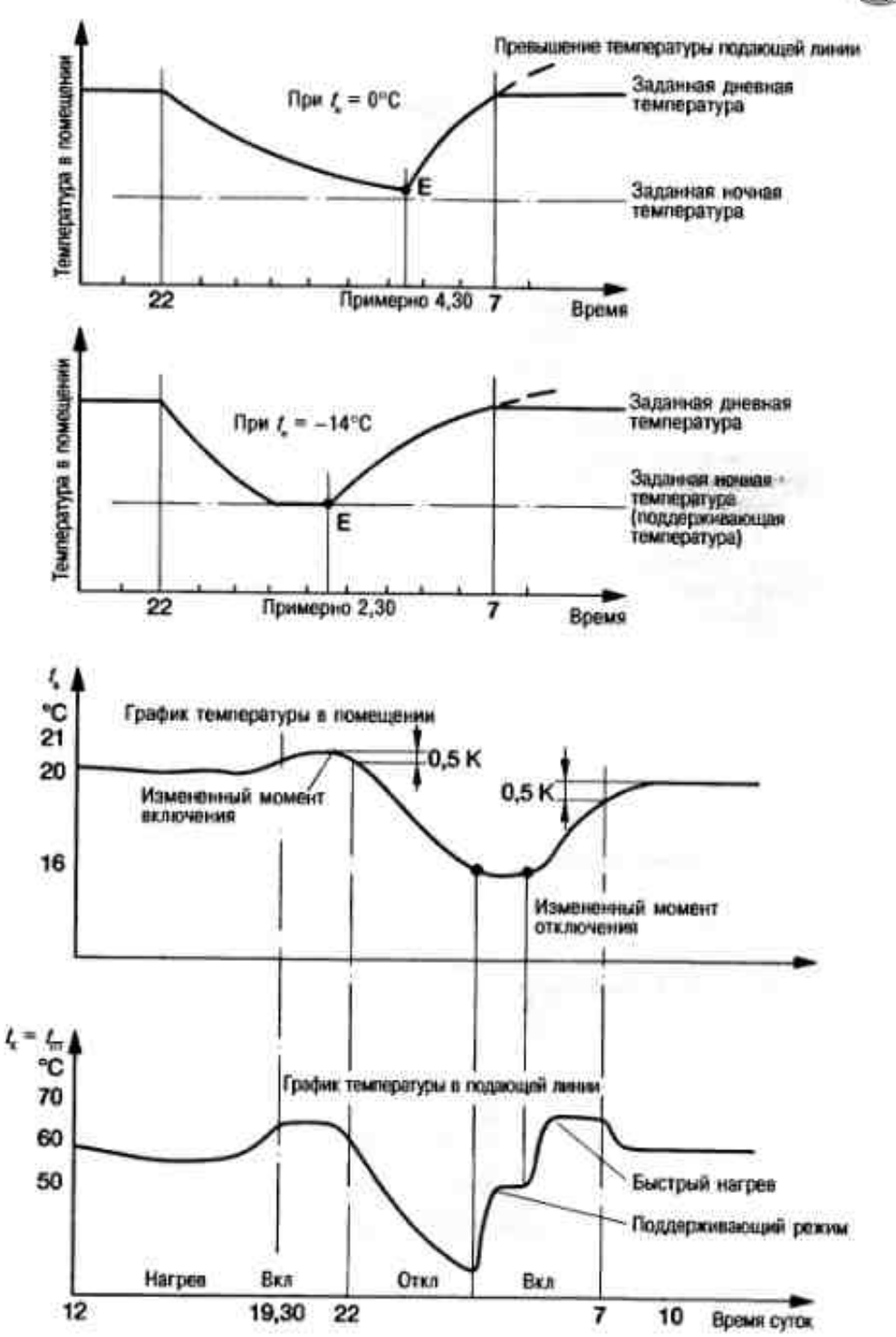


Рис. 9.29. Различные представления графиков изменения температуры [9.4]

9.11.6. Основные гидравлические схемы

Разводка

Так как используемые в отопительной технике схемы потоков воды учитываются при регулировании мощности или температуры, то можно говорить лишь о небольшом количестве основных схем. Изначально различают две основные группы схем с разводкой нагретой воды по нескольким отопительным контурам:

Разводка без основного насоса (рис. 9.30)

Между котлом и основным распределителем насос не встраивают, т.е. каждый отопительный контур имеет свой собственный насос. Этот насос должен преодолеть потери давления в соответствующем отопительном контуре и контуре котла. В контуре котла количество воды изменяется, в отопительном контуре – остается постоянным. Так как перепады давлений в каждом отопительном контуре не одинаковы, то они влияют друг на друга.

Разводка с основным насосом (рис. 9.31)

Между котлом и основным распределителем встраивают насос для контура котла. Между распределителем и коллектором находится короткий обводной участок. Тем самым обеспечивается равномерная подача к отдельным отопительным контурам, так как между распределителем и коллектором возникает постоянный перепад давления.

Наряду с этими основными схемами используются также схемы с минимальным объемным расходом воды в котле и регулированием температуры в

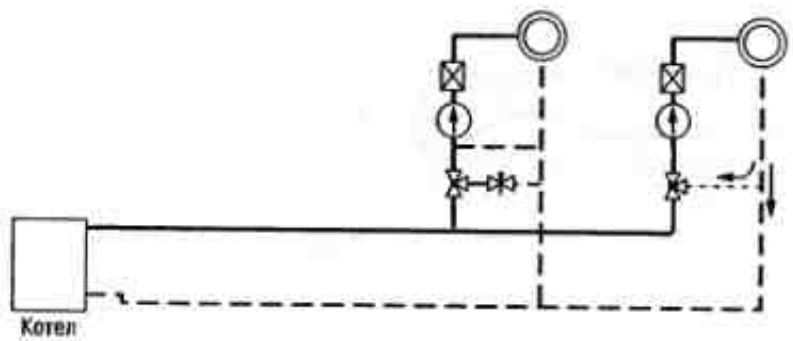


Рис. 9.30. Разводка без основного насоса [9.4]

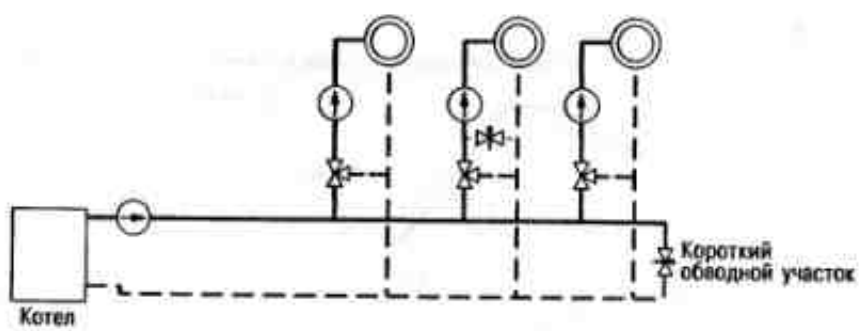


Рис. 9.31. Разводка с основным насосом и распределителем без потерь давления [9.4]

отопительном контуре или обратной линии котла. Минимальный объемный расход может быть обеспечен с помощью насоса для контура котла.

Максимальная температура в подающей линии поддерживается в основном с помощью предохранительного оборудования котла.

Обычные котельные установки в стационарном режиме эксплуатируются с высокой, практически постоянной температурой воды. Подгонка производится, как правило, с помощью смесительного оборудования.

Современные низкотемпературные и конденсационные котлы работают в основном с различной температурой подготовки воды в зависимости от температуры наружного воздуха.

В определенных котельных установках, прежде всего мощностью до 100 кВт или с большим объемом воды, необходимо повышать температуру обратной линии для того, чтобы избежать образования конденсата в котле, особенно при пуске.

Установка с несколькими котлами

Если используются установки с несколькими котлами, то должны выполняться следующие дополнительные условия:

– не находящиеся в эксплуатации котлы в соответствии с Предписаниями по отопительным системам должны иметь возможность гидравлического отключения;

– для того чтобы объемный расход воды в каждом котле был постоянным, каждый котел должен быть оборудован собственным насосом;

– в соответствии с Предписанием по отопительным системам котлы должны быть оборудованы системой следящего регулирования.

В установках с несколькими котлами требуемый объемный расход воды изменяется в широком диапазоне, что может привести к неблагоприятному распределению воды, шуму в трубах и т.д. Этого можно избежать с помощью объединенного подключения, применения распределителя без давления или трубопровода для гидравлического выравнивания.

Распределитель без давления

Распределитель без давления используют в тех случаях, когда каждый отопительный контур имеет свой циркуляционный насос, который преодолевает потери давления только в данном контуре, а циркуляцию воды внутри отопительного контура обеспечивает исполнительный механизм регулирующего клапана.

Распределитель потоков

Благодаря уравнительному трубопроводу (распределителю, рис. 9.32) можно избежать перепада давления. В распределителе потоков происходит гидравлическая увязка контура котла и отопительных контуров.

Функциональные состояния

Различают три функциональных состояния:

– расход воды в отопительных контурах системы соответствует расходу воды в котле → распределитель не работает;

– расход воды в отопительных контурах системы больше расхода воды в котле (теплопотребление в отопительном контуре повышенное) → разность в расходах передается от обратной к подающей линии через распределитель (температура в подающей линии уменьшается);

– расход воды в отопительных контурах меньше расхода воды в котле (теплопотребление в отопительном контуре пониженное) → разность в расходах передается от подающей к обратной линии через распределитель (температура в обратной линии повышается).

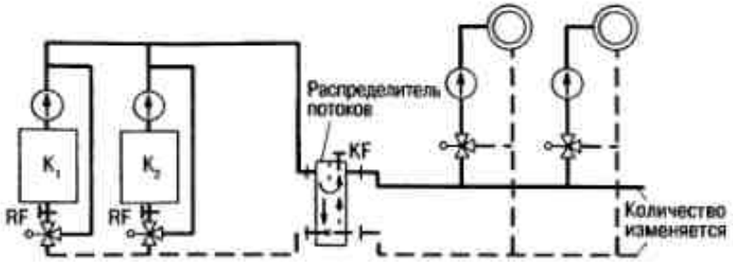


Рис. 9.32. Схема теплоснабжения с распределителем потоково воды [9.4]:
KF – датчик регулирования температуры в котле (КД);
RF – датчик регулирования температуры обратной линии (ОД);
K_1, K_2 – котел 1, 2

9.11.7. Гидравлическое выравнивание

Определение по нормативному документу VOB

В нормативных документах VOB (Предписания по условиям выполнения всех видов строительных работ) и DIN 18380 (Отопительные системы и централизованные водогрейные установки) установлено:

Системы отопления должны быть установлены таким образом, чтобы были обеспечены требуемые функции и необходимая мощность в соответствии с законодательными условиями. Гидравлическое выравнивание необходимо выполнить так, чтобы все потребители теплоты были обеспечены расходом воды в соответствии с теплопотреблением и в случаях после снижения температуры в помещении или после перерывов в работе системы.

В общем, можно отметить, что при гидравлическом выравнивании все сопротивления в системе настраиваются таким образом, что при всех режимах работы отопительные приборы снабжаются необходимым расходом горячей воды.

Подбор отопительного котла, трубопроводной сети, насоса и отопительных приборов проводится для случая номинальной нагрузки (при минимальной температуре наружного воздуха по DIN 4701), т.е. в отопительные приборы поступает номинальный расход воды. Тем самым устанавливается равновесие между расходом воды и потерями давления.

Давление насоса все же не распространяется равномерно по всей системе, так как отдельные стояки или трубопроводы имеют разные потери давления. Это приводит к неравномерному распределению теплоносителя, так как теплоноситель проходит через самые благоприятные пути с минимальными потерями давления.

Выравнивание посредством изменения поперечного сечения трубопроводов или их длины по принципу Тихельмана не всегда является возможным из-за повышенной скорости потока и местных особенностей.

Наиболее удобными вариантами выравнивания давления является встраивание дополнительных перенастраиваемых или регулируемых сопротивлений потока:

– предварительная настройка вентиля-термостата;

– настройка в месте присоединения обратной линии к отопительному прибору при помощи обжимной накидной гайки;

– установка и предварительная настройка регулирующих вентилей для стояков.

Регулирование в месте присоединения обратной линии к отопительному прибору при помощи обжимной накидной гайки применяется реже.

Как правило, подгонка производится с помощью изменения коэффициента пропускания вентиля $k_{вент}$ отопительного прибора. Если таким образом выравнивание не достигается, то используют регулирующие вентили для стояков.

Любая арматура может реализовать лишь определенный интервал изменения расхода воды. При этом большое значение имеет и то, какая задана характеристика – линейная или равнопроцентная (логарифмическая).

В качестве основной характеристики применяют коэффициент вентиля $k_{вент}$. Это значение определяется изготовителем в виде формулы, которая показывает, какой расход в м³/ч проходит через арматуру при определенной разности давления (см. раздел «Измерительная и регулирующая техника»).

В качестве основного значения (стандартного коэффициента) для соответствующей арматуры задается $k_{вент,\,ст}$, который показывает максимальный расход при полном открытии и разности давлений 1 бар. Данный коэффициент представляет собой теоретическую величину, заданную изготовителем.

Зона пропорциональности регулирующего вентиля составляет обычно около 2 К. Из этого следует, что коэффициент $k_{вент,\,ст}$ в качестве основы для расчета применяться не может, а вместо него необходимо применять $k_{вент}$ при $X_p = 2$ К.

Характеристика вентиля определяется следующим образом:

$$k_{вент} = \frac{V}{\sqrt{\Delta p_{вент}}}\,[м^3/ч] \qquad k_{вент} = \frac{V}{\sqrt{10 \cdot \Delta p_{вент}}}\,[м^3/ч] \tag{9.64}$$

где:
V в м³/ч
p в бар

где:
V в л/ч
p в Па

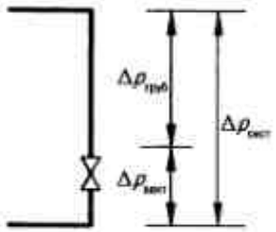


Рис. 9.33. Представление долей потерь давления

Для того чтобы исполнительный орган регулирующего клапана оказывал действительно хорошее влияние, он должен компенсировать определенную долю потерь давления $\Delta p_{вент}$ от общих потерь давления системы $\Delta p_{сист}$ или равнозначащих потерь давления отопительного контура $\Delta p_{ц}$ (рис. 9.33).

Влияние вентиля

Эта доля обозначается как влияние вентиля $P_{вент}$ и показывает соотношение потерь вентиля в открытом состоянии и общих потерь давления в рассматриваемом отопительном контуре с изменяющимся расходом:

$$P_{вент} = \frac{\Delta p_{вент}}{\Delta p_{сист}} = \frac{\Delta p_{вент}}{\Delta p_{труб} + \Delta p_{вент}}. \tag{9.65}$$

Для обеспечения условий хорошего регулирования коэффициент влияния вентиля $P_{вент}$ должен быть как можно большим. При этом необходимо соблюдать допустимую скорость воды в вентиле. Обычно величина влияния вентиля находится в интервале от 0,3 до 0,7.

На основании выбранного коэффициента влияния вентиля и расхода теплоносителя, который рассчитывается по необходимому теплопотреблению, в соответствии с преобразованиями уравнений 9.17, 9.18 и 9.65 можно рассчитать размер вентиля:

$$\Delta p_{вент} = P_{вент} + \Delta p_{сист};$$

$$V_{вент} = \frac{Q_{оп}}{\rho \cdot 1{,}163 \cdot \Delta t}.$$

Нормируемый показатель

В качестве нормируемых показателей перепада давления в отопительном контуре (отопительный прибор + вентиль) рекомендуются следующие значения:

– вдали от насоса: от 50 до 100 мбар;

– вблизи насоса: 150 мбар.

Исследования показали, что в радиаторных вентилях-термостатах из-за слишком высокого давления насоса всегда существуют проблемы с шумом. В соответствии с данными Федерального союза по санитарии, отоплению и кондиционированию максимальный перепад давления необходимо ограничивать до 200 мбар (20 000 Па).

Как правило, минимальные потери давления в вентиле приравнивают к 40 мбар (4000 Па).

Используя эти значения для потерь давления в соответствии с уравнением 9.64, можно рассчитать значение коэффициента пропускания вентиля $k_{вент}$ и выбрать необходимый вентиль в соответствии с проектными данными.

Для выбранного вентиля с учетом расхода существующие потери давления определяются по уравнению 9.13:

$$\Delta p_{вент} = \left[\frac{V}{k_{вент}}\right]^2 \cdot \frac{1}{10}\,[\text{Па}],$$

где V измеряется в л/ч.

Если используют максимальное значение коэффициента пропускания вентиля $k_{вент}$, то значение потерь давления соответствует полностью открытому вентилю.

Для проведения гидравлического выравнивания необходимо определить потери давления каждого участка, ведущего к отопительным приборам. Соответствующий перепад давления определяется для самого неблагоприятного отопительного прибора. Этот перепад с помощью вентиля отопительного прибора должен быть уменьшен, т.е. выровнен. Тем самым на основании потерь давления определяют характеристику вентиля для предварительной настройки вентиля отопительного прибора.

Для того чтобы рассчитать необходимую предварительную настройку вентиля в качестве Δp, в уравнение 9.64 подставляют общие потери давления, т.е. потери давления, которые необходимо уменьшить, плюс потери давления при полностью открытом вентиле.

Если самый неблагоприятный отопительный прибор устанавливается без минимальных потерь давления на вентиле отопительного прибора, то предварительную настройку производить не нужно.

Если потери давления, которые необходимо уменьшить, являются слишком большими, то необходимо увеличить размеры вентиля или применять регулирующий вентиль для отдельных стояков (см. раздел «Измерительная и регулирующая техника»).

9.11.8. Пример расчета гидравлического выравнивания

Для расчета гидравлического выравнивания здесь будет продолжено рассмотрение примера 9.4 «Насосная система водяного отопления».

Основу расчета составляют приведенные в табл. 9.10 потери давления отдельных участков, ведущих к отопительным приборам. Вентиль-термостат должен быть предварительно настроен таким образом, чтобы каждый участок имел одинаковые потери давления, равные 18 598 Па (самый неблагоприятный участок до отопительного прибора ОП8).

Выравнивание будет показано на примере отопительного прибора ОП1.

$\Delta p_{оп8} = 18\,598$ Па;

$\Delta p_{оп1} = 10\,599$ Па.

Определяем перепад давления – 7999 Па, который необходимо дополнительно уменьшить в вентиле. Для этого определяем по уравнению 9.64 значение коэффициента пропускания вентиля $k_{вент}$ и принимаем значение предварительной настройки в соответствии с данными изготовителя.

$$k_{вент} = \frac{46{,}7}{\sqrt{10 \cdot (4000 + 7999)}} = 0{,}13.$$

В соответствии с данными изготовителя [9.2] выбираем значение предварительной настройки на вентиле точной регулировки «U», равное 5.

Необходимые значения предварительной настройки для всех отопительных приборов представлены в табл. 9.17.

В соответствии с данными изготовителя настройка может производиться плавно в пределах от 1 до 7, т.е. можно выбрать промежуточные значения (например, 5...6).

Таким образом, расчет насосной системы водяного отопления закончен.

Таблица 9.17. Предварительная настройка вентилей отопительных приборов

Отопительный прибор	Объемный расход V, л/ч	Потери давления вентиля $\Delta p_{вент}$, Па	Потери давления на участке до ОП $\Delta p_{оп}$, Па	Потери давления, которые необходимо уменьшить до ОП8, Па	Общие потери давления через вентиль $\Delta p_{вент}$, Па	Коэффициент пропускания вентиля $k_{вент}$	Предварительная настройка
1	46,7	4000	10 599	7999	11 999	0,13	5
2	84,6	6191	13 102	5496	11 687	0,24	7
3	93,4	7546	13 904	4694	12 240	0,27	N
4	46,7	4000	9703	8895	12 895	0,13	5
5	58,4	4000	10 951	7647	11 647	0,17	5...6
6	58,4	4000	10 726	7872	11 872	0,17	5...6
7	46,7	4000	10 588	8010	12 010	0,13	5
8	116,8	11 801	18 598	0	0	0,34	N
9	99,3	8530	15 060	3538	12 068	0,28	N

ГЛАВА 10

СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

10.1. Отличительные признаки систем

В системах парового отопления нагревающей средой-теплоносителем является пар. При этом различают:

– паровые системы высокого, низкого давления, а также вакуум-паровые;
– открытые и закрытые системы парового отопления;
– с сухими и мокрыми конденсатопроводами;
– с возвратом конденсата в котел за счет давления (гидростатического или остаточного) или с помощью насоса.

Для отопления помещений применяют только пар низкого давления до 1 бар (избыточное давление).

Пар подается по трубопроводам к отопительным приборам, конденсируется после отдачи теплоты конденсации и в виде конденсата возвращается в отопительный котел, который является парогенератором.

Согласно Распоряжению о паровых котлах для отопления жилых помещений, могут устанавливаться и эксплуатироваться только паровые котлы низкого давления с рабочим избыточным давлением до 1 бар.

На практике применяют системы с более низким давлением (табл. 10.1).

Таблица 10.1. Избыточное рабочее давление в системах парового отопления низкого давления [4.1]

Размер установки в метрах	Рекомендуемое избыточное рабочее давление в бар
до 100	0,05
от 100 до 150	0,08
от 150 до 200	0,10
более 200	≥ 0,15

Из-за высокой температуры пара применяют специальные отопительные приборы, в основном это чугунные радиаторы или воздухонагреватели, и не применяют стальные отопительные приборы.

В отопительных системах находится воздух, который вытесняется подаваемым паром. Поэтому для каждой отопительной установки должна быть предусмотрена возможность подачи и отвода воздуха в системе трубопроводов. Воздух, который тяжелее пара, вытесняется в конденсатопроводы и отводится из системы.

Принципиальным для системы парового отопления является то, что в каждом отопительном приборе образуется конденсат, который необходимо отводить.

Конденсатопроводы должны отводить не только конденсат, но и воздух, который находится в системе при пуске.

Так как температура поверхности отопительных приборов является повышенной, то паровое отопление низкого давления в жилых и офисных зданиях применяют редко.

Мягкое паровое отопление

Там, где паровое отопление все же применяется, значения температуры на поверхности отопительных приборов должны быть как можно ниже. Для достижения этого часто применяют так называемое мягкое паровое отопление. Применяют специальные отопительные приборы, которые внутри имеют более высокую температуру, чем на поверхности. Пар подается через систему паровых форсунок в каждую отдельную секцию, где он смешивается с находящимся внутри воздухом и конденсируется (рис. 10.1).

Вакуум-паровое отопление

Другой метод, который позволяет понизить температуру поверхности отопительных приборов, – это системы вакуум-парового отопления. Они отличаются тем, что в конденсатопроводах устанавливается разрежение. Абсолютное давление пара находится в пределах от 0,2 до 1,1 бар.

Так как в подающей линии находится пар, а в обратной – конденсат, то при выборе размеров необходимо большое внимание уделить тому, чтобы выпадение конденсата происходило только в отопительных приборах, а воздух мог беспрепятственно удаляться. Необходимо избегать проникновения пара в конденсатопроводы. По этой причине давление пара перед отопительным прибором ограни-

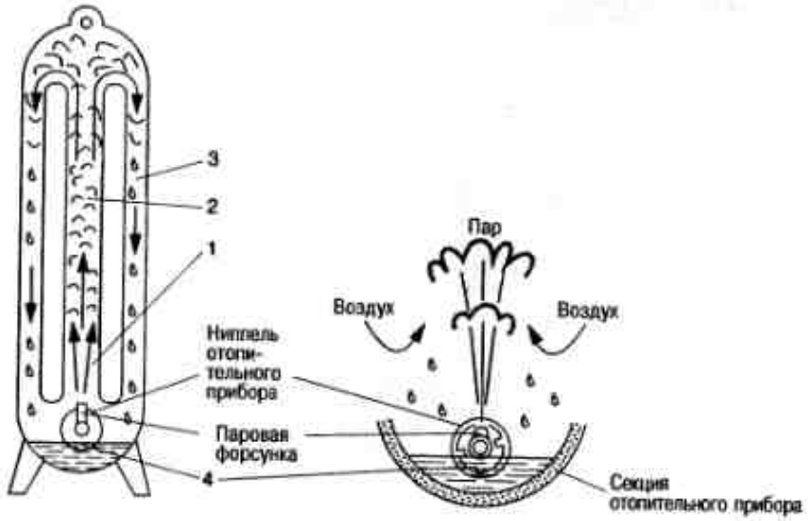


Рис. 10.1. Принцип действия мягкого парового отопления [4.1]:
1 – парораспределяющая труба с направленными вверх паровыми форсунками для каждой секции;
2 – зона смешения конденсирующегося пара и нагреваемого воздуха;
3 – зона охлаждения воздуха или зона остаточной конденсации;
4 – камера для сбора конденсата и его отвода

чивают до 2000 Па. Система трубопроводов должна быть рассчитана таким образом, чтобы это давление не было превышено. Если это невозможно, то избыточное давление должно быть уменьшено с помощью регулирующего вентиля.

Повышенная температура в системе отопления приводит также к увеличению потерь теплоты. Необходимая продувка конденсатопроводов и связанное с этим попадание в систему кислорода приводят к повышенным условиям коррозии.

10.2. Прокладка трубопроводов и выбор размеров

В основном применяют двухтрубную систему прокладки трубопроводов.

Система разводки

При такой системе для пара в подающей линии и конденсата в обратной линии используют два различных вида трубопроводов. Основные трубопроводы могут быть проложены:

- с нижней разводкой – в подвальном этаже;
- с верхней разводкой – в чердачном помещении.

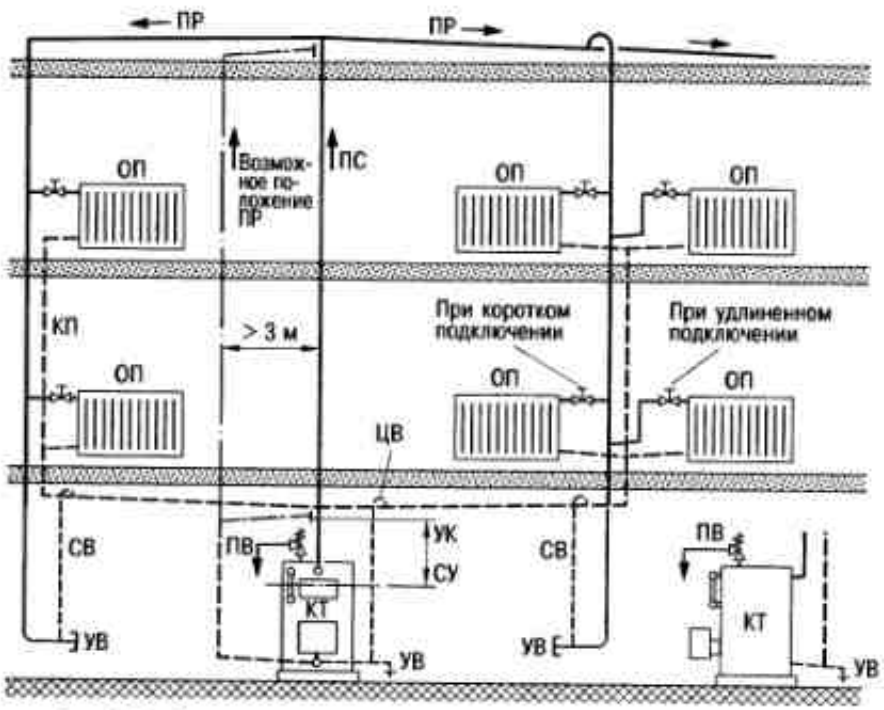


Рис. 10.2. Верхняя разводка с сухим конденсатопроводом [4.1].
Если основной подъемный стояк удален от котла более чем на 3 м, для него необходимо предусмотреть непосредственный слив воды:

УК – уровень стояния конденсата;
ПС – пароподъемный стояк;
УВ – местное удаление воздуха;
СВ – слив воды;
ОП – отопительный прибор;
КТ – парогенератор (котел);
КП – конденсатопровод;
СУ – средний рабочий уровень воды;
ПВ – предохранительный вентиль или стояк для отвода пара;
ЦВ – централизованное удаление и подача воздуха;
ПР – парораспределительный трубопровод

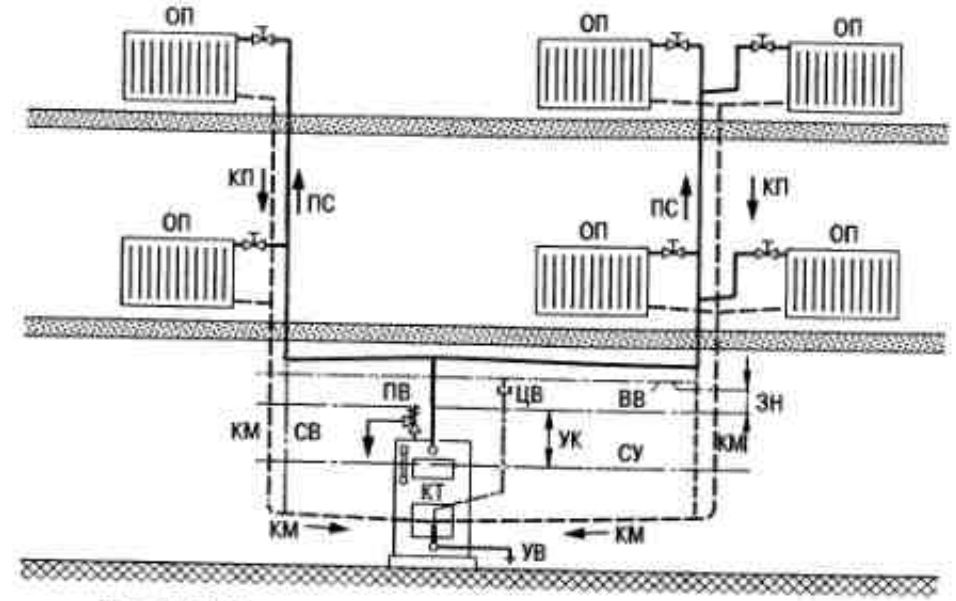


Рис. 10.3. Нижняя разводка с мокрым конденсатопроводом [4.1]:

УК – уровень стояния конденсата;
ПС – пароподъемный стояк;
ПР – парораспределительный трубопровод;
СЛ – слив воды;
ОП – отопительный прибор;
КТ – парогенератор (котел);
КМ – мокрый конденсатопровод;
КП – конденсатопровод;
ВВ – воздуховод;
СУ – средний рабочий уровень воды;
ПК – предохранительный клапан;
ЗН – запас надежности по уровню конденсата;
ЦВ – централизованное удаление и подача воздуха;
СВ – слив воды

Конденсатопровод

Конденсатопроводы могут проходить:

- сухие – выше уровня стояния конденсата (рис. 10.2);
- мокрые – ниже уровня стояния конденсата (рис. 10.3).

Уровень стояния конденсата

Высота уровня стояния конденсата (граница зоны давления, рис. 10.4) определяется по рабочему давлению системы (например, 1 бар → 1 м) и относится к среднему рабочему уровню воды в котле. Сухие конденсатопроводы прокладываются над уровнем стояния конденсата с запасом надежности, равным 10% от высоты столба конденсата.

Горизонтальные участки паропроводов необходимо прокладывать таким образом, чтобы конденсат отводился по возможности в направлении парового потока и чтобы из трубопровода можно было отвести воду. Уклон должен составлять примерно 0,5...1%.

Выбор размеров

Выбор размеров осуществляют на той же теоретической основе, которая используется при расчетах систем водяного отопления.

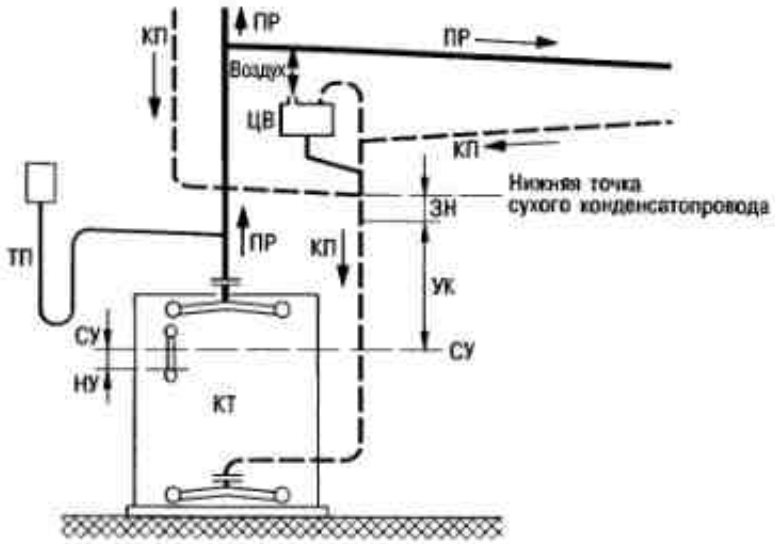


Рис. 10.4. Уровень стояния конденсата [4.1]:

УК – уровень стояния конденсата;
ПР – паораспределительный трубопровод;
КТ – парогенератор (котел);
КП – конденсатопровод;
СУ – средний рабочий уровень воды;
НУ – допустимый нижний уровень воды с предусмотренной меткой ≥ 50 мм выше нижнего подключения индикатора уровня воды;
ТП – предохранительный стояк для отвода пара;
ЗН – запас надежности по уровню конденсата;
ЦВ – централизованное удаление и подача воздуха с резервуаром для уменьшения давления, подключенным по принципу открытого расширительного бака

Паропровод

При этом выбор размеров паропроводов производится таким образом, чтобы давление в котле из-за потерь в подающей линии снижалось до остаточного давления 1000...2000 Па до вентиля отопительного прибора или до 2000...5000 Па перед воздухонагревателем. Имеющиеся потери давления определяются на основе разности между давлением в котле и остаточным давлением перед отопительным прибором. При проведении предварительного расчета исходят из того, что доля отдельных сопротивлений составляет 33%. Участки рассчитываются по потоку теплоносителя и длине, при этом максимальные потери давления для наиболее удаленного потребителя (отопительного прибора) имеют решающее значение.

Для этого используют соответствующие таблицы или диаграммы (табл. 10.2).

При окончательном расчете по известному уравнению

$$\Delta p = \sum (R \cdot l) + Z$$

определяются потери давления, которые должны совпадать с имеющимся перепадом давления. Необходимо обратить внимание на то, что скорость потока пара до отопительного прибора должна быть достаточно равномерной и не превышать 20 м/с.

Таблица 10.2. Потери давления в системах парового отопления низкого давления [4.1] p = 1,2 бар (абс), t_{Ka} = 90°С, для стальных труб – среднетяжелых по DIN 2440 и бесшовных труб по DIN 2449

DN н. ш., мм		10 12,25	15 15,75	20 21,25	25 27,00	32 35,75	40 41,25	50 51,5	60 64	65 70	80 82,5	100 100,5	125 125	150 150	200 204
Потери давления R, Па/м		Q тепловая мощность, кВт v скорость воды, м/с													
5	Q	–	–	–	2,62	5,65	8,35	15,2	27,4	35,0	54,5	92,7	166	271	615
	v	–	–	–	3	4	4	5	6	6	7	8	10	10	14
8	Q	–	–	1,76	3,43	7,37	10,9	19,9	35,7	45,4	70,6	120	215	350	790
	v	–	–	3	4	5	6	7	8	8	9	10	12	14	16
12	Q	–	0,98	2,24	4,30	9,25	13,6	24,9	44,7	56,7	88,4	150	269	435	981
	v	–	4	4	5	6	7	8	10	10	12	14	16	18	20
18	Q	0,63	1,24	2,81	5,42	11,6	17,1	31,0	55,8	70,9	110	187	334	541	1221
	v	4	4	6	7	8	9	10	12	12	14	16	20	22,5	25
24	Q	0,73	1,47	3,33	6,37	13,6	20,1	36,5	65,4	82,9	129	217	388	631	1419
	v	4	5	7	8	10	10	12	14	16	16	20	22,5	25	30
30	Q	0,83	1,65	3,77	7,21	15,3	22,7	41,2	73,3	93,6	145	245	438	710	1593
	v	5	6	7	9	10	12	14	16	18	20	22,5	25	30	35
40	Q	0,98	1,95	4,41	8,46	18,0	26,6	48,1	85,9	109	170	286	510	826	1837
	v	6	7	9	10	12	14	16	18	20	22,5	25	30	35	40
50	Q	1,11	2,22	4,99	9,57	20,5	30,0	54,3	97,0	123	191	322	574	930	2093
	v	7	8	10	12	14	16	18	20	22,5	25	27,5	35	35	45
60	Q	1,23	2,45	5,52	10,6	22,6	33,1	59,9	107	136	210	355	631	1026	2303
	v	7	9	10	12	16	18	20	22,5	25	27,5	30	35	40	50
80	Q	1,45	2,87	6,49	12,3	26,4	38,6	69,9	124	158	245	414	735	1186	–
	v	9	10	12	16	18	0	22,5	27,5	30	30	35	40	45	–
120	Q	1,83	3,61	8,12	15,5	23,8	47,9	86,9	155	195	303	510	909	–	–
	v	10	12	16	18	22,5	25	30	35	35	40	45	50	–	–
180	Q	2,28	4,50	10,1	19,3	40,8	59,6	108	192	243	376	–	–	–	–
	v	14	16	20	22,5	27,5	30	35	40	45	50	–	–	–	–
240	Q	2,66	5,26	11,7	22,4	47,4	69,4	126	222	284	–	–	–	–	–
	v	16	18	22,5	27,5	35	35	40	50	50	–	–	–	–	–
300	Q	3,00	5,93	13,4	25,2	53,5	78,1	141	–	–	–	–	–	–	–
	v	18	22,5	27,5	30	35	40	45	–	–	–	–	–	–	–

Конденсатопровод

Для конденсатопровода расчет проводить необязательно. Определение размеров производится по опытным величинам, так как наряду с конденсатом в конденсатопроводах движется воздух. Размеры определяются на основании количества конденсата, получающегося из пара, по табл. 10.3, в зависимости от длины трубопроводов. При этом необходимо различать сухие и мокрые конденсатопроводы, а также их расположение – горизонтальное или вертикальное.

Таблица 10.3. Диаметр труб конденсатопроводов [4.1]. При мокрых конденсатопроводах выбор размеров необходимо производить по колонке 4. Длины трубопроводов самого нижнего и удаленного от котла отопительного прибора

Диаметр d, DN	Необходимое для конденсации воды из пара количество теплоты Q, кВт				
	Сухой конденсатопровод		Мокрый конденсатопровод		
	горизонтальный с уклоном	вертикальный	$l < 50$ м	$l = 50...100$ м	$l > 100$ м
15	4,5	7	32	21	10
20	17,5	25	81	52	29
25	32,5	49	145	93	46
32	79	115	315	200	100
40	120	180	435	290	133
50	250	370	750	510	250
(57)	365	550	1100	720	365
60	495	740	1450	990	500
65	580	870	1750	1220	580
(76)	700	1050	2150	1450	700
80	870	1300	2600	1750	870
(88)	1050	1570	3100	2100	1050
90	1280	1920	3600	2300	1280
100	1450	2150	4000	2800	1450

10.3. Предохранительное оборудование[1]

Защита систем парового отопления низкого давления от превышения давления производится с помощью стояков для отвода пара или предохранительных клапанов.

Стояк для отвода пара

Принцип работы стояка для отвода пара основывается на принципе U-изогнутой трубы (гидравлического затвора). Точные размеры в соответствии с рис. 10.5 приведены в DIN 4750.

Если давление пара превышает конструктивно обоснованную максимальную высоту защитного столба конденсата в гидравлическом затворе h_1, включая запас надежности, равный 0,5 м, то содержащаяся в стояке запирающая жидкость, высота столба h_1 + 0,5 м, вытесняется в бак для избыточной жидкости, и избыточный пар отводится через продувочный трубопровод. После этого запирающая жидкость возвращается обратно в стояк для отвода пара.

Номинальный диаметр стояков для отвода пара, а также их размеры зависят от мощности и регламентированы в DIN 4750 (табл. 10.4).

[1] Предохранительное оборудование и защита паровых котлов при отклонении режимов работы приведены в Правилах устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов..., разработанных Министерством строительства России в 1992 г.

Таблица 10.4. Требуемый номинальный диаметр стояков для отвода пара по DIN 4750 [4.1]

Номинальный диаметр стояка для отвода пара	Мощность парогенератора	
	кг/ч	кВт
32	...60	...41
40	61...100	42...64
50	101...200	65...133
65	201...500	134...325
80	501...1000	326...651
100	1001...1600	652...1093
125	1601...2800	1094...1861
150	2801...5000	1862...3256
175	5001...7500	3257...5117

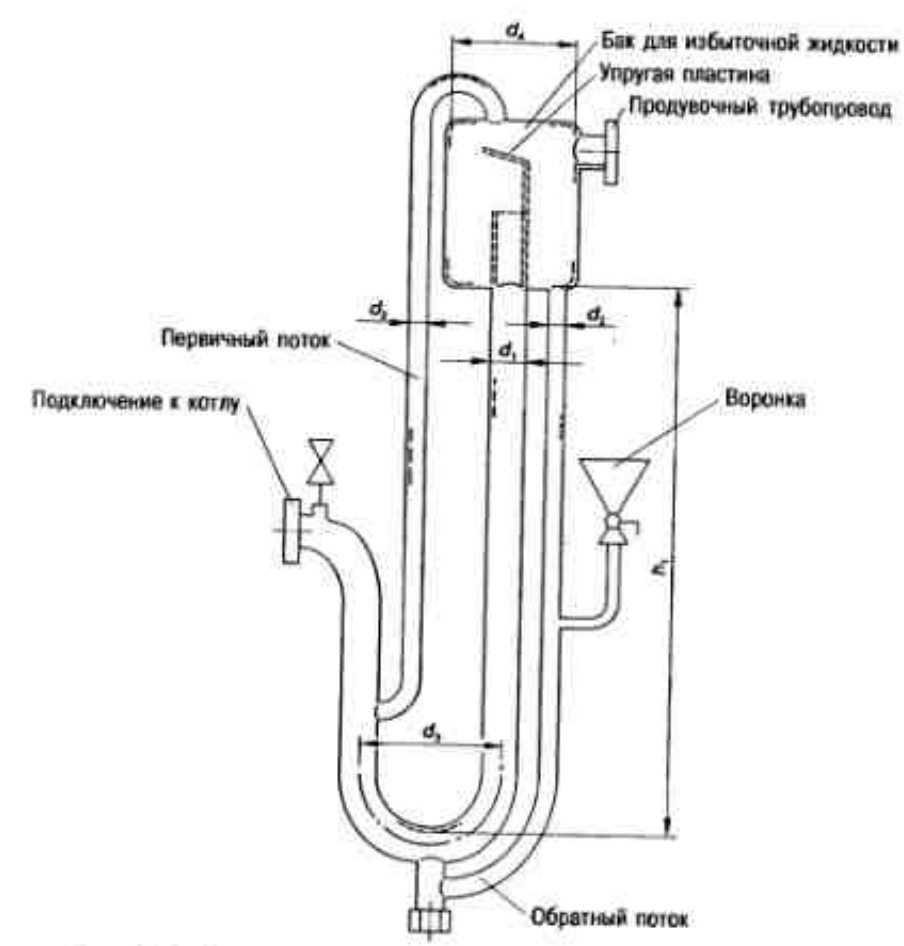


Рис. 10.5. Изготовление стояков для отвода пара по DIN 4750 [4.1]

Предохранительные клапаны

При рабочем избыточном давлении более 0,5 бар применяют только предохранительные клапаны.

Свободное минимальное сечение предохранительного клапана выбирают в соответствии с данными производителя. Можно применять только нагруженные предохранительные вентили.

Установка

Стояки для отвода пара или предохранительные клапаны присоединяют к паровой камере котла. Присоединительный трубопровод необходимо прокладывать с уклоном к котлу. Этот трубопровод не должен содержать сужений или запорной арматуры.

Стояк для отвода пара необходимо предохранять от замерзания.

Продувочные трубопроводы необходимо располагать таким образом, чтобы они не могли представлять опасность для людей.

ГЛАВА 11

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

11.1. Сети теплоснабжения

Тепловые станции

Снабжение теплотой от системы централизованного теплоснабжения в последнее время приобретает все большее значение. Выработка теплоты производится в основном в районных котельных или на теплоэлектростанциях. Котельные, в основном обозначаемые как районные тепловые станции, служат только для выработки теплоты для отопления и обеспечивают лишь относительно небольшие области.

Теплоэлектростанции

Теплоэлектростанции работают по принципу взаимосвязи энергии и теплоты (одновременно вырабатываются и используются электрическая энергия и теплота). Такой способ является очень экономичным, так как теплота является «побочным» продуктом при производстве электрической энергии в паровых турбинах. Тем самым значительно повышается КПД установки – примерно с 30 до примерно 70–80%. Чтобы работа теплоэлектростанции была рентабельной, необходимо отведение большого количества теплоты. Возможно также сооружение районных теплоэлектростанций для обеспечения небольших областей.

В последнее время производителями также предлагаются децентрализованные районные теплоэлектростанции малой мощности.

Преимущества

Преимуществами централизованного теплоснабжения являются:
- пониженная нагрузка на окружающую среду;
- более низкие затраты на обслуживание для потребителей;
- экономия пространства у потребителей;
- высокая надежность работы.

Недостатками являются в основном высокие инвестиционные затраты и зависимость от поставщиков теплоты от теплоэлектростанций.

Для передачи теплоты от производителя до потребителя используют как теплую (горячую) воду, так и пар, при этом теплая вода является самым распространенным теплоносителем. Передача теплоты может производиться как по двухтрубной, так и по трехтрубной системе.

Двухтрубная система

Трехтрубная система

Предпочтительно используется двухтрубная система. Эта система делится на подающий и обратный трубопроводы, ведущие от производителя к потребителю теплоты и обратно. При трехтрубной системе к потребителю ведутся два отдельных подающих трубопровода, которые обеспечивают различные условия работы, например, различные рабочие температуры, или предназначенные для летнего и зимнего режимов. Для обратной линии используется совместный трубопровод.

Паровая система

Если применяется паровая система, то в подающей линии к отопительным приборам поступает пар, который конденсируется в них и возвращается обратно в виде конденсата. Поскольку пар имеет больший объем по сравнению с объемом конденсата, паропроводы имеют размеры больше, чем конденсатопроводы.

11.2. Режимы эксплуатации

В основном различают три режима эксплуатации:

Скользящий режим

Температура в подающем трубопроводе теплосети изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха. Этот режим можно использовать только для отопления.

Постоянный режим

Температура в подающем трубопроводе теплосети остается постоянной и не зависит от температуры наружного воздуха.

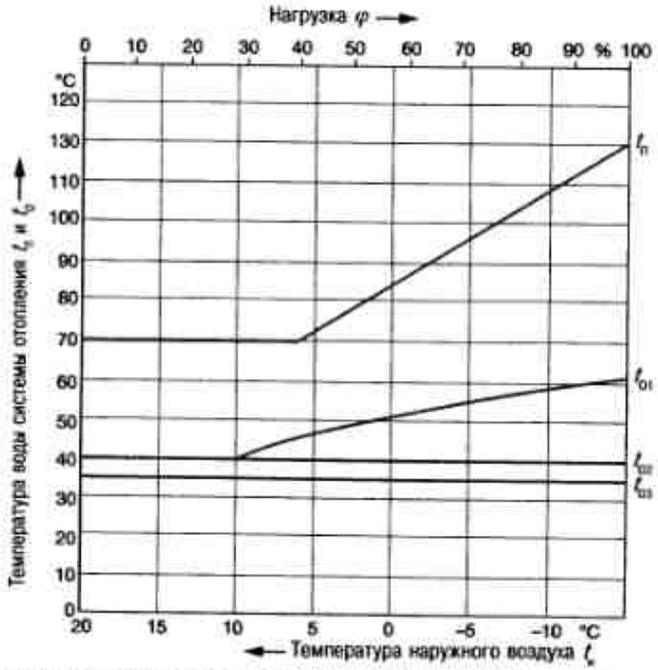


Рис. 11.1. Температурная диаграмма для постоянноскользящего режима [4.1]:
$t_п$ – температура подающей линии в домовой передающей станции;
t_{01} – наибольшая допустимая температура обратной линии теплоотводящей установки при использовании только для отопления помещений;
t_{02} – температура обратной линии при использовании вентиляционных установок в помещении;
t_{03} – температура обратной линии при использовании для нагрева технической воды

Этот режим используют, прежде всего, для нагрева технической воды и для систем отопления с постоянной температурой, например, вентиляционных устройств с постоянной температурой или промышленных установок.

Постоянно-скользящий режим (рис. 11.1)

При таком режиме вне отопительного периода в подающей линии отопления поддерживается минимальная температура примерно от 60 до 70°С.

Циркуляционные насосы

Местное рабочее давление

Подача теплой воды в сеть снабжения производится с помощью циркуляционных насосов. Напор определяется по потерям давления подающей и обратной линий, а также потерям давления в теплогенераторе и у потребителя. Местное рабочее давление определяется по статическому давлению с добавлением циркуляционного давления насоса.

11.3. Домовая станция

Прямое подключение

Домовая станция является связующим звеном между сетью теплоцентрали и системой дома. Ее конструкция определяется в зависимости от технических условий договора с предприятием – поставщиком теплоты, который должен соот-

Рис. 11.2. Домовая станция с прямым подключением [4.1]:

1 – запорный вентиль;
2 – грязеуловитель;
3 – манометр;
4 – защита от превышения давления;
5 – термометр;
6 – циркуляционный насос;
7 – регулирование температуры подающей линии в зависимости от температуры наружного воздуха;
8 – потребитель теплоты;
9 – возвратный вентиль;
10 – исполнительный орган с регулирующим приводом;
11 – регулятор подачи в зависимости от перепада давлений;
12 – счетчик теплоты

ветствовать Предписаниям по общим условиям теплоснабжения и учитывать условия эксплуатации сети. Предприятие-поставщик устанавливает, какая часть мощности установки внутри домовой станции является собственностью данного предприятия. Подключение к центральной теплосети подразделяется на:

– центральную теплосеть (сеть снабжения предприятия-поставщика);

– домовые присоединительные трубопроводы (соединительные трубопроводы между центральной теплосетью и потребителем);

– домовые станции (блок из передающей станции и домового коммутатора);

– передающие станции (передача теплоты на основании условий договора в отношении давления, температуры и объемного расхода в домовой коммутатор);

– домовой коммутатор (связь между передающей станцией и домовыми установками учитывает регулирующее оборудование, возможно, теплообменники и циркуляционные насосы).

Передача теплоты от теплосети в домовые установки может производиться с помощью прямого и непрямого подключений.

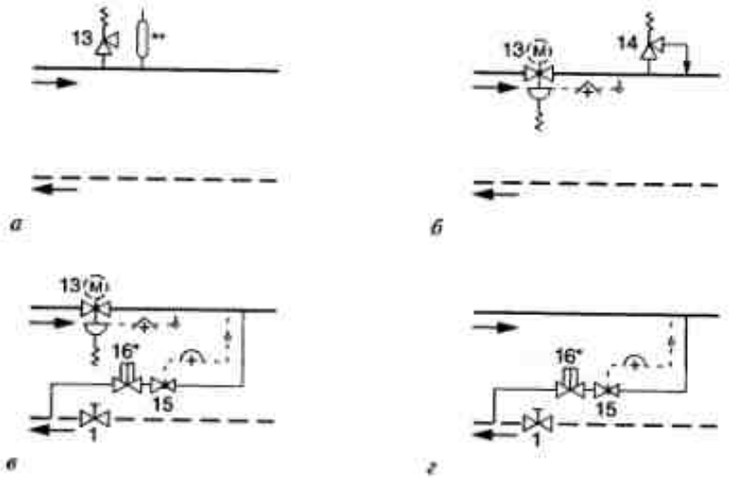


Рис. 11.3. Предохранительное оборудование [4.1]:

а – с предохранительным клапаном (ПК);

б – с запорным предохранительным вентилем (ЗПВ) в соединении с предохранительным клапаном (ПК) (импульс на закрытие ЗПВ дает датчик давления);

в – с запорным предохранительным вентилем (ЗПВ) в соединении с предохранительным перепускным вентилем (ППВ);

г – с предохранительным перепускным вентилем (ППВ).

1 – запорный вентиль;
13 – предохранительный клапан;
13м – предохранительный запорный вентиль;
14 – предохранительный клапан с датчиком давления;
15 – предохранительный перепускной вентиль;
16 – папорный вентиль с ручным приводом.

* Запорная арматура защищена от недопустимого закрытия.

** Бачок для снижения давления требуется при тепловой мощности более 350 кВт и температуре подающей линии сети выше 100°С.

При прямом подключении теплоноситель из центральной теплосети напрямую поступает в домовые системы. Основная конструкция в соответствии с DIN 4747 «Отопительные установки для районного отопления. Требования безопасности домовых подстанций, станций и систем, соединяемых с районными сетями горячей воды» представлена на рис. 11.2.

Необходимые параметры работы домовой системы должны быть соответствующим образом отрегулированы, например, с помощью редуцирования давления или регулирования температуры посредством смешения прямой и обратной воды. В системе должно быть предусмотрено предохранительное оборудование на случай превышения рабочего давления в соответствии с DIN 4747 (рис. 11.3).

При таком способе подключения происходит значительное охлаждение теплоносителя. Предприятия-поставщики часто устанавливают дополнительные условия, касающиеся исполнения домовых систем для того, чтобы уменьшить негативное влияние теплоносителя.

Непрямое подключение

При непрямом подключении центральная теплосеть (первичный контур) и домовая сеть (вторичный контур) связаны между собой с помощью теплопередатчика (теплообменника). Благодаря этому домовая сеть может эксплуатироваться вне зависимости от давления и температуры центральной теплосети. Основная конструкция представлена на рис. 11.4.

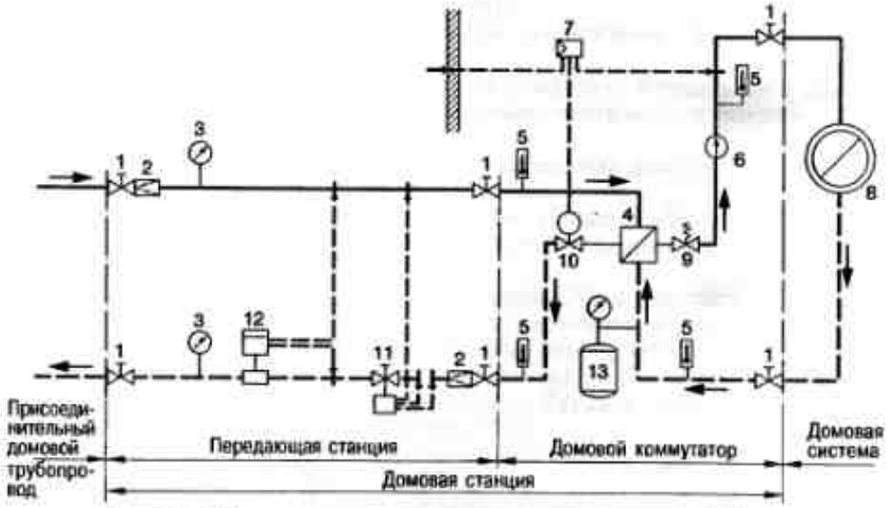


Рис. 11.4. Домовая станция с непрямым подключением [4.1]:

1 – запорная арматура;
2 – грязеуловитель;
3 – манометр;
4 – теплообменник;
5 – термометр;
6 – циркуляционный насос;
7 – регулирование температуры подающей линии в зависимости от температуры наружного воздуха;
8 – потребитель теплоты;
9 – предохранительный клапан;
10 – исполнительный орган с регулируемым приводом;
11 – регулятор подачи в зависимости от перепада давлений;
12 – счетчик теплоты;
13 – закрытый расширительный бак с манометром

Теплообменник рассчитывается по первичному контуру — в соответствии с максимальными рабочими параметрами сети, по вторичному контуру — в соответствии с требуемыми параметрами нагревательной установки воды для отопления и хозяйственно-бытовых нужд. Благодаря параллельно подключенным теплообменникам различные потребители, например отопление и нагреватели технической воды, могут обеспечиваться в соответствии с требуемыми параметрами. Домовая станция должна иметь термостатическую защиту в соответствии с DIN 4751 «Установки водяного отопления» и DIN 4753 «Установки для нагрева питьевой и технической воды».

Так как большинство предприятий — поставщиков теплоты требуют от потребителя согласованную в договоре температуру обратной линии, домовые станции следует рассчитывать таким образом, чтобы при максимальной тепловой мощности значение этой температуры не опускалось ниже допустимого. Должно быть предусмотрено ограничение температуры обратной линии.

Для небольших систем часто предлагают компактные домовые станции. Достоинством данных станций является низкая стоимость монтажа и малая потребность в площади для установки станции.

Список литературы

[1.1] *Шульте* Будущее отопительной техники. Отдельный вып. 3/97. Buderus Heiztechnik GmbH.

[1.2] *Шорман Г.* Влажность в зданиях.

[1.3] *Франк В.* Климат в помещении и тепловой комфорт: Доклад по исследованиям в строительстве. Вып. 104/75.

[1.4] *Золлер У., Мункельт Г.*: Строитель-теплотехник. Штутгарт: Julius Hoffmann, 1990.

[2.1] Предписание по энергосберегающей теплозащите зданий: Предписание по теплозащите, 1994.

[2.2] Предписание по энергосберегающим требованиям на отопительные технические системы и устройства, использующие техническую воду (Предписание по отопительным системам), 1988.

[2.3] Первое распоряжение о введении Федерального закона по защите от вредных выбросов: Предписание о малых топочных устройствах, 1988.

[2.4] Второе распоряжение об изменении предписания по малым топочным устройствам: Федеральный закон по защите от вредных выбросов в атмосферу, 1996.

[4.1] Справочник по отопительной технике. Buderus Heiztechnik GmbH. Берлин: Beuth, 1994.

[4.2] Выбор размеров и расчет отопительных приборов. Проектные данные 1/95. Buderus Heiztechnik GmbH.

[5.1] *Золлер У., Мункельт Г.* Строитель-теплотехник. Штутгарт: Julius Hoffmann, 1990.

[5.2] Новое тепло — новые возможности комфорта. Федеральный союз по отопительной индустрии. Объединение центрального отопительного хозяйства; Kermi GmbH, 1997.

[5.3] Настенные нагревательные котлы.Проектные данные 1/95. Buderus Heiztechnik GmbH.

[5.4] Конденсационная техника.Проектные данные. Vaillant GmbH.

[6.1] *Золлер У., Мункельт Г.* Строитель-теплотехник. Штутгарт: Julius Hoffmann, 1990.

[8.1] Отопительная техника.Проектные данные.Viega Attendorn.

[8.2] *Иле, Бадер, Гола.* Сборник таблиц по санитарии, отоплению и вентиляции. Бад Гомбург: издательство Max Gehlen, 1995.

[8.3] Основы насосной техники. Статья WILO GmbH.

[9.1] *Иле, Бадер, Гола.* Сборник таблиц по санитарии, отоплению и вентиляции. Бад Гомбург: Max Gehlen, 1995.

[9.2] Выбор размеров и расчет отопительных приборов.Проектные данные 1/95. Buderus Heiztechnik GmbH.

[9.3] Расчет систем напольного отопления. Проектные данные фирмы Roth.

[9.4] *Золлер У., Мункельт Г.* Строитель-теплотехник. Штутгарт: Julius Hoffmann, 1990.

[9.5] Проектные данные. Viessman Werke GmbH & Co.

[9.6] Каталог отопительной техники 2000/1. Buderus Heiztechnik GmbH.

Буквенные обозначения

Встречающиеся в книге буквенные обозначения и единицы измерения

Обозначения, используемые в немецкоязычной литературе	Обозначения в книге	Название	Единица измерения
A	A	площадь	м²
A_1; A_2	A_1; A_2	коэффициенты удельной теплоты сгорания топлива	–
a	a	коэффициент проницаемости	м³/(м · ч · Па^2/3)
B	B	коэффициент удельной теплоты сгорания топлива	–
c	c	удельная теплоемкость	Дж/кг · К
c	c	соотношение разностей температур для расчета отопительного прибора	–
D	D	Показатель Кришера	Вт/(м² · К)
d	d	толщина строительной конструкции	мм; м
d	d	диаметр	мм; м
F	F	поправочный коэффициент по сравнению с расчетными условиями	–
H	H	напор	м
h	h	высота	мм; м
k	k	коэффициент теплопередачи	Вт/(м² · К)
k_{eq}	$k_{экв}$	эквивалентный коэффициент теплопередачи	Вт/(м² · К)
k_N	$k_н$	нормируемый коэффициент теплопередачи	Вт/(м² · К)
k_V	$k_{вент}$	коэффициент вентиля	м³/ч
L	L	расход воздуха	м³; м³/ч
L_{min}	$L_{мин}$	минимальный расход воздуха	м³; м³/ч; м³/(ч · кВт)
l	l	длина	м; мм
m	m	масса	кг
m	m	массовый расход	кг/ч
m_{MRK}	$m_{окн}$	массовый расход в отопительном контуре	кг/ч
n	n	экспонента отопительного прибора	–

n	n	количество	–
n	n	коэффициент расширения	%
n_s	$n_в$	количество вертикальных стыков	–
n_W	$n_г$	количество горизонтальных стыков	–
$O_{2,min}$	$O_{2,мин}$	минимальный расход кислорода	м³; м³/ч; м³/(ч · кВт)
P_V	$P_{вент}$	влияние вентиля	–
p_e	$p_{кон}$	конечное давление	Па
p_f	$p_{нап}$	давление наполнения	Па
p_0	p_0	начальное давление	Па
Q	Q	количество теплоты	кДж
Q	Q	тепловой поток	Вт
Q_{FB}	$Q_{пл}$	тепловой поток пола	Вт
Q_H	$Q_{оп}$	расчетная тепловая мощность отопительного прибора	Вт
Q_H	$Q_г$	годовое теплопотребление	Вт/(м² · г); Вт/(м³ · г)
Q_{HN}	$Q_{оп,н}$	нормируемая тепловая мощность отопительного прибора	Вт
Q_L	$Q_в$	теплопотери на нагревание инфильтрующегося воздуха	Вт
$Q_{L,FL}$	Q_{EB}	теплопотери на нагревание воздуха, поступающего в результате естественной вентиляции	Вт
$Q_{L,min}$	$Q_{в,мин}$	минимальные теплопотери на вентиляцию	Вт
Q_I	$Q_{вн}$	внутренние теплопоступления	Вт
Q_N	$Q_н$	нормируемое теплопотребление	Вт
Q_{NB}	$Q_{ТН,н}$	нормируемая тепловая нагрузка	Вт
Q_{NL}	$Q_{ТМ,н}$	нормируемая тепловая мощность	Вт
Q_S	Q_s	теплопоступления солнечной энергии	Вт
Q_T	Q_T	трансмиссионные теплопотери	Вт
q	q	плотность теплового потока	Вт/м²
q_A	$q_г$	потери отходящих газов	%
q_{Aul}	$q_{расч}$	расчетная плотность теплового потока	Вт/м²
R	R	сопротивление участка трубы	Па/м
R_{AL}	$R_{нв}$	сопротивление теплопередаче из помещения в наружный воздух для граничащих с грунтом поверхностей	м² · К/Вт

R_{GW}	$R_{гв}$	сопротивление теплопередаче из помещения в грунтовые воды для граничащих с грунтом поверхностей	м² · К/Вт
R_a	$R_н$	сопротивление теплоотдаче наружной поверхности	м² · К/Вт
R_i	$R_в$	сопротивление теплоотдаче внутренней поверхности	м² · К/Вт
R_k	$R_к$	сопротивление теплопередаче	м² · К/Вт
R_u	$R_{вв}$	частичное термическое сопротивление конструкции пола по направлению вверх в помещение	м² · К/Вт
R_o	$R_{вн}$	частичное термическое сопротивление конструкции пола по направлению вниз в смежное помещение	м² · К/Вт
R_s	$R_э$	термическое сопротивление	м² · К/Вт
R_{sB}	$R_{эк}$	термическое сопротивление строительной конструкции	м² · К/Вт
r	r	поправочный коэффициент, учитывающий количество дверей в помещении	–
r	r	доля помещения	%
S_F	$S_о$	коэффициент излучения в соответствии с ориентацией по сторонам света	–
s	s	толщина строительной конструкции	мм; м
T	T	глубина залегания грунтовых вод	м
T	T	шаг укладки трубопроводов	мм; м
t	t	температура	°C
t_A	$t_г$	температура отходящих газов	°C
t_L	$t_{дв}$	температура дутьевого воздуха	°C
t_a	$t_н$	наружная температура	°C
t_a'	$t_н'$	наружная температура самых холодных двух дней	°C
t_e	$t_э$	эффективная температура	°C
t_i	$t_в$	внутренняя температура	°C
t_L	$t_В$	температура воздуха в помещении	°C
t_{ob}	$t_{пов}$	температура поверхности	°C
t_{RL}	$t_{ОТ}$	температура воды в обратном трубопроводе	°C
t_{VL}	$t_{ПТ}$	температура воды в подающем трубопроводе	°C

V	V	объемный расход	л/ч; м³/ч
V	V	объем	л; м³
V_A	$V_{системы}$	объем воды в отопительной системе	л; м³
V_a	$V_Г$	объем расширения воды в отопительной установке	л; м³
V_L	$V_В$	расход воздуха	л; м³
V_n	$V_Б$	номинальный объем расширительного бака	л; м³
V_R	$V_п$	объем помещения	л; м³
V_r	$V_з$	водяной затвор	л; м³
ω	ω	скорость	м/с
x	x	добавочный коэффициент для расчета отопительного прибора	%
Z	Z	потери давления в местных сопротивлениях	Па
α	α	коэффициент термического расширения	мм/(м · К)
α	α	коэффициент теплоотдачи	Вт/(м² · К)
α_a	$\alpha_н$	коэффициент теплоотдачи наружной поверхности	Вт/(м² · К)
α_i	$\alpha_в$	коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности	Вт/(м² · К)
β	β	кратность воздухообмена	ч⁻¹
β	β	минимальная кратность воздухообмена	ч⁻¹
Δk_A	$\Delta k_н$	поправочный коэффициент для наружной поверхности	Вт/(м² · К)
Δk_S	$\Delta k_с$	поправочный коэффициент, учитывающий влияние солнечного излучения	Вт/(м² · К)
Δp	Δp	потери давления	Па
Δt	Δt	разность температур	К
ε	ε	поправочный коэффициент, учитывающий высоту и тип здания	–
ζ	ζ	коэффициент местного сопротивления	–
ξ	ξ	коэффициент, учитывающий долю одновременных теплопотерь на инфильтрацию наружного воздуха	–
η	η	КПД, коэффициент использования	%

η_T	$\eta_т$	КПД топки	%
η_K	$\eta_к$	КПД котла	%
η_N	$\eta_{нп}$	нормируемый коэффициент использования	%
λ	λ	коэффициент избытка воздуха	–
λ	λ	теплопроводность	Вт/м · К
ρ	ρ	плотность	кг/м³
σ	σ	перепад температур	К
φ	φ	коэффициент нагрузки	–

ПРИЛОЖЕНИЕ

Нормативные документы Российской Федерации по отопительной технике

К главе 1

1. ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».
2. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология».
3. СанПиН 2.1.2.1002-00 «Санитарно-эпидемиологические требования к жилым зданиям и помещениям».
4. СНиП 31-02-2001 «Дома жилые одноквартирные».
5. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».
6. СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий».
7. СНиП 31-01-2003 «Здания жилые многоквартирные».

К главе 2

1. Межведомственные строительные нормы МГСН 2.01-99 «Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоэлектроснабжению».
2. ГОСТ 30244-94 «Теплоизоляционные материалы и защитные покрытия».
3. СНиП II-3-98 «Строительная теплотехника».
4. МГСН 2.01-99 «Энергосбережение в зданиях».
5. ГОСТ 31168-2003 «Здания жилые. Метод определения удельного теплопотребления энергии на отопление».
6. СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».
7. СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий».
8. СНиП 41-01-2003 «Тепловые сети (тепловые сети и системы централизованного теплоснабжения)». Разделы «Тепловая изоляция», «Тепловые нагрузки».
9. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

К главе 3

1. СНиП 2.04.05-91 «Пособие 9.91. Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования (1993)».
2. ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях».
3. СНиП II-3-98 «Строительная теплотехника».
4. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология».
5. ГОСТ 26602.2-99 «Блоки оконные и дверные. Методы определения воздухо- и водопроницаемости».
6. МГСН 2.01-99 «Энергосбережение в зданиях».
7. СНиП 23-101-2001 «Проектирование тепловой защиты зданий».
8. СНиП 41-01-2003 «Тепловые сети (тепловые сети и системы централизованного теплоснабжения)».
9. СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий».
10. ГОСТ 31166-2003 «Конструкции ограждающих зданий и сооружений. Метод калориметрического определения коэффициента теплопередачи».

11. ГОСТ 31168-2003 «Здания жилые. Метод определения удельного теплопотребления энергии на отопление».
12. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». Раздел «Энергоэффективность зданий».
13. СНиП 31-01-2003 «Здания жилые многоквартирные».

К главе 4

1. ГОСТ 20849-94 «Конвекторы отопительные. Технические условия».
2. ГОСТ 8690-97 «Радиаторы отопительные чугунные. Технические условия».
3. ГОСТ 27330-97 «Воздухонагреватели. Типы и основные параметры».

К главе 5

1. ГОСТ 20548-93 «Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью до 100 кВт. Общие технические условия».
2. СНиП II 35-98 «Котельные установки».
3. СНиП 3.05.02.-95 «Газоснабжение».
4. ГОСТ 21204-97 «Горелки газовые промышленные. Общие технические требования».
5. ГОСТ 17356-99 «Горелки на газообразном и жидком топливах. Термины и определения».
6. ГОСТ 29134-97 (изм. 2003) «Горелки газовые промышленные. Газоиспользуемые установки. Методы испытаний».
7. ГОСТ Р 51733-2001 «Котлы газовые центрального отопления, оснащенные атмосферными горелками, номинальной тепловой мощностью до 70 кВт. Требования безопасности и методы испытаний».
8. ГОСТ 30735-2001 «Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4,0 МВт. Общие технические условия».
9. СНиП 42-01-2002 «Газораспределительные системы».
10. ГОСТ 27824-2003 «Горелки промышленные на жидком топливе. Общие технические требования».
11. ГОСТ 21563-2003 «Котлы водогрейные. Основные параметры и технические требования».
12. ГОСТ 20995-2003 «Котлы паровые стационарные давлением до 3,9 МПа».

К главе 6

1. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

К главе 8

1. ГОСТ10704-96 «Трубы стальные электросварные. Технические условия».
2. СП 40-101-96 «Проектирование и монтаж трубопроводов из полипропилена».
3. ГОСТ 617-97 «Трубы медные. Технические условия».
4. ГОСТ 8951-98 «Трубы металлические и соединительные части к ним. Основные размеры. Методы технологических испытаний труб».
5. ГОСТ 8949-98 «Трубы металлические и соединительные части к ним».
6. ГОСТ Р 51613-2000 «Трубы напорные из непластицированного поливинилхлорида. Технические условия».
7. СНиП 2.05.06-2000 «Магистральные трубопроводы».
8. ГОСТ 18599-2001 «Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия».
9. ГОСТ Р 52134-2003 «Трубы напорные из термопластов и соединительные детали к ним для систем водоснабжения и отопления. Общие технические условия».

10. ГОСТ Р 50838-2004 «Трубы из полиэтилена для газопроводов. Технические условия».
11. ГОСТ 24570-97 «Клапаны предохранительные паровых и водогрейных котлов. Технические требования».
12. ГОСТ Р 51843-2001 «Устройства контроля пламени для газовых аппаратов».
13. ГОСТ 10944-2001 «Краны регулирующие и запорные для систем водяного отопления зданий».
14. ГОСТ 5762-2002 «Арматура трубопроводная промышленная. Общие технические условия».
15. ГОСТ Р 8591-2002 «Теплосчетчики 2-канальные для водяных систем теплоснабжения».
16. СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов».
17. СНиП 41-01-2003 «Тепловые сети (тепловые сети и системы централизованного теплоснабжения)».
18. ГОСТ 22247-96 «Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля».

К главе 9

1. СанПиН 4723-94 «Санитарные правила устройства и эксплуатации систем централизованного горячего водоснабжения».
2. РД 10-249-98 «Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды».
3. РД 10-400-2001 «Нормы расчета на прочность трубопроводов тепловых сетей».
4. СНиП 41-01-2003 «Тепловые сети (тепловые сети и системы централизованного теплоснабжения)».
5. ГОСТ 30815-2002 «Терморегуляторы автоматические отопительных приборов систем водяного отопления зданий».
6. ГОСТ Р 51982-2002 «Регуляторы давления для газовых аппаратов с давлением на входе до 20 кПа. Общие требования и методы испытаний».
7. СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование». Раздел «Системы теплоснабжения».

К главе 11

1. СНиП 3-05-88 (изм. 2000) «Внутренние санитарно-технические системы».
2. ГОСТ 20219-89 «Аппараты отопительные газовые бытовые с водяным контуром. Технические условия».
3. СНиП 2.04.01-91 «Пособие по проектированию автономных инженерных систем одноквартирных и блокированных жилых домов (1994)».
4. СП 41-101-95 «Проектирование тепловых пунктов».
5. СНиП II-3-98 «Строительная теплотехника».
6. СанПиН 2.1.2.000-2000 «Санитарно-эпидемиологические требования к проектированию, строительству, реконструкции и содержанию жилых помещений».
7. МГСН 3.01-2001 «Жилые здания. Санитарно-гигиенические требования. Инженерное оборудование».
8. ГОСТ Р 51847-2001 «Аппараты водонагревательные проточные газовые бытовые типа А и С. Общие технические условия».
9. СП 31-106-2002 «Проектирование и строительство инженерных систем в одноквартирных жилых домах».

10. ГОСТ Р 51983-2002 «Устройства многофункциональные регулирующие для газовых аппаратов. Общие технические требования и методы испытаний».
11. ГОСТ Р 8.592-2002 «Тепловая энергия, потребленная абонентами водяных систем теплоснабжения. Типовая методика выполнения измерений».
12. СНиП 41-01-2003 «Тепловые сети (тепловые сети и системы централизованного теплоснабжения)». Раздел «Тепловые пункты».

КРАТКИЙ ОБЗОР ОБОРУДОВАНИЯ

Водяные инфракрасные панели Rover

Системы панельного обогрева помещений, рассмотренные в основной части книги, привлекают все больший интерес. Основным преимуществом подобных систем является ряд факторов:

– отсутствие движения воздуха, подаваемого через распределительные устройства, или вентиляторы фэнкойлов или теплогенераторов;

– отсутствие шума от работающих вентиляторов или от распределения струи;

– отсутствие каких-либо движущихся частей и как следствие отсутствие соответствующих регламентных работ;

– надежность, которую обеспечивает отсутствие механических контактов и спиралей, а именно они чаще всего выходят из строя;

– возможность использования панелей во взрывоопасных помещениях;

– экологичность, так как сохраняется естественная влажность воздуха и не «сжигается» кислород.

Основным недостатком традиционных обогревательных панелей является высокая стоимость монтажа, вызванная необходимостью прокладывания труб в стенах и в потолке с последующей их заделкой. Для помещений большой площади с прозрачной или каркасной крышей типовая система панельного обогрева неприемлема. Все это сдерживает применение таких систем на промышленных объектах.

В последнее время все большее применение находят так называемые инфракрасные обогревательные панели, которые уже широко используются для дополнительного отопления в странах Западной Европы благодаря современному дизайну, экономичности, простоте монтажа и эксплуатации. Инфракрасные панели подвешиваются под потолком и благодаря высокой температуре поверхности, доходящей до 100–150°С, излучают теплоту вниз под собой.

Этот способ обогрева обеспечивает экономию энергии, поскольку теплота излучением передается непосредственно людям, стенам, полу и лишь от них – воздуху помещения. Таким образом, эффект температурного расслоения воздуха помещения сводится к минимуму. Излучаемая теплота поглощается поверхностью пола и предметов, находящихся в зоне действия панелей. Панели обогревают предметы, а не воздух.

Кроме того, имеется возможность свободного наращивания мощности и свободного выбора схемы расположения панелей.

Теплота излучения создает ощущение комфорта и тепла даже при температурах воздуха в помещениях до 18°С. Благодаря этому уменьшаются общие затраты на обогрев – ведь понижение температуры на 1°С способно сэкономить до 5% всей затрачиваемой на отопление энергии.

Широко распространенные в России электрические инфракрасные панели легко монтируются под потолком, имеют малую массу, не требующую установки дополнительных направляющих и подвесов, простоту монтажа – обычно па-

Рис. 1. Примеры установки водяных инфракрасных панелей на промышленных объектах

нель имеет такие размеры, которые позволяют легко ее установить в стандартную ячейку подвесного потолка и использовать ту же электропроводку, что и для потолочных электросветильников.

Основным недостатком электрических инфракрасных панелей является ограничение по максимальной электрической мощности. Поэтому область применения таких панелей ограничивается помещениями небольшой и средней площади и высоты.

Рис. 2. Инфракрасная панель фирмы Rover

Применение водяных инфракрасных панелей позволяет обойти это ограничение, так как они могут выполняться практически любой мощности и конфигурации.

Водяные инфракрасные панели предназначены для обогрева больших помещений – складов, депо, ангаров, сборочных цехов, спортивных залов и т.д. В таких случаях водяные панели инфракрасного обогрева являются идеальным решением для отопления (рис. 1).

Подобные объекты характеризуются высокими потолками, иногда сложной архитектуры, и должны иметь, как правило, свободное пространство для перемещения грузов, установки оборудования, стапелей и т.д. Кроме того, такие помещения иногда должны допускать возможность свободной перепланировки.

Обогрев помещения с помощью водяных инфракрасных панелей имеет ряд дополнительных преимуществ. Панели абсолютно бесшумны, не создают движения воздуха, обеспечивают равномерную температуру по всему объему помещения и не являются источником пожара не создают опасности поражения обслуживающего персо нала электрическим током.

В качестве примера рассмотрим систему обогрева с водяными инфракрасными панелями фирмы Rover (рис. 2).

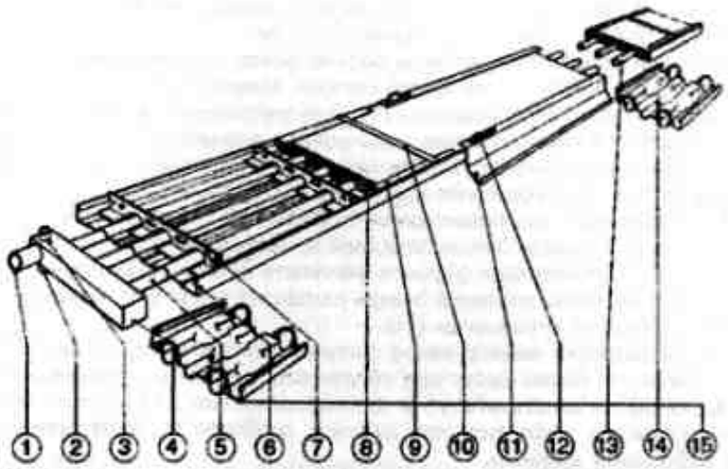


Рис. 3. Конструкция инфракрасной панели:

1 – патрубок для подсоединения к контуру горячей воды;
2 – патрубок Ш3/8 (BSP*) для присоединения сливного клапана;
3 – патрубок Ш3/8 (BSP*) для присоединения воздуховыпускного клапана;
4 – коллектор;
5 – трубы Ш1/2";
6 – излучающая панель;
7 – элемент, обеспечивающий жесткость конструкции, с монтажным кронштейном;
8 – теплоизоляция из минеральной ваты;
9 – краевая планка;
10 – стягивающая рейка;
11 – боковой отражатель (дополнительная принадлежность);
12 – элемент для крепления бокового отражателя;
13 – штуцер под приварку;
14 – стыковая накладка;
15 – стыковая накладка, устанавливаемая между излучающей панелью и коллектором

* Британский стандарт на трубы.

Из выпускаемых фирмой Rover инфракрасных панелей можно, как из конструктора, собрать систему любой конфигурации и размеров по длине и ширине.

Базовым элементом системы является инфракрасная панель типа Duck-strip 2000, показанная на рис. 3.

Секция состоит из излучающей панели (6), выполненной из мягкой стали толщиной 0,6 мм и обертывающей стальные трубки (7) диаметром 21,3 мм и толщиной стенки 1,5 мм. Подобный способ соединения панели с трубками обеспечивает хороший тепловой контакт более 80% и снижает до минимума потери.

Применение большого количества трубок относительно небольшого диаметра вместо одной трубы большого диаметра позволило улучшить эффективность системы без увеличения сопротивления и потерь энергии, а также увеличить среднюю температуру панели.

Стандартная конструкция панели рассчитана на температуру воды до 100°С и рабочее давление до 10 бар. Для работы при температуре воды выше 100°С и

давлении до 18 бар применяется специальная версия, в которой используются бесшовные трубки с толщиной стенки 2,35 мм.

Прямая и обратная магистраль подключается к коллекторам (4), приваренным к трубкам первой и последней секции. Место стыка коллектора и трубок закрывается стыковой накладкой (15). Для расширения возможностей компоновки панелей применяются как однотрубные коллекторы типа B, показанные на рис. 3, так и двухтрубные коллекторы типа D, в которых имеется два подсоединения и две изолированные внутренние полости.

На коллекторах устанавливаются сливной (2) и воздушный (3) штуцеры. Сверху панели покрыты теплоизоляцией из минеральной ваты (8) с краевыми планками (9). Необходимая форма и жесткость панели обеспечивается рейками (10). Для уменьшения тепловых потерь на панели могут устанавливаться дополнительные боковые отражатели (11).

Для уменьшения конвективной составляющей и потерь теплоты, уходящей вверх панели, по бокам могут при сборке устанавливаться боковые отражатели (11), являющиеся дополнительной принадлежностью. Отражатели могут существенно повысить эффективность панелей, особенно в случае применения панелей небольшой ширины.

Инфракрасные панели DUCK STRIP окрашены в светлосерый (RAL 7038) или белый (RAL 9010) цвет (другие цвета RAL – по требованию заказчика). Эпоксидно-полиэфирное покрытие наносится методом горячей сушки при температуре 180°C.

Секции панелей выпускаются двух видов: модель DS2 с 2 трубками и модель DS3 с 3 трубками (рис. 4). Из этих секций для каждой модели формируются излучающие панели шириной 300, 600, 900 или 1200 мм.

Каждая модель выпускается длиной примерно 4 и 6 м. Таким образом, можно набрать излучающую полосу любой длины с шагом 2 м.

Для упрощения компоновки панелей на объекте для каждого типоразмера стандартно выпускаются три разновидности секций:

– начальная секция с входным коллектором типа B или D;
– промежуточная секция без коллекторов;
– конечная секция с выходным коллектором типа B или D.

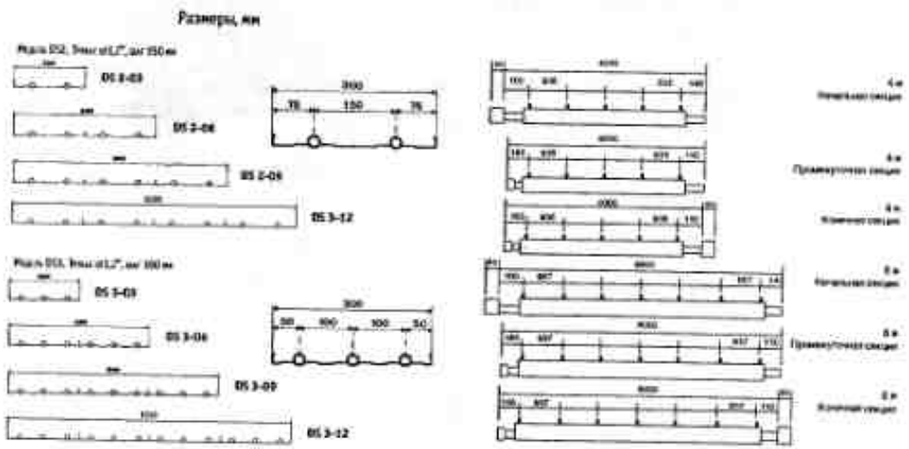


Рис. 4. Схемы инфракрасных панелей

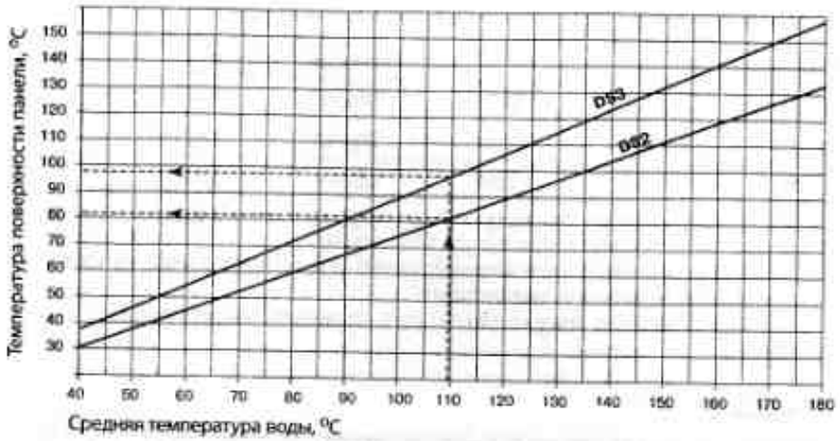


Рис. 5. Влияние средней температуры воды на температуру поверхности панелей DS2 и DS3

Температура поверхности панели определяется заданной средней температурой воды и количеством трубок в панели. На рис. 5 показана температура поверхности панелей DS2 и DS3 в зависимости от средней температуры воды, проходящей через панель. Из графика видно преимущество панели DS3, которая обеспечивает получение температуры панели примерно на 20°C выше, чем для панели при средней температуре воды 110°C.

Теплота излучения зависит от количества трубок, площади панели и разности между средней температурой горячей воды и температурой воздуха в помещении.

Расчет инфракрасных панелей

Тепловой поток инфракрасных панелей и коллекторов можно рассчитать на основании тестовых испытаний, выполненных в соответствии со стандартом EN 14037:

$$Q = K \cdot (\Delta Tm)^n,$$

где Q – тепловой поток излучения Вт/м для панелей и Вт для коллекторов;

K – коэффициент теплоотдачи;

ΔTm – разность между средней температурой воды и температурой в помещении;

n – экспонента.

В табл. 1 приведены значения K и n при расчете теплового потока от панелей (Вт/м) и коллекторов (Вт).

Таблица 1. Значения K и n для инфракрасных панелей

Модель	K	n	Модель	K	n
DS2-03	1,6346	1,147	DS3-03	1,7367	1,1771
DS2-06	2,8547	1,1519	DS3-06	3,0624	1,1786
DS2-09	3,924	1,1577	DS3-09	4,4192	1,1807
DS2-12	5,4315	1,1489	DS3-12	5,7425	1,1757

Таблица 1 (окончание) Значения *K* и *n* для коллекторов

Модель	*K*	*n*	Модель	*K*	*n*
DS2-03	0,80168	1,2033	DS3-03	0,81147	1,2221
DS2-06	1,39832	1,2349	DS3-06	1,47147	1,2196
DS2-09	2,21298	1,2198	DS3-09	2,60469	1,1849
DS2-12	2,82062	1,2161	DS3-12	2,93865	1,2237

Суммарная теплота излучения собранной панели складывается из теплоты, поступающей от панелей и коллекторов.

Значения теплового потока (Вт/м) при перепаде температур 55°С приведены в табл. 2.

Таблица 2

Модель	Тепловой поток, Вт/м	Модель	Тепловой поток, Вт/м
DS2-03	162	DS3-03	194
DS2-06	289	DS3-06	345
DS2-09	406	DS3-09	501
DS2-12	543	DS3-12	639

На реальные характеристики панели большое влияние оказывают также многие дополнительные факторы: компоновка и схема расположения панелей, высота подвески панели, наличие пыли в помещении, близость отражающих поверхностей, например стен, и т.д.

Рассмотрим более подробно ряд этих факторов.

Длина инфракрасной панели

Если нет особых ограничений по конструкции здания (светильники, перегородки, брусы и т.п.), рекомендуется устанавливать панели вдоль длинной стороны помещения. Это позволит производить сборку секций панелей большей длины, что уменьшает количество коллекторов и подсоединительных труб и снижает затраты на установку.

Максимальная длина инфракрасных панелей зависит от типа коллектора и температуры воды (табл. 3).

Таблица 3. Максимальная длина секций инфракрасных панелей

Средняя температура воды, °С	До 100°С	100–170°С
Однотрубный коллектор типа В	100 м	50
Двухтрубный коллектор типа D	50 м	–

Инфракрасные панели должны учитывать всю площадь обогреваемого участка.

Свободное пространство между торцом панели и стеной (или границей обогреваемого участка) обычно колеблется от 1 до 2 м.

Высота подвески панели

Является основным фактором, влияющим на эффективность работы панелей. Естественно, высота установки должна быть как можно меньше, поскольку количество тепла, приходящееся на квадратный метр пола, увеличивается обратно пропорционально квадрату высоты подвески. Кроме того, уменьшается поглощение тепла микрочастицами пыли, находящимися в воздухе под панелью.

Однако слишком низкое расположение панелей вызывает ощущение дискомфорта людей и иногда приводит к недопустимой температуре поверхности предметов, находящихся в зоне панели. Особое внимание следует уделять обогреву складов товаров, чувствительных к температуре (парфюмерия, продукты и т.д.), для которых обычно не допускается нагрев выше 18°С. Поэтому существуют ограничения на минимальную высоту, величина которой определяется конструкцией панели и средней температурой воды (табл. 4).

Таблица 4. Рекомендуемые ограничения на минимальную высоту подвески (в м) инфракрасной водяной панели

Средняя температура воды, °С	DS2-03, DS2-09	DS2-06, DS3-09	DS2-12	DS3-03	DS3-06	DS3-12
60	3,00	3,10	3,20	3,20	3,30	3,30
70	3,10	3,20	3,30	3,20	3,30	3,40
80	3,20	3,30	3,40	3,30	3,50	3,60
90	3,30	3,50	3,70	3,40	3,70	3,90
100	3,40	3,70	3,90	3,50	4,00	4,20
110	3,50	4,00	4,30	3,60	4,20	4,40
120	3,60	4,20	4,50	3,70	4,40	4,70

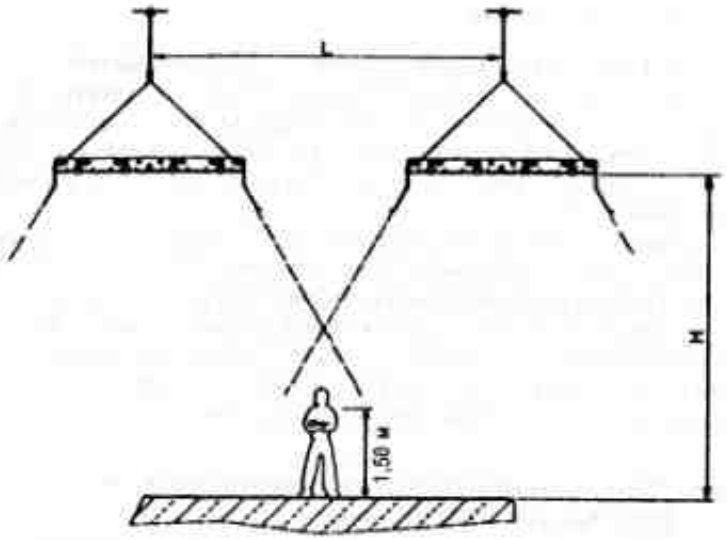
В помещениях с низкими потолками приходится работать при температуре воды 50/60°С и применении небольших панелей. Кроме того, панели приходится располагать достаточно часто, чтобы смежные панели «перекрывали» поверхность пола. Обычно принимается, что шаг между панелями должен быть не больше высоты установки панели (рис. 6).

Испытания и практика показали, что равномерное распределение излучаемого тепла над центральным участком здания (где эффект охлаждения от стен можно признать равным 0) достигается, когда расстояние между панелями равно или меньше высоты уровня от пола (рис. 6).

Например, если панели устанавливаются на высоте 4 м от пола, расстояние между панелями должно быть равно или меньше 4 м для получения зоны оптимального обогрева.

При температуре горячей воды 70–90°С инфракрасные панели моделей DS-06, DS-09, DS-12 рекомендуется устанавливать на высоте 5–9 м. При установке моделей DS-09 и DS-12 на больших высотах рекомендуется применять перегретую воду.

С другой стороны, при увеличении высоты подвески уменьшается эффективность панели и приходится вводить корректирующий коэффициент на величину излучаемой теплоты (табл. 5).



Высота, м	4	6	7	8	9	10	12	16	18	20
Макс. *L*, м	4	6	7	8	9	10	12	16	18	20

Рис. 6. Максимальное расстояние между панелями

Таблица 5. Поправочный коэффициент, учитывающий изменение излучаемой теплоты от высоты подвески панели

Высота, м	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
Поправочный коэффициент	1,00	0,98	0,95	0,92	0,9	0,86	0,82	0,79	0,76	0,75

Выбор модели

Определив длину радиационных панелей, можно выбрать требуемую модель, зная приведенные выше характеристики базовой секции и условия эксплуатации: температуру воздуха, теплопотери обогреваемого участка, температуру воды, высоту установки.

Для определения необходимой длины панели необходимо разделить общую тепловую производительность на теплопроизводительность погонного метра базовой секции с учетом поправочного коэффициента.

Разделив общую длину панели на максимальную длину секции, определяем количество панелей для установки.

На следующем этапе теплопроизводительность погонного метра панели умножается на общее количество метров планируемой установки, и получается общая теплопроизводительность нагревательных панелей.

Ее следует сложить с теплопроизводительностью коллекторов (умножив теплопроизводительность каждой пары коллекторов на предполагаемое количество рядов установки). Сумма составляет общую теплопроизводительность установки, которая должна на 100% покрывать теплопотери в помещении.

При первой проверке необходимо удостовериться в том, что расстояние между двумя панелями меньше высоты установки. Если расстояние между их центрами превышает высоту установки, количество панелей должно быть увеличено за счет использования инфракрасной панели, которая по тепловому излучению находится в таблице непосредственно под выбранной моделью, например, DS2-12 вместо DS3-12, и выполнить перерасчет.

Выбор коллекторов

Первая и последняя секции инфракрасной панели оснащаются коллекторами прямоугольного сечения, приваренными к торцам трубопроводов, и имеют штуцеры диаметром 3/8 дюйма, предварительно подготовленные под заглушки или сливные краны и воздушные вентили.

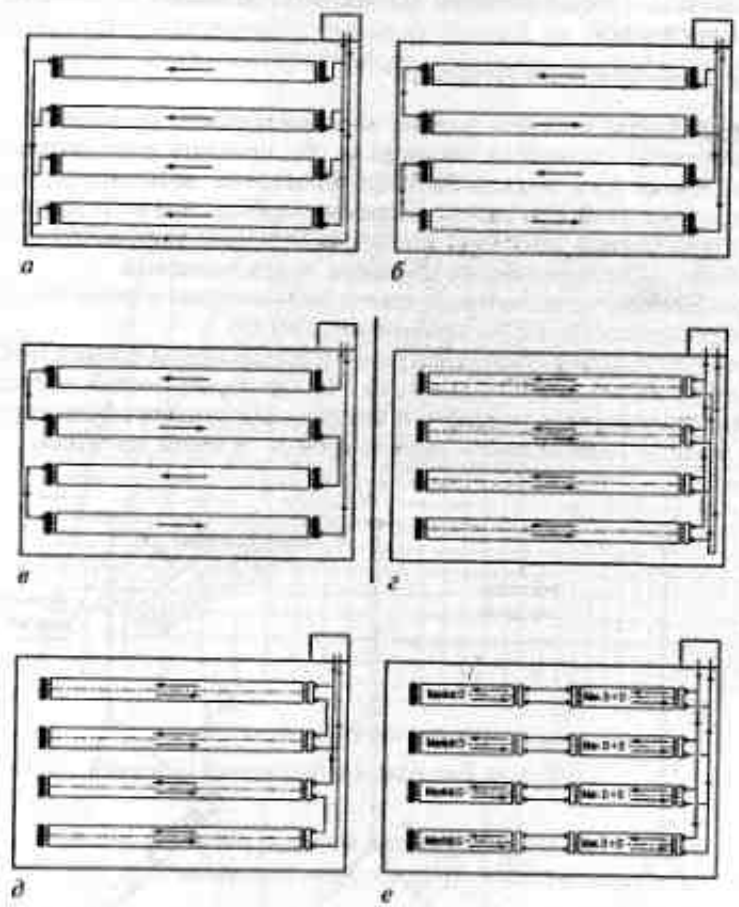


Рис. 7. Схемы подключения инфракрасных водяных панелей:
а — с компенсационной линией, коллектор B;
б — с парными линиями, коллектор B;
в — с последовательными линиями, коллектор B;
г — с компенсационной линией, коллектор D;
д — с последовательными линиями, коллектор;
е — с коллекторами D + D

Горячая вода перетекает в панель с одного торца коллектора и возвращается обратно через торец другого коллектора: из-за небольшого сечения трубопровода скорость горячей воды в трубах всегда будет достаточной.

Для облегчения установки или в случае, если возникает необходимость увеличить скорость движения теплоносителя, у радиационных панелей существует возможность входа и выхода воды через один и тот же торец коллектора благодаря использованию двухтрубного коллектора типа D. Этот коллектор разделен на две полости для того, чтобы обеспечить поток теплоносителя в одной панели в двух направлениях и избежать проблем теплового расширения. Инфракрасные панели состоят из стальных пластин и трубок, которые могут расширяться свободно и независимо. Однако коллектор такого типа рекомендуется только для установок с изменением температуры воды не более 20°С.

При использовании коллектора типа D подача и отвод теплоносителя могут производиться с одной стороны здания, что уменьшает количество подводящих труб и креплений.

Схема расположения панелей

Схема расположения панелей должна минимизировать количество подающих труб для снижения стоимости монтажа и обеспечивать равномерный обогрев помещения. Кроме того, должна быть предусмотрена возможность балансировки системы, когда в каждую панель подается необходимое количество воды. Это достигается или схемой движения теплоносителя, или установкой специальных автоматических балансировочных клапанов перед панелями.

На рис. 7 показаны возможные схемы подключения с различными коллекторами – одинарным (тип B) и сдвоенным (тип D).

Рекомендуется использовать схему с компенсационной третьей трубой, когда имеется более 5 линий (или пары линий с коллектором типа B, первая из которых является подающей, а вторая – обратной) для лучшей сбалансированности установки и более равномерного распределения падения давления).

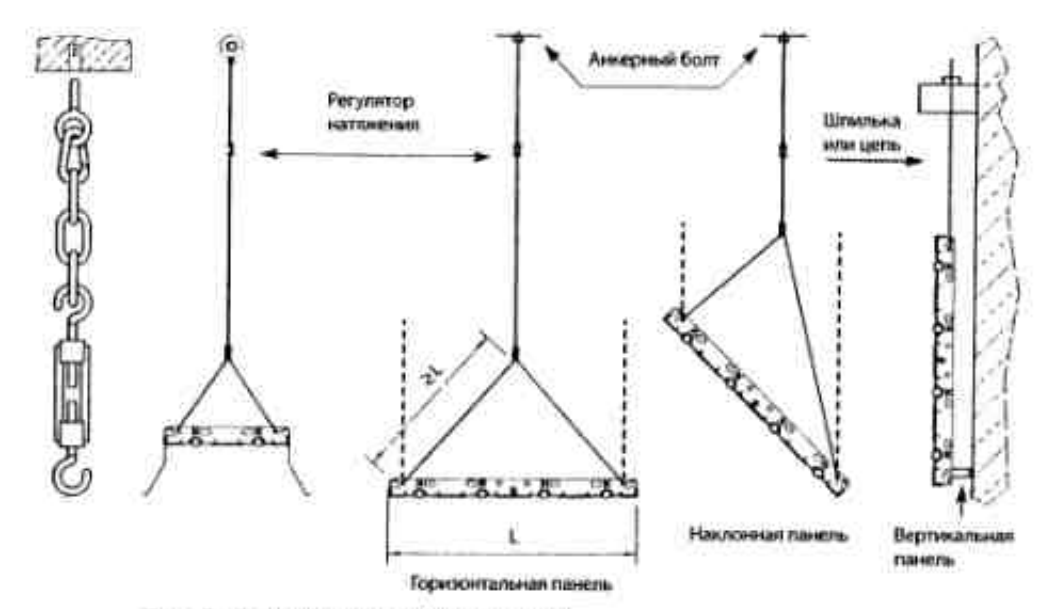


Рис. 8. Способы крепления панелей

При использовании панелей, оснащенных коллектором B, первая подающая панель должна располагаться в части здания с наибольшими теплопотерями (северная сторона, вблизи дверей и т.д.).

Крепление панелей обычно производится к каркасу здания. При этом необходимо проверить способность строительной конструкции нести дополнительную нагрузку. Подвеска должна осуществляться через каждые 2 м длины панели с помощью цепей, растяжек, тросов или шпилек. Сами панели могут крепиться в горизонтальном, наклонном и даже вертикальном положении (рис. 8).

Обязательно необходимо учитывать термическое расширение трубок инфракрасных панелей и предусматривать компенсаторы или гибкие соединения необходимой длины около коллекторов. Учитывая размеры помещений, в которых устанавливаются панели, величина температурного расширения может достигать десятки или даже сотни миллиметров (рис. 9). Необходимо также полностью предотвратить передачу усилий на панели от расширения подающего трубопровода, которое может нарушить установку инфракрасной панели.

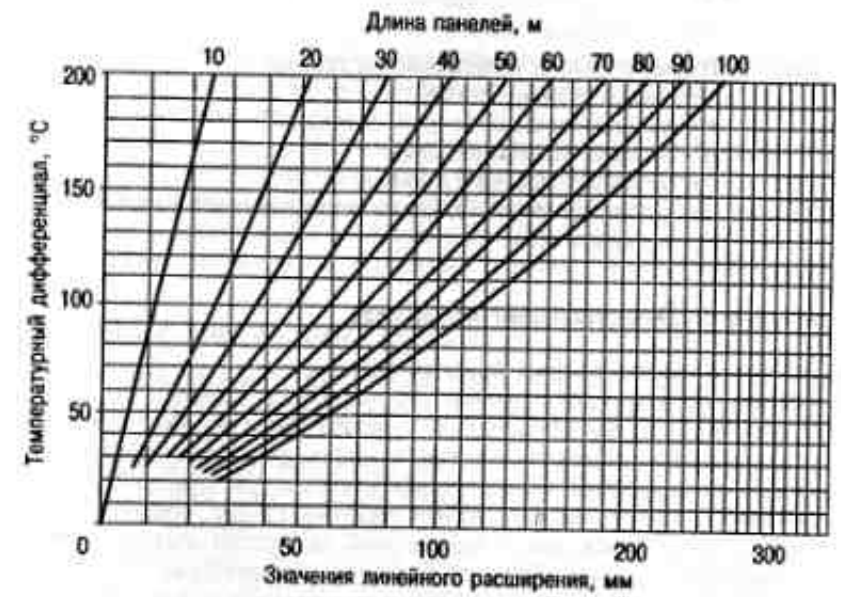


Рис. 9. Значения линейного расширения панелей

Сборка панелей является простой процедурой, не требующей применения крепежа, и может производиться либо на полу, либо непосредственно на месте установки.

Между собой панели соединяются пайкой (рис. 10*а*). Места паек закрываются стыковочными накладками (рис. 10*б*). На верхнюю поверхность панели укладывается слой теплоизоляции (рис. 10*в*), по краям которого монтируется краевая планка (рис. 10*г*).

На завершающем этапе сборки слой теплоизоляции с краевой планкой вставляется в панель и фиксируется стягивающей рейкой (рис. 10*д*). Панель готова к установке на свое место (рис. 10*е*).

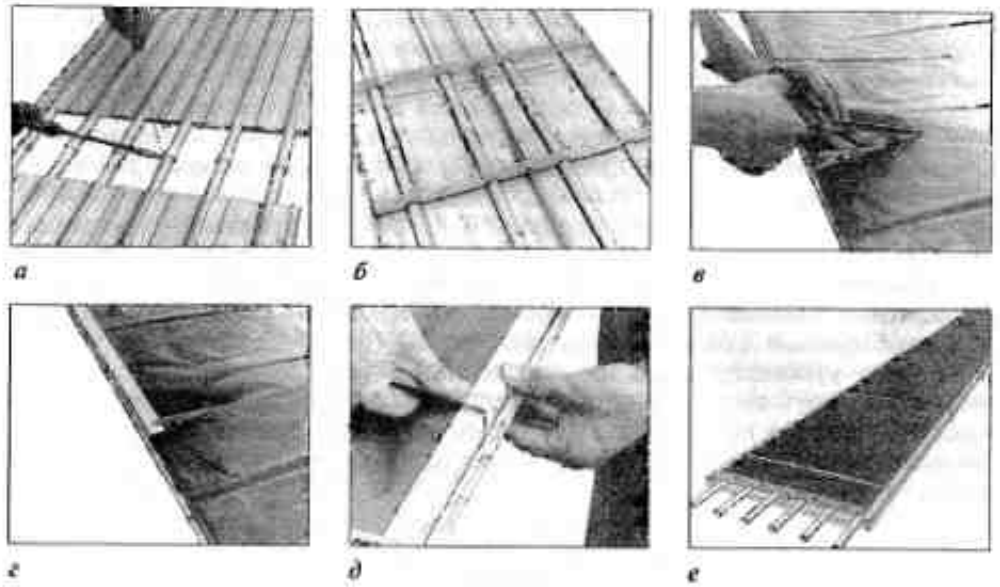


Рис. 10. Процесс сборки инфракрасной панели:
а – пайка трубок панелей;
б – установка стыковочной накладки;
в – укладка теплоизоляции;
г – установка краевой планки;
д – установка теплоизоляции и стягивающей рейки в панель;
е – панель в сборе

Управление инфракрасными панелями

Система контроля инфракрасных панелей должна:

– уменьшать до минимума разность температур в здании;

– гарантировать, чтобы температура в помещении не была превышена.

Благодаря большой гибкости системы с инфракрасными панелями создается возможность немедленной компенсации температуры при любом, даже минимальном изменении условий внутри или снаружи здания, обеспечивая проектные климатические условия при существенной экономии электроэнергии.

Особое внимание следует обращать на выбор смесительного клапана, обслуживающего инфракрасные панели, и скорость изменения температуры воды в системе для того, чтобы избежать проблем вследствие разного теплового расширения трубопроводов и панелей при включении системы в холодном состоянии.

Повышение температуры воды на выходе панели до 45°С может выполняться без каких-либо ограничений. Дальнейшее увеличение температуры воды в диапазоне от 45 до 85°С должно выполняться плавно. Для панелей, оснащенных однотрубным коллектором типа В, увеличение температуры не должно превышать 10°С за каждые 3 минуты, а для панелей с двухтрубным коллектором типа D – не более 10°С за каждые 4 минуты.

Не рекомендуется отключать систему инфракрасного обогрева на ночь или выходные дни, а следует оставлять систему в рабочем режиме с установкой термостата на минимальную температуру.

Существует несколько типов систем управления.

Базовая система управления

Обеспечивает только регулирование температуры помещения изменением количества горячей воды, подмешиваемой от контура бойлера к контуру инфракрасных панелей.

Контроллер работает с одним или несколькими дистанционными датчиками температуры в зависимости от размеров обогреваемого помещения. Несколько датчиков в разных точках помещения используются для расчета среднего значения температуры.

Отклонение замеренного датчиками значения температуры от заданного значения используется контроллером для управления трехходовым смесительным клапаном.

В базовой системе контроллер не управляет работой бойлера.

Система управления с контролем бойлера

Обеспечивает регулирование температуры помещения изменением температуры горячей воды, циркулирующей в контуре инфракрасных панелей, а также управление работой бойлера путем его включения/выключения.

Назначение системы контроля – управлять температурой помещения.

В помещении устанавливается датчик с ручным или автоматическим устройством управления и калибровки. Можно изменять температурную уставку, заданную на контроллере, а также вручную активировать программу таймера.

Контур бойлера и контур инфракрасных панелей соединяется через разделительный теплообменник.

Требуемое значение температуры воды в контуре может варьироваться в зависимости от температуры наружного воздуха, замеряемой наружным датчиком с использованием программы компенсации, выбирающей наиболее подходящую кривую в зависимости от фактических условий.

В контроллер может быть загружена дневная/недельная/годовая рабочая программа.

Мультизональная система управления

Обеспечивает управление температурой в ряде помещений, обогреваемых с помощью инфракрасных панелей, а также работой бойлера и поддерживает постоянный расход в установке.

Дистанционный температурный датчик устанавливается в каждом помещении для замера эффективной температуры радиационного излучения, генерируемого обогревательными панелями.

Построение системы аналогично предыдущей системе, за исключением увеличенного количества контуров инфракрасных панелей, каждый из которых управляется своим трехходовым клапаном.

Контроллер сравнивает значения температуры в разных помещениях с установленным значением и управляет соответствующими клапанами, ограничивая предельные значения температуры на подаче.

Контроллер может также управлять работой дополнительного теплогенератора, который может быть подсоединен согласно прилагаемой типовой схеме, и устанавливать температурную уставку для удовлетворения требований получения температуры на выходе.

Значение наружной температуры имеет существенное значение для выполнения функции, которая ограничивает пуск и остановку на стадии включения, сравнивая температуру в помещении, с температурой, которую необходимо достичь и, исходя из наружной температуры, которая определяет

время предварительного пуска. Выполнение этой функции обеспечивается в процессе самоадаптации, при котором прибор срабатывает с учетом инерционности системы и оптимизирует расход электроэнергии.

В контроллер может быть загружена дневная/недельная/годовая рабочая программа.

Новые европейские стандарты EN 14037 и EN 12831

Инфракрасные панели прошли испытания в соответствии с европейским стандартом EN 14037, утвержденным в 2003 г. EN 14037 устанавливает характеристики инфракрасных панелей потолочной установки и метод тестирования их теплопроизводительности.

Основные различия касаются методологии тестирования (для тестирования радиаторов используется одна испытательная камера, исключающая попадание воздуха смежного помещения); коллекторы теплоизолированы, замеряется как теплопроизводительность на линейный метр (Вт/м), так и теплопроизводительность двух магистралей (Вт/две магистрали). Минимально допустимый расход воды на трубопровод зависит от температуры обратной воды и вида магистрали. Никакие понижающие коэффициенты в зависимости от высоты установки не предусмотрены.

Новый стандарт EN 14037 представляет собой общепринятый европейский стандарт. Он опубликован в «Официальном журнале Европейского союза» (Official Journal of European Union). Стандарт является обязательным для исполнения: производители обязаны в одной из четырех выделенных лабораторий Европы производить тестирование, указывая номер отчета тестирования для каждой модели и подтверждая соответствие стандарту, маркируя продукт/упаковку отметкой CE.

Новый европейский стандарт EN 12831 касается расчета теплопотерь здания.

Он был опубликован в марте 2003 г. и переводится на все европейские языки.

Стандарт предусматривает определение явной теплоты, учитывающей температуру внутри помещения и среднюю температуру теплового излучения.

Тепловые потери должны вычисляться с использованием этих значений.

Если взять два здания с хорошей теплоизоляцией, одно обогреваемое с помощью инфракрасных панелей и имеющее температуру 15°C, а другое обогреваемое воздухонагревателями с температурой воздуха 18°C, то в обоих зданиях будет одинаковое ощущение комфорта из-за разных температур потолка и стен. Поэтому с целью экономии электроэнергии при использовании инфракрасных панелей необходимо с большой тщательностью определить температуру в помещении, которая может быть ниже на 3°C при сохранении того же уровня комфорта.

Как упоминалось выше, теплопроизводительность потолочных инфракрасных панелей определяется в камере тестирования довольно небольших размеров, полностью изолированной, исключающей попадание окружающего воздуха. Поэтому теплопотери при вынужденном отводе воздуха через вытяжные системы, установленные на производственном оборудовании или иных системах, либо попадании холодного воздуха через щели или двери должны компенсироваться вводом того же объема воздуха, обогреваемого специальными воздухонагревателями или тепловыми завесами.

Нетрадиционные источники теплоты

В 2006 г. компания CLIVET представила на рынке оборудование, специально предназначенное для нагрева воды.

Основным принципом, используемым при создании водонагревателей, стало применение технологий, используемых в климатическом оборудовании. В России к котлам и водонагревателям предъявляются высокие требования вследствие пониженной среднегодовой температуры наружного воздуха. Экономичность оборудования является основным критерием при его выборе.

Традиционно электрические водонагреватели и котлы нагревают теплоноситель, используя либо тепловую энергию, образующуюся при сгорании топлива, либо электрическую энергию. В условиях больших цен на топливо использование котлов становится очень дорогим. Недостатком электрических водонагревателей является их невысокая эффективность: обычно на один кВт произведенной тепловой энергии приходится 1 кВт затраченной электроэнергии.

В 2006 г. компания CLIVET выпустила новый тип водонагревателей, использующий термодинамический процесс для нагрева теплоносителя до рабочих температур, которые могут достигать 60°C.

Водонагреватели серии WBAN включают в себя спиральный компрессор, воздушный испаритель, терморасширительный вентиль, конденсатор пластинчатого типа, а также систему автоматики и управления. При работе водонагревателя используется цикл кондиционеров с тепловым насосом, нашедших в последнее время очень широкое применение.

Основным отличием водонагревателя серии WBAN от таких кондиционеров является его узкая «специализация». Благодаря отсутствию режима охлаждения удалось значительно расширить диапазон работы водонагревателя и максимальную температуру получаемой воды.

В водонагревателе WBAN используется озонобезопасный многокомпонентный фреон R-407A. Высокоэффективный спиральный компрессор нагнетает хладагент в конденсатор под высоким давлением, где тепловая энергия фреона передается теплоносителю, циркулирующему в гидравлическом контуре системы отопления. Таким образом, достигается высокая энергоэффективность оборудования. Благодаря тому что при таком процессе происходит не создание теплоты, а ее «перекачка» из окружающего пространства, на 1 кВт потребляемой электрической энергии приходится 3,5 кВт произведенной тепловой энергии. Это делает водонагреватели WBAN чрезвычайно выгодными для использования.

Рис. 11. Водонагреватели WBAN

Компания CLIVET выпускает три основных типоразмера водонагревателей: WBAN-41, WBAN-61 и WBAN-81 – теплопроизводительностью в стандартных условиях 15,3, 19,8 и 26,7 кВт соответственно (рис. 11)

Характеристики нагревателей серии WBAN (теплопроизводительность и потребление компрессора) при различных условиях эксплуатации приведены в табл. 6.

Таблица 6

Типоразмер	Ta*, °C DB/WB	Температура воды на выходе внутреннего теплообменника, °C											
		35		40		45		50		55		60	
		kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe	kWt	kWe
41	−15/−16,4	9,16	2,90	9,14	3,05	9,19	3,31	9,32	3,66	9,53	4,11		
	−10/−12,1	9,93	2,97	9,89	3,15	9,93	3,43	10,1	3,80	10,3	4,27	10,6	4,83
	−7/−8,8	10,6	3,04	10,6	3,23	10,6	3,53	10,8	3,91	11,0	4,40	11,3	4,97
	−5/−5,4	11,5	3,11	11,5	3,33	11,5	3,64	11,6	4,04	11,8	4,54	12,1	5,13
	2/−1,1	12,8	3,21	12,7	3,45	12,7	3,79	12,9	4,21	13,0	4,73	13,1	5,34
	7/6,1	15,3	3,41	15,3	3,69	15,3	4,07	15,4	4,53	15,5	5,07		
	10/8,2	16,2	3,48	16,1	3,77	16,2	4,15	16,2	4,62	16,4	5,18		
61	−15/−16,4	11,3	3,65	11,7	3,91	12,1	4,24	12,3	4,66	12,5	5,15		
	−10/−12,1	12,7	3,74	13,0	4,05	13,2	4,42	13,3	4,86	13,4	5,36	13,5	5,93
	−7/−8,8	13,8	3,83	14,0	4,17	14,1	4,57	14,2	5,02	14,3	5,53	14,3	6,10
	−5/−5,4	15,1	3,94	15,2	4,31	15,2	4,73	15,3	5,20	15,3	5,71	15,4	6,29
	2/−1,1	16,8	4,10	16,8	4,49	16,8	4,94	16,8	5,43	16,8	5,96	16,9	6,55
	7/6,1	20,1	4,41	19,9	4,84	19,8	5,32	19,7	5,85	19,8	6,42	19,9	7,03
	10/8,2	21,1	4,51	20,9	4,95	20,7	5,44	20,7	5,98	20,8	6,56		
81	−15/−16,4	15,2	5,61	15,0	5,17	15,0	4,98	15,2	5,23	15,8	5,93		
	−10/−12,1	16,5	5,17	16,5	5,28	16,7	5,58	17,0	6,08	17,4	6,78	18,0	7,67
	−7/−8,8	17,8	4,88	18,0	5,40	18,2	5,99	18,4	6,64	18,8	7,35	19,2	8,13
	−5/−5,4	19,4	4,76	19,6	5,57	19,8	6,35	20,1	7,12	20,4	7,87	20,8	8,59
	2/−1,1	21,7	4,88	21,9	5,84	22,2	6,75	22,5	7,61	22,7	8,41		
	7/6,1	26,3	5,75	26,5	6,45	26,7	7,23	26,9	8,10	27,1	9,05		
	10/8,2	27,9	6,17	28,0	6,66	28,1	7,33	28,3	8,17	28,5	9,18		

* Ta – температура воздуха на входе во внешний теплообменник по сухому/мокрому термометры; kWt – теплопроизводительность (кВт); kWe – мощность, потребляемая компрессором (кВт).
Характеристики приведены при перепаде температур воды на входе/выходе 5°С.

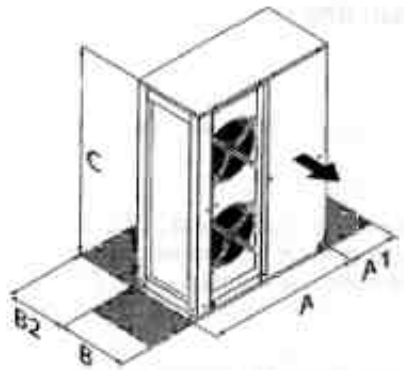
Водонагреватели стандартно комплектуются насосной группой, включающей циркуляционный насос, расширительный бак, дренажный клапан, датчик расхода.

Дополнительно могут поставляться виброопоры, трехходовой клапан, дополнительные электронагреватели мощностью 2, 4 или 6 кВт.

Водонагреватель WBAN 41 может работать от сети 220/1/50 или 380/3/50+N. Остальные блоки работают только от сети 380/3/50+N.

Автоматика блока может работать в системе диспетчеризации по протоколу MODBUS.

Размеры блоков показаны на рис. 12.



Типоразмер	41	61	81
Длина A, мм	1120	1120	1526
Ширина B, мм	524	524	557
Высота C, мм	1176	1176	1224
A1, мм	150	150	150
B2, мм	500	500	500
Эксплуатационная масса, кг	150	157	266

Рис. 12. Размеры блоков WBAN

Водонагреватели WBAN могут использоваться в средних коттеджах площадью 100–300 м². Все оборудование CLIVET поставляется с интеллектуальной системой управления, которое позволяет адаптировать его для единой системы управления зданием и системы «Умный дом».

Предметный указатель

А

Аккумулирование теплоты 25
Аккумулятор теплоты 123
h-x-диаграмма 16

Б

Бивалентное отопление 35

В

Влажность воздуха 15
Водяное отопление с естественной циркуляцией 188
Водяной затвор 166
Воздухообмен 48, 53
Воздухопроницаемость 48
Воздушное отопление 151
Выравнивание, гидравлическое 224

Г

Газовыеотопительные установки 130
Горелка 109, 112–115, 126

Д

Домовая станция 239

Е

Естественная вентиляция 48, 51, 53

З

Звукоизоляция 141

И

Избыточное давление, максимальное 162

К

Конвектор 95
Конденсационный отопительный котел 32
Котел для твердого топлива 109
Котел с естественной циркуляцией 152
Коэффициент вентиля 145, 225
Коэффициент теплового расширения 142
Коэффициент теплопередачи 24, 44
Кратность воздухообмена 30

Л

Лучеиспускание и конвекция 92

М

Максимальное содержание CO_2 37
Малые топочные установки 34
Механическая вентиляция 53, 87

Н

Наружная температура расчетная 45
Насосная система водяного отопления 147, 152
Насосы 149
Нормируемое теплопотребление здания 40

О

Обследования газоотводящих систем 38
Оксид азота 115
Отопительная кривая 215
Отопительные приборы из чугуна или стали 94
Отопительные приборы компактные 95
Отопительный котел 32, 109, 123, 125, 130

П

Панельное отопление 91, 98
Параметры климата в помещении 18
Парниковый эффект 27
Паровое отопление 151, 238
План трубопроводной сети 147
Плотность теплового потока 198
Подключение домовой станции 239, 241
Показатель кришера 47
Потери давления 154, 169, 184
Потери отходящих газов 35
Потери отходящих газов 111
Потолочное лучистое отопление 98
Почные установки на газе и нефти 37

Р

Рабочее давление, местное 239
Радиаторный вентиль-термостат 170, 213
Расход воздуха 128

Расчетная рабочая точка 149
Расчетная тепловая мощность 200
Расчетный температурный напор 101, 202
Расширительный бак 156
Регулирование числа оборотов 150
Регулирующая и запорная арматура 145
Регулятор подачи воздуха для горения 162
Режим эксплуатации 238

С

Система водяного отопления 156
Система для нагрева технической воды 34
Система напольного водяного отопления 195
Система отвода отработанных газов 122
Система отопления однотрубная 190
Система трехтрубная 237
Системы водяного отопления 151
Скорость потока 152
Способ установки отопительных приборов 106

Т

Температура воздуха 16, 23
Температура вспышки 126
Температура отходящих газов 111
Температура точки росы 16, 116
Тепловая мощность отопительного прибора 102, 103
Тепловой комфорт 18, 22, 212, 220
Теплоизоляция 197
Теплоизоляция трубопроводов 33
Теплопередача 24
Теплоэлектростанция, тепловая станция 237
Термическое сопротивление 24
Топливо 35
Топочная установка на твердом топливе 36, 124
Топочные установки на газе и нефти 32

У

Условия для горения 126

Х

Характеристика трубопроводов 140, 148
Характеристики котлов 111

Ц

Циркуляционное давление 188
Циркуляционный водонагреватель 122

Заявки на книги присылайте по адресу:
125319 Москва, а/я 594
Издательство «Техносфера»
e-mail: knigi@technosphera.ru
sales@technosphera.ru
факс: (495) 956 33 46

"ЕВРОКЛИМАТ"
Факс: (495) 975-7560
http://books.euroclimat.ru

В заявке обязательно указывайте
свой почтовый адрес!

Тиатор Ингольф
Отопительные системы

Компьютерная верстка – В.В. Павлова
Корректор – М.Е. Козлова
Дизайн – И.А. Куколева
Выпускающий редактор – О.Н. Кулешова
Ответственный за выпуск – О.А. Казанцева

Формат 70x100/16. Печать офсетная.
Гарнитура Ньютон.
Печ.л. 17. Тираж 5000 экз. Зак. № 3902.
Бумага офсет №1, плотность 65 г/м^2.

Издательство «Техносфера»
Москва, Лубянский проезд, 27/1
при участии ЗАО «Евроклимат»

Диапозитивы изготовлены ООО «Европолиграфик»

Отпечатано в ООО ПФ «Полиграфист»
160001, г. Вологда, ул. Челюскинцев, дом 3

ISBN 5-94836-078-4
9 785948 360782 >

"ДОМ КНИГИ" 370.00
Тиатор И. Отопительные системы.
0 293393 450099

Уважаемые коллеги!

ему вниманию серию книг «Библиотека климатехника»

Книга немецкого специалиста Анетты Беккер – уникальное информационно-справочное руководство, содержащее основополагающую информацию о процессах вентиляции, кондиционирования и обогрева воздуха в помещениях различного типа.

Главная цель книги – дать в руки специалисту дополнительное средство для определения важнейших теоретических связей между отдельными параметрами вентиляционной системы и показать возможности их практического применения.

Особое внимание в книге уделено принципам определения параметров вентиляционных систем и систем кондиционирования воздуха, которые должны рассматриваться в качестве исходных характеристик при возведении оптимальных, во всех отношениях, энергосберегающих строительных объектов.

Для удобства усвоения материала книга снабжена вспомогательными графиками и таблицами.

Книга будет полезна не только инженерам-проектировщикам, но и студентам профильных учебных заведений.

ЕВРОКЛИМАТ
кондиционирование и вентиляция

Заявки на приобретение книг направляйте по факсу: (495) 975-7560
http://books.euroclimat.ru