В. Н. БОГОСЛОВСКИЙ, В. П. ЩЕГЛОВ

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Допущено
Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов специальности «Водоснабжение и канализация» высших учебных заведений

ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ
Москва—1970

Научный редактор д-р техн. наук
профессор **Ульянинский С. В.**

Настоящий учебник предназначен для студентов факультета «Водоснабжение и канализация» строительных вузов.

Он написан в соответствии с утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования СССР программой по курсу «Отопление и вентиляция».

Задача учебника — дать студентам основные сведения об устройстве, расчете, монтаже, испытании и эксплуатации систем отопления и вентиляции.

Материалы справочного характера приведены в объеме, необходимом для выполнения курсового проекта по отоплению и вентиляции.

3-2-10
272-70

ВВЕДЕНИЕ

Масштабы строительства в нашей стране выдвинули строительную индустрию в число важнейших отраслей народного хозяйства. Строительная техника развивается на научной основе с широким использованием достижений смежных областей промышленности. Одной из составных ее частей является техника создания искусственного климата.

Учебную дисциплину, в которой изучаются научные и технические основы инженерных систем искусственного климата, называют «Отопление и вентиляция». В ней излагаются вопросы расчета, проектирования, строительства и эксплуатации систем отопления, вентиляции (включая кондиционирование воздуха), теплоснабжения и котельных установок.

Устройство каждой из этих систем и их отдельных элементов достигло достаточно высокой степени сложности. Имеется большое многообразие схем, используются сложные механизмы и приборы для регулирования и контроля их работы. Каждая из этих систем является предметом изучения в самостоятельных учебных курсах на специальном факультете «Теплоснабжение и вентиляция» строительных институтов.

Учебник написан для студентов факультета «Водоснабжение и канализация» (сокращенно ВиК) по специальной учебной программе. Для специалистов ВиК теплоснабжение и вентиляция являются родственным разделом строительной техники. В ряде случаев на производстве инженеру специальности ВиК приходится вести все сантехнические работы, а поэтому выпускник факультета должен хорошо знать и этот смежный раздел техники.

Основное назначение систем теплоснабжения и вентиляции состоит в обеспечении заданных климатических условий в помещениях зданий.

Создание необходимых санитарно-гигиенических условий в помещениях для работающих должно быть увязано с требованиями технологического процесса.

Поддержание определенных параметров среды в помещении в течение года важно и с точки зрения обеспечения долговечности конструкций, что существенно для многих зданий и сооружений водопроводной и канализационной систем. В помещениях фильтровальных станций, отстойников, насосных и др. характерна очень высокая влажность воздуха при сравнительно низкой температуре. Такие условия часто приводят к преждевременному разрушению конструкций, что безусловно недопустимо. Вопросы долговечности

в настоящее время получили особую актуальность в связи с применением для строительства зданий и сооружений панелей и других крупносборных элементов из новых строительных материалов. Успех полносборного строительства в большой мере связан с правильным решением вопросов строительной теплотехники, отопления и вентиляции.

Решение отопительно-вентиляционных задач в нашей стране оказывается достаточно сложным в связи со своеобразием ее географического положения. На территории Советского Союза климат исключительно разнообразен и в большей части суров. В нашей стране срок пользования отоплением, вентиляцией больше, чем во многих других странах. На территории Якутии, в районе Оймякона расположен «полюс холода», где температура понижается до —71° С. Во многих пунктах северо-восточной части страны низкие температуры сочетаются с сильными ветрами. На большей части территории продолжительным является холодный период, поэтому требуется непрерывное отопление зданий. В то же время для юга страны — Средней Азии и Черноморского побережья характерна высокая температура, которая достигает, например, в районе Термеза (Узбекистан) +48° С. В таких жарких районах нормальное самочувствие человека летом в зданиях без применения кондиционирования воздуха фактически невозможно.

Правильное инженерное решение теплоснабжения и вентиляции зданий может дать для страны заметный экономический эффект.

Около $^1/_3$ всего топлива, сжигаемого в нашей стране, расходуется на цели отопления и вентиляции зданий. Поэтому с экономической точки зрения и в связи с большой напряженностью энергетического баланса страны оказывается очень важным, насколько рационально используется топливо в этих системах. Сложность решения этой задачи связана с многообразием видов топлива. Если во многих зарубежных странах в отопительных установках используется преимущественно одно топливо (в Западной Европе — мазут, в странах Восточной Европы — бурый уголь), то в нашей стране применяют различные сорта местного топлива: газ, мазут, уголь, торф, сланцы, дрова, а также древесные отходы, солому, подсолнечную шелуху, кизяк и т. д.

Экономическая эффективность строительных затрат определяется значительными капитальными вложениями на сооружение систем, особенно кондиционирования воздуха, стоимость которых в общем объеме для некоторых современных производств (радиотехническая промышленность, промышленность искусственного волокна) составляет до 30%. В материальных расходах на эксплуатацию здания и его инженерного оборудования доля, приходящаяся на системы кондиционирования, может составлять 60—80%. Поэтому эксплуатационные расходы за обычный срок службы здания соизмеримы с полной стоимостью его постройки.

Сравнительно суровые условия заставили людей с давних пор заниматься обогревом жилищ. Русские инженеры, зодчие и мастера-строители были всегда хорошими специалистами в этой области. Со времен Киевской Руси и Московского царства сохранились прекрасные образцы печного искусства, например, известная «русская печь» и ряд других оригинальных видов отопительных устройств, таких как воздушно-панельное отопление Грановитой палаты, так называемое «амосовское» (по имени автора Амосова), воздушное отопление помещений Большого Кремлевского Дворца и многих других существующих зданий. Русские зодчие Львов, Свиязев, Лукашевич являются создателями основ теории расчета отопления и вентиляции помещений и авторами интересных конструкций печей.

Первые попытки устройства систем парового и водяного отопления были сделаны в Англии (начало XVIII в.). В России появление систем центрального парового отопления относят к 1816 г., а водяного — к 1834 г. В начале XX в. в Петербурге была построена первая система теплоснабжения группы зданий. Ее авторами являлись проф. Павловский и инж. Дмитриев. Проф. Чаплиным, основоположником русской отопительной школы, в 1903 г. была сооружена пароводяная система отопления с использованием инжекторов. Им было предложено и построено много других оригинальных систем отопления. В 1905 г. инж. Яхимовичем была предложена паробетонная система отопления. В течение короткого времени им было построено около 100 таких систем. Эти системы, не получившие в то время дальнейшего распространения, начали широко применяться в индустриальном строительстве в виде модернизированных систем панельно-лучистого отопления.

Наряду с отоплением развивалась теория и практика вентиляции: Ломоносов и Рихтер создали теорию естественного движения воздуха и проветривания помещений, Флавицкий дал гигиеническую оценку состояния воздушной среды, Саблуков впервые создал (1832 г.) систему вентиляции с искусственным побудителем. В дореволюционной России достижения инженерной мысли мало использовались в строительной практике. В деревнях многие крестьянские избы топились «по-черному».

В годы Советской власти отопительно-вентиляционная техника стала широко применяться в практике строительства. Устройство систем отопления и вентиляции во всех возводимых зданиях стало законом. Начались разработка более рациональных систем отопления и вентиляции и совершенствование методов их расчета и практики строительства.

Было создано большое количество проектных институтов, монтажных организаций, специальных НИИ и факультетов в высших учебных заведениях.

С 1931 г. в связи со строительством теплоэлектростанций в нашей стране началось широкое развитие теплофикации. В настоящее время большинство городов имеют разветвленную систему теплоснабжения. Создаются системы дальнего, прямоточного теплоснабжения. В практике строительства используются самые различные

виды как отопительных, так и вентиляционных систем. В крупносборных зданиях (помимо радиаторного) нашли применение панельно-лучистые, воздушные и конвекторные системы отопления. Начинают применяться системы электрического и газового отопления (газовые инфракрасные излучатели). В последние годы промышленный выпуск кондиционеров значительно возрос. Большинство крупных общественных зданий и многие промышленные производства обслуживаются системами автоматизированного кондиционирования воздуха. Ведутся работы по организации центрального хладоснабжения, выявлению и использованию дешевых источников тепла и холода; в системах кондиционирования используют озонирование, ионизацию воздуха и пр. Таковы тенденции развития отдельных направлений техники теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Учитывая специфику предстоящей практической работы выпускника факультета «Водоснабжение и канализация», основное внимание в настоящем курсе уделено системам отопления, тепловлажностному режиму зданий и меньшее — системам вентиляции и кондиционирования воздуха. Системы теплоснабжения, монтаж и эксплуатация рассмотрены в общих чертах. При изложении курса учитывалось наличие в учебном плане специальности таких дисциплин, как «Сантехнические устройства зданий», «Технология и организация строительства», «Основы автоматизации» и др.

Введение, главы I, III, V, VII, XII, XVIII написаны канд. техн. наук доц. В. Н. Богословским, главы II, IV, VI, VIII, IX, X, XI, XIII, XIV, XV, XVI, XVII и XIX — канд. техн. наук доц. В. П. Щегловым.

Глава I

ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ ЗДАНИЙ

Системы отопления должны обеспечивать в зимнее время постоянный тепловой режим в помещениях, создающий благоприятные условия для людей. Кроме этого, должны быть учтены технологический процесс, происходящий в помещении, и особенности назначения помещения. Так, например, на текстильных фабриках в цехах производства искусственного волокна для нормального протекания технологического процесса требуется поддерживать определенную температуру и влажность воздуха; в картинных галереях и книгохранилищах для обеспечения сохранности картин и долговечности книг необходимо соблюдение определенного тепловлажностного режима.

Следует отметить, что тепловой режим в помещениях зависит не только от характера теплоизоляционных свойств наружных ограждений, которые должны быть правильно рассчитаны при проектировании (систем отопления), но и от расположения теплоотдающих поверхностей системы обогрева помещения и от интенсивности и характера других источников тепла (искусственного освещения, технологического оборудования, нагретых изделий и пр.). Также при проектировании должна быть учтена потребность в тепле для нагрева наружного воздуха, проникающего в помещение через неплотности ограждений, на нагрев материалов и изделий, которые поступают в помещение, на технологические процессы, сопровождающиеся испарением жидкости, и на другие процессы, происходящие в помещении и требующие затраты тепла. В гражданских зданиях тепло поступает в основном от системы отопления, а определяющим фактором расхода тепла являются теплопотери через наружные ограждения. Учет всех перечисленных источников поступления и потерь тепла следует производить при проектировании промышленных зданий, однако во всех случаях для обеспечения требуемого теплового режима в помещениях необходимо, чтобы потери тепла были равны поступлениям тепла, т. е. тепловой баланс помещения был равен нулю.

§ 1. МЕТЕОРОЛОГИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ В ПОМЕЩЕНИИ

Люди, находящиеся в жилых, общественных и промышленных зданиях, а также технологические процессы, осуществляемые в промышленных цехах, требуют поддержания в помещениях необходимых метеорологических условий — определенного микроклимата.

Ограждающие конструкции зданий защищают помещения от непосредственных атмосферных воздействий, однако только внешней защиты недостаточно для круглогодичного поддержания необходимых внутренних условий. Требуемые условия создаются работой систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, или, как их собирательно можно назвать, систем кондиционирования климата. В закрытых помещениях в зависимости от их назначения и характера проводимой в них работы создаются различные температурно-влажностные условия.

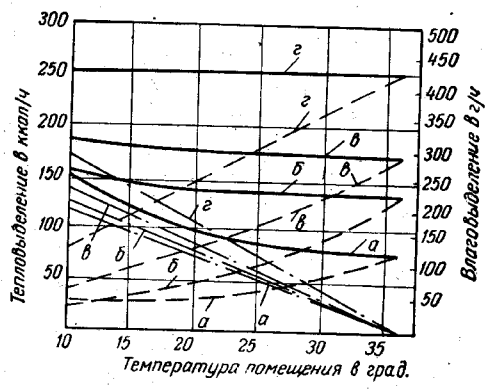


Рис. I. 1. График изменения отдачи тепла и влаги человеком в зависимости от температуры помещения и физической тяжести работы

а—в состоянии покоя; *б*—легкая работа; *в*—средняя; *г*—тяжелая работа; ——— полное количество тепла; — — — скрытое тепло, идущее на испарение влаги и количество испарившейся влаги; —·—·— явное тепло

В человеческом организме в результате физиологических процессов непрерывно вырабатывается тепло. Это тепло должно быть отдано окружающей среде, так как организм человека стремится сохранять постоянную температуру (36,6° С).

Количество тепла, вырабатываемое в организме, различно и зависит от возраста, индивидуальных особенностей и от степени физической тяжести выполняемой работы. В спокойном состоянии взрослый человек должен отдать окружающей среде 75—90 *ккал/ч*, при тяжелой работе 250—400 *ккал/ч*, а при максимально возможных кратковременных нагрузках до 900 *ккал/ч*. Основная часть этого тепла отдается окружающей среде и только небольшая часть (меньше 10%) теряется в результате естественного обмена веществ.

Отдача тепла происходит: посредством лучистого теплообмена с окружающими поверхностями, конвективной теплоотдачи воздуху и за счет испарения влаги с поверхности кожи. При интенсивной физической работе основная доля отдаваемого тепла расходуется на

испарение пота. Взрослый человек при обычных условиях в спокойном состоянии приблизительно половину тепла теряет излучением, четверть — конвекцией и четверть расходует на испарение.

На рис. I.1 приведен график изменения в зависимости от температуры помещения явной теплоотдачи, а также тепла, идущего на испарение пота для человека, выполняющего работу различной тяжести. Организм имеет систему терморегуляции, и человек приспосабливается к некоторым изменениям климатических условий. Однако эта способность организма ограничена, и поэтому метеорологические параметры в помещении должны достаточно устойчиво поддерживаться системами кондиционирования микроклимата на заданном уровне.

Микроклимат помещения характеризуется температурой внутреннего воздуха ($t_в$), радиационной температурой ограждающих поверхностей t_R, подвижностью ($v_в$) и относительной влажностью воздуха ($\varphi_в$). Сочетания этих параметров при различных их комбинациях, обеспечивающие хорошее самочувствие человека, называют з о н а м и к о м ф о р т а. Поскольку подвижность и относительная влажность воздуха имеют обычно незначительные колебания, особенно важно поддержание в помещении определенных температурных условий. Зоны комфортных сочетаний $t_в$ и t_R для гражданских зданий в зимних и летних условиях приведена на рис. I.2.

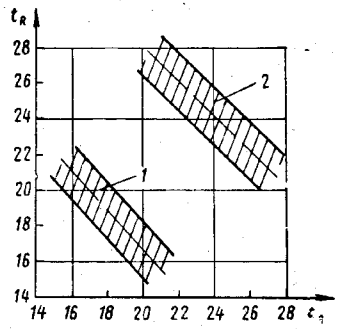


Рис. I. 2. Зоны комфортных сочетаний значений $t_в$ и t_R в жилых помещениях

1—для зимнего периода; *2*—для летнего периода

Параметры микроклимата, определяющие зону комфорта, являются расчетными внутренними условиями в помещении при проектировании ограждений здания и отопительно-вентиляционных систем.

Необходимо различать оптимальные внутренние условия, которые являются расчетными для автоматически регулируемых систем, и допустимые внутренние условия, которые должны быть обеспечены обычными системами. Расчетные внутренние параметры в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий в зимних и летних условиях приведены в табл. I.1.

Эти условия должны быть выполнены во всем объеме рабочей (обслуживаемой) зоны помещения (в пространстве высотой 2 *м* над уровнем пола) или на отдельных рабочих местах. Состояние комфорта должно быть также обеспечено при положении человека в непосредственной близости от нагретых или охлажденных поверхностей.

Таблица 1.1

Расчетные значения метеорологических параметров в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне общественных и жилых зданий

Характеристика производственных помещений	Категория работы	Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже +10°С)							Теплый период года (температура наружного воздуха +10°С и выше)						
		оптимальные внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемые внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемая температура в °С вне рабочих мест	оптимальные внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемые внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемая температура воздуха в °С вне рабочих мест
		температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*		температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	
Производственные помещения, характеризуемые незначительными избытками явного тепла (20 *ккал/м³·ч* и менее)	Легкая	18—21	60—40	Не более 0,2	17—22	Не более 75	Не более 0,3	15—20	22—25	60—40	Не более 0,3	Не более чем на 3° выше $t_{13ч}$, но не более 28	При 28°С не более 55, при 26°С не более 60, при 24° С не более 65, ниже 24°С не более 75	Не более 0,5	Не более чем на 3° выше $t_{13ч}$
	Средней тяжести	16—18	60—40	Не более 0,3	15—17	Не более 75	Не более 0,5	13—15	20—23	60—40	Не более 0,3	То же	То же	Не более 0,7	То же
	Тяжелая	14—16	60—40	То же	13—15	То же	То же	12—14	17—20	60—40	То же	»	»	Не более 1, но не менее 0,5	»

Продолжение табл. 1.1

Характеристика производственных помещений	Категория работы	Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха ниже +10°С)							Теплый период года (температура наружного воздуха +10°С и выше)						
		оптимальные внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемые внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемая температура в °С вне рабочих мест	оптимальные внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемые внутренние параметры на постоянных рабочих местах			допускаемая температура воздуха в °С вне рабочих мест
		температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*		температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	температура воздуха в °С	относительная влажность воздуха в %	скорость движения воздуха в *м/сек*	
Помещения, характеризуемые значительными избытками явного тепла (более 20 *ккал/м³·ч*)	Легкая	18—21	60—40	Не более 0,2	17—24	Не более 75	Не более 0,5	15—26	22—25	60—40	Не более 0,3	Не более чем на 5° выше $t_{13ч}$, но не более 28	При 28°С не более 55, при 26°С не более 60, при 24°С не более 65, ниже 24°С не более 75	Не более 0,7	Не более чем на 5° выше $t_{13ч}$
	Средней тяжести	16—18	60—40	Не более 0,3	17—22	То же	То же	15—24	20—23	60—40	То же	То же	То же	0,7—1	То же
	Тяжелая	14—16	60—40	То же	14—17	»	»	12—19	17—20	60—40	»	»	»	1—1,5, но не менее 0,5	»
Помещения в жилых и общественных зданиях	—	19—21	60—40	»	По табл. приложения 2			—	22—25	60—40	»	Не более чем на 3° выше $t_{13ч}$	—	Не более 0,5	—

Примечание. $t_{13ч}$ — средняя температура наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца.

§ 2. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Теплопередача является физическим процессом обмена теплом между средами, имеющими разные температуры. Этот сложный процесс можно разделить на три элементарных вида теплообмена: теплопроводность, конвекция и лучеиспускание.

В простейшем виде эти формы теплообмена могут быть охарактеризованы следующим образом.

Явление теплопроводности условно можно представить как передачу тепла в теле от частицы к частице, когда не происходит их перемещения. Таким образом осуществляется переход тепла в

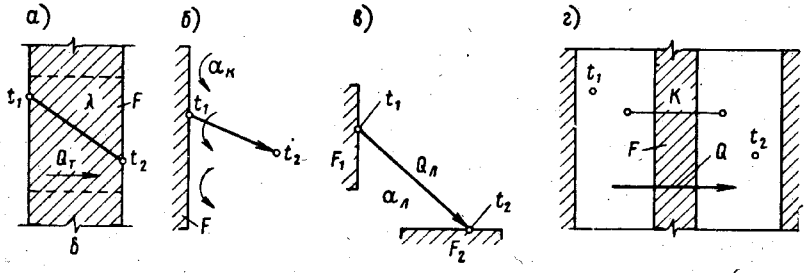


Рис. I. 3. Основные виды теплообмена
а — теплопроводностью; *б* — конвекцией; *в* — излучением; *г* — теплопередачей

твердых телах. В жидкостях и газах явление теплопроводности в чистом виде возможно только в условиях, когда нет переноса частиц в направлении потока тепла.

Согласно закону Фурье тепловой поток $q_т$ в *ккал/м²·ч* в теле, где передача тепла происходит посредством теплопроводности, пропорционален градиенту температуры $\partial t/\partial n$ *град/м*:

$$q_т = -\lambda\, \partial t/\partial n. \qquad (I.1)$$

Множитель пропорциональности в этой формуле λ есть коэффициент теплопроводности с размерностью *ккал/м·ч·град*.

В случае когда в стационарных условиях (неизменных во времени) происходит передача тепла через плоскую однородную стенку (рис. I.3, *а*) в направлении, перпендикулярном ее поверхности (одномерное температурное поле), уравнение теплопроводности можно записать в виде:

$$Q_т = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2)F. \qquad (I.2)$$

Здесь $Q_т$ — количество тепла в *ккал/ч*, δ — толщина стенки в *м*; t_1 и t_2 — температуры на ее поверхностях в *град*; F — площадь поверхности стенки в *м²*.

Конвективным теплообменом называют перенос тепла в жидкостях или газах перемещающимися частицами.

Благодаря конвекции происходит обмен теплом между поверхностью твердого тела и омывающим эту поверхность воздухом (рис. I.3, *б*).

Математической формой выражения конвективного теплообмена является закон Ньютона, согласно которому количество тепла $Q_к$ в *ккал/ч*, передаваемое конвекцией, равно:

$$Q_к = \alpha_к (t_1 - t_2) F, \qquad (I.3)$$

где t_1 и t_2 — температуры воздуха и поверхности в *град*, а $\alpha_к$ — коэффициент конвективного теплообмена в *ккал/м²·ч·град*.

Теплообмен излучением происходит при помощи электромагнитных волн между телами, разделенными лучепрозрачной средой (рис. I.3, *в*). Тепловая энергия, превращаясь на поверхности тела в лучистую энергию, передается через лучепрозрачную среду (воздух) на поверхность другого тела, где вновь превращается в тепло (рис. I.3, *в*). По закону Стефана — Больцмана количество тепла $Q_л$ в *ккал/ч*, отдаваемое посредством излучения поверхностью F_1 в *м²*, имеющей абсолютную температуру T_1 в °К, поверхности F_2 с температурой T_2, будет равно:

$$Q_л = C_{пр}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] F_1\, \varphi_{1-2}. \qquad (I.4)$$

Здесь $C_{пр}$ — приведенный коэффициент излучения системы тел, между которыми происходит лучистый теплообмен, в *ккал/м²·ч·°К⁴*; φ_{1-2} — коэффициент облученности, величина безразмерная, зависящая только от расположения и размеров поверхностей и показывающая долю лучистого потока, которая падает на поверхность F_2 от всего потока, отдаваемого поверхностью F_1 лучеиспусканием.

Обычно для расчета лучистого теплообмена пользуются более простой формулой

$$Q_л = \alpha_л (t_1 - t_2) F_1. \qquad (I.5)$$

В этой формуле t_1 и t_2 — температуры поверхностей, между которыми происходит теплообмен, в °С, а $\alpha_л$ — коэффициент теплообмена излучением на поверхности F_1 в *ккал/м²·ч·град*.

В чистом виде рассмотренные элементы теплообмена практически не встречаются. Обычно они сопутствуют друг другу, в связи с чем оказывается целесообразным рассматривать их в совокупности как одно целое. Этот единый процесс передачи тепла от одной среды к другой (рис. I.3, *г*) называют теплопередачей. Математическая формула для расчета теплопередачи имеет вид:

$$Q = K(t_1 - t_2)F. \qquad (I.6)$$

Здесь Q — количество тепла в *ккал/ч*, передаваемое теплопередачей от среды, имеющей температуру t_1, к среде, имеющей температуру t_2; K — коэффициент теплопередачи в *ккал/м²·ч·град*.

Во всех рассмотренных случаях формулой теплообмена является математическая зависимость, в которой количество тепла пропорцио-

нально соответствующей разности температур в первой степени. Множителями пропорциональности в этих зависимостях являются показатели проводимости тепла. Для различных видов процесса в формулах (I.2), (I.3), (I.5), (I.6) показателями проводимости тепла являются λ/δ, $\alpha_к$, $\alpha_л$, K.

Процесс теплообмена аналогичен по принятому математическому описанию процессу передачи электрического тока (рис. I.4, *а*).

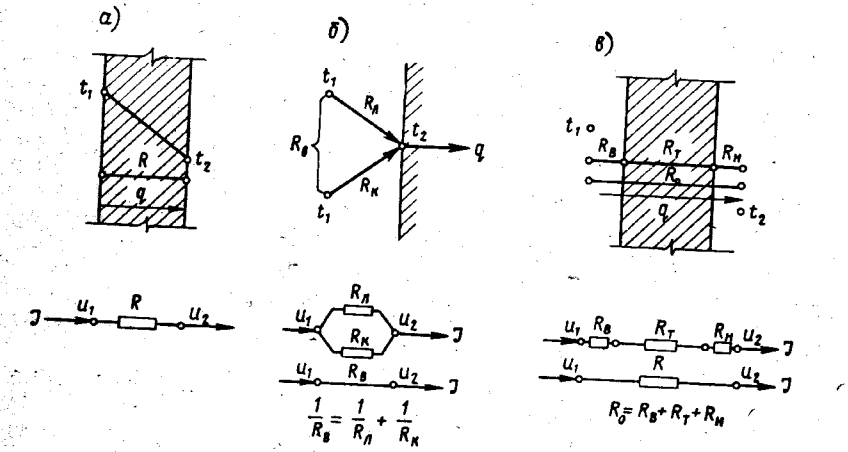


Рис. I. 4. Аналогия между процессами передачи тепла и электрического тока

а — простейший случай; *б* — параллельное расположение сопротивлений; *в* — последовательное расположение сопротивлений

В соответствии с законом Ома для расчета электропередачи также принята линейная зависимость между силой тока I и разностью напряжений $(U_1 - U_2)$, согласно которой

$$I = \frac{1}{R}(U_1 - U_2). \qquad (I.7)$$

Множителем пропорциональности является величина $1/R$, обратная электрическому сопротивлению R среды, через которую происходит передача электричества.

В соответствии с электротепловой аналогией при рассмотрении переносов тепла часто оказывается удобным пользоваться не показателями проводимости тепла, а обратными величинами — сопротивлениями обмену тепла. Термические сопротивления обычно обозначаются буквой R с соответствующим индексом. В рассмотренных случаях сопротивлением теплопроводности будет величина $R_т = \frac{\delta}{\lambda}$, сопротивлениями конвективному и

лучистому теплообменам — величины $R_к = \frac{1}{\alpha_к}$ и $R_л = \frac{1}{\alpha_л}$, сопротивлением теплопередаче $R = \frac{1}{K}$.

В случае сложного процесса теплопередачи, когда термические сопротивления расположены последовательно по направлению движения тепла (рис. I.4, *в*), общее термическое сопротивление R равно сумме этих термических сопротивлений R_i:

$$R = \sum R_i. \qquad (I.8)$$

Если сопротивления расположены параллельно (рис. I.4, *б*) относительно проходящего через них потока тепла, то общая проводимость такой системы $1/R$ равна сумме параллельно расположенных проводимостей $1/R_i$:

$$\frac{1}{R} = \sum \frac{1}{R_i}. \qquad (I.9)$$

Свойства процесса теплопередачи, которые полностью аналогичны соответствующим случаям в электропередаче, удобно использовать при расчете сложных конструкций ограждений, когда по ходу движения тепла имеются последовательно и параллельно соединенные элементы.

§ 3. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Переход тепла из помещения к наружной среде через ограждения является сложным процессом теплопередачи. При обычных условиях температура внутренней поверхности наружных ограждений $\tau_в$ ниже температуры воздуха помещения $t_в$ и ниже температуры поверхности внутренних ограждений, обращенных в помещение, t_R. В связи с этим происходит поступление тепла на поверхность наружного ограждения от воздуха конвекцией и от внутренних ограждений излучением.

Если условно принять, как это обычно делают в практических расчетах, что температуры внутреннего воздуха и поверхностей внутренних ограждений помещения равны между собой $t_в = t_R$, то количество тепла Q_1 (см. рис. I.5, *а*), воспринятое внутренней поверхностью наружного ограждения за счет конвективного и лучистого теплообмена, будет равно:

$$Q_1 = [\alpha_к (t_в - \tau_в) + \alpha_л (t_R - \tau_в)] F = \alpha_в (t_в - \tau_в) F \qquad (I.10)$$

или

$$Q_1 = \frac{1}{R_в}(t_в - \tau_в) F, \qquad (I.11)$$

где $\alpha_в$ есть коэффициент теплообмена на внутренней поверхности ограждения в *ккал/м²·ч·град*, а $R_в$ — сопротивление теплообмену на внутренней поверхности.

Передача тепла конвекцией и лучеиспусканием происходит в данном случае как бы параллельно, поэтому для получения результирующей проводимости в соответствии с формулой (I.9) необходимо сложить составляющие проводимости

$$\alpha_в = \alpha_к + \alpha_л. \qquad (I.12)$$

Наружная поверхность теплотеряющего ограждения также передает тепло окружающей среде конвекцией и излучением. Конвекцией тепло передается наружному воздуху, а излучением — окружающим, более холодным поверхностям. Обычно также условно

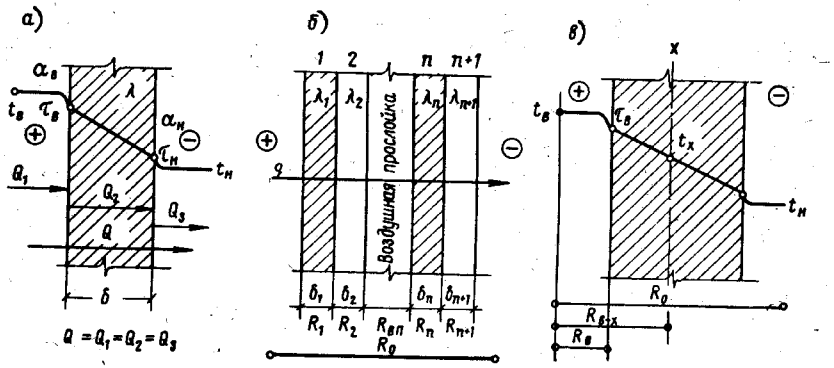


Рис. I. 5. Теплопередача через ограждения
а — однослойное ограждение; *б* — многослойное ограждение; *в* — определение температуры в произвольном сечении ограждения

принимают, что окружающие здание поверхности имеют температуру наружного воздуха, тогда количество отданного наружной поверхностью тепла $Q_в$, как и в формуле (I.10), будет равно:

$$Q_в = \alpha_н (\tau_н - t_н) F \qquad (I.13)$$

или

$$Q_в = \frac{1}{R_н} (\tau_н - t_н) F, \qquad (I.14)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена на наружной поверхности в *ккал/м²·ч·град*, а $R_н$ — соответствующее ему сопротивление; $\tau_н$ и $t_н$ — температуры наружной поверхности ограждения и наружного воздуха в *град*.

Количество тепла Q_2, проходящее через толщу ограждения, определяется разностью температур на его поверхностях и конструкцией ограждения. Если ограждение однослойное и состоит из однородного материала, как это изображено на рис. I.5, *а*, то

$$Q_2 = \frac{\lambda}{\delta} (\tau_в - \tau_н) F = \frac{1}{R_т} (\tau_в - \tau_н) F, \qquad (I.15)$$

В условиях установившегося теплового состояния, когда внутренняя и наружная температуры и другие характеристики процесса остаются неизменными во времени, количество тепла Q_1, воспринятое внутренней поверхностью ограждения, будет равно количеству тепла Q_2, проходящему через толщу ограждения, и количеству тепла Q_3, отдаваемому наружной поверхностью:

$$Q = Q_1 = Q_2 = Q_3. \qquad (I.16)$$

Общая формула для определения количества тепла Q, теряемого помещением через данное ограждение, может быть получена из выражений (I.8), (I.11), (I.14), (I.15) в виде

$$Q = \frac{1}{R_в + R_т + R_н} (t_в - t_н) = \frac{1}{R_о} (t_в - t_н) F. \qquad (I.17)$$

Поток тепла последовательно преодолевает сопротивления теплообмену на внутренней поверхности $R_в$, теплопроводности материала ограждения $R_т$ и теплообмена на наружной поверхности $R_н$, поэтому с учетом выражения (I.8) общее сопротивление теплопередаче через ограждение $R_о$ равно сумме этих сопротивлений, т. е.

$$R_о = R_в + R_т + R_н. \qquad (I.18)$$

Если ограждение многослойное и состоит из нескольких плоских слоев материала, расположенных перпендикулярно направлению теплового потока (например, внутренняя штукатурка, кирпичная стенка, наружная штукатурка), то термическое сопротивление самой толщи ограждения $R_т$ будет равно сумме термических сопротивлений отдельных слоев ограждения R_n:

$$R_т = \sum R_n. \qquad (I.19)$$

Плоская воздушная прослойка, расположенная в ограждении перпендикулярно направлению теплового потока, также должна быть учтена в этой сумме как дополнительное последовательно расположенное сопротивление $R_{в.п}$.

Таким образом, в общем случае сложной многослойной конструкции с воздушной прослойкой (рис. I,5, *б*) общее сопротивление теплопередаче через ограждение равно:

$$R_о = R_в + \sum R_n + R_{в.п} + R_н. \qquad (I.20)$$

Коэффициент теплопередачи ограждения K (величина, обратная $R_о$) в общем случае равен:

$$K = \frac{1}{R_о} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \sum (\delta_n/\lambda_n) + R_{в.п} + \frac{1}{\alpha_н}}, \qquad (I.21)$$

где δ_n и λ_n — толщины и коэффициенты теплопроводности отдельных материальных слоев.

Из рассмотрения размерностей можно установить следующее. Коэффициент теплопередачи ограждения K есть величи-

на, численно равная количеству тепла в *ккал*, проходящему в стационарных условиях через 1 $м^2$ площади ограждения в час при разности температуры между внутренним и наружным воздухом в один градус (*ккал/м²·ч·град*). Сопротивление теплопередаче через ограждение R_0 численно равно такой разности между температурами внутреннего и наружного воздуха в *град*, которая обеспечивает прохождение через 1 $м^2$ площади ограждения в час 1 *ккал* тепла (*град·м²·ч/ккал*).

Сложнее рассчитать передачу тепла через ограждение, конструкция которого неоднородна по площади поверхности ограждения, перпендикулярной тепловому потоку. В этом случае нарушается одномерность температурного поля и для точного решения необходим расчет сложного двухмерного температурного поля.

Если поверхность ограждения разбить на отдельные площади, в пределах которых конструкция однородна в направлении теплового потока, и условно считать, что в пределах такой площади сохраняется одномерность температурного поля, то можно для теплового расчета воспользоваться формулами (I.8) и (I.9). Термическое сопротивление толщи ограждения $R_т$ в (I.18) в соответствии с формулой (I.9) получает выражение

$$\frac{1}{R_т}=\frac{\sum\frac{1}{R_n}F_n}{\sum F_n};\quad R_т=\frac{\sum F_n}{\sum\frac{1}{R_n}F_n}. \tag{I.22}$$

Здесь F_n — отдельные площади ограждения в $м^2$, в пределах которых конструкция однородна в направлении, перпендикулярном тепловому потоку; R_n — термическое сопротивление толщи ограждения в пределах этих площадей в *град·м²·ч/ккал*.

Если конструкция ограждения состоит из неоднородных материалов в направлении как параллельном, так и перпендикулярном тепловому потоку и толщины слоев и стороны отдельных площадей имеют размеры одного порядка, то пользуются следующим условным расчетным методом. Определяют сопротивление теплопроводности толщи ограждения по формуле (I.22) и обозначают эту величину $R_{т\parallel}$, подчеркивая этим обозначением, что сопротивление определено в результате разбивки площади ограждения сечениями, параллельными тепловому потоку.

Затем разбивают ограждение на характерные слои плоскостями, перпендикулярными тепловому потоку. Определяют термические сопротивления этих слоев, пользуясь формулой (I.22), и суммируют их между собой в соответствии с формулой (I.8) как термические сопротивления слоев, последовательно расположенных по направлению потока тепла. Полученную таким образом величину термического сопротивления толщи ограждения обозначают $R_{т\perp}$, в связи с тем что эта величина рассчитана разбивкой ограждения на слои плоскостями, перпендикулярными направлению теплового потока.

Установлено, что в данном случае фактическая величина сопротивления теплопроводности ΣR_n, которую надо подставлять в формулы (I.20), приблизительно равна:

$$\Sigma R_n\simeq\frac{2R_{т\perp}+R_{т\parallel}}{3}. \tag{I.23}$$

Для решения многих задач нужно не только определить количество тепла, которое проходит через ограждение, но и установить распределение температуры на его поверхности и в толще.

Из рассмотрения уравнений (I.11) — (I.17), а также в связи с электротепловой аналогией можно установить, что падение температуры в пределах каждого слоя многослойного ограждения пропорционально его термическому сопротивлению. Перепад между температурами воздуха помещения и внутренней поверхностью ограждения $t_в-\tau_в$ равен:

$$\frac{t_в-\tau_в}{t_в-t_н}=\frac{R_в}{R_0};\quad t_в-\tau_в=R_в\frac{t_в-t_н}{R_0}. \tag{I.24}$$

Температура внутренней поверхности ограждения по (I.24) равна:

$$\tau_в=t_в-\frac{R_в}{R_0}(t_в-t_н). \tag{I.25}$$

Рассуждая аналогичным образом, получаем, что температура в любом произвольном сечении ограждения t_x (рис. I.5, *в*) может быть определена по формуле

$$t_x=t_в-\frac{R_{в-x}}{R_0}(t_в-t_н), \tag{I.26}$$

где, кроме известных обозначений, $R_{в-x}$ — сопротивление теплопередаче от внутреннего воздуха до сечения x в толще ограждения.

§ 4. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ОГРАЖДЕНИЯ

Условия теплопередачи через ограждения часто отличаются от стационарных. Температура наружного воздуха постоянно изменяется, испытывая суточные, сезонные и другой продолжительности колебания. Температура внутреннего воздуха может колебаться при изменении теплоотдачи нагревательных приборов, а также бытовых и технологических тепловыделений. Эти колебания температуры часто близки к гармоническим. Под их влиянием в ограждении происходят изменения температур и тепловых потоков, наблюдается сложное явление нестационарной теплопередачи.

Свойство ограждений сопротивляться изменениям температуры и тепловых потоков называется теплоустойчивостью.

Свойство теплоустойчивости проявляется в том, что волна колебаний температуры, проходящая через ограждение, гасится в нем.

По направлению движения температурной волны амплитуда ее температурных изменений уменьшается и при определенных условиях может полностью затухать в толще ограждения. Способность ограждения периодически аккумулировать и отдавать тепло под влиянием гармонических колебаний температуры его поверхности определяют коэффициентом теплоусвоения. Он равен отношению амплитуды колебания теплового потока A_q, проходящего через поверхность, к амплитуде колебания температуры поверхности $A_{\tau_в}$. Если ограждение однородно и имеет большую толщину, то коэффициент теплоусвоения является одной из теплофизических характеристик материала этого ограждения s. Величина s в *ккал/м²·ч·град* связана с другими характеристиками материала зависимостью

$$s = \frac{A_q}{A_{\tau_в}} = \sqrt{\frac{2\pi\lambda c\gamma}{T}}, \qquad (I.27)$$

где $c\gamma$ — объемная теплоемкость материала в *ккал/м³·град*; T — период колебания температуры в часах.

Наиболее характерными для теплового режима помещений являются суточные колебания температуры с периодом $T = 24$ *ч*, для которых

$$s = 0{,}51\sqrt{\lambda c\gamma}. \qquad (I.28)$$

Колебания температурной волны по направлению ее движения через толщу ограждения уменьшаются по величине и запаздывают во времени. Амплитуда колебания температуры на внутренней поверхности ограждения $A_{\tau_в}$ будет значительно меньше амплитуды колебаний наружной температуры $A_{t_н}$. Отношение этих амплитуд принимают за показатель сквозного затухания колебаний в ограждении ν. Величина ν зависит от теплоустойчивости ограждения и приближенно может быть определена по формуле

$$\nu = \frac{A_{t_н}}{A_{\tau_в}} \approx 2^D \left(0{,}83 + 3\frac{\sum R_n}{D}\right) \beta_{в.п}\beta_{сл}. \qquad (I.29)$$

В этой формуле D — показатель тепловой массивности ограждения. Величина D равна:

$$D = \sum R_n s_n, \qquad (I.30)$$

где R_n — сопротивление теплопроводности слоев ограждения, а s_n — коэффициент теплоусвоения материалов этих слоев. Коэффициент $\beta_{в.п}$ в формуле (I.29) учитывает возможное наличие в ограждении воздушной прослойки. Он равен:

$$\beta_{в.п} = 1 + 0{,}5 R_{в.п}\frac{D}{\sum R_n}, \qquad (I.31)$$

где $R_{в.п}$ — сопротивление воздушной прослойки в ограждении. Если в ограждении нет воздушной прослойки, $\beta_{в.п} = 1$. Второй

коэффициент $\beta_{сл}$ в формуле (I.29) учитывает последовательность расположения основных (теплоизоляционного и конструктивного) материальных слоев в многослойном ограждении:

$$\beta_{сл} = 0{,}85 + 0{,}15\frac{s_2}{s_1}, \qquad (I.32)$$

где s_1 и s_2 — коэффициенты теплоусвоения соответственно первого и второго (по ходу температурной волны) основных слоев в ограждении.

Теплоустойчивость ограждений изменениям наружной температуры в СНиП принято характеризовать показателем D. Как видно из (I.29), величина D в большой мере определяет затухания колебаний температуры в толще ограждения.

§ 5. ЗНАЧЕНИЯ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДЕНИЯ

Для того чтобы провести теплотехнический расчет ограждения, нужно иметь значения характеристик, которые определяют процесс передачи тепла. Основными характеристиками являются: коэффициенты теплопроводности материалов отдельных слоев ограждения, коэффициенты теплообмена на поверхностях ограждения и термическое сопротивление воздушной прослойки.

Коэффициент теплопроводности λ *ккал/м·ч·град* для строительных материалов может изменяться в широких пределах.

Большинство строительных материалов является сложными капиллярнопористыми телами. Они состоят из скелета, поры и капилляры которого могут быть заполнены влажным воздухом, водой и льдом. В связи с такой структурой процесс теплопередачи в толще строительных материалов лишь условно может рассматриваться как теплопроводность, так как в порах материала наряду с теплопроводностью происходит теплообмен излучением, конвекцией, а также перенос тепла за счет перемещения влаги в толще материала и ее фазовых превращений. Поэтому то, что обычно называют коэффициентом теплопроводности, есть фактически условный коэффициент, учитывающий всю сумму факторов, участвующих в передаче тепла в толще материала.

Коэффициент теплопроводности материала значительно изменяет свою величину с изменением объемного веса, влажности и температуры (рис. I.6). Эти зависимости в основном объясняются тем, что скелет, воздух, вода и лед могут находиться в материале в разных соотношениях.

Если коэффициент теплопроводности скелета для материалов неорганического происхождения равен 4—6 и более, то коэффициент теплопроводности воздуха — около 0,02. С увеличением объемного веса материала коэффициент теплопроводности строительных материалов увеличивается. Это в основном объясняется тем, что доля объема, занимаемая воздухом, уменьшается, а доля

объема скелета, который имеет более высокий коэффициент теплопроводности, увеличивается.

С повышением влажности материала, когда влага заполняет объем в порах, вытесняя воздух, происходит значительное увеличение коэффициента теплопроводности материала, так как коэффициент теплопроводности воды, равный 0,5, в двадцать пять раз больше теплопроводности воздуха.

С повышением температуры теплопроводность отдельных строительных материалов может возрастать и понижаться. Особенно резко изменение теплопроводности происходит при переходе температуры через нуль. При понижении температуры ниже нуля бо́льшая часть влаги, содержащейся в материале, превращается в лед, который имеет коэффициент теплопроводности 2,0, т. е. в четыре раза больший, чем для воды. Поэтому при температурах ниже 0° коэффициент теплопроводности влажных материалов почти всегда возрастает.

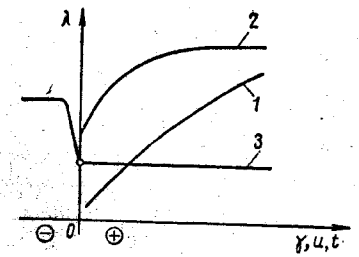


Рис. I. 6. Характер зависимости коэффициента теплопроводности от объемного веса γ, влажности u и температуры t
1 — зависимость от объемного веса; *2* — зависимость от влажности; *3* — зависимость от температуры

Перечисленным факторам, кроме того, сопутствуют и другие явления, тормозящие или способствующие передаче тепла.

Численные значения коэффициентов теплопроводности наиболее распространенных строительных материалов, которыми необходимо пользоваться при проведении теплотехнических расчетов ограждений, приведены в приложении 1, составленном по данным СНиП.

При выборе численных значений коэффициентов необходимо помнить, что значения, приведенные в таблице СНиП, соответствуют указанному там объемному весу материала и определенному влажностному состоянию конструкции. При значительных отклонениях объемного веса и влажности от табличных данных и для материалов в мерзлом состоянии необходимо пользоваться экспериментальными данными.

Многие теплоизоляционные материалы в конструкции ограждений могут деформироваться, уплотняться или изменять свои теплоизолирующие свойства в процессе эксплуатации. В связи с этим в СНиП рекомендуется вводить на значения λ, при определении толщины теплоизоляционного слоя, поправочный коэффициент $b \geqslant 1$. Численные значения b зависят от свойств и объемного веса теплоизоляционного материала и изменяются в пределах от 1,0 до 1,2.

Коэффициенты теплообмена на внутренней $\alpha_в$ и наружной $\alpha_н$ поверхностях ограждения зависят от условий конвективного и лучистого теплообмена на этих поверхностях. Коэффициент конвективного теплообмена на внутренней вертикальной поверхности можно определить по формуле

$$\alpha_к = 1{,}43 \sqrt[3]{t_в - \tau_в}. \qquad (I.33)$$

Значение множителя пропорциональности в этой формуле должно быть увеличено на 30% (до величины 1,86) для горизонтальных поверхностей, через которые тепло передается снизу вверх, и уменьшено на 30% (до величины 1,0) для горизонтальных поверхностей при направлении потока тепла сверху вниз.

Коэффициент лучистого теплообмена для обычного случая теплопередачи может быть вычислен согласно (I.4) и (I.5) по формуле

$$\alpha_л = \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{t_1 - t_2} c_{пр}\, \varphi_{1-2} = b c_{пр}\, \varphi_{1-2}. \qquad (I.34)$$

Первый множитель b в этой формуле — температурный фактор, который в пределах обычного для ограждений диапазона температур можно определить по приближенной формуле

$$b \approx 0{,}81 + 0{,}005\,(t_1 + t_2). \qquad (I.35)$$

Приведенный коэффициент излучения $c_{пр}$ при произвольном расположении поверхностей равен:

$$c_{пр} \simeq \frac{c_1 c_2}{c_0}, \qquad (I.36)$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты излучения теплообменивающихся поверхностей, а c_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 4,9 *ккал/м²·ч·°К⁴*. Для поверхностей в помещении коэффициенты излучения обычно равны: $c = 4{,}5 \div 4{,}6$, поэтому $c_{пр}$ можно принимать в расчетах равным 4,2.

Коэффициент облученности φ_{1-2} равен единице, если в помещении одна поверхность наружного ограждения лучисто теплообменивается с остальными внутренними поверхностями помещения. В остальных случаях этот коэффициент меньше единицы и его можно рассчитать или определить по графикам, приведенным в специальной литературе по теплопередаче.

Пример I.1. Требуется определить коэффициент теплообмена на внутренней поверхности наружной стены $\alpha_в$. Температуры равны: внутреннего воздуха $t_в = +18°$ С, внутренней поверхности наружной стены $\tau_в = +12°$ С, остальных внутренних поверхностей $t_R = t_в = +18°$ С.

$$\alpha_к = 1{,}43 \sqrt[3]{t_в - \tau_в} = 1{,}43 \sqrt[3]{18 - 12} = 2{,}6 \text{ ккал/м}^2\text{·ч·град};$$
$$\alpha_л = b c_{пр}\, \varphi_{1-2} = [0{,}81 + 0{,}005\,(18+12)]\, 4{,}2 \cdot 1 = 4 \text{ ккал/м}^2\text{·ч·град};$$
$$\alpha_в = \alpha_к + \alpha_л = 2{,}6 + 4 = 6{,}6 \text{ ккал/м}^2\text{·ч·град}.$$

Конвективный теплообмен на наружной поверхности ограждения в основном определяется скоростью обдувания поверхности ветром и направлением движения воздуха относительно поверхности.

При направлении ветра вдоль поверхности $\alpha_к$ определяют по формуле

$$\alpha_к = 5v^{0,8}l^{-0,2}, \qquad (I.37)$$

где v — скорость ветра в *м/сек*; l — характерный размер поверхности в направлении движения воздуха.

Если воздушный поток не параллелен поверхности, как это часто бывает, полученные по формуле (I.37) значения будут меньше действительных величин. Для расчета теплообмена на поверхности наружных стен при лобовом обдувании ветром рекомендуется пользоваться формулой

$$\alpha_к = 10\sqrt{v}. \qquad (I.38)$$

Наружная поверхность излучением обменивается теплом с поверхностью земли, окружающими зданиями, небосводом, а также воспринимает тепло в результате непосредственного облучения солнцем. Учитывая сложность явления, а также сравнительно малую долю участия лучистого потока в общем теплообмене наружной поверхности ограждения в зимних условиях, считают, что температура окружающих здание поверхностей равна температуре наружного воздуха, и коэффициент лучистого теплообмена рассчитывают по формуле (I.34).

Пример I. 2. Требуется определить коэффициент теплообмена на наружной поверхности стены. Температуры равны: наружной поверхности $\tau_н = -19°$ С, наружного воздуха и окружающих здание поверхностей $t_н = -21°$ С. Расчетная скорость ветра $v = 3$ *м/сек*.

$$\alpha_к = 10\sqrt{v} = 10\sqrt{3} = 17,3 \text{ ккал/м}^2\cdot ч\cdot град;$$

$$\alpha_л = bc_{пр}\varphi_{1-2} = \{0,81 + 0,005[(-19) + (-21)]\}\, 4,2\cdot 1,0 = 2,4 \text{ ккал/м}^2\cdot ч\cdot град;$$

$$\alpha_н = \alpha_к + \alpha_л = 17,3 + 2,4 = 19,7 \text{ ккал/м}^2\cdot ч\cdot град.$$

В Строительных нормах и правилах указаны значения коэффициентов теплообмена, которые необходимо применять при обычных расчетах. Для внутренних плоских поверхностей всех ограждений независимо от назначения помещения принято значение $\alpha_в = 7,5$ *ккал/м²·ч·град*. Исключение составляют поверхности оребренные и кессонированные. Для них принимается уменьшенное значение $\alpha_в$ в связи с увеличением поверхности теплоперехода за счет оребрения.

Коэффициент теплообмена для наружных поверхностей, соприкасающихся непосредственно с наружным воздухом, принят $\alpha_н = 20$. Для наружных поверхностей, которые непосредственно не обдуваются ветром, принимаются следующие значения $\alpha_н$: для поверхностей перекрытий, выходящих на чердак, 10; для поверхностей перекрытий, выходящих в подвал, 5; для поверхностей стен, выходящих в неотапливаемые помещения, 10.

Термическое сопротивление воздушной прослойки $R_{в.п}$ в ограждении зависит от разности температур на поверхностях прослойки, от ее средней температуры, толщины и направления теплового потока. Величину $R_{в.п}$ нельзя рассчитывать как для однородного слоя материала.

Теплопередача через воздушную прослойку происходит за счет лучистого теплообмена между ограничивающими ее поверхностями, частично конвекцией и теплопроводностью. Общее термическое сопротивление прослойки увеличивается с ее толщиной, стабилизируясь при толщине более 5 *см*.

Передача тепла снизу вверх в горизонтальных воздушных прослойках происходит интенсивно за счет конвективных токов воздуха, которые в этом случае возникают. Наилучшие теплоизоляционные качества имеет горизонтальная прослойка при теплопередаче сверху вниз. В такой прослойке практически отсутствуют конвективные токи и тепло передается только излучением и теплопроводностью. Уменьшения теплопередачи можно добиться покрытием одной или обеих поверхностей прослойки материалами с малыми значениями коэффициента излучения, а также перенесением прослойки в конструкции ограждения ближе к наружной поверхности.

В СНиП приведены нормируемые величины термических сопротивлений воздушных прослоек при горизонтальном и вертикальном их расположении в зависимости от толщины слоя воздуха. Эти величины относятся к замкнутым воздушным прослойкам.

Для определения термического сопротивления сложных конструкций с экранами, специальным покрытием и вентилируемыми прослойками необходимо проведение специальных расчетов, методика которых здесь не рассматривается.

§ 6. ТЕПЛОЗАЩИТНЫЕ СВОЙСТВА ОГРАЖДЕНИЙ

Теплозащитные свойства наружных ограждений определяются двумя показателями: величиной сопротивления теплопередаче и теплоустойчивостью, которую, как было указано выше, ориентировочно оценивают по величине характеристики тепловой массивности ограждения D (I.30). Теплозащиту ограждений в зимних условиях принято определять в основном величиной $R_о$, а в летних — теплоустойчивостью. Это объясняется тем, что для зимы более характерным является режим теплопередачи, близкий к стационарному, в то время как для летнего режима определяющими являются периодические изменения наружных тепловых условий.

Требуемое сопротивление теплопередаче ограждения. Сопротивление теплопередаче основной конструкции ограждения должно соответствовать гигиеническим требованиям и быть оптимальным с технико-экономической точки зрения.

Минимально допустимое сопротивление теплопередаче, удовлетворяющее в зимних условиях санитарно-гигиеническим требованиям, называется требуемым сопротивлением.

Основное требование, предъявляемое к наружным ограждениям в гигиеническом отношении, сводится к тому, чтобы температура

на внутренней поверхности $\tau_в$ была такой, при которой люди, находящиеся в помещении, не испытывали со стороны этой поверхности интенсивного радиационного охлаждения. Кроме того, в помещениях, как правило, не допускается выпадение конденсата на ограждениях, поэтому температура на внутренней поверхности наружных ограждений должна быть выше температуры точки росы $t_{т.р}$ воздуха в помещении. В помещениях бань, прачечных и некоторых производственных помещениях в суровые периоды зимы все же допускается кратковременное, небольшой интенсивности увлажнение стен.

При определении $R_{о.тр}$ принимают за основу уравнение распределения температур в ограждении в стационарных условиях (I.24), записав его относительно $R_о$ в виде

$$R_о = R_в \frac{t_в - t_н}{t_в - \tau_в}. \qquad (I.39)$$

В это уравнение вводятся регламентированные значения величин $t_в$, $t_н$ и $(t_в - \tau_в)$, которые зависят от назначения помещений и пр.

Значения температуры внутреннего воздуха $t_в$ принимаются на основе практики эксплуатации помещений (по табл. I.1). Они определяются функциональными особенностями и видом работы, которую производят находящиеся в помещениях люди. Следует отметить, что при расчете теплопотерь принимают за расчетную в производственных помещениях с незначительными тепловыделениями нормируемую температуру воздуха в рабочей зоне помещения (см. табл. I.1). При значительных тепловыделениях в связи с неравномерностью распределения температур по высоте принимают: для пола — нормируемую температуру в рабочей зоне, для стен — среднюю температуру воздуха по высоте помещения, для перекрытия — температуру воздуха под ним.

В нерабочее время, когда действует дежурное отопление, в производственных и иных помещениях температура должна быть не ниже + 5° С, если особенности помещения не допускают большего понижения температуры или не требуют поддержания более высокой температуры.

Разность температур $(t_в - \tau_в)$ определяется величиной $\Delta t^н$, принимаемой по табл. I.2.

Как видно из таблицы, для поверхности теплотеряющего потолка перепад $\Delta t^н$ должен быть несколько меньше, чем для наружных стен, а для поверхности пола, с которой человек соприкасается, еще меньше. Для помещений, в которых человек находится продолжительное время, эти перепады должны быть меньше, чем для помещений с кратковременным пребыванием людей.

Сопротивление теплообмену $R_в$ в (I.39) для внутренней гладкой поверхности всех ограждений, согласно СНиП, принимается одинаковым и равным 0,133.

Рассматриваемая формула (I.39) написана в предположении, что в расчетных условиях температурный режим ограждения являет-

Таблица I.2

Нормируемые величины разности температур помещения и внутренней поверхности ограждения $\Delta t^н$

Вид помещений и зданий	$\Delta t^н$, *град*	
	для наружных стен (не более)	для бесчердачного покрытия и чердачного перекрытия (не более)
Жилые помещения, а также помещения общественных зданий (больниц, поликлиник, детских яслей, садов и школ)	6	4,5
Помещения общественных зданий (за исключением указанных выше), административных, а также вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий, за исключением помещений влажных и мокрых	7	5,5
Отапливаемые помещения производственных зданий промышленных предприятий с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха менее 50%	10	8
То же, но с расчетной влажностью внутреннего воздуха от 50 до 60%	8	7
Помещения производственных зданий промышленных предприятий с избыточными тепловыделениями и расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха не более 45%	12	12
Помещения производственных зданий промышленных предприятий с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха выше 60%, в которых не допускается конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждающих конструкций . .	$t_в - t_{т.р}$	$t_в - t_{т.р} - 1°$
Помещения производственных зданий промышленных предприятий с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха более 60%, в которых допускается конденсация влаги на внутренних поверхностях стен:		
а) при $t_в$ менее 20°С	7	$t_в - t_{т.р}$
б) при $t_в$ более 20°С	6,5	$t_в - t_{т.р}$

Примечание. Для поверхности пола $\Delta t^н = 2{,}5°$.

ся стационарным и $t_н$ постоянна. Однако температура наружного воздуха непрерывно изменяется, и в ограждении происходит сложный процесс нестационарной теплопередачи, который необходимо учитывать при выборе расчетной наружной температуры.

Для различных климатических районов были построены кривые изменения температуры наружного воздуха, наблюдавшиеся в течение восьми наиболее холодных зим последнего 50-летнего периода.

Эти кривые для разных районов имеют характерную и близкую по очертанию форму (рис. I.7): сравнительно медленное равномерное

понижение температуры до начала периода резкого похолодания, затем резкое понижение температуры с переходом через минимум и медленное повышение температуры после конца периода резкого похолодания.

Обычно ограждения имеют небольшую тепловую инерцию, поэтому при медленном понижении температуры, как это наблюдается на начальном участке расчетной кривой, распределение температуры в ограждении в каждый момент времени практически соответствует стационарному. Нестационарность процесса проявляется в период интенсивного, сравнительно кратковременного периода похолодания. Этот период для выбора расчетной наружной температуры играет определяющее значение.

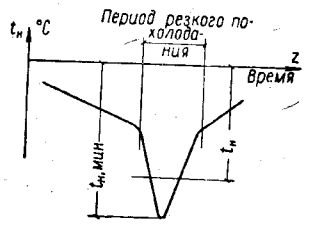


Рис. I. 7. Расчетная кривая изменения температуры наружного воздуха в зимний период

Ограждения, имеющие одинаковые сопротивления теплопередаче, но разную тепловую массивность, по-разному реагируют на изменения температуры наружного воздуха в период резкого похолодания. У ограждений с малой тепловой массивностью эти изменения вызовут бо́льшие понижения температуры на внутренней поверхности, чем у массивных ограждений. Поэтому в одних и тех же климатических условиях ограждения с разной тепловой массивностью должны иметь различные сопротивления теплопередаче.

Требуемым сопротивлением теплопередаче ограждения является такое, при котором обеспечивается заданный уровень температуры на внутренней поверхности ограждения в условиях, когда наружная температура изменяется по расчетной кривой.

В СНиП на основе указанных температурных кривых в качестве расчетных наружных температур $t_н$ для отдельных географических пунктов СССР приняты температуры, равные средним температурам самых холодных суток t_1 и пятидневок t_5 (для трехдневок температура t_3 определяется как $\frac{t_1+t_5}{2}$). Из этих трех значений температур расчетную для данного ограждения определяют в зависимости от его тепловой массивности. Ограждения по массивности делят на три группы в зависимости от величины D. Каждой группе соответствует одна из указанных температур $t_н$, как это показано в табл. I.3.

В процессе расчета сначала ориентировочно задаются группой массивности ограждения. Найдя соответствующую величину $R_{о.тр}$, определяют по формуле (I.30) значение D. Если оно не отвечает принятой массивности, перерасчет $R_{о.тр}$ производят с учетом найденной величины D. На расчетную разность $t_в - t_н$ согласно СНиП вводят поправочный коэффициент n. Этот коэффициент учитывает

Таблица I.3

Расчетная температура наружного воздуха в зависимости от тепловой массивности ограждения

Группа ограждений	Легкое	Среднее	Тяжелое
Показатель тепловой массивности ограждений	$D < 4$	$4 < D < 7$	$D > 7$
Значение расчетной наружной температуры	t_1	$t_3 = \frac{t_1+t_5}{2}$	t_5

фактическое уменьшение расчетной разности температур для ограждений, которые отделяют отапливаемые помещения от неотапливаемых и непосредственно не омываются наружным воздухом. Значения коэффициента n даны в приложении 7.

Колебания температуры в неотапливаемых помещениях будут всегда меньше изменений наружной температуры, поэтому при значениях $n \leqslant 0{,}7$ следует принимать $t_н = t_5$ независимо от величины D ограждения.

Согласно сказанному формула (I.39) для определения требуемого сопротивления теплопередаче ограждения принимается в следующем виде:

$$R_{о.тр} = R_в \frac{(t_в - t_н)n}{\Delta t^н}. \qquad (I.40)$$

Пример I.3. Определить требуемое сопротивление теплопередаче наружной стены здания общежития. Стена сложена из семищелевого кирпича с внутренней известково-песчаной штукатуркой толщиной $\delta = 0{,}02$ *м*. Здание расположено в Москве.

По таблице климатической характеристики (приложение 3) для Москвы расчетные температуры наружного воздуха $t_1 = -31°$ С, $t_5 = -26°$ С. Средняя скорость ветра за три самых холодных месяца $v_н = 4{,}9$ *м/сек*. По табл. I.1 для общежития допустимая температура внутреннего воздуха $t_в = 18°$ С, относительная влажность $\varphi_в = 50\%$. Расчетные величины физических показателей строительных материалов выбираем из таблицы приложения 1 по графе условий эксплуатации *Б* (для нормальной влажностной зоны застройки при относительной влажности воздуха в помещении $\varphi_в = 50\%$). Для дырчатого кирпича $\lambda = 0{,}55$ *ккал/м·ч·град* и $s = 6{,}5$ *ккал/м²·град·ч*.

Для известково-песчаной штукатурки $\lambda = 0{,}75$; $s = 8{,}15$. Предполагая, что стена массивная, принимаем в (I.40) расчетную температуру наружного воздуха $t_н = -26°$ С, $n = 1$, $\Delta t^н = 6$ (согласно табл. I.2) и $R_в = 0{,}133$. Получаем величину

$$R_{о.тр} = 0{,}133 \frac{(18+26)1}{6} = 0{,}985 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал.$$

Следовательно, требуемое сопротивление теплопроводности только кирпичной кладки стены $R_{к.к}$ (без учета $R_в$, R штукатурки и $R_н$)

$$R_{к.к} = 0{,}985 - 0{,}133 - \frac{0{,}02}{0{,}75} - 0{,}05 =$$

$$= 0{,}985 - 0{,}210 = 0{,}775 \ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал.$$

Согласно формуле (I.30) определяем показатель тепловой массивности стены D:

$$D = 0{,}775 \cdot 6{,}5 + 0{,}027 \cdot 8{,}15 = 5{,}26.$$

Стена имеет среднюю массивность, при которой расчетная наружная температура (табл. I.3) равна:

$$t_з = \frac{(-26)+(-31)}{2} = -28{,}5^\circ\,\text{C},$$

в связи с этим пересчитываем

$$R_{о.\,тр} = 0{,}133\,\frac{(18+28{,}5)\,1}{6} = 1{,}03.$$

Требуемое термическое сопротивление кирпичной кладки

$$R_{к.\,к} = 1{,}03 - 0{,}21 = 0{,}82.$$

Требуемая толщина $\delta_{к.к}$ кирпичной кладки

$$\delta_{к.\,к} = R_{к.\,к}\,\lambda b = 0{,}82 \cdot 0{,}55 \cdot 1 = 0{,}45\ м.$$

Принимаем стену в 2 кирпича, имеющую $\delta_{к.к} = 0{,}51\ м$. Фактическое термическое сопротивление стены по формуле (I.20) равно:

$$R_о = 0{,}133 + \frac{0{,}51}{0{,}55} + \frac{0{,}02}{0{,}75} + 0{,}05 = 1{,}14\ м^2 \cdot ч \cdot град/ккал,$$

что больше $R_{о.тр} = 1{,}03$. Коэффициент теплопередачи стены по формуле (I.21) равен:

$$K = \frac{1}{1{,}14} = 0{,}88\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град.$$

Убедимся в отсутствии конденсации водяных паров из воздуха помещения на внутренней поверхности такого ограждения. Температура на внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ равна:

$$\tau_в = 18 - \frac{0{,}133}{1{,}14}(18+28{,}5) = 12{,}58^\circ\,\text{C}.$$

Упругость водяных паров в воздухе помещения равна:

$$e_в = E_{t_в = 18^\circ}\,\frac{\varphi_в}{100} = 16 \cdot 0{,}5 = 8\ мм\ рт.\ ст.,$$

где $E_{t_в=18^\circ}$ — упругость в состоянии полного насыщения, равная [см. формулу (I.53)]:

$$E_{t_в=18^\circ} = 3{,}58 + (1 + 0{,}14\,t_в)^2 = 3{,}58 + (1 + 0{,}14 \cdot 18)^2 = 16\ мм\ рт.\ ст.$$

Упругости $e_в = 8\ мм\ рт.\ ст.$ соответствует температура точки росы, которая по формуле (I.49) равна:

$$t_{т.\,р} = 20{,}1 - (5{,}75 - 0{,}274\,e_в)^2 = 20{,}1 - (5{,}75 - 0{,}274 \cdot 8)^2 = 7{,}4^\circ\,\text{C}.$$

Величина $t_{т.р}$ значительно меньше температуры $\tau_в$, поэтому конденсации на внутренней поверхности ограждения не будет.

Оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения. В настоящее время в строительстве широко распространены сравнительно дешевые и эффективные теплоизоляционные материалы. Применение их в конструкции ограждений часто приводит к такому положению, при котором оказывается выгоднее, учитывая эксплуатационные затраты, делать ограждение более утепленным, чем то, которое требуется по санитарно-гигиеническим соображениям. Следовательно, экономически оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения $R_{о.опт}$ может быть больше требуемого $R_{о.тр}$. В таком случае безусловно следует выбирать конструкцию не из условия $R_о \geqslant R_{о.тр}$, а из условия $R_о = R_{о.опт}$. Определение $R_{о.опт}$ является сложной технико-экономической задачей, которая, однако, может быть решена аналитически, если принять некоторые упрощающие предпосылки.

Оптимальной будет такая конструкция ограждения, при которой сумма капитальных затрат и эксплуатационных расходов за нормативный срок окупаемости, принятый в строительстве, будет минимальной.

Экономической характеристикой, определяющей рациональность того или иного инженерного решения конструкции, являются приведенные затраты, величина которых A в руб. на 1 $м^2$ ограждения определяется по формуле

$$A = K + ЭT. \qquad (I.41)$$

Здесь K — капитальные затраты на устройство ограждения и сопряженных с ним систем (отопления и других), стоимость сооружения которых изменяется с изменением сопротивления теплопередаче ограждения. Эти затраты должны быть отнесены к единице площади ограждения, поэтому K измеряется в $руб/м^2$. $Э$ — эксплуатационные затраты, которые складываются в основном из стоимости теряемого через ограждение тепла, затрат на электроэнергию, на восстановление и капитальный ремонт ограждения и сопряженных с ним систем в $руб/м^2 \cdot год$. Величина T — нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений в строительстве, принятый сейчас равным 6—8 годам. Оптимальное сопротивление теплопередаче ограждения может быть определено в общем случае из уравнения

$$\frac{\partial A}{\partial R_о} = 0. \qquad (I.42)$$

Рассмотрим вначале простейший случай. Если пренебречь сравнительно небольшими изменениями капитальных затрат (K) за счет затрат на сопряженные системы, то можно принять

$$K = K_к + \delta_{т.и}\,S_{т.\,и}, \qquad (I.43)$$

где $K_к$ — стоимость конструкции ограждения без учета стоимости теплоизоляционного слоя ($K_к$ — величина постоянная, не зависящая от толщины изоляции); $\delta_{т.и}$ — толщина изоляции в $м$, величина

переменная в данной задаче, оптимальное значение которой надо определять; $S_{т.и}$ — стоимость изоляции в конструкции в *руб/м*³.

Если также, упростив задачу, считать эксплуатационные затраты $Э$ зависящими только от стоимости теряемого тепла, то

$$Э = \frac{(t_в - t_{о.п})\, n_{о.п}}{R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}} S_т = \frac{MS_т}{R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}}, \qquad (I.44)$$

где $M = (t_в - t_{о.п})n_{о.п}$ 24 в *град·ч*; $t_{о.п}$ и $n_{о.п}$ — температура и продолжительность (в сутках) отопительного периода; $S_т$ — стоимость теряемого через ограждение тепла в *руб/ккал*; $R_к$ — термическое сопротивление конструктивных слоев (без слоя теплоизоляции) ограждения. В этом случае

$$A = K_к + \delta_{т.и} S_{т.и} + \frac{MS_т T}{R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}}. \qquad (I.45)$$

Из уравнения (I.42)

$$\frac{\partial A}{\partial \delta_{т.и}} = S_{т.и} - \frac{MS_т T}{\lambda_{т.и}\left(R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}\right)^2} = 0; \qquad (I.46)$$

определим $R_{о.опт}$, соответствующее оптимальной толщине изоляции $S_{т.и.опт}$, которое будет равно:

$$R_{о.\,опт} = R_к + \frac{\delta_{т.и.\,опт}}{\lambda_{т.и}} = \sqrt{\frac{MS_т T}{\lambda_{т.и} S_{т.и}}}. \qquad (I.47)$$

В приведенном решении не учитываются капитальные вложения в смежные отрасли промышленности и их изменение с изменением $R_{о.опт}$.

Пример I.4. Определить расчетное сопротивление теплопередаче бесчердачного покрытия канализационной насосной в Архангельске. Температура воздуха в помещении $t_в = 16°$ С, $\Delta t^н = 7°$С. Перекрытие выполняется из железобетонных плит с утеплением пенобетоном $\lambda = 0{,}18$ *ккал/м·ч·град*. По таблице приложения 3 для Архангельска расчетная наружная температура для легких ограждений $t_н = -34°$ С, продолжительность отопительного периода $n_{о.п} = 254$ суток и его средняя температура $t_{о.п} = -4{,}7°$ С. Нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений $T = 6$ лет. Стоимость тепла от местной котельной $S_т = 4 \cdot 10^{-6}$ *руб/ккал*. Стоимость пенобетона в конструкции $S_{т.и} = 21{,}5$ *руб/м*³. По формуле (I.47) определяем $R_{о.опт}$:

$$R_{о.\,опт} = \sqrt{\frac{(16+4{,}3)\,254 \cdot 24 \cdot 4 \cdot 10^{-6} \cdot 6}{0{,}18 \cdot 21{,}5}} = 0{,}88.$$

Требуемое термическое сопротивление

$$R_{о.\,тр} = \frac{0{,}133\,(16+34)\,1}{7} = 0{,}95.$$

Так как $R_{о.опт} < R_{о.тр}$, то толщина теплоизоляции в данном случае должна выбираться исходя из условия $R_о \geqslant R_{о.тр} = 0{,}95$ *м²·ч·град/ккал*.

§ 7. ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ОГРАЖДЕНИЙ

В помещениях гражданских зданий и в большинстве промышленных помещений не допускается конденсация водяных паров на поверхности и накопление влаги в толще наружных ограждений. Конденсация на поверхности ухудшает санитарно-гигиенические условия в помещении и, так же как конденсация в толще, может привести к переувлажнению конструкции. Увеличение влажности материала конструкции обычно связано со значительным ухудшением теплозащитных качеств и, как правило, приводит к быстрому разрушению ограждений.

Проверку принятой конструкции ограждения на отсутствие конденсации на его поверхности необходимо производить из условия удовлетворения требования

$$\tau_в > t_{т.р}, \qquad (I.48)$$

где $t_{т.р}$ — температура точки росы воздуха помещения, которая определяется по формуле

$$t_{т.р} = 20{,}1 - (5{,}75 - 0{,}274\, e_в)^2, \qquad (I.49)$$

где $e_в$ — упругость водяных паров в воздухе помещения в *мм рт. ст.* Если условие (I.48) не удовлетворяется, то необходимо увеличить сопротивление теплопередаче ограждения.

Проверка возможности конденсации в толще ограждения является более сложной. Поры материала толщи ограждения заполнены влажным воздухом. Через конструкцию происходит диффузия водяного пара. Пар диффундирует из помещения, где упругость высокая, к наружному воздуху, у которого упругость водяных паров зимой заметно меньше, чем у внутреннего воздуха. В воздухе, заполняющем поры материала, устанавливается определенное распределение упругости водяных паров e по толщине ограждения. Если в отдельных слоях или сечениях ограждения упругость e окажется выше упругости полного насыщения воздуха E при соответствующих им температурах t, то произойдет выпадение конденсата. Таким образом, расчет состоит в построении кривых распределения e, t и E по сечению ограждения и в выявлении слоев или сечений, где e оказывается выше E.

Кривая распределения температур t по толщине ограждения может быть построена с помощью формулы (I.26). Распределение упругости водяного пара e_x по толщине ограждения может быть построено по формуле (I.50), которая аналогична формуле (I.26):

$$e_x = e_в - \frac{H_{в-x}}{H_о}(e_в - e_н), \qquad (I.50)$$

где $e_в$ и $e_н$ — упругость водяного пара соответственно внутреннего и наружного воздуха; $H_{в-x}$ — сопротивление паропроницаемости от внутреннего воздуха до сечения x в ограждении, в котором рассчитывается упругость e_x; $H_о$ — сопротивление паропроницаемости всей толщи ограждения от внутреннего до наружного воздуха.

переменная в данной задаче, оптимальное значение которой надо определять; $S_{т.и}$ — стоимость изоляции в конструкции в *руб/м*³.

Если также, упростив задачу, считать эксплуатационные затраты $Э$ зависящими только от стоимости теряемого тепла, то

$$Э = \frac{(t_в - t_{о.п})\, n_{о.п}}{R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}} S_т = \frac{MS_т}{R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}}, \qquad (I.44)$$

где $M = (t_в - t_{о.п})n_{о.п}\ 24$ в *град·ч*; $t_{о.п}$ и $n_{о.п}$ — температура и продолжительность (в сутках) отопительного периода; $S_т$ — стоимость теряемого через ограждение тепла в *руб/ккал*; $R_к$ — термическое сопротивление конструктивных слоев (без слоя теплоизоляции) ограждения. В этом случае

$$A = K_к + \delta_{т.и} S_{т.и} + \frac{MS_т T}{R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}}. \qquad (I.45)$$

Из уравнения (I.42)

$$\frac{\partial A}{\partial \delta_{т.и}} = S_{т.и} - \frac{MS_т T}{\lambda_{т.и}\left(R_к + \frac{\delta_{т.и}}{\lambda_{т.и}}\right)^2} = 0; \qquad (I.46)$$

определим $R_{о.опт}$, соответствующее оптимальной толщине изоляции $S_{т.и.опт}$, которое будет равно:

$$R_{о.\,опт} = R_к + \frac{\delta_{т.и.\,опт}}{\lambda_{т.и}} = \sqrt{\frac{MS_т T}{\lambda_{т.и} S_{т.и}}}. \qquad (I.47)$$

В приведенном решении не учитываются капитальные вложения в смежные отрасли промышленности и их изменение с изменением $R_{о.опт}$.

Пример I.4. Определить расчетное сопротивление теплопередаче бесчердачного покрытия канализационной насосной в Архангельске. Температура воздуха в помещении $t_в = 16°$ С, $\Delta t^н = 7°$С. Перекрытие выполняется из железобетонных плит с утеплением пенобетоном $\lambda = 0{,}18$ *ккал/м·ч·град*. По таблице приложения 3 для Архангельска расчетная наружная температура для легких ограждений $t_н = -34°$ С, продолжительность отопительного периода $n_{о.п} = 254$ суток и его средняя температура $t_{о.п} = -4{,}7°$ С. Нормативный срок окупаемости дополнительных капитальных вложений $T = 6$ лет. Стоимость тепла от местной котельной $S_т = 4 \cdot 10^{-6}$ *руб/ккал*. Стоимость пенобетона в конструкции $S_{т.и} = 21{,}5$ *руб/м*³. По формуле (I.47) определяем $R_{о.опт}$:

$$R_{о.\,опт} = \sqrt{\frac{(16+4{,}3)\,254 \cdot 24 \cdot 4 \cdot 10^{-6} \cdot 6}{0{,}18 \cdot 21{,}5}} = 0{,}88.$$

Требуемое термическое сопротивление

$$R_{о.\,тр} = \frac{0{,}133\,(16+34)\,1}{7} = 0{,}95.$$

Так как $R_{о.опт} < R_{о.тр}$, то толщина теплоизоляции в данном случае должна выбираться исходя из условия $R_о \geqslant R_{о.тр} = 0{,}95$ *м²·ч·град/ккал*.

§ 7. ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ОГРАЖДЕНИЙ

В помещениях гражданских зданий и в большинстве промышленных помещений не допускается конденсация водяных паров на поверхности и накопление влаги в толще наружных ограждений. Конденсация на поверхности ухудшает санитарно-гигиенические условия в помещении и, так же как конденсация в толще, может привести к переувлажнению конструкции. Увеличение влажности материала конструкции обычно связано со значительным ухудшением теплозащитных качеств и, как правило, приводит к быстрому разрушению ограждений.

Проверку принятой конструкции ограждения на отсутствие конденсации на его поверхности необходимо производить из условия удовлетворения требования

$$\tau_в > t_{т.р}, \qquad (I.48)$$

где $t_{т.р}$ — температура точки росы воздуха помещения, которая определяется по формуле

$$t_{т.р} = 20{,}1 - (5{,}75 - 0{,}274\, e_в)^2, \qquad (I.49)$$

где $e_в$ — упругость водяных паров в воздухе помещения в *мм рт. ст.* Если условие (I.48) не удовлетворяется, то необходимо увеличить сопротивление теплопередаче ограждения.

Проверка возможности конденсации в толще ограждения является более сложной. Поры материала толщи ограждения заполнены влажным воздухом. Через конструкцию происходит диффузия водяного пара. Пар диффундирует из помещения, где упругость высокая, к наружному воздуху, у которого упругость водяных паров зимой заметно меньше, чем у внутреннего воздуха. В воздухе, заполняющем поры материала, устанавливается определенное распределение упругости водяных паров e по толщине ограждения. Если в отдельных слоях или сечениях ограждения упругость e окажется выше упругости полного насыщения воздуха E при соответствующих им температурах t, то произойдет выпадение конденсата. Таким образом, расчет состоит в построении кривых распределения e, t и E по сечению ограждения и в выявлении слоев или сечений, где e оказывается выше E.

Кривая распределения температур t по толщине ограждения может быть построена с помощью формулы (I.26). Распределение упругости водяного пара e_x по толщине ограждения может быть построено по формуле (I.50), которая аналогична формуле (I.26):

$$e_x = e_в - \frac{H_{в-x}}{H_о}(e_в - e_н), \qquad (I.50)$$

где $e_в$ и $e_н$ — упругость водяного пара соответственно внутреннего и наружного воздуха; $H_{в-x}$ — сопротивление паропроницаемости от внутреннего воздуха до сечения x в ограждении, в котором рассчитывается упругость e_x; $H_о$ — сопротивление паропроницаемости всей толщи ограждения от внутреннего до наружного воздуха.

Сопротивления паропроницаемости $H_{в-x}$ и H_0 по аналогии с формулой (I.19) складываются из сопротивлений паропроницаемости отдельных слоев $H_{сл}$. Величина $H_{сл}$ равна:

$$H_{сл} = \frac{\Delta}{\mu}, \qquad (I.51)$$

где μ — коэффициент паропроницаемости (см. приложение 1) материала слоя в *г/м·ч·мм рт. ст.*; Δ — толщина слоя в *м*.

Сопротивлениями обмену паром между воздухом и поверхностями ограждений в данном расчете можно пренебречь.

Кривую распределения E_x по сечению ограждения легко построить, имея кривую распределения температур и зависимость E от t по приводимой ниже формуле (I.53).

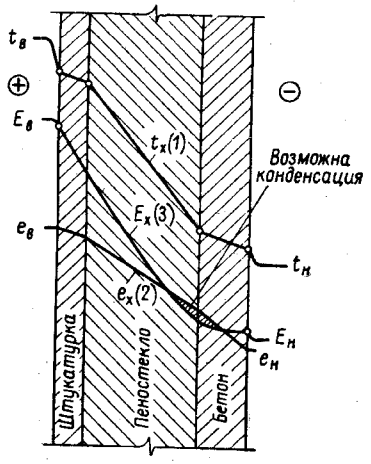


Рис. I. 8. Пример построения кривых распределения температуры t_x, упругости e_x и максимальной упругости E_x водяного пара во влажном воздухе в порах материала ограждения для определения возможности выпадения конденсата в толще конструкции
1—криввя распределения температуры; *2*—кривая упругости водяных паров; *3*—кривая максимальной упругости водяных паров

На рис. I.8 дается пример построения, с помощью которого можно установить возможность конденсации в толще конструкции в холодный период зимы. В расчетах влажностного режима ограждений принимают температуру наружного воздуха равной средней температуре самого холодного месяца. В толще ограждения допустима только кратковременная конденсация. Одно из основных требований состоит в недопустимости регулярного накопления влаги в материале. Накопленная за зиму влага должна быть высушена летом. Если это требование не удовлетворяется, то необходимо увеличить сопротивление паропроницаемости внутренних слоев ограждения. Для нормального влажностного режима конструкций необходимо плотные материальные слои располагать с внутренней поверхности ограждений.

Особенности теплопередачи при конденсации водяных паров на поверхности ограждения

В помещениях бань, прачечных, а также в некоторых «мокрых» производственных помещениях зданий водопроводно-канализационного хозяйства допускается конденсация водяных паров на внутренних поверхностях наружных стен в расчетных условиях.

В результате конденсации водяных паров на внутренней поверхности ограждения выделяется количество тепла $q_к$, которое заметно изменяет обычную для ограждения картину распределения температур (рис. I.9). Величину $q_к$ можно определить по формуле

$$q_к = \beta \Delta i (e_в - E_п) \ ккал/м^2 \cdot ч, \qquad (I.52)$$

где β — коэффициент влагообмена на поверхности, равный

$$\beta = 3\Delta t^{1/3} \Delta e^{2/3},$$

Δi — теплота конденсации водяных паров, равная

$$\frac{597{,}3 + 0{,}44\, t_в - \tau_в}{1000} \ ккал/г$$

(в расчетах Δi можно принимать в среднем равной 0,58 *ккал/г*); $e_в$ — упругость водяного пара в воздухе помещения в *мм рт. ст.*, равная $\frac{E_в \varphi_в}{100}$; $E_в$ — упругость насыщенного водяного пара при температуре воздуха в *мм рт. ст.*; $\varphi_в$ — относительная влажность внутреннего воздуха; $E_п$ — упругость насыщенного водяного пара, соответствующая температуре внутренней поверхности ограждения.

Значения E в зависимости от той или иной температуры могут быть приближенно подсчитаны по формуле

$$E = 3{,}58 + (1 + 0{,}14t)^2. \qquad (I.53)$$

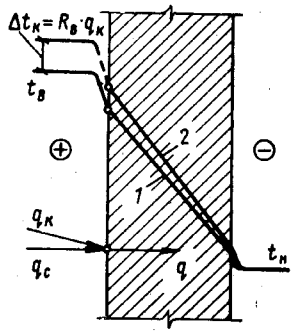


Рис. I. 9. Распределение температуры по сечению ограждения при отсутствии и при наличии конденсации водяных паров на его внутренней поверхности
1—при отсутствии конденсации; *2*—при наличии конденсации

Дополнительный тепловой поток $q_к$ на поверхности может быть учтен при теплотехническом расчете ограждений условным увеличением температуры $t_в$ на величину $\Delta t_к$, равную:

$$\Delta t_к = R_в q_к. \qquad (I.54)$$

Такое повышение температуры позволяет при подсчетах учесть увеличение теплового потока за счет конденсации водяных паров. В этом случае полный тепловой поток через ограждение равен:

$$q = \frac{1}{R_0}(t_в + R_в q_к - t_н). \qquad (I.55)$$

Величина общего потока тепла состоит из потока сухого или явного тепла $q_с$, передаваемого конвекцией и излучением, и потока скрытого тепла конденсации $q_к$:

$$q = q_с + q_к. \qquad (I.56)$$

Рассмотрение уравнений (I.55) и (I.56) позволяет написать формулу для определения требуемого термического сопротивления

ограждения мокрых помещений при конденсации водяных паров $R_{о.к.тр}$ в виде:

$$R_{о.\,к.\,тр} = R_в \frac{(t_в + R_в q_к - t_н)\,n}{t_в + R_в q_к - \tau_в}. \qquad (I.57)$$

Величина $q_к$ должна быть рассчитана по формуле (I.52) с учетом заданного перепада температуры $t_в - \tau_в$.

При расчете теплопотерь и при составлении тепловлажностного баланса мокрых помещений необходимо помнить, что из всего потока тепла q только часть $q_с$ составляет потери явного тепла помещением.

Величина $q_к$ — скрытое тепло конденсации, потери которого в некоторых случаях не должны компенсироваться системой обогрева помещения. Это может быть, например, в случае, когда температура поверхности испаряющейся в помещении воды равна или выше температуры воздуха в помещении.

Следует отметить, что все изложенные соображения о теплопередаче и теплопотерях можно отнести к ограждениям, с поверхности которых происходит испарение воды (мокрый пол, сырые стены). Только в этом случае поток тепла $q_к$ будет со знаком минус, так как с поверхности в случае испарения будет происходить дополнительный теплосъем.

Пример I.5. В помещении заданы условия: $t_в = 30°$ С и $\varphi_в = 80\%$. Расчетная наружная температура $t_н = -26°$ С. Необходимо определить $R_{о.тр}$, температуру на внутренней поверхности и теплопотери через наружную стену, на внутренней поверхности которой в расчетных условиях допускается конденсация водяных паров. Стена массивная.

1. Определяем $R_{о.тр}$ по формуле (I.40), принимая $\Delta t^н = 6{,}5°$:

$$R_{о.\,тр} = \frac{0{,}133\,(30 + 26)\,1}{6{,}5} = 1{,}15.$$

Величина $R_{о.тр} = 1{,}15$ получена в предположении, что температура на внутренней поверхности ограждения в расчетных условиях при отсутствии конденсации равна: $\tau_в = 30 - 6{,}5 = 23{,}5°$ С.

2. Фактическая температура $\tau_в$ поверхности ограждения с $R_о = 1{,}15$ при конденсации будет выше 23,5° С, но ниже температуры точки росы $t_{т.р}$ воздуха помещения. Значение $t_{т.р}$ равно:

$$E_в = 31{,}82; \quad e_в = 31{,}82\,\frac{80}{100} = 25{,}4; \quad t_{т.\,р} = 26{,}3°\text{ С}.$$

Таким образом, фактическое значение $\tau_в$ будет находиться в пределах $26{,}3° > \tau_в > 23{,}5°$.

3. Определяем значение $\tau_в$ методом подбора. Задаемся $\tau_в = 25°$ С. Тогда $E_п = 23{,}76$ и по формуле (I.57) при $\beta = 17$

$$q_к = 17 \cdot 0{,}58\,(25{,}4 - 23{,}76) = 16{,}2 \ \textit{ккал/м}^2\cdot\textit{ч};$$

по формуле (I.55)

$$q = \frac{1}{1{,}15}\,(30 + 0{,}133 \cdot 16{,}2 + 26) = 50{,}6 \ \textit{ккал/м}^2\cdot\textit{ч}.$$

Проверяем условие $q_о = q - q_к$:

$$\frac{1}{0{,}133}\,(30 - 25) = 50{,}6 - 16{,}2; \quad 37{,}6 \neq 34{,}4.$$

Условие теплового баланса не удовлетворяется, поэтому принимаем $\tau_в = 25{,}2°$ С. В этом случае $E_п = 23{,}95$ и

$$q_к = 17 \cdot 0{,}58\,(25{,}4 - 23{,}95) = 14{,}2,$$

а

$$q = \frac{1}{1{,}15}\,(30 + 0{,}133 \cdot 14{,}2 + 26) = 50{,}3$$

Проверяем условие теплового баланса:

$$\frac{1}{0{,}133}\,(30 - 25{,}2) = 50{,}3 - 14{,}2;$$

$$36 \approx 36{,}1.$$

Условие теплового баланса практически удовлетворяется, поэтому принятое значение $\tau_в = 25{,}2°$ С является правильным.

4. Фактический перепад температуры $t_в - \tau_в$, который будет при $R_о = R_{о.тр} = 1{,}15$, равен: $30 - 25{,}2 = 4{,}8°$, а не $6{,}5°$, как это выше принято при определении $R_{о.тр}$.

Если подставить значение $t_в - \tau_в$, равное 4,8, в формулу (I.57), то получим

$$R_{о.\,тр} = \frac{0{,}133\,(30 + 26 + 0{,}133 \cdot 14{,}2)}{4{,}8 + 0{,}133 \cdot 14{,}2} = 1{,}15.$$

Таким образом, можно получить требуемое сопротивление теплопередаче ограждения $R_{о.к.тр}$, соответствующее фактически допустимому перепаду температур $t_в - \tau_в$, который будет наблюдаться в расчетных условиях, когда на внутренней поверхности происходит конденсация водяных паров.

§ 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ ОТДЕЛЬНЫЕ ОГРАЖДЕНИЯ, А ТАКЖЕ ПОМЕЩЕНИЕМ И ЗДАНИЕМ

Расчетные потери тепла Q в *ккал/ч* через отдельные ограждения или их части площадью F *м*^{2} определяются по формуле

$$Q = \frac{1}{R_о}\,(t_в - t_н)\,nF\eta = k\,(t_в - t_н)\,nF\eta, \qquad (I.58)$$

где $t_в$ — расчетная температура внутри помещения;

$t_н$ — температура холодной пятидневки для района строительства;

n — коэффициент, учитывающий уменьшение разности температур (см. приложение 7);

η — коэффициент, учитывающий добавочные потери.

Теплопотери помещения равны сумме потерь тепла через все его наружные ограждения, рассчитанные по формуле (I.58). Кроме того, в этой сумме должны быть учтены потери тепла или поступление тепла через внутренние ограждения, если температура возду-

ха в соседних помещениях ниже или выше температуры в данном помещении на 5° и более. Полученные таким образом теплопотери принимаются за расчетные при выборе тепловой мощности системы отопления.

Рассмотрим, как при расчете определяются величины, входящие в формулу (I.58).

Коэффициенты теплопередачи для наружных стен и перекрытий принимаются по теплотехническому расчету. Для теплотехнического расчета окон и балконных дверей в СНиП приводятся две таблицы (см. приложения 4 и 5). По одной из них можно определить минимально допустимое или требуемое сопротивление теплопередаче окна

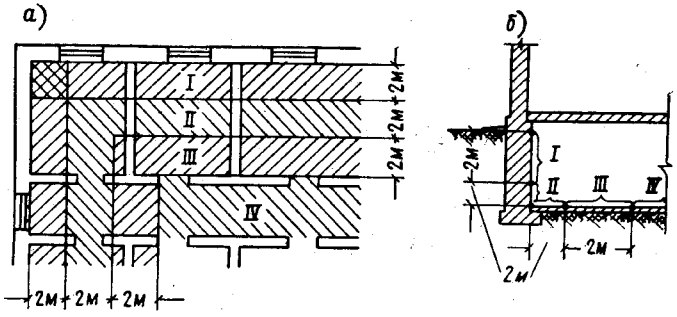


Рис. I. 10. Разбивка поверхности пола и заглубленных частей наружных стен на зоны

а — поверхности пола; *б* — заглубленных частей наружных стен; зона *I*; зона *II*; зона *III*; зона *IV*

$R_o^{тр}$ в зависимости от назначения помещения и расчетной разности температур ($t_в - t_н$). В другой таблице даны фактические сопротивления теплопередаче различных конструкций окон и балконных дверей. С помощью этих таблиц можно подобрать конструкцию или определить сопротивление теплопередаче заполнения светового проема известной конструкции.

Для наружных дверей коэффициент теплопередачи определяется в зависимости от конструкции (приложение 4).

Коэффициенты теплопередачи для полов, расположенных на грунте, определяются по условным термическим сопротивлениям для отдельных зон пола. Передача тепла из помещения через конструкцию пола и толщу грунта под зданием подчиняется сложным закономерностям. Учитывая сравнительно небольшой удельный вес теплопотерь через пол в общих теплопотерях помещения, для их расчета применяют упрощенную методику. Теплопотери через полы, расположенные на грунте, рассчитывают по зонам. Для этого поверхность пола делят на полосы шириной 2 *м*, параллельные наружным стенам (рис. I.10, *а*). Полосу, ближайшую к наружной стене, обозначают зоной *I*, следующие две полосы — зоной *II* и *III*, а остальную поверхность пола — зоной *IV*.

Теплопотери каждой зоны рассчитывают по формуле (I.58), принимая $n = 1$. За величину R_o принимают условное сопротивление теплопередаче, которое для указанных зон неутепленного пола $R_{н.п}$ берут равным для *I* зоны $R_{н.п} = 2{,}5$; для *II* зоны — $R_{н.п} = 5$; для *III* зоны $R_{н.п} = 10$; для *IV* зоны $R_{н.п} = 16{,}5$ *м²·ч·град/ккал*.

Если в конструкции пола, расположенной на грунте, имеются слои материалов, коэффициенты теплопроводности которых меньше 1, то такой пол называют утепленным. В этом случае термические сопротивления утепляющих слоев в каждой зоне прибавляют к сопротивлениям $R_{н.п}$. В связи с этим условное сопротивление теплопередаче зоны утепленного пола $R_{у.п}$ равно:

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \sum \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \qquad (I.59)$$

где $R_{н.п}$ — сопротивление теплопередаче неутепленного пола соответствующей зоны; $\delta_{у.с}$ и $\lambda_{у.с}$ — толщины и коэффициенты теплопроводности материала утепляющих слоев.

Теплопотери через полы на лагах рассчитываются также по зонам, только условное сопротивление теплопередаче каждой зоны пола на лагах $R_л$ принимают равным:

$$R_л = 1{,}18 R_{у.п}, \qquad (I.60)$$

где $R_{у.п}$ — величина, полученная по формуле (I.59) с учетом утепляющих слоев. Здесь в качестве утепляющих слоев учитывают воздушную прослойку, настил пола на лагах и пр.

Поверхность пола в первой зоне, примыкающая к наружному углу, имеет повышенные теплопотери, поэтому ее площадь размером 2 × 2 *м* учитывается при определении площади первой зоны дважды (на рис. I.10, *а* заштрихована дважды).

Подземные части наружных стен рассматриваются при расчете теплопотерь как продолжение пола. Разбивка на полосы-зоны в этом случае делается от уровня поверхности подземной части стен (рис. I.10, *б*). Условные сопротивления теплопередаче для зон принимаются так же, как для утепленного пола при наличии утепляющих слоев, которыми в данном случае являются слои конструкции стены.

Обмер площадей наружных ограждений помещений

Площадь отдельных ограждений при подсчете потерь тепла должна определяться в формуле (I.58) с соблюдением правил обмера (рис. I.11). Эти правила по возможности учитывают сложность процесса теплопередачи через элементы ограждения и предусматривают условные увеличения и уменьшения площадей, когда фактические теплопотери могут быть соответственно больше или

меньше подсчитанных по принятым простейшим формулам. Правила обмера площадей ограждения следующие:

1) площади окон (*О*), дверей (*Д*) и фонарей (*Ф*) измеряются по наименьшему строительному проему;

2) площади потолка (*Пт*) и пола (*Пл*) измеряются между осями внутренних стен и внутренней поверхностью наружной стены. Определение площадей зон полов, расположенных по лагам или на грунте, производится с условной их разбивкой по зонам, как указано было выше;

3) площади наружных стен (*НС*) измеряются: а) в плане — по внешнему периметру между осями внутренних стен и наружному

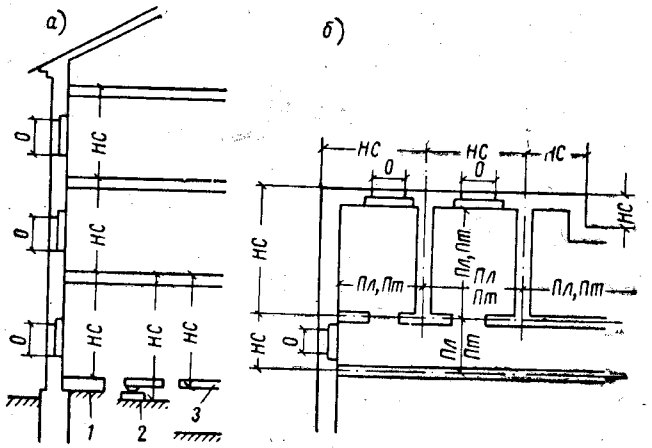


Рис. I. 11. Правила обмера площадей теплотеряющих ограждений
а—в разрезе здания; *б*—в плане

углу стены; б) по высоте — в первом этаже (в зависимости от конструкции пола) или от внешней поверхности пола по грунту, или от поверхности подготовки под конструкцию пола на лагах, или от нижней поверхности перекрытия над подпольем или неотапливаемым подвальным помещением до чистого пола второго этажа; в средних этажах от поверхности пола до поверхности пола следующего этажа; в верхних этажах от поверхности пола до верха конструкции чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия. При необходимости определения теплопотерь через внутренние стены их площади берутся по внутреннему обмеру.

Добавочные теплопотери через ограждения

Основные теплопотери через ограждения часто оказываются меньше действительных теплопотерь, так как принятая формула не учитывает влияния некоторых факторов. Потери тепла

ла могут заметно изменяться под влиянием инфильтрации и эксфильтрации воздуха через толщу ограждений и щели в них, а также под действием облучения солнцем. Теплопотери помещения в целом могут заметно возрасти ($\eta > 1$) за счет врывания холодного воздуха через открываемые наружные двери и т. п.

Дополнительные потери тепла обычно учитываются добавками к основным теплопотерям, которые задаются в процентах к основным теплопотерям. Величина добавок и условное деление их по определяющим факторам следующие.

1. Добавка на ориентацию ограждения по странам света делается на все наружные вертикальные ограждения или проекции на вертикаль наклонных наружных ограждений, выходящих непосредственно на улицу. Величины добавок на страны света берутся в соответствии со схемой рис. I.12.

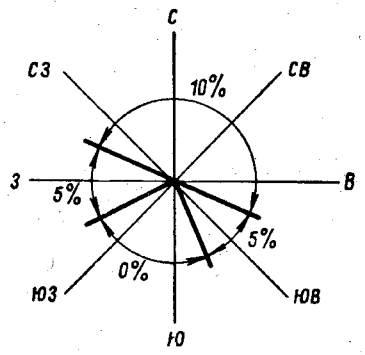


Рис. I. 12. Величина добавок к основным теплопотерям в зависимости от ориентации ограждения по странам света

2. Добавка на обдуваемость ограждений ветром в районах, где расчетная скорость ветра не превышает 5 *м/сек*, делается в размере 5% для ограждений, защищенных от ветра, и 10% для ограждений, не защищенных от ветра. В местностях со скоростями ветра от 5 до 10 *м/сек* эти добавки должны быть увеличены в 2 раза, а при скоростях более 10 *м/сек*— в 3 раза. Расчетная зимняя скорость ветра (v *м/сек*) дана в приложении 3.

3. Добавка на продуваемость угловых помещений и помещений, имеющих две и более наружные стены, принимается равной 5% для всех непосредственно обдуваемых ветром вертикальных ограждений.

4. Добавки на врывание холодного воздуха для входов, не оборудованных воздухо-тепловыми завесами, берутся (на наружные двери при их кратковременном открывании при n этажах в здании) равными: $100\,n\%$ — при двойных дверях без тамбура, $80n\%$ — то же, с тамбуром, $65\,n\%$ — при одинарных дверях.

В промышленных помещениях добавка на врывание воздуха через ворота, которые не имеют тамбура и шлюза, если они открыты менее 15 *мин* в час, принимается равной 300%. В общественных зданиях независимо от их этажности при проходе через двери до 500—600 чел. в 1 *ч* принимаются дополнительные добавки в размере 400—500%.

5. Вводятся добавки на высоту для помещений общественных зданий высотой больше 4 *м*. Расчетное значение теплопотерь всех ограждений увеличивают на 2% на каждый 1 *м* высоты, но добавки должны быть не более 15%. Эта добавка учитывает увели-

чение теплопотерь в верхней части помещения в результате повышения температуры воздуха. Для лестничных клеток надбавка на высоту не принимается. В промышленных помещениях необходимо производить специальный расчет распределения температуры по высоте, который определит теплопотери через стены и перекрытия.

6. Добавки на этажность для многоэтажных зданий высотой 3—8 этажей с двойными окнами и при отсутствии приточной вентиляции, учитывающие дополнительные затраты на нагревание холодного воздуха, который через ограждения проникает в помещение, принимают по приложению 6.

В производственных помещениях расход тепла на нагревание холодного воздуха, поступающего за счет инфильтрации через притворы окон, фонарей, дверей, ворот, доходит до 30—40% основных теплопотерь. Учитывая столь большую величину этих затрат тепла, при расчете теплопотерь производственных и общественных помещений делают специальный подсчет затрат тепла на нагрев поступающего в помещение холодного воздуха.

Количество тепла Q *ккал/ч*, необходимое для нагрева G *кг/ч* наружного воздуха, имеющего температуру $t_н$, до температуры в рабочей зоне помещения $t_в$, равно:

$$Q = Gc(t_в - t_н), \qquad (I.61)$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, равная 0,24 *ккал/кг·град.*

Количество поступающего наружного воздуха определяется в зависимости от скорости ветра и длины притвора l открывающихся окон, фонарей, дверей и ворот. Если цех не имеет перегородок, то учитывается длина притворов только на одной половине его периметра со стороны господствующего направления ветра.

Количество поступающего воздуха G определяется по формуле:

$$G = \sum ajl, \qquad (I.62)$$

где a — поправочный коэффициент (для двойных переплетов металлических 0,65, деревянных — 0,5; для деревянных притворов ворот и дверей 2); j — количество воздуха, проникающего в помещение через 1 *м* притвора, в *кг/ч*, принимаемое по табл. I.4.

Таблица 1.4

Интенсивность инфильтрации через притворы в *кг/м·ч*

Переплеты	Средняя скорость ветра за 3 холодных месяца в *м/сек*				
	1	2	3	4	>5
Металлические одинарные (ширина щели притвора 1 *мм*) . . .	3,8	6	7,4	8,4	11,8
Деревянные одинарные (ширина щели притвора 1,5 *мм*) . . .	5,6	9,1	11,2	12,6	17,5

Количество врывающегося воздуха через ворота и проемы промышленных и общественных зданий, если они открываются более чем на 15 *мин* в 1 *ч*, определяется специальным расчетом.

В промышленных и некоторых общественных зданиях при составлении тепловых балансов отдельных помещений наряду с расчетом инфильтрации необходимо учитывать и другие источники потерь и поступления тепла. Так, для зданий и сооружений водопроводно-канализационной системы характерным является наличие больших поверхностей испарения воды в фильтрах, отстойниках и др. На испарение расходуется тепло, которое должно быть учтено в тепловом балансе помещения. Интенсивность испарения G *кг/ч* с открытой поверхности воды площадью $F_в$ $м^2$ в помещении может быть определена по формуле (XIII.10), глава XIII.

Количество тепла $Q_и$ *ккал/ч*, расходуемое на испарение, равно:

$$Q_и = \Delta IG, \qquad (I.63)$$

где ΔI — количество тепла, затрачиваемое на испарение 1 *кг* воды, имеющей температуру t, в воздух помещения с температурой $t_в$.

В результате составления теплового баланса помещения для расчетных зимних условий выявляется недостаток в тепле, который и определяет необходимую для помещения тепловую мощность системы отопления.

Расчет потерь тепла зданиями по укрупненным показателям

Для оценки теплотехнических показателей принятого конструктивно-планировочного решения здания, а также для ориентировочных подсчетов потребности в тепле для отопления зданий используется величина так называемой удельной тепловой характеристики здания $q_у$.

Эта характеристика, численно равная теплопотерям 1 $м^3$ здания в час при перепаде температур между наружным и внутренним воздухом 1°, зависит от объема здания. Кроме того, ее величина при прочих равных условиях зависит: от назначения, этажности и формы здания, от теплозащитных качеств ограждений, от степени остекления здания и климатических особенностей района постройки.

В справочных пособиях приводятся значения $q_у$ для зданий различных назначений и объемов. Для гражданских зданий эти величины ориентировочно могут быть определены по формуле

$$q_у = \frac{(1 + 2d)F + S}{V}, \qquad (I.64)$$

где d — степень остекления наружных стен здания в долях единицы;
F — площадь наружных стен в $м^2$;
S — площадь здания в плане в $м^2$;
V — объем здания в $м^3$.

Таблица I.5

№ помещения	Наименование помещения и его температура в °С	Характеристика ограждения: наименование	ориентация по странам света	размер ($a \times b$) в м и количество	площадь F в м²	Коэффициенты теплопередачи ограждений в ккал/м²×ч×град	Расчетная разность температур Δtn	Основные теплопотери через ограждения Q_0 в ккал/ч	Добавочные теплопотери в %: на страны света	на ветер	прочие	Коэффициент η	Теплопотери через ограждения Q в ккал/ч
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
101	Жилая комната $t_в=18$	Н. с	ЮЗ	4,66×3,7	17,2	0,87	44	658	0	10	5	1,15	755
		Н. с	СЗ	4,86×3,7	18	0,87	44	689	10	10	5	1,25	860
		Д. о	СЗ	1,5×1,2	1,8	2,7—0,87	44	145	10	10	5	1,25	181
		Пл. 1з	—	4,2+4×2	16,4	0,282	44	203	—	—	—	1	203
		Пл. 2з	—	2,2×2	4,4	0,154	44	30	—	—	—	1	30
													2029
102	То же	Н. с	СЗ	3,2×3,7	11,8	0,87	44	52	10	10	0	1,2	542
		Д. о	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,83	44	145	10	10	0	1,2	174
		Пл. 1з	—	3,2×2	6,4	0,282	44	78	—	—	—	1	78
		Пл. 2з	—	3,2×2	6,4	0,154	44	45	—	—	—	1	45
													839
201	»	Н. с	ЮЗ	4,66×3,25	15,1	0,87	44	578	0	10	5	1,15	665
		Н. с	СЗ	4,86×3,25	15,8	0,87	44	605	10	10	5	1,25	755
		Д. о	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,83	44	145	10	10	5	1,25	185
		Пт.	—	4,2×4	16,8	0,67	44·0,9=40	450	—	—	—	1	450
													2055
202	Жилая комната $t_в=18$	Н. с	СЗ	3,2×3,25	10,4	0,87	44	397	10	10	0	1,2	494
		Д. о	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,83	44	145	10	10	—	1,2	174
		Пт.	—	3,2×4	12,8	0,67	40	343	—	—	—	1	343
													1011
А	Лестничная клетка, $t_в=16$	Н. с	СЗ	6,95×3,2—3,5	18,7	0,87	42	682	10	10	0	1,2	818
		Д. о	СЗ	1,5×1,2	1,8	1,83	42	138	10	10	0	1,2	166
		Н. д	СЗ	1,6×2,2	3,5	2	42	294	10	10	100·2=200	3,2	940
		Пл. 1з	—	3,2×2	6,4	0,4	42	107	—	—	—	1	107
		Пл. 2з	—	3,2×2	6,4	0,2	42	53	—	—	—	1	53
		Пт.	—	4×3,2	12,8	0,67	42·0,9=38	326	—	—	—	1	326
													2310

Примечания: 1. Условные обозначения, принятые в наименовании ограждений: Н. с — наружная стена; Д. о. — двойное окно; Пл. 1з; Пл. 2з — соответственно I и II зоны пола, Пт. — потолок; Н. д — наружная дверь.

2. В графу 7 для окон коэффициент теплопередачи занесен как разность коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены. В связи с этим при расчете теплопотерь стеной не требуется вычитать площади окон из площади стены. Общая сумма теплопотерь через наружные стены и окна при этом не изменяется.

3. При расчете теплопотерь через двойную наружную дверь ее коэффициент теплопередачи принят полностью, так как добавки на основные теплопотери η у наружной стены и двери разные и площадь стены в связи с этим определена без учета площади двери.

4. В графе 8 поправочный коэффициент n на $(t_в - t_н)$ для потолков принят равным 0,9, согласно таблице приложения 7.

5. Основные теплопотери Q_0 (графа 9) определены как $KF\Delta tn$.

6. Добавочные теплопотери в процентах к основным приняты: на страны света (графа 10) согласно рис. I.11, на ветер (графа 11) как для здания, стоящего открыто ($v_н > 5$), и прочие (графа 12) — на угловые помещения и на открывание дверей.

7. Коэффициент η (графа 13) равен единице плюс добавочные теплопотери, выраженные в долях единицы.

8. Расчетные теплопотери через ограждения находятся как $Q_0\eta$ (графа 14). Их сумма определяет расчетные теплопотери помещения.

Для зданий массовой жилой застройки ориентировочные значения $q_у$ можно определить по формуле:

$$q_у = 0{,}37 + \frac{1}{h}, \qquad (I.65)$$

где h — высота здания в *м*.

Приближенное определение теплопотерь здания с использованием величины $q_у$ производится по формуле

$$Q = aq_у(t_в - t_н)V, \qquad (I.66)$$

где a — коэффициент, учитывающий влияние разности температур $(t_в - t_н)$ и определяемый по формуле

$$a = 0{,}54 + \frac{22}{t_в - t_н}. \qquad (I.67)$$

Для зданий с $t_в = 18°$ С при $t_н = -30°$ С величина a равна 1.

Пример I.6. Рассчитать теплопотери нескольких помещений здания общежития, расположенного в Москве (чертеж дан на рис. I.13). Расчетная наружная температура $t_н = t_б = -26°$ С. Расчетная скорость ветра для зимы $v_н = 4{,}6$ *м/сек*.

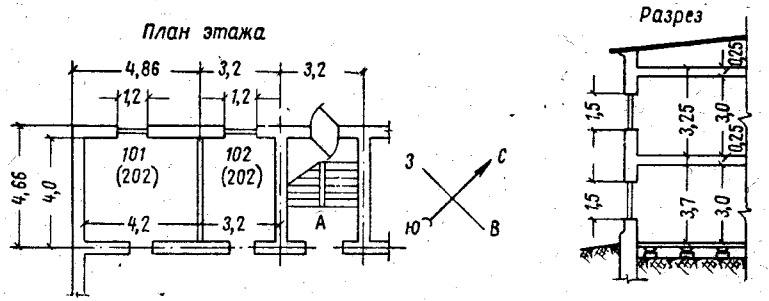


Рис. I. 13. План и разрез здания к примеру расчета теплопотерь

Здание защищено от ветра.

Коэффициент теплопередачи наружных стен задан равным: $K_{н.с} = 0{,}87$ *ккал/м²·ч·град*; коэффициент теплопередачи чердачного перекрытия задан равным: $K_{пт} = 0{,}67$ *ккал/м²·ч·град*.

Пол первого этажа для жилых помещений на лагах, в лестничной клетке пол неутепленный. Сопротивление теплопередаче воздушной прослойки пола на лагах $R_{в.п} = 0{,}2$ *м²ч·град/ккал*. Толщина дощатого настила $\delta = 0{,}04$ *м*, $\lambda = 0{,}15$ *ккал/м·ч·град*.

Теплопотери через пол на лагах определяются по зонам.

Сопротивление теплопередаче утепляющих слоев пола на лагах равно:

$$R_{в.п} + \frac{\delta}{\lambda} = 0{,}2 + \frac{0{,}04}{0{,}15} = 0{,}5 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}.$$

По формуле (I.60) определяем для I и II зон термическое сопротивление пола на лагах и соответствующую величину коэффициента теплопередачи:

$$R_{I\,л} = 1{,}18(2{,}5 + 0{,}5) = 3{,}54 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал};$$

$$K_{I\,л} = 0{,}282 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град};$$

$$R_{II\,л} = 1{,}18(5 + 0{,}5) = 6{,}5 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}; \quad K_{II\,л} = 0{,}154 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град}.$$

Для неутепленного пола лестничной клетки

$$R_{I\,н.\,п} = 2{,}5\,(K_{I\,н.\,п} = 0{,}4) \quad \text{и} \quad R_{II\,н.\,п} = 5\,(K_{II\,н.\,п} = 0{,}2).$$

Подбираем сопротивление теплопередаче окон. Расчетный перепад температур наружного и внутреннего воздуха:

$$\Delta t = t_в - t_н = 18 - (-26) = 44° \text{ С}.$$

В соответствии с этим по таблице приложения 4 находим требуемое термическое сопротивление окна в жилых зданиях $R_{ок.тр} = 0{,}36$. По таблице приложения 5 принимаем окно с двойным остеклением в спаренных деревянных переплетах; для этой конструкции окна

$$R_{ок} = 0{,}37 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/ккал}; \quad K_{ок} = 2{,}7.$$

Наружные двери двойные деревянные без тамбура. Коэффициент теплопередачи наружных дверей $K_{н.д} = 2{,}0$.

Теплопотери через отдельные ограждения рассчитывают по формуле (I.58). Расчет приведен в табл. I.5.

Глава II

ОСНОВНАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

§ 9. ВИДЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Основные элементы отопительной системы:

а) тепловой генератор тепла, в котором сжигается топливо, а выделившаяся при этом теплота передается теплоносителю — среде, переносящей теплоту от генератора к нагревательным приборам;

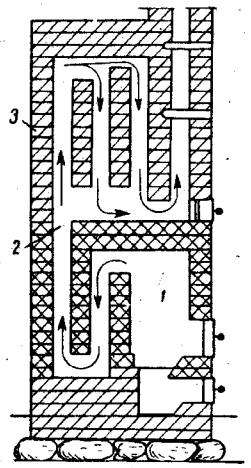


Рис. II. 1. Комнатная отопительная печь

1 — генератор тепла (топливник); *2* — теплопроводы; *3* — стенки печи

б) нагревательные приборы, передающие теплоту воздуху помещения;

в) теплопроводы (трубопроводы или каналы), по которым теплоноситель перемещается от генератора тепла к нагревательным приборам.

В качестве теплоносителя в системах отопления служат: нагретая вода, пар, воздух и дымовые газы.

Системы отопления подразделяются на местные и центральные.

К местным системам относят системы, в которых генератор тепла, нагревательные приборы и теплопровод объединены в одном устройстве. Такими системами являются печное отопление и отопление местными газовыми и электрическими приборами.

Комнатная отопительная печь (рис. II.1) включает в свое устройство топливник (генератор тепла), теплопроводы (каналы), размещенные внутри печи, нагревательные приборы (стенки печи). Радиус действия местных систем отопления ограничен одной или двумя-тремя смежными комнатами.

Центральными системами отопления называются системы с генератором тепла, вынесенным за пределы отапливаемых помещений. Из генератора тепло к местам потребления подается по трубопроводам (рис. II.2). Системы центрального отопления подразделяются по следующим показателям: теплоносителю, начальной его температуре и давлению, а также по способам его перемещения и передаче тепла от наружной поверхности нагревательных приборов к воздуху отапливаемых помещений.

Системы центрального отопления могут быть водяные, паровые, воздушные, а также комбинированные.

Системы водяного отопления могут быть с нагреванием воды до 100 и выше 100° С.

Системы парового отопления по величине начального давления пара различают на вакуум-паровые с давлением пара до 1 *ата*; с низким давлением от 0,05 до 0,7 *ати*; с высоким более 0,7 *ати*.

Системы центрального водяного и воздушного отопления по способу перемещения теплоносителя подразделяются: на системы с естественной циркуляцией — за счет разности объемных весов охладившейся и горячей воды или охладившегося и нагретого воздуха; на системы с

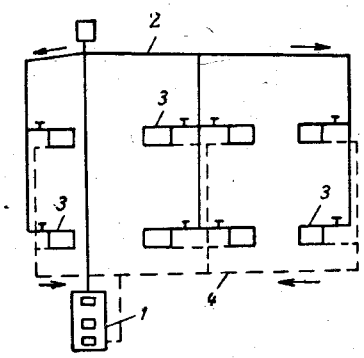


Рис. II. 2. Принципиальная схема центральной системы отопления

1 — котел; *2* — трубопровод горячей воды; *3* — нагревательные приборы; *4* — трубопроводы охлажденной воды

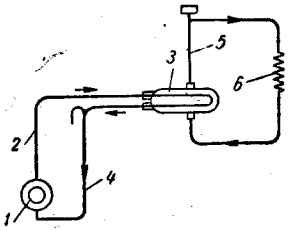


Рис. II. 3. Система пароводяного отопления

1 — генератор тепла; *2* — паропровод; *3* — водонагреватель; *4* — конденсатопровод; *5* — трубопровод системы водяного отопления; *6* — нагревательные приборы

механическим побуждением — с перемещением воды при помощи насосов (в системах водяного отопления) и перемещением воздуха при помощи вентиляторов (в системах воздушного отопления).

В системах парового отопления пар перемещается благодаря разности давлений при выходе пара из котла и перед нагревательным прибором.

Системы воздушного отопления в зависимости от вида первичного теплоносителя подразделяются: на водовоздушные, паровоздушные, огневоздушные, электровоздушные и газовоздушные. В комбинированных системах отопления применяют различные виды теплоносителя или один теплоноситель (например, воду) с разными параметрами. К этим системам относят: пароводяное отопление (рис. II.3), водоводяное (см. рис. X.9, *г*) и все системы воздушного отопления.

Тепло от нагревательных приборов к воздуху отапливаемых помещений передается путем конвекции, излучением, а также совместно конвекцией и излучением. Наиболее широко применяют конвекционно-лучистые системы отопления.

Требования к теплоносителям систем отопления и их технико-экономические показатели

Теплоносители систем отопления должны обладать возможно большей способностью аккумулировать тепло, а также подвижностью, при которой расход энергии на перемещение теплоносителя по трубам был бы незначительным.

Теплоносители систем не должны ухудшать санитарных условий отапливаемых помещений (выделять газы, загрязнять воздух помещений) и должны быть достаточно дешевыми.

Этим требованиям в той или иной степени удовлетворяют основные теплоносители: горячая вода, пар и нагретый воздух.

От технико-экономических показателей теплоносителей зависит первоначальная и эксплуатационная стоимость систем отопления.

Объемы транспортируемых в системах отопления теплоносителя воды, пара и воздуха при одинаковом подаваемом ими в помещение количестве тепла не будут равны.

Количество тепла, отдаваемое 1 $м^3$ этих теплоносителей, различно. Так, 1 $м^3$ воды, нагретой до 95 и охлажденной до 70° С, при средней температуре воды $\frac{95+70}{2} = 82{,}5°$ С, $\gamma = 970$ $кг/м^3$ и $c = 1$ $ккал/кг \cdot град$, выделяет тепла

$$1 \cdot 970 \cdot 25 = 24\,200 \text{ } ккал/м^3;$$

1 $м^3$ воздуха, нагретого до 45 и охлажденного до 18° С при $\gamma_{ср} = 1{,}16$ $кг/м^3$ и $c = 0{,}24$ $ккал/кг \cdot град$, выделяет тепла

$$0{,}24 \cdot 1{,}16 \cdot 27 \approx 7{,}52 \text{ } ккал/м^3,$$

1 $м^3$ пара, при его конденсации в нагревательных приборах, при скрытой теплоте парообразования $r = 540$ $ккал/кг$ и объемном весе $\gamma = 0{,}58$ $кг/м^3$ отдает тепла $Q = 540 \cdot 0{,}58 = 312$ $ккал/м^3$.

Принимая оптимальное отношение скоростей транспортируемых воды, пара и воздуха 1 : 100 : 20, получаем отношение сечений трубопроводов равным:

$$\frac{24\,200}{24\,200} : \frac{24\,200}{312 \cdot 100} : \frac{24\,200}{7{,}52 \cdot 20} = 1 : 0{,}78 : 160.$$

В связи с тем, что сечение труб при перемещении пара составляет 0,78 сечения труб при перемещении воды, и нагревательные приборы при паровом отоплении (благодаря более высокой температуре пара) меньшей поверхности, чем при водяном отоплении, металла и средств на устройство систем парового отопления затрачивается меньше, чем на устройство системы водяного отопления. Однако в санитарно-гигиеническом отношении паровое отопление имеет значительные недостатки. Температура поверхности нагревательных приборов $t_п \geqslant 100°$ С. При такой температуре имеет место возгонка органической пыли, оседающей на поверхности приборов. Высокая температура поверхностей нагревательных приборов сохраняется в течение всего отопительного сезона. Изменение теплоотдачи нагревательных приборов достигается выключением из действия системы отопления и уменьшением количества пара, поступающего в систему. При таком регулировании наблюдается значительное колебание температуры в помещениях и перерасход топлива.

Перечисленные недостатки ограничивают область применения парового отопления. При устройстве водяного отопления указанные выше недостатки отсутствуют. Температура нагревательных приборов не превышает 95° С и при повышении наружной температуры можно снижать начальную температуру воды, направляемую в нагревательные приборы. Это позволяет поддерживать в помещениях равномерный температурный режим в течение всего отопительного сезона.

При воздушном отоплении количество тепла, поступающего в помещения, тоже может изменяться за счет изменения температуры подаваемого в помещения воздуха. Однако поскольку сечения воздуховодов больше сечений трубопроводов для воды примерно в 160 раз, воздух на своем пути от места нагрева до отапливаемых помещений значительно охлаждается. В связи с этим радиус действия системы воздушного отопления с механическим побуждением принимается не более 30 $м$, а без механического — не более 8 $м$. При устройстве воздушного отопления получается значительный выигрыш за счет меньшего расхода металла и меньшей стоимости устройства в сравнении с расходом металла и стоимостью других систем отопления.

Глава III

НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Назначение систем отопления состоит в обеспечении теплом здания в холодный период года. Функцию непосредственного обогрева помещения выполняют нагревательные приборы, они являются основным элементом системы. В них происходит передача потребителю тепла, аккумулированного теплоносителем в тепловом пункте системы. Устройство для обогрева помещения, как указывалось выше, должно наилучшим образом передавать тепло от теплоносителя в помещение и обеспечить комфортность тепловой обстановки в помещении, не ухудшая его интерьера, при наименьших затратах средств, а также металла и других дефицитных материалов.

§ 10. ВИДЫ И КОНСТРУКЦИИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Виды и конструкции нагревательных приборов могут быть самыми разнообразными. Приборы отливают из чугуна, выполняют из стали, стекла, бетона, керамики, фарфора, в виде панелей из бетона с заложенными в них трубчатыми нагревательными элементами и пр. Приборы различают по размерам и форме, они могут собираться из отдельных секций и элементов. В них могут подаваться разные теплоносители с различными параметрами.

Основные виды нагревательных приборов — это радиаторы, конвекторы и панельно-лучистые приборы. В радиаторах конвективная теплоотдача несколько больше излучения. В конвекторах основная доля тепла отдается конвекцией. Панельно-лучистые приборы обычно имеют слаборазвитую нагретую поверхность и бо́льшую часть тепла отдают излучением.

Простейшим видом нагревательного прибора является прибор из гладких стальных труб. Обычно он выполняется в виде змеевика или регистра (рис. III.1). Прибор имеет высокий коэффициент теплопередачи и отдает тепло конвекцией несколько больше, чем излучением. Он выдерживает высокое давление теплоносителя (до 15—20 *атм*). Однако приборы из гладких труб дороги и занимают много места. Они применяются в помещениях со значительными выделениями пыли, для обогрева световых аэрационных фонарей производственных зданий и т. д. Прибор из гладких труб может быть изготовлен в построечных мастерских.

Радиаторы — приборы, получившие наибольшее распространение (рис. III.2). Радиаторы собираются из секций. Секции имеют сравнительно гладкую поверхность. Их различные типы отличаются друг от друга габаритами и формой. Обычно секции отливаются из чугуна, но могут быть стальными (штампованными), керамическими, фарфоровыми и др. Каждая секция имеет одну, две и более полые колонны. Секции имеют верхнюю и нижнюю головки с резьбовыми отверстиями. С помощью резьбовых ниппелей и отверстий

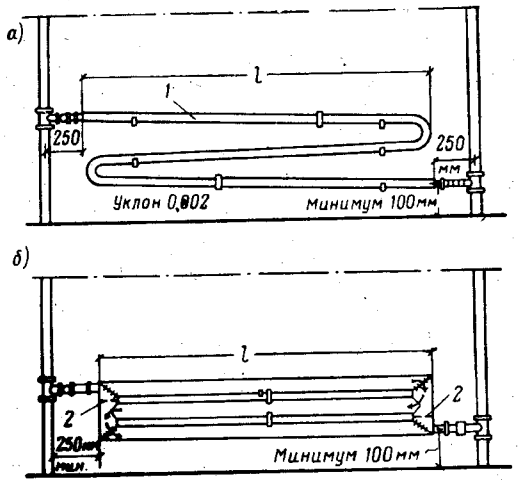


Рис. III. 1. Нагревательные приборы из гладких труб

а—змеевики; *б*—регистры; *1*—трубы; *2*—перегородка

в головках с резьбой секции соединяются между собой. Они образуют общую полость соединенных между собой полых колонн. Эта полость заполняется теплоносителем. Для уплотнения стыков между секциями применяют прокладки из картона, пропитанного в олифе (при температуре теплоносителя $t_{тн}<100°$ С), из паронита (при $t_{тн}>100°$ С) и др. Каждый радиатор снабжается четырьмя пробками, две из которых, со сквозными отверстиями, служат для присоединения прибора к трубопроводам системы.

Некоторые радиаторы изготовляются в форме блока-панели. Это упрощает их сборку. Чугунные радиаторы, как и другие нагревательные приборы из чугуна, выдерживают давление до 6 *атм*. Радиаторы имеют массовый выпуск, сравнительно дешевы, из отдельных секций удобно набирать приборы разной поверхности.

Простейшими из ребристых приборов являются **чугунные ребристые трубы** (рис. III.3). Ребра на поверхности трубы увеличивают теплоотдачу, но несколько снижают гигиенические качества при-

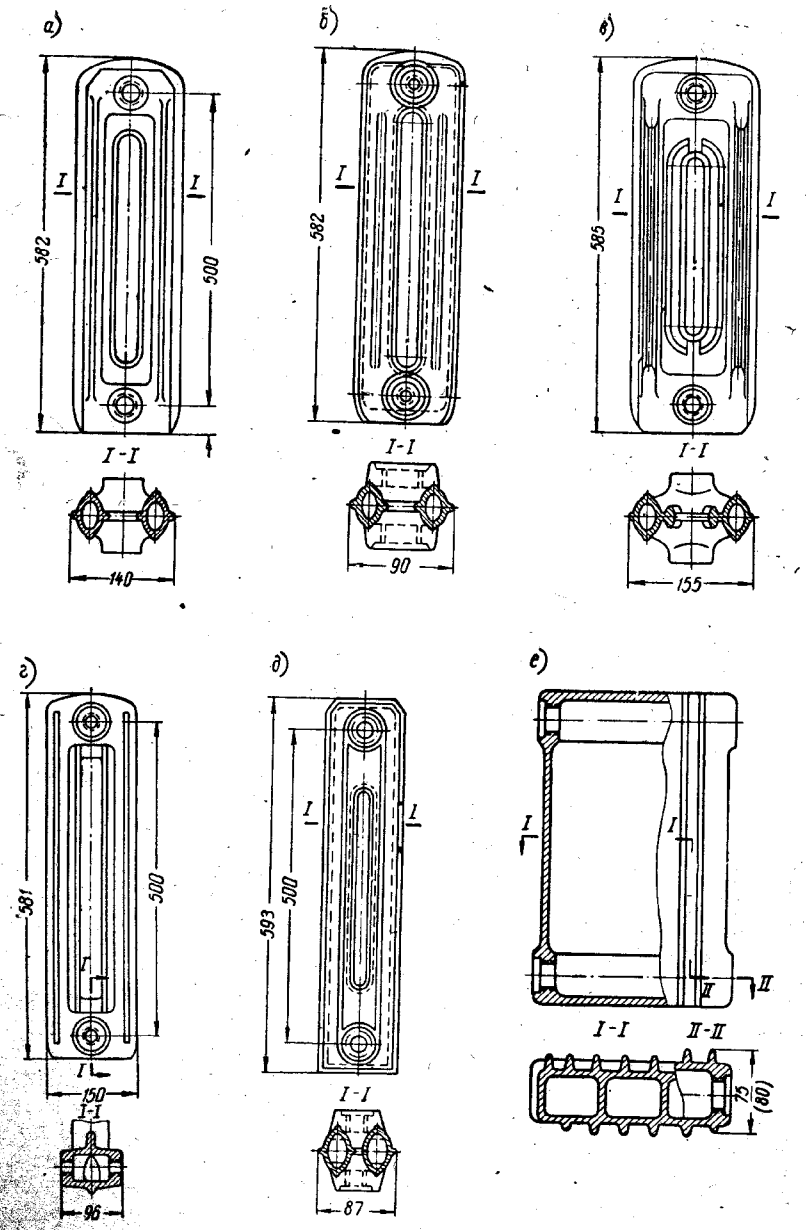


Рис. III. 2. Секции радиаторов различных типов
а—М-140; *б*—РД-26; *в*—Н-150; *г*—НМ-150; *д*—В-85А; *е*—тепловая панель

бора: скапливается пыль, которую трудно убирать; имеют грубый внешний вид.

В последние годы в жилищном строительстве стали широко применяться ребристые приборы — **конвекторы плинтусного типа** (рис. III.4). Эти нагревательные приборы состоят из стальных труб диаметром 15—20 *мм* с оребрением из ленточной стали толщиной 0,5 *мм*. Оребрение образует замкнутые каналы шириной 20 и высотой 80—90 *мм*. Глубина прибора 60—70 *мм*. Такие каналы можно легко очистить от пыли, а коробчатая форма оребрения делает его достаточно прочным. Теплоотдача 1 *пог. м* конвектора плинтусного типа в стандартных условиях около 260 *ккал/ч*. При многорядной установке элементов между ними (для обеспечения лучшей теплоотдачи) могут быть установлены диагональные стенки, которые отводят нагретый в нижнем элементе воздух и подводят ненагретый воздух помещения к верхнему ряду. Прибор имеет воздушный клапан, который позволяет регулировать скорость проходящего воздуха и снижать теплоотдачу прибора до 50%.

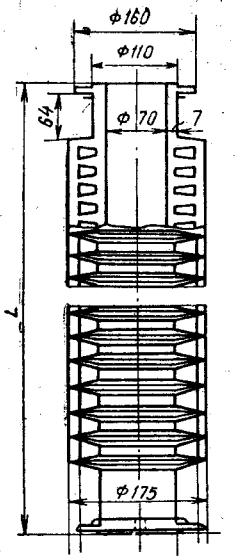


Рис. III. 3. Чугунная ребристая труба

Наиболее совершенным из ребристых приборов является **конвектор в кожухе** (рис. III.5). В нем нагревательным элементом служит оребренная труба. В отечественных конвекторах нагреватели сделаны из стальных труб диаметром 15—20 *мм* с оребрением, выпол-

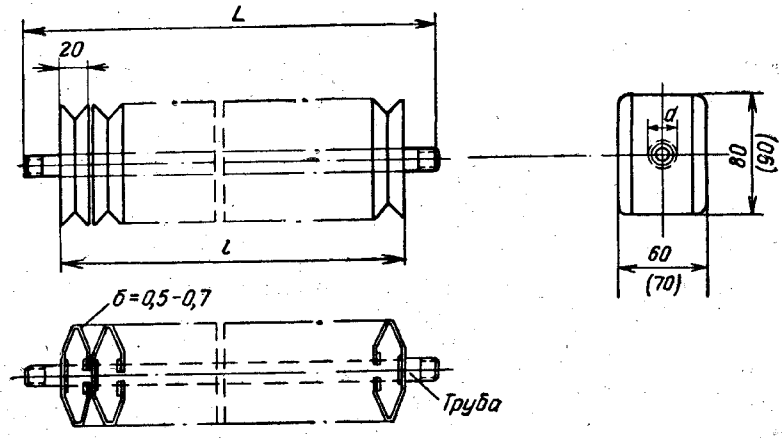


Рис. III. 4. Конвектор плинтусного типа

ненным из стального листа толщиной 0,35 *мм* и шагом 10; 7,5 и 5 *мм*. Оребренные трубы оцинкованы; кожух выполнен из стального листа. Прибор снабжен воздушным клапаном для регулирования теплоотдачи. Конвекторы выпускаются нескольких типов: низкие, высокие, подоконные, островные и др. Достоинством конвектора является малая высота (от 250 *мм*), небольшая глубина (от 60 *мм*)

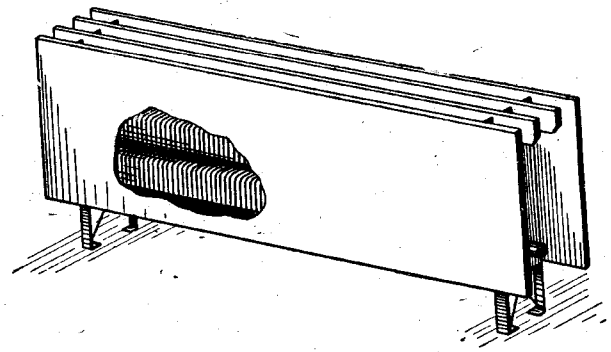


Рис. III. 5. Конвектор в кожухе

и большая теплоотдача. Теплоотдача с 1 *м* длины оребренной поверхности прибора изменяется от 570 до 3200 *ккал/ч* в зависимости от числа и расположения оребренных труб.

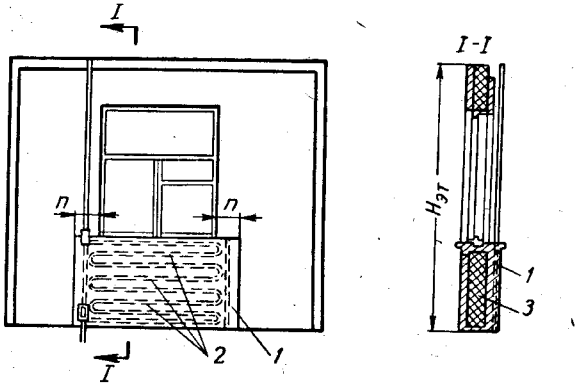


Рис. III. 6. Бетонная (подоконная) отопительная панель
1 — подоконная бетонная панель; *2* — замоноличенный нагревательный змеевик из труб; *3* — теплоизоляция

Между оребренными поверхностями прибора и кожухом возникает интенсивная циркуляция воздуха под влиянием создающегося гравитационного давления. В зависимости от высоты кожуха теплосъем с оребренной поверхности может увеличиться на 20% и более.

Конвектор в кожухе удобно располагается в помещениях современных общественных зданий благодаря компактности и хорошему внешнему виду. Конвекторы могут быть выполнены с нагревательными элементами из цветного металла. Такие конвекторы обладают высокими теплотехническими и эксплуатационными качествами. В некоторых конструкциях конвекторы снабжаются вентилятором специального типа, обеспечивающим интенсивное движение воздуха. Искусственное побуждение движения воздуха значительно увеличивает теплосъем с оребренных поверхностей. Конвекторы могут быть использованы для искусственного охлаждения помещений. Некоторый недостаток конвекторов — в необходимости и трудности периодической очистки от пыли.

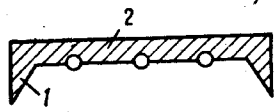


Рис. III. 7. Подвесная панель с теплоизолированным отражательным экраном для промышленных зданий
1 — отражательный экран; *2* — теплоизоляция

Примером панельно-лучистого прибора может служить **бетонная отопительная панель.** Нагревательный прибор изготовляется в виде бетонной плиты с замоноличенными в нее трубчатыми нагревательными элементами (рис. III.6), выполняемыми из стальных труб, термостойкого стекла, пластмассы, в виде каналов, отформованных в теле панели, и пр. Панели располагают обычно в конструкциях ограждений помещений. Иногда их свободно устанавливают около стен.

Нагревательный элемент бетонной панели обычно изготовлен из труб диаметром 15—20 *мм* в виде змеевика с шагом 80—500 *мм*. Толщина панели 50—70 *мм*. Имеется опыт применения панелей с обогревательными трубами диаметром 10 *мм*. Повышенное гидравлическое сопротивление нагревательных змеевиков панелей положительно сказывается на эксплуатационном режиме работы системы (повышает их гидравлическую устойчивость).

В настоящее время получили распространение для отопления больших промышленных цехов подвесные панели с отражательными экранами (рис. III.7). Одним из достоинств панельно-лучистых приборов является возможность их использования летом для охлаждения помещений.

§ 11. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Схема теплообмена между прибором и помещением показана на рис. III.8. Нагревательный прибор и теплоноситель в нем имеют обычно малую тепловую инерцию, а поэтому количество тепла $Q_{тн}$, отданное в приборе теплоносителем, в каждый момент равно количеству тепла $Q_{н.п}$, передаваемому прибором помещению

$$Q_{тн} = Q_{н.п}. \qquad \text{(III.1)}$$

Если в системе теплоноситель вода или другая среда, аккумулирующая тепло за счет теплоемкости в результате изменения темпе-

ратуры, то величина $Q_{тн}$ равна:

$$Q_{тн} = G_{н.п}\, c\,(t_1 - t_2), \qquad \text{(III.2)}$$

где $G_{н.п}$ — расход теплоносителя через нагревательный прибор в *кг/ч*;

c — теплоемкость в *ккал/кг·град* теплоносителя (для воды $c \approx 1{,}0$);

t_1 и t_2 — температура теплоносителя на входе в прибор и на выходе из него.

Если теплоноситель пар, то передача тепла в приборе происходит при конденсации за счет скрытой теплоты парообразования, при этом температура входящего в прибор пара t_1 равна температуре покидающего прибор конденсата t_2. Величина $Q_{тн}$ в этом случае равна:

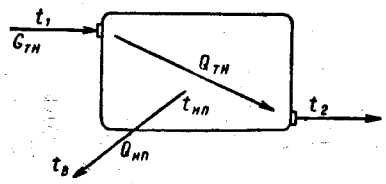


Рис. III. 8. Схема теплопередачи нагревательного прибора

$$Q_{тн} = G_{тн} r, \qquad \text{(III.3)}$$

где r — скрытая теплота парообразования в *ккал/кг*, отвечающая давлению пара, поступающего в прибор.

Теплоотдачу нагревательного прибора $Q_{н.п}$ определяют с помощью основного уравнения теплопередачи в виде

$$Q_{н.п} = K_{н.п}(t_{н.п} - t_в)\, F_{н.п}. \qquad \text{(III.4)}$$

В формуле (III.4) принято, что количество отданного прибором тепла пропорционально разности между средней температурой теплоносителя в приборе $t_{н.п}$ и температурой обогреваемого помещения $t_в$. Температура теплоносителя в приборе изменяется по разному в зависимости от конструкции, способа присоединения прибора к системе, вида и параметров теплоносителя. Обычно в расчетах принимают для воды среднюю температуру:

$$t_{н.п} = \frac{t_1 + t_2}{2}; \qquad \text{(III.5)}$$

для пара — температуру, соответствующую давлению пара, поступающего в прибор.

Опытами установлено, что в нагревательных приборах, которые представляют собой некоторую емкость, при подаче воды по схеме «сверху — вниз» $t_{н.п}$ близка к определяемой по формуле (III.5). При подаче теплоносителя «снизу—вверх» $t_{н.п}$ отличается от среднеарифметического значения и близка к t_2. В приборах, соединенных последовательно или выполненных в виде змеевика, теплоноситель (вода) изменяет температуру по ходу движения по логарифмическому закону. Все отклонения, вызванные несоответствием фактической $t_{н.п}$ с определенной по формуле (III.5), учитываются в расчетах приборов введением поправочных коэффициентов.

Под $t_в$ в формуле (III.4) имеется в виду температура помещения, а $F_{н.п}$ представляет собой теплоотдающую поверхность прибора. Это вся внешняя поверхность прибора, омываемая воздухом, обычно искусственно развитая за счет приливов, оребрения и пр.

Коэффициент теплопередачи нагревательного прибора $K_{н.п}$ в формуле (III.4), как и в случае передачи тепла через стенку от одной среды к другой, равен величине, обратной сопротивлению теплопередаче нагревательного прибора $R_{н.п}$:

$$K_{н.п} = \frac{1}{R_{н.п}}. \qquad \text{(III.6)}$$

Величина $R_{н.п}$ в свою очередь равна:

$$R_{н.п} = R_в + R_т + R_н. \qquad \text{(III.7)}$$

Сопротивление тепловосприятию $R_в$ от теплоносителя к внутренней тепловоспринимающей поверхности нагревательного прибора площадью $F_{в.п}$ зависит от $\alpha_в$. Но поскольку эта величина должна быть отнесена к поверхности теплоотдачи прибора $F_{н.п}$, то

$$R_в = \frac{1}{\alpha_в F_{вн.}} F_{н.п} = R'_в F_{н.п}. \qquad \text{(III.8)}$$

Коэффициент теплообмена $\alpha_в$ между теплоносителем и внутренней поверхностью стенки прибора определяется в основном скоростью движения теплоносителя в приборе. Зависимость $R'_в$ в *м·ч·град/ккал* (на 1 *м* длины) от расхода воды для различных диаметров труб приведена на рис. III.9. С увеличением расхода воды коэффициент теплообмена сначала заметно возрастает, но при больших расходах (200 *кг/ч*) он практически остается неизменным. В чугунных радиаторах — наиболее распространенном виде приборов — скорость движения воды в колонках обычно небольшая (около 0,01 *м/сек*) и $\alpha_в \approx 50$ *ккал/м²·ч·град*. Отношение $F_{н.п}/F_{вн}$ для них равно около 1,3 и $R_в$ составляет всего:

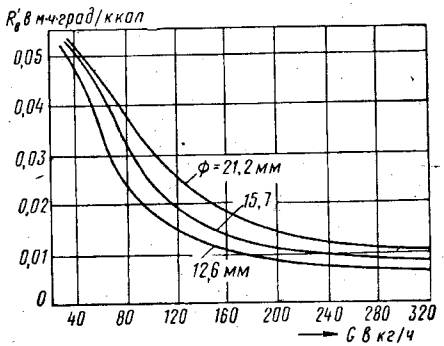


Рис. III. 9. Зависимость сопротивления $R'_в$ теплообмену от расхода теплоносителя и условного диаметра трубы

$$R_в \approx \frac{1}{50}\, 1{,}3 = 2{,}6 \cdot 10^{-2}.$$

Сопротивление теплопроводности стенки прибора $R_т$, без учета оребрения внешней его поверхности, можно определить в виде

$$R_т = \frac{\Delta}{\lambda}. \qquad \text{(III.9)}$$

В чугунном радиаторе толщина стенки Δ обычно меньше 0,01 *м*, а коэффициент теплопроводности чугуна около 40 *ккал/м·ч·град*. Сопротивление $R_т$ для радиатора, равное:

$$R_т = \frac{0{,}01}{40} = 2{,}5 \cdot 10^{-4},$$

оказывается пренебрежимо малым по сравнению с другими составляющими сопротивления теплопередаче прибора.

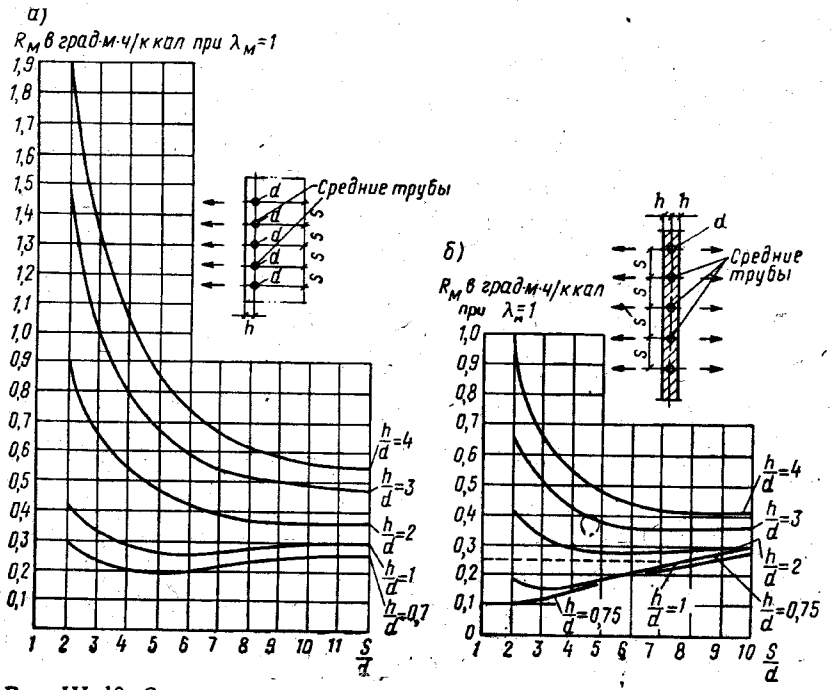


Рис. III. 10. Сопротивление теплопроводности от замоноличенных труб через массив бетона к поверхности панели
а — при односторонней теплоотдаче; *б* — при двусторонней теплоотдаче

В отопительных бетонных панелях с замоноличенными в них змеевиками из труб сопротивление $R_т$ оказывается большим. В этих приборах сопротивление теплопроводности бетонного массива от труб к поверхности панели играет существенную роль в общем сопротивлении теплопередаче прибора. Величина $R_т$ зависит от диаметра труб (d), расстояния (шага) между ними (s), глубины расположения от поверхности (h), теплопроводности материала массива панели и от того, имеет ли панель одну или две теплоотдающие поверхности. Обычно для панелей определяют сопротивление $R_м$ массива, отнесенное к 1 *пог. м* трубы, расположенной

в ряду труб, при коэффициенте теплопроводности материала λ=1 *ккал/м·ч·град*. На рис. III.10, *а* и *б* приведены графики для определения $R_м$ для панелей с односторонней и двусторонней теплоотдачей. Величина $R_т$ связана с сопротивлением $R_м$ зависимостью

$$R_т = \frac{R_м s}{\lambda}. \qquad \text{(III.10)}$$

Сопротивление теплообмену $R_н$ на внешней поверхности прибора равно:

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н}, \qquad \text{(III.11)}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена.

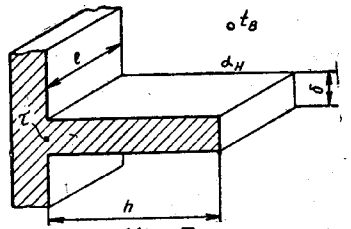


Рис. III. 11. Теплопередача через одиночное прямоугольное ребро

Обычно внешняя поверхность нагревательных приборов оребрена, поэтому при определении $\alpha_н$ необходимо учитывать влияние оребрения.

Количество тепла Q, которое передает одиночное ребро (рис. III.11) толщиной δ, шириной l и высотой h от своего основания, температура которого τ, окружающей среде с температурой $t_в$, можно определить по формуле

$$Q = \delta l \lambda m \operatorname{thmh} (\tau - t_в), \qquad \text{(III.12)}$$

где

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_н}{\lambda\delta}},$$

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи с поверхности ребра. Значения гиперболического тангенса thmh приведены в табл. III.1.

Таблица III.1

Таблица thmh в зависимости от значений mh

mh	0	0,5	1	1,5	2	3
thmh	0	0,46	0,76	0,91	0,96	0,99

Из данных таблицы можно увидеть, что численные значения thmh приблизительно равны mh до значений mh, равных 0,5, а при значении mh, большем 2, thmh практически равен 1. Отсюда можно сделать следующие выводы. При значениях $mh<0{,}5$, когда $\operatorname{thmh} \approx mh$, теплопередача Q с поверхности ребра равна:

$$Q \approx \delta l \lambda m\, mh\, (\tau - t_в). \qquad \text{(III.13)}$$

После подстановки значения m в формулу (III.13) получим

$$Q = 2lh\alpha_н (\tau - t_в) = F_р \alpha_н (\tau - t_в), \qquad \text{(III.14)}$$

где $F_р = 2lh$ — площадь поверхности ребра. Отсюда следует, что для оребрения при условии

$$h\sqrt{\frac{2\alpha_н}{\lambda\delta}} < 0{,}5 \quad \text{или} \quad \frac{\alpha_н h^2}{\lambda\delta} < 0{,}125, \qquad \text{(III.15)}$$

сопротивление теплопроводности толщи самих ребер можно не учитывать, а сопротивление теплообмену на оребренной наружной поверхности $R_н$ определять по формуле (III.11), отнеся его к внешней поверхности теплоотдачи $F_{н.п}$.

Для чугунных приборов при $\alpha_н \approx 8$ и толщине ребра $\delta \approx 0{,}005$ сопротивление теплообмену на внешней поверхности $R_н$ можно рассчитывать по формуле (III.11) при высоте ребер h:

$$h < \sqrt{\frac{0{,}125\,\lambda\delta}{\alpha_н}} = \sqrt{\frac{0{,}125 \cdot 40 \cdot 0{,}005}{8}} = 0{,}056\ м,$$

т. е. практически во всех случаях реальных конструкций, у которых высота приливов обычно меньше 5,6 *см*.

При значениях $mh > 2$, когда $\text{thm}h \approx 1$, теплоотдача с внешней поверхности ребра не зависит от h и не будет возрастать при увеличении высоты ребра. Действительно, после подстановки в уравнение (III.12) значения m и $\text{thm}h = 1$, имеем

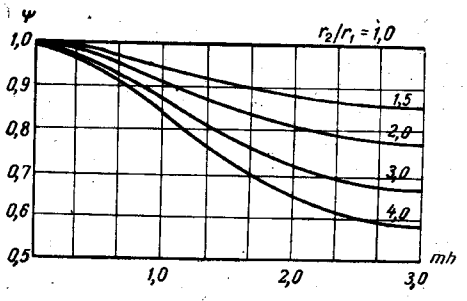


Рис. III. 12. Поправочный коэффициент для расчета теплопередачи через цилиндрические ребра

$$Q = \delta l \lambda \sqrt{\frac{2\alpha_н}{\lambda\delta}}\, 1\,(\tau - t_в) = \sqrt{2\alpha_н \lambda\delta}\; l\,(\tau - t_в). \qquad (III.16)$$

Таким образом, при

$$\frac{\alpha_н h^2}{\lambda\delta} > 2 \qquad (III.17)$$

сопротивление теплообмену $R_н$ на оребренной поверхности не зависит от высоты ребер h и величина его постоянна.

Отнесенная к погонному метру ребра величина сопротивления теплообмену $R'_н$ равна:

$$R'_н = \frac{1}{\sqrt{2\alpha_н \lambda\delta}}. \qquad (III.18)$$

В стальных приборах с ребрами толщиной 0,003 *м* нет смысла делать высоту ребер больше, чем

$$h \leqslant \sqrt{\frac{2\delta\lambda}{\alpha_н}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}003 \cdot 50}{8}} = 0{,}19\ м,$$

так как теплоотдача при этом практически не будет увеличиваться.

Приведенные рассуждения и формулы справедливы для прямоугольного оребения, но их можно распространить и на цилиндрическое оребрение труб. Для этого в исходное уравнение (III.12) нужно ввести в виде множителя поправочный коэффициент ψ, зависимость которого от mh и отношения внешнего радиуса (r_1) к внутреннему радиусу (r_2) оребрения (разность между которыми в данном случае принимается за условную высоту ребра $h = r_1 - r_2$) приведена на рис. III.12. С учетом этого корректива теплоотдача цилиндрического ребра $Q_ц$ может быть определена в виде:

$$Q_ц = \frac{F_ц}{F_р} Q\psi = qF_ц\psi, \qquad (III.19$$

где $F_ц$ — площадь цилиндрического оребрения, $q = \frac{Q}{F_р}$ — теплоотдача 1 $м^2$ поверхности прямоугольного ребра, имеющего ту же толщину, что и цилиндрические ребра, и высоту, равную: $h = r_1 - r_2$. Эту величину q можно определить по формулам (III.12), (III.14), (III.16).

Коэффициент теплообмена на наружной поверхности $\alpha_н$ может быть определен в виде суммы коэффициентов конвективного $\alpha_к$ и лучистого $\alpha_л$ теплообмена:

$$\alpha_н \approx \alpha_к + \alpha_л. \qquad (III.20)$$

Величину $\alpha_к$ приближенно можно определить по формуле (I.33) с учетом положения теплоотдающей поверхности в пространстве, ее размера и температуры. В связи с последней численный коэффициент в формуле (I.33) необходимо принимать несколько уменьшенным ввиду того, что температура при теплообмене на поверхности прибора больше по сравнению с температурой на поверхности наружных ограждений, для которых написана формула (I.33). Указанная формула дает средние значения $\alpha_к$ только для больших поверхностей. Надо учитывать, что нагревательные приборы имеют сравнительно небольшие поверхности и различную конфигурацию. Конвективный теплообмен на них отличается некоторым своеобразием. Интенсивность конвекции значительно зависит от высоты прибора. Воздух, нагреваясь, поднимается вдоль его поверхности. Нижняя часть прибора, омываемая холодным воздухом, отдает воздуху больше тепла, чем верхняя часть, омываемая более теплым, подогретым в нижней части прибора воздухом. Поэтому лучшими являются низкие приборы, например гладкие или оребренные трубы, при расположении их в один ряд. При расположении приборов или их составляющих элементов в несколько рядов друг над другом конвективная теплоотдача уменьшается. В некоторых конструкциях (плинтусных конвекторах) устраивают специальные направляющие щитки, подводящие ненагретый воздух к каждому ряду оребренных труб.

Коэффициент лучистого теплообмена $\alpha_л$ определяется по общей формуле (I.34). Особенность лучистого теплообмена для данного случая состоит в том, что для таких приборов, как радиаторы, с рядом близкорасположенных, а следовательно, взаимно закрывающих друг друга колонок, большая часть излучения с их поверхности не попадает в помещение. Только 20—30% излучаемого тепла передается помещению. Входящие в формулу (I.34) коэффициент облученности φ следует принимать для гладких приборов типа радиаторов равным 0,2—0,3, а температурный коэффициент b — около 1,3. Для приборов с сильно оребренными поверхностями (типа конвекторов без кожуха) доля излучения со всей внешней их поверхности, попадающая в помещение, составляет всего 5—10% общей теплоотдачи. Если прибор закрыт декоративным устройством или его загораживает мебель, то теплоотдача излучением заметно уменьшается. Однако при определенном положении закрывающего щитка

(табл. III.2) и образующемся при этом ускорении движения воздуха можно получить увеличение конвективного теплосъема и общей теплоотдачи прибора. Такую возможность увеличить теплоотдачу прибора используют в современных приборах, например в конвекторах с кожухом. Размеры и положение кожуха выбирают так, чтобы общая теплоотдача нагревающих элементов возрастала.

Таблица III.2

Значения коэффициента β_4, учитывающего способ установки прибора в помещении и его укрытие

Способ установки	Размер щелей A в *мм*	Поправочный коэффициент β_4
I. Прибор установлен у стены без ниши и перекрыт доской в виде полки	40 80 100	1,05 1,03 1,02
II. Прибор установлен в стенной нише глубиной более 130 *мм*	40 80 100	1,11 1,07 1,06
III. Прибор установлен у стены без ниши и закрыт деревянным шкафом со щелями в верхней доске и в передней стенке у пола	220	1,13
IV. Прибор закрыт деревянным шкафом, но со щелью в верхней части передней стенки	130	1,2 (щели открыты) 1,3 (щели затянуты сеткой)
V. Прибор установлен у стены без ниши и закрыт щитом (экраном), не доходящим до пола	—	0,9
VI. Прибор открыто установлен у стены или в нише глубиной не более 130 *мм*	—	1,0

Примечание. Декоративные решетки и щитки согласно СНиП не должны вызывать увеличения поверхности нагрева приборов более чем на 15%.

Эскизы вариантов установки приборов см. на рис III.14.

Из рассмотренного процесса теплообмена, характерного для нагревательных приборов, ясен физический смысл влияния отдельных факторов на коэффициент теплопередачи $K_{н.п}$. Для металлических нагревательных приборов (типа радиаторов) определяющим в этом коэффициенте является интенсивность теплообмена на внешней теплоотдающей поверхности. Для неметаллических приборов, выполненных из бетона, керамики и других материалов, важной составляющей коэффициента $K_{н.п}$ является также теплопроводность материала стенки прибора.

Расчетом можно определить теплоотдачу приборов разных конструкций. Однако обычно коэффициенты теплопередачи $K_{н.п}$ приборов устанавливают на основе специальных теплотехнических испытаний.

§ 12. ЭКВИВАЛЕНТНЫЙ КВАДРАТНЫЙ МЕТР И ПОКАЗАТЕЛЬ ТЕПЛОВОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ МЕТАЛЛА НАГРЕВАТЕЛЬНОГО ПРИБОРА

Многообразие видов приборов, большое различие их теплотехнических достоинств и трудности проведения расчетов необходимой поверхности нагрева при проектировании, когда заранее не известен вид прибора, привели к необходимости использовать для измерения теплоотдающей поверхности приборов условную единицу площади. За такую единицу площади принят так называемый э к в и в а л е н т н ы й к в а д р а т н ы й м е т р (*экм*).

За 1 *экм* принимается такая площадь теплоотдающей поверхности нагревательного прибора, с которой в окружающую среду с температурой 18° С отдается 435 *ккал* тепла в час при средней температуре теплоносителя (воды) в приборе $\frac{95+70}{2} = 82{,}5°$ С, подаче воды в количестве 17,4 *кг/м²·ч* и стандартной установке прибора. При теплотехнических испытаниях радиаторов за стандартную принимается открытая установка прибора около наружной стены с односторонним его присоединением, с числом секций, равным восьми, и движением теплоносителя по схеме «сверху — вниз».

При произвольной разности температур Δt между теплоносителем и помещением теплосъем с 1 *экм* будет отличаться от величины 435 и его значение q_0 в *ккал* с 1 *экм* в час может быть определено по формуле

$$q_0 = (4{,}815 + 0{,}03\Delta t)\Delta t. \qquad \text{(III.21)}$$

Отклонения от стандартных условий работы прибора учитываются при проведении теплотехнического расчета введением поправочных коэффициентов. Следует отметить, что эквивалентный квадратный метр точно соответствует геометрическому квадратному метру теплоотдающей поверхности нагревательного прибора — радиатора типа Н-140. В 1958 г., когда была введена единица *экм*, этот прибор серийно выпускался заводами и был лучшим по теплотехническим показателям, поэтому его приняли за эталон.

Экономичность того или иного вида нагревательного прибора в большой мере зависит от затрат металла на его изготовление. Для сравнения экономичности нагревательных приборов различного вида часто используется п о к а з а т е л ь т е п л о в о й н а п р я-

женности металла в приборах θ. Этот критерий оценки приборов равен их теплоотдаче в *ккал/ч*, отнесенной к 1 *кг* металла прибора при $\Delta t = 1°$, т. е.

$$\theta = \frac{Q_{н.п}}{G\Delta t} = \frac{K_{н.п}}{g} \quad ккал/кг \cdot град \cdot ч, \qquad (III.22)$$

где, кроме известных обозначений, G — вес металла прибора в *кг*; g — вес металла, отнесенный к 1 $м^2$ теплоотдающей поверхности прибора, в $кг/м^2$.

Из определения θ очевидна возможность использования этого показателя для сопоставления приборов, сделанных из одинакового металла. Для чугунных нагревательных приборов разных видов величина θ колеблется в пределах 0,16—0,6. Предпочтение при прочих равных условиях должно отдаваться приборам с бо́льшим значением θ.

§ 13. ВЫБОР И УСТАНОВКА НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ПОМЕЩЕНИИ

При выборе вида нагревательных приборов нужно учитывать назначение помещения, его архитектурно-конструктивное решение, тип системы, вид и параметры теплоносителя, а также технико-экономические соображения. Некоторые общие рекомендации по выбору вида нагревательных приборов и допустимых температур на их поверхности приведены в табл. III.3.

Таблица III.3

Рекомендуемый вид нагревательного прибора и допустимая температура на его поверхности в зависимости от назначения помещения

Назначение помещений	Рекомендуемый вид нагревательного прибора	Предельная температура на поверхности прибора в °С
Жилые и общественно-административные здания	Радиаторы, конвекторы, панели[1]	95
Детские учреждения и больницы	Радиаторы, панели	85
Производственные помещения:		
а) без выделения пыли	Радиаторы, конвекторы, панели, ребристые трубы	150
б) с выделением невозгоняемой пыли	Радиаторы, панели, гладкие трубы	130
в) с выделением возгоняемой пыли	То же	110
Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий	Радиаторы, конвекторы, панели, ребристые трубы, гладкие трубы	150

[1] В таблице указаны температуры при расположении прибора около стен до 1 *м* от уровня пола. При высоком расположении на стенах и при расположении панелей в потолке и для подвесных панелей температура поверхности должна устанавливаться расчетом по формуле (VII.5).

Нагревательные приборы (радиаторы, конвекторы и т. д.) рекомендуется устанавливать под окнами или в нишах наружных стен и в исключительных случаях — у внутренних стен. Панельные приборы располагают под окнами, в наружных стенах, в перегородках и в конструкциях пола и потолка. Расположение приборов у наружных стен в большей или меньшей мере препятствует образованию ниспадающих холодных токов от окон и холодных поверхностей стен. Это улучшает комфортность тепловых условий в помещениях рядом с окнами. В высоких помещениях для предупреждения

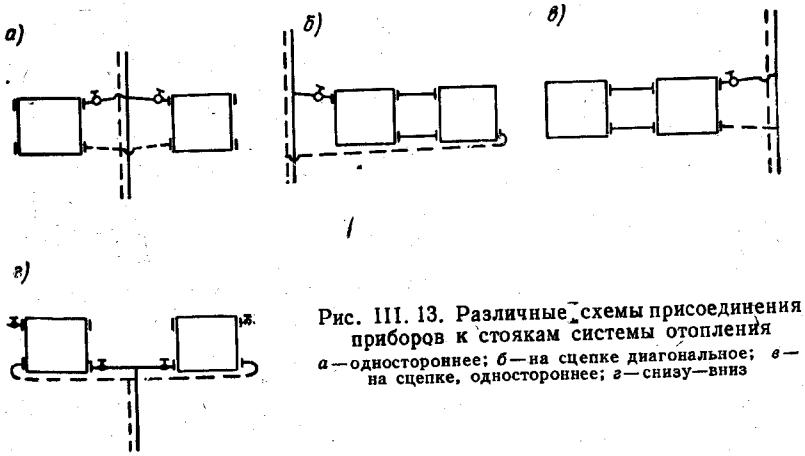


Рис. III. 13. Различные схемы присоединения приборов к стоякам системы отопления
а — одностороннее; *б* — на сцепке диагональное; *в* — на сцепке, одностороннее; *г* — снизу—вниз

образования холодных токов одну третью или четвертую часть приборов рекомендуется располагать под окнами верхнего света (второй ряд окон) или под фонарями. На лестничных клетках отопительные устройства располагаются в нижних этажах и во вторых тамбурах входов. При числе этажей больше четырех лестницы рекомендуется обогревать специальными воздухонагревателями.

Приборы присоединяются к стоякам системы по различным схемам (рис. III.13). При числе секций в радиаторе меньше 25 — по односторонней схеме, что упрощает монтаж. Для смежных второстепенных помещений, не требующих регулировки теплоотдачи приборов или при их установке в одном помещении, допускается присоединение приборов на сцепке. Приборы на сцепке в тепловом и гидравлическом расчете рассматриваются как один прибор.

§ 14. РАСЧЕТ НЕОБХОДИМОЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

С учетом принятого вида прибора, определенного места его положения в помещении и способа присоединения к трубопроводам системы отопления производится теплотехнический расчет нагрева-

тельного прибора. Задача расчета обычно состоит в том, чтобы определить площадь поверхности прибора, обеспечивающую при заданных условиях работы передачу расчетного количества тепла от теплоносителя к помещению. Нагретая поверхность прибора должна иметь при этом температуру не выше допустимой по санитарно-гигиеническим требованиям. Иногда условием для расчета прибора может быть требование обеспечения заданного теплового режима в какой-либо зоне помещения.

Для расчета площади нагревательного прибора необходимо знать его требуемую теплоотдачу $Q_{н.п}$. Она может быть определена из общей потребности помещения в тепле $Q_п$ с учетом тепла, отдаваемого трубопроводами системы, расположенными в помещении, ($Q_{тп}$) в виде

$$Q_{н.п} = Q_п - Q_{тп}. \qquad (III.23)$$

Величина $Q_{тп}$ равна суммарной теплоотдаче отдельных участков трубопроводов системы, находящихся в помещении:

$$Q_{тп} = \sum f_0 l q_0 \beta_{тр}, \qquad (III.24)$$

где f_0 — площадь в эквивалентных квадратных метрах одного метра неизолированного участка трубопровода, определяемая по табл. III.4;

l — длины отдельных участков в *м*;

q_0 — теплоотдача с 1 *экм* отдельных участков трубопроводов, определяемая по формуле (III.21) с учетом остывания воды в трубопроводах (см. β_1 в табл. III.5);

$\beta_{тр}$ — коэффициент, учитывающий положение участка трубы в помещении.

Величина $\beta_{тр}$ равна для стояков 0,5, для подводок к приборам 0,9, для магистралей под потолком 0,25, для магистралей над полом 0,75.

Таблица III.4

Площадь 1 *пог. м* неизолированных трубопроводов магистралей, стояков, подводок и сцепок в *экм*

Диаметр трубы в *мм*	15	20	25	32	40	50	76/3	108/4
Площадь в *экм* . . .	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,3	0,37	0,53

Учитывать теплоотдачу трубопроводов системы рекомендуется в тех случаях, когда она составляет более 5% потребной подачи тепла в помещение.

Площадь требуемой теплоотдающей поверхности нагревательного прибора в *экм*, соответствующая $F_{н.п}$ в $м^2$, определяется по формуле

$$F_0 = \frac{Q_{н.п}}{q_0} \beta_1 \beta_2 \beta_3 \beta_4, \qquad (III.25)$$

где β_1 — поправочный коэффициент (табл. III.5), учитывающий фактическое понижение температуры воды относительно расчетного значения за счет ее остывания в трубопроводах системы;

β_2 — поправочный коэффициент для радиаторов, зависящий от числа секций в приборе, принимаемый при числе секций: до 5 — 0,95, от 5 до 10 — 1, от 10 до 20 — 1,05, более 20—1,1.

Для распространенных чугунных радиаторов этот коэффициент ориентировочно может быть определен в виде зависимости от F_0.

$$\beta_2 \approx 0{,}92 + \frac{0{,}16}{F_0}; \qquad (III.26)$$

β_3 — поправочный коэффициент, учитывающий способ подводки теплоносителя к нагревательному прибору и изменение теплоотдачи в зависимости от относительного расхода воды через прибор (табл. III.6).

β_4 — поправочный коэффициент, учитывающий способ установки прибора и всякого рода укрытия (рис. III.14), принимаемый по табл. III.2.

Таблица III.5

Значение поправочного коэффициента β_1, учитывающего понижение температуры воды за счет остывания в трубопроводах

Число этажей в здании	Рассчитываемый этаж											
	при движении воды в горячих стояках снизу—вверх					при движении воды в горячих стояках сверху—вниз						
	1—3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
3	1	→	—	—	—	1,1	1,08	1,05	—	—	—	—
4	1	1	—	—	—	1,1	1,1	1,07	1,04	—	—	—
5	1	1	1,04	—	—	1,1	1,1	1,08	1,07	1,05	—	—
6	1	1	1	1,04	—	1,1	1,1	1,08	1,08	1,05	1,05	—
7	1	1	1	1	1,04	1,1	1,1	1,1	1,1	1,08	1,05	1,05

Если нагревательный прибор состоит из отдельных секций или элементов, то кроме F_0 необходимо определить их число. Для радиаторов, зная F_0 и площадь одной его секции f_0 (табл. III.7), можно определить потребное число секций по формуле

$$n = \frac{F_0}{f_0}. \qquad (III.27)$$

Если дробная часть полученного отношения соответствует площади, большей 0,1 *экм*, то n округляется до большего целого числа секций.

Следует отметить, что в однотрубных системах водяного отопления средняя температура теплоносителя $t_{н.п}$ в приборах для разных этажей здания может быть определена только после гидравли-

Таблица III.6

Поправочный коэффициент β_3, учитывающий способ подводки теплоносителя к нагревательному прибору и изменение теплоотдачи в зависимости от относительного расхода воды

Схема подводки теплоносителя к радиатору	Относительный расход воды $\bar{G}_{т.н}$						
	1	2	3	4	5	6	7 и более
Сверху — вниз	1	0,98	0,97	0,96	0,95	0,95	0,94
Снизу — вверх	1,28	1,22	1,18	1,18	1,14	1,12	1,09
Снизу — вниз	1,11	1,04	1	0,96	0,95	0,93	0,92

Примечание. Относительный расход воды через нагревательный прибор равен отношению фактического расхода воды, приходящегося на 1 *экм* прибора, к расходу в стандартных условиях, равному 17,4 *кг/экм·ч*. При произвольном перепаде температуры теплоносителя $\Delta t = t_1 - t_2$ и стандартной установке прибора относительный расход равен: $\bar{G}_{т.н} = \frac{25}{\Delta t}$.

ческого расчета трубопроводов. Для окончательного определения площадей поверхностей нагревательных приборов с учетом тепла, выделяемого обслуживающими их трубопроводами, также требуется предварительно рассчитать диаметры трубопроводов.

При расчете приборов систем парового отопления β_1 и β_3 равны единице. При паре низкого давления $t_{н.п}$ принимается равной 100° С.

При необходимости особо тщательного проведения расчета поверхности нагрева прибора нужно пользоваться более точной методикой, приведенной в специальной справочной литературе. Методика расчета бетонных отопительных панелей приводится в главе VII.

Пример III.1. Для помещений общежития, теплопотери которых были определены в примере I.5, рассчитать теплоотдающую поверхность радиаторов типа М-140 и число секций в них.

Здание оборудовано двухтрубной системой отопления с верхней разводкой при скрытой прокладке трубопроводов. Для жилой комнаты № 101 теплопотери составили 2049 *ккал/ч*. Они должны быть полностью компенсированы теплоотдачей нагревательного прибора $Q_{н.п}$, так как прокладка трубопроводов скрытая.

Температура воздуха в помещении $t_в = 18°$ С, средняя температура воды в приборе

$$t_{н.п} = \frac{95+70}{2} = 82{,}5° \text{ С}.$$

Расчет необходимой поверхности нагрева производим по формуле (III.25). Теплоотдача с 1 *экм* прибора по формуле (III.21) равна: $q_0 = [4{,}815 + 0{,}03(82{,}5-18)](82{,}5-18) = 435$ *ккал/экм·ч*. Поправочный коэффициент β_1 определяем по табл. III.5 для двухэтажного здания при движении воды в горячем стояке сверху—вниз $\beta_1 = 1$. По табл. III.6 для схемы подводки теплоносителя к радиатору сверху — вниз и при относительном расходе

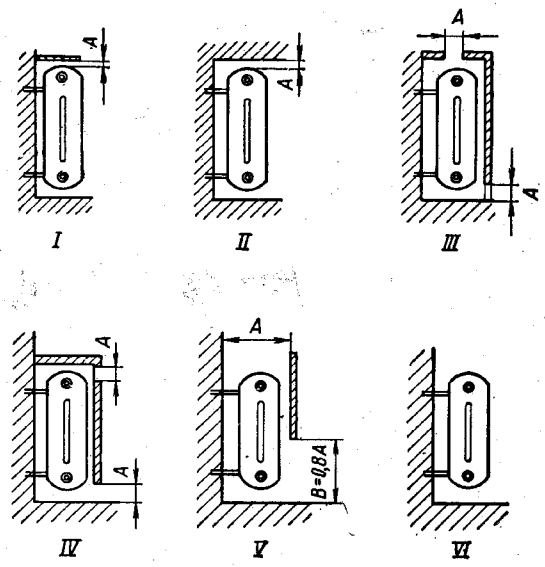


Рис. III. 14. Схема укрытия нагревательного прибора в помещении (к табл. III.2)

$$\bar{G}_{т.н} = \frac{25}{95-70} = 1 \quad \beta_3 = 1.$$

По табл. III.2 для открыто установленных приборов $\beta_4 = 1$. Ориентировочное значение требуемой (без учета коэффициента β_2) поверхности нагрева

$$F_0' = \frac{2049}{435} = 4{,}7 \text{ } экм,$$

откуда ориентировочное количество секций в приборе n' при поверхности нагрева одной секции $f_0 = 0{,}31$ *экм* (см. табл. III.7)

$$n' = \frac{4{,}7}{0{,}31} = 15{,}2.$$

Следовательно, для 15 секций $\beta_2 = 1{,}05$. Определяем необходимую поверхность нагрева по формуле (III.24) с учетом коэффициента β_2:

$$F_0 = \frac{2049}{435} 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1 \cdot 1 = 4{,}95 \text{ } экм.$$

Таблица III.7

Характеристика нагревательных приборов

Наименование прибора, его тип и марка	Поверхность нагрева элемента в *экм*	Строительные размеры в *мм*		
		полная высота	ширина	глубина
Радиаторы				
а) Секции чугунных радиаторов:				
1. М-140	0,31	582	96	140
2. НМ-140	0,31	582	96	150
3. «Польза» № 6	0,492	1090	80	185
4. РД-90	0,275	582	96	90
5. В-85А	0,24	593	88	87
б) Панели стальные штампованные[1]:				
1. М.3-500-1	0,83	564	518	42
2. М.3-500-5	2,4	564	1510	42
3. М.3-350-1	0,6	406	518	42
4. М.3-350-5	1,78	406	1510	42
5. 2М.3-500-1	1,41	564	518	100
6. 2М.3-500-5	4,24	564	1510	100
7. 2М.3-350-1	1,01	406	518	100
8. 2М.3-350-5	3,04	406	1510	100
Регистр из гладких труб площадью 1 $м^2$:				
диаметр до 32 *мм*	1,6	—	—	—
» свыше 32 *мм*	1,3	—	—	—
Ребристые трубы[2]				
площадью 1 $м^2$	0,63	175	500	175
» 2 »	1,37	175	1000	175
» 3 »	2,07	175	1500	175
» 4 »	2,76	175	2000	175
Конвекторы				
а) С кожухом НИИСантехники и Ленинградского механического завода[3]:				
низкие настенные Ке-40	1,4	300	1000	60
подоконные Ке-43	1,7	500	1000	120
	2,05	500	1000	120
	2,6	500	1000	120
высокие Ке-48	7,2	1300	1000	180
	11,4	1300	1200	240
б) Без кожуха—плинтусного типа[4]:				
при диаметре трубы 15 *мм*	0,65	80	1250	60
то же, 20 *мм*	0,87	90	1250	70

Продолжение табл. III.7

Наименование прибора, его тип и марка	Поверхность нагрева элемента в *экм*	Строительные размеры в *мм*		
		полная высота	ширина	глубина
Панельно-лучистые приборы[5]				
Бетонная панель П-4, диаметр 15—20 *мм*, шаг 200 *мм*:				
а) при односторонней отдаче	0,97	700	1600	40—55
б) при двусторонней отдаче	1,57	700	1600	40—55
Бетонная панель П-8, диаметр 15—20 *мм*, шаг 90 *мм*:				
а) при односторонней отдаче	1,39	730	1600	40—55
б) при двусторонней отдаче	2,41	730	1600	40—55
Подвесные излучатели площадью 1 $м^2$ из труб диаметром 15—20 *мм*, шагом 500 *мм*, с приваренным листом:				
а) стальным	0,37	—	—	—
б) алюминиевым	0,48	—	—	—

[1] Приведены только типы 1 и 5 панелей М.3.

[2] При установке ребристых труб в два ряда нужно данные о f_0 в *экм* в таблице уменьшить в 1,08 раза, при установке в три ряда—уменьшить в 1,29 раза.

[3] Ориентировочные данные для одной из серий (с разным шагом оребрения).

[4] При двухрядной установке данные таблицы о f_0 в *экм* необходимо уменьшить в 1,04 раза, при трехрядной установке—в 1,06 раза. Ширина стандартных элементов 0,75; 1,0; 1,25; 1,5; 1,75 *м*.

[5] Ориентировочные данные в *экм*. Обычно для панелей производят полный теплотехнический расчет.

При этом количество секций в радиаторе

$$n=\frac{4,95}{0,31}=15,95.$$

Принимаем к установке радиатор из 16 секций, так как 0,95 секции имеет площадь, бóльшую 0,1 *экм*. Расчет нагревательных приборов для всех помещений сведен в табл. III.8.

Таблица III.8

Данные расчета

№ помещения	Температура помещения $t_в$ в °С	Тепловая нагрузка на прибор в *ккал/ч*	Средняя температура воды в приборе $t_{н.п}$ в °С	Расчетная разность температур Δt в *град*	Способ подачи теплоносителя	Теплоотдача с 1 *экм* прибора q_0 в *ккал/экм·ч*	Ориентировочная поверхность прибора F_0 в *экм*	Ориентировочное число секций *n*	Поправочные коэффициенты				Поверхность прибора F_0 в *экм*	Число секций *n* в шт.
									β_1	β_2	β_3	β_4		
101	18	2029	82,5	64,5	Сверху вниз	435	4,7	15	1	1,05	1	1	4,9	16
102	18	839	82,5	64,5		435	1,9	6	1	1	1	1	1,9	6
201	18	2055	82,5	64,5		435	4,7	15	1	1,05	1	1	4,9	16
202	18	1011	82,5	64,5		435	2,3	9	1	1	1	1	2,3	9
Лестничная клетка	15	2310	82,5	66,5		455	5,1	17	1	1,05	1	1	5,4	18

Пример III.2. Для помещения водоумягчительной станции, теплопотери которого составляют $Q_п = 35\,000$ *ккал/ч*, определить число ребристых труб площадью 4 $м^2$ каждая, устанавливаемых открыто в 2 ряда в системе водяного отопления с параметрами воды 150—70°. Температура воздуха в помещении $t_в = 5°$ С (станция автоматизирована). Теплоотдача трубопроводами меньше 5% от $Q_п$ и в расчете учету не подлежит. Теплоотдача с 1 *экм* ребристых труб по формуле (III.21) равна:

$$q_0 = \left[4{,}815 + 0{,}03\left(\frac{150+70}{2} - 5\right)\right]\left(\frac{150+70}{2} - 5\right) = 890 \text{ ккал/экм·ч}.$$

Принимаем потребную площадь в *экм* равной:

$$F_0 = \frac{35\,000}{890} = 39{,}5 \text{ экм}.$$

При установке в 2 ряда поверхность нагрева одного регистра в *экм* определяем, используя табл. III.7:

$$f_0 = 2f_1\frac{2{,}76}{1{,}08} = 5{,}11 \text{ экм}.$$

Количество регистров из ребристых труб поверхностью 4 $м^2$

$$n = \frac{39{,}5}{5{,}11} = 7{,}73.$$

Принимаем к установке 8 регистров из ребристых труб.

§ 15. РЕГУЛИРОВКА ТЕПЛООТДАЧИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ

Расчет теплоотдающей поверхности нагревательных приборов производится на подачу тепла, соответствующую теплопотерям помещения при расчетной температуре наружного воздуха.

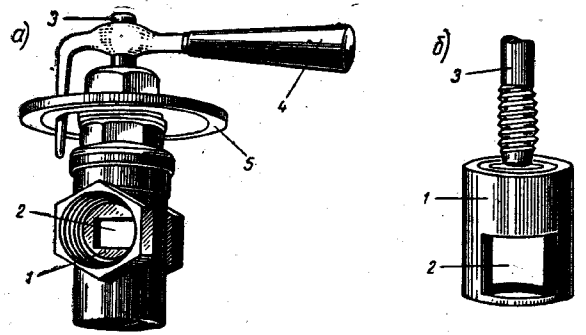


Рис. III. 15. Кран двойной регулировки
а—разрез; *б*—пробка со шпинделем; *1*—пробка; *2*—прорези; *3*—шпиндель; *4*—ручка; *5*—розетка с прорезью

При изменении наружной температуры бытовых и технологических тепловыделений необходимо соответствующее изменение теплоотдачи нагревательными приборами для поддержания требуемого температурного режима в помещении. Это достигается за счет центрального и местного регулирования системы отопления.

Центральное регулирование (качественное) достигается в процессе эксплуатации системы изменением температуры теплоносителя, подаваемого в систему. Местное регулирование (количественное) осуществляется за счет изменения количества подаваемого в приборы теплоносителя с помощью специальных кранов, устанавливаемых на подводках к приборам.

Наиболее распространенным является так называемый кран двойной регулировки (рис. III.15). В некоторых случаях для этих целей используют кран повышенного сопротивления.

Название «кран двойной регулировки» связано с возможностью проведения с его помощью двух регулировок: первичной — монтажной, при регулировке системы отопления после монтажа при сдаче в эксплуатацию; вторичной — эксплуатационной, позволяющей осуществить количественную регулировку теплоотдачи отдельных приборов в процессе эксплуатации. При использовании в системах конвекторов местное дорегулирование может быть осуществлено по воздуху — изменением количества воздуха, проходящего через оребренные поверхности конвектора. Такое регулирование достигается воздушным клапаном, устройство которого значительно дешевле кранов, устанавливаемых на подводках нагревательных приборов. Достоинством способа регулирования теплоотдачи по воздуху является постоянство расхода теплоносителя через приборы систем отопления, что повышает гидравлическую устойчивость систем.

Глава IV

СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 16. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления как с естественной, так и с искусственной циркуляцией подразделяют:

1) по схеме питания приборов: на двухтрубные (вода поступает в приборы по одним стоякам, а отводится по другим) и однотрубные (вода поступает в прибор и отводится из него по одному стояку). В свою очередь однотрубные системы бывают вертикальными (с осевыми или смещенными замыкающими участками и проточные); горизонтальными (с замыкающими участками или проточные);

2) по расположению подающих магистралей: на системы с верхней разводкой (при прокладке подающих магистралей по чердаку или под потолком верхнего этажа) и с нижней разводкой (при прокладке подающих магистралей по подвалу, над полом 1-го этажа или в подпольных каналах).

Кроме того, системы водяного отопления различаются и по направлению движения воды в подающих и обратных магистралях: на тупиковые (при встречном движении воды) и с попутным движением воды (при движении воды в одном направлении).

Системы с естественной циркуляцией воды целесообразно принимать только тупиковые.

Системы водяного отопления, предназначенные для обогрева отдельных квартир, одноэтажных зимних дач, которые питаются теплом от местного источника, называются системами квартирного отопления.

§ 17. РАЗНОВИДНОСТИ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Двухтрубные системы. На рис. IV.1 приведена схема двухтрубной системы водяного отопления с размещением горячих магистральных трубопроводов выше нагревательных приборов. Такая система отопления называется системой с верхней разводкой. Она состоит из следующих элементов: котла *1*, главного стояка *2*, подающего горячего магистрального трубопровода *3*, обратного магистрального трубопровода *4*, горячих стояков *5*, обратных стояков *6*, нагревательных приборов *7*, горячих подводок *8*, обратных подводок *9*, регулирующих кранов у нагревательных приборов *10*, расширительного сосуда *11*, сигнальной трубы *12* с запорным вентилем *13*, трубы для пополнения системы водой *14*, трубы для спуска воды из системы *15*, трубы для удаления воздуха *17*.

На каждой ветви системы могут быть установлены запорные краны *16* для регулирования и выключения какой-либо части системы при необходимости ремонта.

При пуске система наполняется водой до уровня присоединения сигнальной трубы к расширительному сосуду. Когда из сигнальной трубы вода станет поступать в раковину, кран на трубе *14* и запорный вентиль *13* на сигнальной трубе закрывают и приступают к топке котла. Воздух, вытесняемый водой при заполнении системы, и воздух, выделяющийся при нагревании воды, удаляется в атмосферу через воздушную трубу расширительного сосуда. Для того чтобы обеспечить удаление воздуха из системы через расширительный сосуд, горячая магистраль прокладывается от расширительного сосуда с уклоном 0,005—0,01.

При необходимости спуска воды из системы открывается кран на спускной трубе *15*.

Обратная магистраль прокладывается в сторону движения воды с уклоном 0,005—0,002.

Двухтрубные системы с верхней разводкой могут быть как с естественной циркуляцией (см. рис. IV.1), так и насосные (рис. IV.2). В последнем случае на обратном магистральном трубопроводе перед котлом устанавливают циркуляционный насос.

В насосных системах вода при больших скоростях движения (v = = 0,30 *м/сек* и более) увлекает за собой пузырьки воздуха, поэтому для удаления его прокладывают горячие магистральные трубопроводы с подъемом от главного стояка. При этом исключается встречное движение воды и воздуха. В высшей точке системы устанавливается воздухосбор-

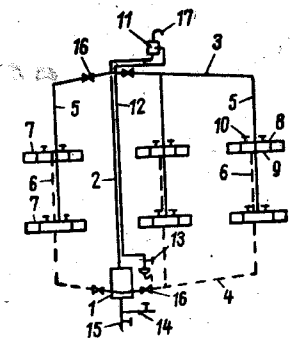


Рис. IV. 1. Двухтрубная система водяного отопления с верхней разводкой и естественным побуждением

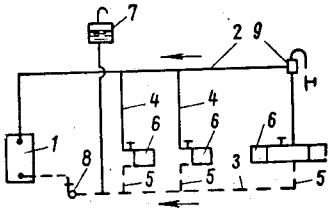


Рис. IV. 2. Насосная система отопления с верхней разводкой

1 — котел; *2* — подающий горячий магистральный трубопровод; *3* — обратный магистральный трубопровод; *4* — горячие стояки; *5* — обратные стояки; *6* — нагревательные приборы; *7* — расширительный сосуд; *8* — насос; *9* — воздушный сборник (стрелками показан уклон трубопроводов)

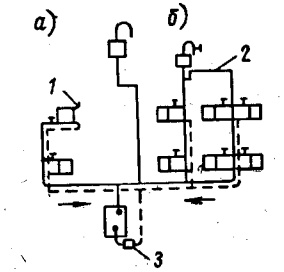


Рис. IV. 3. Двухтрубная система водяного отопления с нижней разводкой

1 — воздушный кран; *2* — воздушная линия; *3* — насос

ник. Расширительный сосуд насосных систем присоединяют к обратной линии перед насосом.

На рис. IV.3 приведена насосная двухтрубная система водяного отопления с нижней разводкой. Поскольку естественное циркуляционное давление в системах отопления с нижней разводкой меньше, чем в системах с верхней разводкой, их рекомендуют применять только при насосном побуждении. Двухтрубные системы с нижней разводкой обладают большей гидравлической устойчивостью по сравнению с системами с верхней разводкой и дают возможность вводить их частично в эксплуатацию по мере строительства здания.

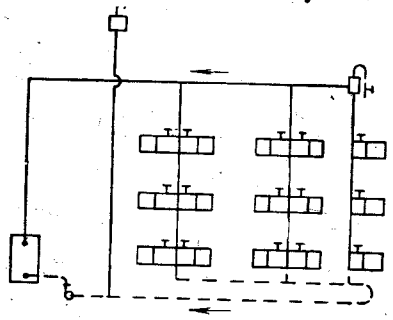


Рис. IV. 4. Система водяного отопления с попутным движением горячей и обратной воды

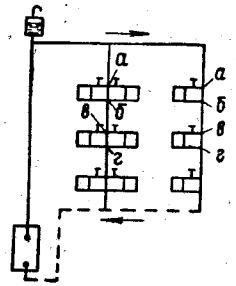


Рис. IV. 5. Однотрубная система с верхней разводкой, с естественной циркуляцией и осевыми замыкающими участками

Воздух из системы с нижней разводкой можно удалять или через воздушные трубы и воздушный сборник (рис. IV.3, *б*), или через воздушные краны (рис. IV.3, *а*), устанавливаемые в верхние радиаторные пробки нагревательных приборов верхнего этажа с присоединением в этом случае горячей подводки к приборам через нижнюю радиаторную пробку. Такое присоединение обеспечивает лучшее удаление воздуха и циркуляцию воды через верхние приборы. Однако следует отметить необходимость увеличения поверхности нагревательных приборов верхних этажей при подаче воды в приборы по схеме снизу—вниз, поскольку в данном случае теплоотдача их понижается.

На рис. IV.4 приведена двухтрубная система с насосным побуждением с попутным движением воды в подающей горячей и сборной обратной магистралях.

Однотрубные вертикальные системы отопления с верхней разводкой

Однотрубная система с верхней разводкой, естественной циркуляцией и осевыми замыкающими участками приведена на рис. IV.5. Вода из котла поступает в главный стояк, а из него в горячую магистраль, откуда она распределяется по отдельным стоякам. В точках *а* присоединения приборов верхнего этажа к стоякам часть воды из них направляется в нагревательные приборы, а часть — в осевые замыкающие участки. В точках *б* вода, охладившаяся в приборах, смешивается с водой, поступающей по замыкающему участку. Далее вода поступает в точки *в* присоединения приборов нижележащего этажа, причем часть воды поступает в приборы, а другая часть — по замыкающему участку в точку *г*, где смешивается с водой, охладившейся в нагревательных приборах.

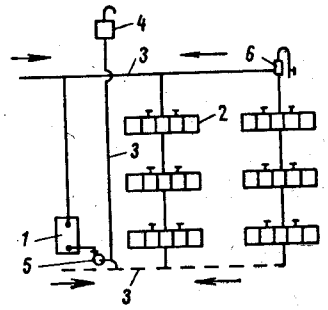


Рис. IV.6. Однотрубная система отопления с верхней разводкой, с насосным побуждением и смещенными замыкающими участками

1 — котел; *2* — нагревательные приборы; *3* — трубопровод; *4* — расширительный сосуд; *5* — циркуляционный насос; *6* — воздухосборник

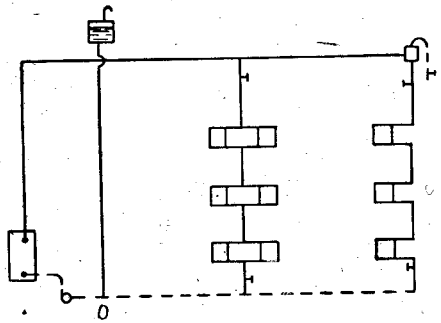


Рис. IV. 7. Однотрубная система с верхней разводкой, с насосным побуждением, проточная, нерегулируемая

Проходя указанным образом через приборы всех этажей, вода постепенно охлаждается и из стояков направляется в обратную магистраль, а из нее — в котел.

Однотрубная система с верхней разводкой, насосным побуждением и смещенными замыкающими участками приведена на рис. IV.6. Смещение замыкающих участков в сторону приборов увеличивает поступление воды в нагревательные приборы, что приводит к уменьшению их поверхности нагрева и создает необходимые условия для компенсации теплового удлинения стояков.

Монтаж этих систем несколько сложнее. Увеличивается число фасонных частей и типоразмеров подводок.

Однотрубная система с верхней разводкой, насосным побуждением, проточная, нерегулируемая приведена на рис. IV.7. В такой системе вода, поступающая из горячей магистрали в стояки, последовательно проходит по всем приборам стояка. Кранов на подводках к приборам не устанавливают.

Однотрубная система с верхней разводкой, насосным побуждением, смещенными замыкающими участками с трехходовыми кранами, проточная приведена на рис. IV.8. Вода, поступившая в питающие стояки, проходит последовательно через все приборы каждого

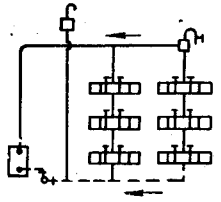


Рис. IV.8. Однотрубная система с верхней разводкой, с насосным побуждением, со смещенными замыкающими участками, проточная

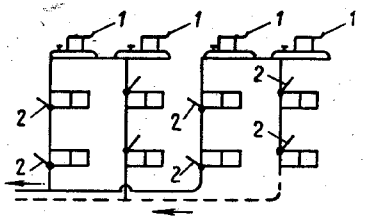


Рис. IV.9. Однотрубные вертикальные системы с нижней разводкой, с трехходовыми кранами, проточная

1—краны воздушные; *2*—краны трехходовые

стояка. В замыкающие участки вода поступает с помощью трехходовых кранов лишь в том случае, когда прибор надо выключить или уменьшить его теплоотдачу. Поверхность нагрева приборов в данном случае получается несколько меньше, чем в системах с осевыми замыкающими участками.

Однотрубные вертикальные системы отопления с нижней разводкой могут быть: с трехходовыми кранами, проточные (рис. IV.9); с замыкающими участками и кранами двойной регулировки (рис. IV.10).

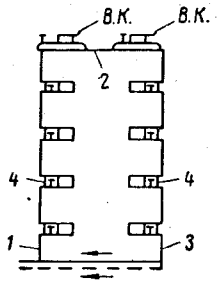


Рис. IV.10. Однотрубная вертикальная система с нижней разводкой, с замыкающими участками и кранами двойной регулировки

1—подъемный участок; *2*—горизонтальный участок; *3*—опускной участок; *4*—краны двойной регулировки

Стояки этих систем состоят из подъемного, горизонтального и опускного участков. К стоякам присоединены односторонние нагревательные приборы. Воздух из системы удаляется через воздушные краны, устанавливаемые в верхних пробках радиаторов верхних этажей.

Недостатки этих систем: увеличение поверхности нагрева приборов на опускном участке стояка и более сложная эксплуатация,

Однотрубные горизонтальные системы отопления с насосным побуждением

Такие системы бывают: с замыкающими участками с возможным поэтажным и индивидуальным выключением и регулированием приборов (рис. IV.11) и проточные с возможным поэтажным регулированием (рис. IV.12).

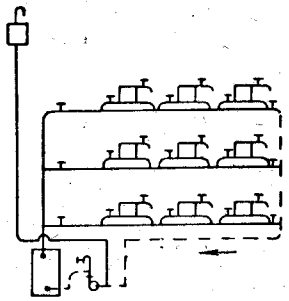


Рис. IV.11. Однотрубная горизонтальная система с замыкающими участками

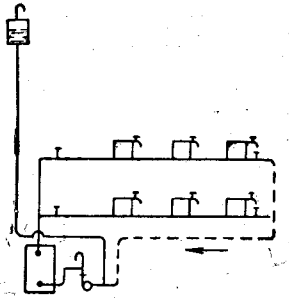


Рис. IV.12. Однотрубная горизонтальная проточная система отопления

Преимущества однотрубных систем отопления заключаются в меньшем расходе труб, более простом монтаже, большей возможности унификации деталей трубопроводов, радиаторных узлов, а так же более устойчивом тепловом и гидравлическом режиме работы.

К недостаткам следует отнести перерасход нагревательных приборов в сравнении с двухтрубными системами отопления.

Квартирные системы отопления. На рис. IV.13 приведена схема с верхней разводкой и прокладкой обратной магистрали ниже нагревательных приборов над полом или в каналах.

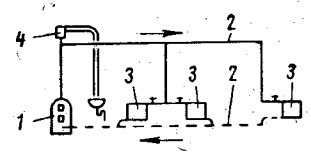


Рис. IV.13. Система квартирного отопления с верхней разводкой

1—котел; *2*—трубопровод; *3*—нагревательные приборы; *4*—расширительный сосуд

Циркуляция воды в этих системах происходит за счет остывания воды в нагревательных приборах и трубопроводах.

§ 18. ДЕТАЛИ УСТРОЙСТВА СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Устройства для наполнения и опорожнения систем

В том случае, если давление в водопроводной сети окажется недостаточным для заполнения водой системы водяного отопления, для подкачки воды в систему используется ручной насос. Он же

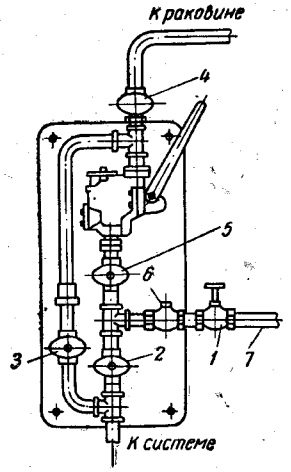


Рис. IV. 14. Схема устройства для наполнения и спуска системы

1 — вентиль; *2—5* — краны; *6* — обратный клапан; *7* — водопровод

применяется для выкачки воды из нижних частей системы. На рис. IV.14 приведена схема установки ручного насоса для наполнения и спуска воды из системы отопления.

Если система может быть заполнена водой помимо насоса, открывают вентиль *1* и кран *2*, а краны *3*, *4* и *5* должны быть закрыты. При питании системы при помощи насоса должны быть открыты вентиль *1* и краны *3* и *5*, а остальные краны закрыты. Между насосом и вентилем *1* устанавливают обратный клапан *6* с целью устранения возможной утечки воды из системы в водопроводную сеть при понижении в ней давления. При спуске воды из системы краны *2*, *5* и вентиль *1* закрывают и открывают краны *3* и *4*.

При необходимости откачки воды из нижних частей системы, находящихся ниже уровня расположения раковины, вентиль *1* и кран *3* закрывают, а краны *2*, *5* и *4* открывают.

Расширительный сосуд

Конструктивное оформление расширительного сосуда. Назначение расширительного сосуда — вмещать прирост воды, получающийся при ее нагревании. В системах с естественной циркуляцией через расширительный сосуд удаляется и воздух из систем.

Расширительные сосуды изготовляются цилиндрическими или прямоугольными из листовой стали толщиной 3—4 *мм* с соединением отдельных листов на сварке.

Верхняя часть сосуда снабжается герметичным люком с уплотнением его резиновой прокладкой. Внутри и снаружи расширительный сосуд окрашивается масляной краской.

Расширительные сосуды устанавливаются в утепленной будке на чердаке отапливаемого здания выше самой высокой точки системы отопления и покрываются тепловой изоляцией. Если установить расширительный сосуд на чердаке нельзя, его размещают в верхней части лестничной клетки.

Для того чтобы обеспечить циркуляцию воды в расширительном сосуде, его присоединяют к системе с естественной циркуляцией расширительной и циркуляционной трубами к подающему трубопроводу (рис. IV.15), а к системе с насосной циркуляцией — теми же трубами к обратному трубопроводу перед насосом с расстоянием между точками присоединения их не менее 2 *м*.

Переливные и сигнальные трубы выводятся к раковине, размещенной в котельной. О высоте расположения уровня воды в расширительном сосуде можно судить и по показаниям манометра, установленного на трубопроводе системы отопления в котельной.

Переливная труба необходима для удаления воздуха из системы и отвода воды из расширительного сосуда при его переполнении в случае засорения сигнальной трубы.

Полезной емкостью расширительного сосуда считают объем между присоединяемыми к сосуду трубами сигнальной и переливной.

Определение емкости расширительного сосуда. Объем расширительного сосуда должен быть не менее прироста воды в системе. Увеличение объема воды в системе определяют допуская, что во время перерывов в топке колебание температуры воды в системе Δt будет не более 25°. Расчет ведут по формуле

$$\Delta V = V_{\text{сист}}\,\Delta t\alpha, \qquad \text{(IV.1)}$$

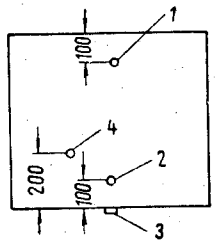


Рис. IV.15. Расширительный сосуд

1 — штуцер переливной трубы; *2* — то же, циркуляционной трубы; *3* — то же, расширительной трубы; *4* — то же, сигнальной трубы

где $V_{\text{сист}}$ — объем воды в системе;

α — коэффициент объемного расширения воды ($\alpha = 0{,}0006$);

Δt — колебание температуры воды в системе отопления.

В целях создания некоторого запаса объема воды для компенсации возможной утечки ее из системы или повышения величины колебания ее температуры Δt полезный объем расширительного сосуда должен быть рассчитан на трехкратный прирост. Тогда

$$V_{\text{р.с}} = 3\Delta V_{\text{сист}} = 3V_{\text{сист}}\,\Delta t\alpha \ л. \qquad \text{(IV.2)}$$

Подставляя в формулу цифровые значения Δt и α, имеем

$$V_{\text{р.с}} = 3 \cdot 0{,}0006 \cdot 25 V_{\text{сист}} = 0{,}045 V_{\text{сист}} \ л. \qquad \text{(IV.3)}$$

При определении объема воды в системе отопления объем воды в отдельных элементах систем на каждые 1000 *ккал/ч* теплопроизводительности можно принимать по табл. IV.1.

Диаметры труб, присоединенных к расширительному сосуду, можно принимать по табл. IV.2.

Пример определения емкости расширительного сосуда. Определить емкость расширительного сосуда для системы отопления с насосной циркуляцией с теплопроизводительностью 300 000 *ккал/ч*. Температура горячей воды 95° С и обратной 70° С. Нагревательные приборы — радиаторы М-140. Котлы чугунные секционные. Объем расширительного сосуда должен быть равен:

$$V_{\text{р. с}} = 0{,}045\,V_{\text{сист}} = 0{,}045\,(V_1 + V_2 + V_3) =$$
$$= 0{,}045\,(10 \cdot 300 + 8 \cdot 300 + 3 \cdot 300) \approx 283{,}5 \ л.$$

Таблица IV.1

Объем воды в элементах систем отопления

Элементы системы отопления	Объем воды в *л* на 1000 *ккал/ч* при перепаде температур воды в системе	
	95—70°	130—70°
Чугунные радиаторы высотой 500 *мм*	10	7,5
То же, 1000 *мм*	25	19
Греющие бетонные панели	2	1,5
Ребристые трубы	6,5	5
Пластинчатые калориферы	0,50	0,50
Трубопроводы систем с естественной циркуляцией	16	—
То же, с искусственной циркуляцией	8	6
Котлы чугунные секционные	3	—
Котлы стальные жаротрубные	30	—

Таблица IV.2

Диаметр труб расширительного сосуда

Емкость расширительного сосуда в *л*	Диаметр труб в *мм*			
	расширительная	циркуляционная	сигнальная	переливная
До 150	25	20	20	32
» 400	25	20	20	40
Более 400	32	25	20	50

Здесь:
V_1 — объем воды в *л* в нагревательных приборах;
V_2 — то же, в трубопроводах;
V_3 — то же, в котле.

Принимаем к установке расширительный сосуд 6Е010 с полезной емкостью 397 *л* по Справочнику проектировщика Сантехпроекта.

Влияние места присоединения расширительного сосуда на работу системы отопления. Как было указано выше, в насосных системах отопления расширительный сосуд присоединяют к обратному трубопроводу перед циркуляционным насосом. Рассмотрим возможность присоединения его к горячей магистрали (рис. IV.16).

При бездействии насоса давления будут равны: в точке присоединения расширительного сосуда *0*

$$p_0 = p_{атм} + h_0\gamma;$$

в точке *A*

$$p_A = p_{атм} + h_1\gamma;$$

в точке *B*

$$p_B = p_{атм} + h_0\gamma,$$

где $p_{атм}$ — атмосферное давление (расширительный сосуд сообщается с атмосферой);

$h_0\gamma$ — гидростатическое давление столба воды высотой h_0 и объемным весом γ *кг/м³* в точках *0* и *B*;

соответственно $h_1\gamma$ — давление в точке *A*.

При работе насоса уровень воды в расширительном сосуде остается неизменным, поскольку количество поступающей воды к точке *0* в единицу времени такое же, какое от нее отводится.

Таким образом, давление в точке *0* будет неизменным и равно:

$$p_0 = p_{атм} + h_0\gamma;$$

давление в точке *A*

$$p_A = p_{атм} + h_1\gamma + \Sigma(Rl + Z)_{A0},$$

где $\Sigma(Rl + Z)_{A0}$ — потери давления на преодоление сопротивления трения (Rl) и местных сопротивлений (Z) на участке *A0*:

давление в точке *B*

$$p_B = p_{атм} + h_0\gamma - \Sigma(Rl + Z)_{0B},$$

где $\Sigma(Rl + Z)_{0B}$ — потери на преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений на участке *0B*.

Из последнего выражения видно, что если $h_0\gamma < \Sigma(Rl + Z)_{0B}$, то давление в точке *B* будет ниже атмосферного и при температуре воды 90—95° С возможно вскипание воды и разрыв струи, что вызовет нарушение нормальной циркуляции воды.

Поднимая расширительный сосуд, можно достичь того, что гидростатическое давление $h_0\gamma$ будет больше $\Sigma(Rl + Z)_{0B}$, и в этом случае расширительный сосуд допустимо присоединить к горячей магистрали.

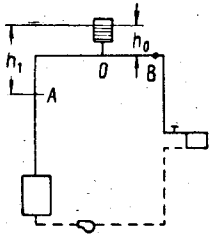


Рис. IV. 16. Присоединение расширительного сосуда в насосных системах отопления к горячей магистрали

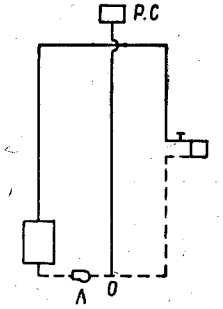


Рис. IV. 17. Присоединение расширительного сосуда к обратной магистрали перед насосом

Поэтому, чтобы всегда обеспечить во всех точках насосной системы давление выше атмосферного, расширительный сосуд присоединяют к обратной магистрали перед всасывающим патрубком (рис. IV.17). При таком присоединении под всасывающим действием насоса окажется только участок трубопровода *0A* (от точки постоянного давления до центра насоса), на котором потери на преодоление сопротивлений будут незначительными и всегда меньшими, чем гидростатическое давление для всех точек этого участка.

Циркуляционные насосы

Циркуляционный насос в системах водяного отопления с насосным побуждением предназначен только для перемещения воды по трубопроводам и создания циркуляционного давления.

Производительность насоса определяют по формуле

$$G = \frac{Q}{t_г - t_о} \text{ кг/ч}, \qquad \text{(IV.4)}$$

где Q — тепломощность системы в *ккал/ч*;
$t_г$ — температура горячей воды в *град*;
$t_о$ — температура обратной воды в *град*.

Объем перемещаемой воды насосом

$$V = \frac{G}{\gamma}\ м^3/ч, \qquad (IV.5)$$

где γ — объемный вес воды в $кг/м^3$.

Циркуляционное давление, создаваемое насосом, определяют согласно расчету, приведенному в главе V.

Подбор насоса и его установка. В качестве циркуляционных насосов применяют в основном центробежные. Однако эти насосы

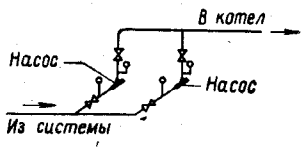


Рис. IV. 18. Схема установки насосов ЦНИПС

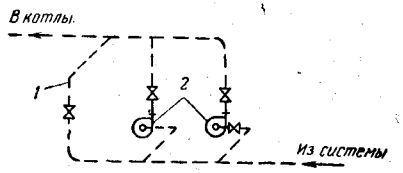


Рис. IV. 19. Схема установки циркуляционных насосов
1—обводная линия; *2*—насосы

имеют большую производительность и одновременно создают большое давление. Поэтому их наиболее целесообразно устанавливать в котельных, обслуживающих несколько зданий. При работе на малых давлениях к. п. д. таких насосов низкий.

В связи с этим для систем отдельных зданий рекомендуется применять диагональные насосы ЦНИПС, создающие при большой производительности небольшие циркуляционные давления. Эти насосы имеют незначительные габариты и монтируются непосредственно на трубопроводах в горизонтальном или вертикальном положении (рис. IV.18). В котельных, как правило, устанавливают два насоса (один рабочий, другой резервный). Во избежание передачи шума в помещения отапливаемого здания фундаменты, на которых устанавливают центробежные насосы, не следует жестко связывать со строительными конструкциями. Насосы включают в обратную магистраль перед котлами, снабжают обводной линией, позволяющей регулировать их работу.

При остановке насоса при наличии обводной линии все же может быть обеспечена незначительная естественная циркуляция воды в системе. Схема установки центробежных насосов приведена на рис. IV.19.

Мощность, потребляемая насосами ЦНИПС, незначительна.

Зная необходимую производительность и расчетное давление, циркуляционный насос подбирают по рабочим характеристикам или по каталогам заводов-изготовителей.

Производительность, давление и число оборотов насоса при несовпадении их с данными завода-изготовителя пересчитываются по формулам:

$$G_1 = G\frac{n_1}{n}; \qquad (IV.6)$$

$$H_1 = H\left(\frac{n_1}{n}\right)^2; \qquad (IV.7)$$

$$N_1 = N\left(\frac{n_1}{n}\right)^3, \qquad (IV.8)$$

где G, H и N — производительность, давление и мощность насоса при числе оборотов n;
G_1, H_1 и N_1 — требуемые производительность, давление и мощность насоса при числе оборотов n_1.

Иногда число оборотов подобранного центробежного насоса не совпадает с числом оборотов электродвигателя. В этом случае следует применять клиноременную передачу. Диаметры шкивов электродвигателя и насоса определяют из равенства:

$$\pi d_н n_н = \pi d_э n_э, \qquad (IV.9)$$

$$\frac{d_н}{d_э} = \frac{n_э}{n_н}.$$

Мощность электродвигателя для циркуляционного насоса определяют по формуле

$$N = \frac{GH}{3600 \cdot 102\,\eta_н\,\eta_{р.п}}\ квт, \qquad (IV.10)$$

где N — мощность, потребляемая насосом, в *квт*;
G — количество воды, перемещаемое насосом, в *кг/ч*;
H — давление, создаваемое насосом, в *м вод. ст.*;
$\eta_н$ — к. п. д. насоса;
$\eta_{р.п}$ — к. п. д. клиноременной передачи, принимаемый равным 0,95.

При установке электродвигателя на одном валу с насосом мощность электродвигателя $N_у = k_1 N$, k_1 — коэффициент запаса, принимаемый для электродвигателей мощностью до 0,50 *квт* — 1,5; 0,5—1 *квт* — 1,3; 1,01—2 *квт* — 1,2; 2,01—5 *квт* — 1,15; больше 5 *квт* — 1,10.

§ 19. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией могут применяться для зданий небольшой протяженности и в том случае, если отсутствует и в дальнейшем не предполагается устройство централизованного теплоснабжения.

Радиус действия систем с естественной циркуляцией следует принимать не более 30 *м* при расстоянии от середины высоты котла до середины нижнего прибора отопления не менее 3 *м*. В системах квартирного водяного отопления с естественной циркуляцией в связи с большим охлаждением воды в трубопроводе допускается установка генератора тепла и нагревательных приборов на одном уровне.

Как правило, системы водяного отопления следует применять с искусственным побуждением. Диаметры труб в насосных системах благодаря большему давлению, создаваемому насосом, значительно меньше, чем в системах водяного отопления с естественной циркуляцией, и радиус их действия велик. Стоимость устройства насосных систем отопления меньше, чем систем с естественной циркуляцией. Применение систем водяного отопления наиболее целесообразно в жилых, гражданских и промышленных зданиях (СНиП II-Г.7-62, табл. 9). Двухтрубные системы рекомендуется применять с верхней разводкой в зданиях до трех этажей включительно. Однотрубные вертикальные системы с осевыми или смещенными замыкающими участками рекомендуется применять для зданий высотой более трех этажей. Однотрубные вертикальные проточные регулируемые и нерегулируемые системы можно применять независимо от этажности здания. Однотрубные вертикальные системы с нижней разводкой рекомендуется применять в бесчердачных зданиях, однотрубные горизонтальные системы — в случае необходимости поэтажного выключения системы отопления здания.

Системы с попутной схемой разводки следует проектировать при невозможности увязки потерь давления в отдельных кольцах систем отопления.

Температуру воды в системах водяного отопления принимают в зависимости от назначения помещений в соответствии с п. 3.25 СНиП II-Г.7-62.

§ 20. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Экономические требования к системам отопления заключаются в том, чтобы затраты средств на устройство систем и эксплуатацию были наименьшими.

Наиболее важными показателями каждой системы являются тот или иной расход металла и затраты труда.

В насосных системах в связи с циркуляционным давлением, в несколько раз бо́льшим, чем в системах с естественной циркуляцией, сечение магистральных труб в 3—4 раза меньше, чем в последних.

Расходы на эксплуатацию насосных систем отопления отличаются от затрат на системы с естественной циркуляцией на величину стоимости электроэнергии, потребной для работы циркуляционного насоса. Поскольку первоначальная стоимость системы с насосным

побуждением меньше системы с естественной циркуляцией, расходы на ее амортизацию меньше.

В табл. IV.3 приведены для различных видов систем водяного насосного отопления показатели по расходу радиаторов, труб и затратам на монтаж.

Таблица IV.3

Технико-экономические показатели различных видов систем водяного насосного отопления[1]

Системы	Показатели в %		
	расход радиаторов	расход труб по весу	трудозатраты на монтаж
Двухтрубная с верхней разводкой	100	100	100
» с нижней разводкой с воздушными кранами у приборов	100	95	102
То же, с воздушными трубами	100	105	102
Однотрубная с осевыми замыкающими участками без сжимов	115,5	93	91
То же, со сжимами	108,5	91	92
Однотрубная проточная регулируемая вертикальная система с нижней разводкой трубопровода, с односторонним присоединением приборов и установкой трехходовых кранов	99,5	91	91
Однотрубная проточная нерегулируемая система	98	91	70
Горизонтальная проточная с воздухоотводными трубами	98	128	75
То же, с воздушными кранами	98	116	60
Однотрубная с одним замыкающим смещенным участком	107	93	103
То же, с двумя замыкающими участками	108	96	135

Примечания: 1. В таблице не учтено уменьшение расхода радиаторов за счет тепла, поступающего в помещение от труб при их открытой прокладке.
2. Данные таблицы составлены по материалам сравнения систем четырехпятиэтажных жилых зданий.

[1] Таблица составлена инженерами В. В. Белоусовым и Ф. С. Михайловым.

Наиболее экономичными являются однотрубные системы отопления.

Глава V

РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

§ 21. ЦИРКУЛЯЦИОННОЕ ДАВЛЕНИЕ В СИСТЕМАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

В замкнутом, полностью заполненном водой контуре трубопроводов системы отопления передача тепла от источника к нагревательным приборам происходит за счет регулярной циркуляции воды. Циркуляционное движение поддерживается силами, которые в гидравлическом расчете определяются как циркуляционное давление. В системах водяного отопления помимо естественного давления, возникающего в связи с разностью объемных весов воды, может быть создано искусственное побуждение циркуляции с помощью насоса или элеватора.

Естественное циркуляционное давление от охлаждения воды в нагревательных приборах

Изменения температуры воды в системе происходят в основном в тепловом пункте, где вода нагревается, и в нагревательных приборах, где она охлаждается. В связи с этим часть трубопроводов системы от теплового пункта до нагревательных приборов постоянно заполнена нагретой водой, а от приборов до теплового пункта — охлажденной, несмотря на то что вода непрерывно движется в замкнутом контуре трубопроводов.

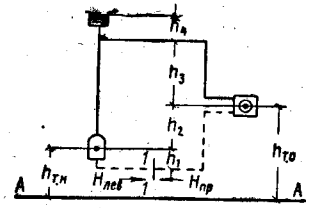


Рис. V. 1. Схема к определению естественного давления для простейшей системы водяного отопления

На примере простейшей схемы (рис. V.1) определим величину возникающего естественного (гравитационного) циркуляционного давления H_e в *кг/м²*. В горячем трубопроводе, обозначенном сплошной линией, вода имеет температуру $t_г$ в *град* и объемный вес $\gamma_г$ в *кг/м³*.

Трубопровод с охлажденной водой температурой $t_о$ и объемным весом $\gamma_о$ обозначен на схеме пунктиром. Взаимное расположение по высоте отдельных элементов системы отопления обозначено на схеме h_1, h_2, h_3 и h_4. Принято, что нагрев воды происходит в середине котла, а охлаждение в середине нагревательного прибора. Вода в трубопроводах не охлаждается.

Для сечения *1—1* трубопровода обратной магистрали определим гидростатические давления воды, действующие на это сечение справа и слева. Разностью этих давлений будет избыточное циркуляционное давление, под влиянием которого происходит движение воды в замкнутом контуре трубопроводов системы. Давление столба воды справа равно:

$$H_{пр} = h_1 \gamma_о + h_2 \gamma_о + h_3 \gamma_г + h_4 \gamma_г. \qquad (V.1)$$

Давление столба воды слева равно:

$$H_{лев} = h_1 \gamma_о + h_2 \gamma_г + h_3 \gamma_г + h_4 \gamma_г. \qquad (V.2)$$

Разность между ними равна:

$$H_e = H_{пр} - H_{лев} = h_2 (\gamma_о - \gamma_г). \qquad (V.3)$$

Отсюда следует, что располагаемое естественное циркуляционное давление равно разности объемных весов нагретой и охлажденной воды в *кг/м²*, умноженной на расстояние по вертикали между точками нагрева и охлаждения воды в *м*. Однако можно отметить следующее. Если ввести произвольную плоскость отсчета высот $A - A$ (см. рис. V.1) и обозначить высоту точки охлаждения нагревательного прибора $h_{т.о}$ и высоту точки нагрева в тепловом узле $h_{т.н}$, то, имея в виду, что $h_2 = h_{т.о} - h_{т.н}$, равенство (V.3) можно записать в виде:

$$H_e = (h_{т.о} - h_{т.н})(\gamma_о - \gamma_г) = h_{т.о}(\gamma_о - \gamma_г) + h_{т.н}(\gamma_г - \gamma_о), \qquad (V.4)$$

т. е. располагаемое циркуляционное давление равно сумме произведений высот точек нагрева и охлаждения на разность объемных весов воды после и до этих точек, считая по направлению движения воды. Это определение можно распространить и на общий случай, когда в замкнутом контуре трубопровода произвольно расположено несколько точек нагрева и охлаждения (рис. V.2). В этом общем случае гравитационное циркуляционное давление H_e можно определить уравнением

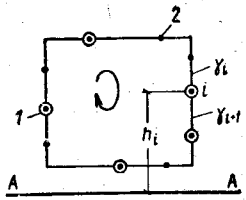


Рис. V. 2. Схема к определению естественного давления для общего случая произвольного расположения в контуре системы точек нагрева и охлаждения

1 — точки нагрева; *2* — точки охлаждения

$$H_e = \sum h_i (\gamma_{i+1} - \gamma_i). \qquad (V.5)$$

Таким образом, гравитационное циркуляционное давление в замкнутом контуре трубопроводов с произвольно расположенными в нем точками нагрева и охлаждения равно сумме произведений высот отдельных точек нагрева и охлаждения над произ-

вольно принятым уровнем отсчета на разность объемных весов воды после и перед этими точками по направлению циркуляции воды в контуре.

Определение H_e в двухтрубных системах отопления

В двухтрубных системах нагревательные приборы соединены по теплоносителю параллельно. К прибору каждого этажа подходит вода с параметрами $t_г$ и $\gamma_г$ и уходит с $t_о$ и $\gamma_о$ (рис. V.3). Циркуляционное кольцо через прибор каждого этажа имеет свое значение H_e благодаря разным высотам расположения их над центром котла. Для прибора I этажа

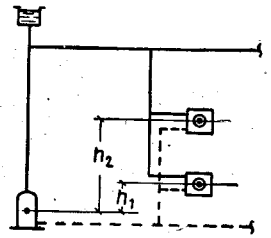


Рис. V. 3. Схема к определению естественного давления для двухтрубной системы отопления

$$H_{e\,I эт} = h_1(\gamma_о - \gamma_г); \qquad (V.6)$$

для прибора II этажа

$$H_{e\,II эт} = h_2(\gamma_о - \gamma_г). \qquad (V.7)$$

Значение h_1 меньше h_2, поэтому и $H_{eIэт}$ меньше $H_{eIIэт}$.

В связи с указанным, особенностью двухтрубных систем является то, что величины располагаемого давления H_e в циркуляционных кольцах различны в зависимости от расположения нагревательных приборов относительно точки нагрева в тепловом пункте. С этим обстоятельством связаны: трудность гидравлической увязки циркуляционных колец приборов разных этажей, а также наблюдающаяся разрегулировка, гидравлическая и тепловая неустойчивость двухтрубных систем. В связи с этим применение двухтрубных систем с верхней разводкой ограничено зданиями до четырех этажей и не допускается установка приборов ниже точки нагрева в тепловом пункте.

Определение H_e в однотрубных системах отопления

В однотрубных системах нагревательные приборы соединены последовательно по движению теплоносителя, поэтому каждый последующий прибор получает воду с более низкой температурой и большим объемным весом, чем предыдущий (рис. V.4).

Обычно как основной рассматривают контур через участки стояка и замыкающие участки приборов. Для определения H_e в контуре нужно знать температуру воды на всех участках. Для определения температуры теплоносителя на участках стояка между

нагревательными приборами смежных этажей нужно знать доли их теплоотдачи q в общей теплоотдаче стояка, которая принимается за единицу:

$$q_1 + q_2 + \ldots = 1. \qquad (V.8)$$

Перепады температуры на участках стояка между точками смешения воды, выходящей из приборов и идущей по стояку, пропорциональны долям q теплоотдачи приборов. В данном случае (рис. V.4) при общей теплоотдаче стояка, соответствующей полному перепаду температур $t_г - t_о$, долям теплоотдачи для прибора I этажа соответствует перепад $\Delta t_1 = q_1(t_г - t_о)$, а для прибора II этажа — перепад $\Delta t_2 = q_2(t_г - t_о)$. Поскольку здание двухэтажное, неизвестной является только температура на участке стояка между нагревательными приборами, равная температуре смеси ($t_{см}$) воды, идущей по стояку, с водой, поступающей из прибора второго этажа (на рисунке этот участок обозначен жирной линией). Согласно последнему уравнению температура $t_{см}$ может быть определена по формуле

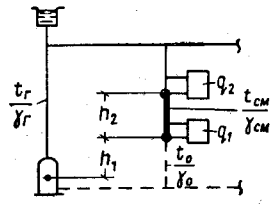


Рис. V. 4. Схема к определению естественного давления для однотрубной системы отопления

$$\Delta t_2 = t_г - t_{см} = q_2(t_г - t_о) \text{ и } t_{см} = t_г - q_2(t_г - t_о). \qquad (V.9)$$

В общем случае при большом числе приборов на стояке температура смеси воды $t_{см\,x}$ в произвольном сечении x стояка между смежными приборами будет равна:

$$t_{см\,x} = t_г - \sum q\,(t_г - t_о), \qquad (V.10)$$

где $\sum q$ — доля теплоотдачи всех верхних приборов до сечения x в общей теплоотдаче стояка.

Зная температуру смеси $t_{см}$, легко установить величину гравитационного циркуляционного давления. Для этого можно воспользоваться способом сопоставления столбов воды, как это было сделано в простейшем случае в формулах (V.1) — (V.3), и тогда

$$H_e = h_1(\gamma_о - \gamma_г) + h_2(\gamma_{см} - \gamma_г), \qquad (V.11)$$

или общей формулой (V.5), тогда

$$H_e = (h_1 + h_2)(\gamma_{см} - \gamma_г) + h_1(\gamma_о - \gamma_{см}). \qquad (V.12)$$

Легко убедиться, что эти формулы приводят к одинаковому результату. Особенность однотрубных систем в том, что величина H_e одна для всего стояка и прямо не связана с отдельными приборами. Это облегчает гидравлическую увязку отдельных колец системы.

Во время работы система устойчива в гидравлическом и тепловом отношении. Для однотрубной системы нет ограничений в расположении приборов ниже точки нагрева и применении в зависимости от этажности здания.

Дополнительное гравитационное давление от охлаждения воды в трубопроводах

Кроме понижения температуры воды в нагревательных приборах имеет место дополнительное ее охлаждение по длине трубопроводов системы. Изменение температур в трубопроводах вызывает дополнительное гравитационное давление ΔH. Его можно подсчи-

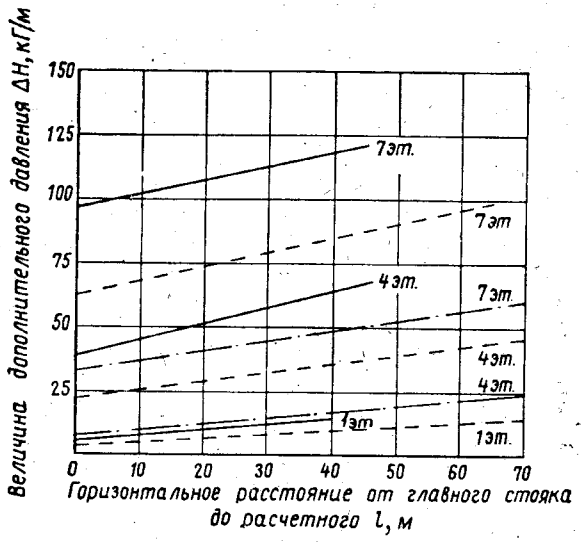


Рис. V. 5. График для определения дополнительного естественного давления от охлаждения воды в трубопроводах системы

——— двухтрубная система с естественной циркуляцией;
– – – двухтрубная система с искусственной циркуляцией;
—·—·— однотрубная система с искусственной циркуляцией

тать, пользуясь общей формулой (V.5), если предположить, что охлаждение по длине каждого участка трубопровода сосредоточено в его центре, как в точке охлаждения (см. рис. V.2), тогда

$$\Delta H = \sum h_k (\gamma_{k+1} - \gamma_k), \qquad (V.13)$$

где индекс k обозначает номер условных точек охлаждения в середине участков трубопровода. Обычно величину ΔH не рассчитывают, а определяют по таблицам или графикам. Приводим один из таких графиков (рис. V.5), составленный П. Ю. Гамбургом. Дополнительное давление от охлаждения воды в трубах важно учитывать при расчете небольших систем с естественной циркуляцией воды. В квартирных системах отопления циркуляция воды происходит в основном под влиянием ΔH, поскольку в этих системах нагревательные приборы обычно не удается расположить выше точки нагрева воды.

В системах с нижней разводкой дополнительное давление ΔH небольшое, поэтому обычно его не учитывают.

Отметим, что при определении гравитационных давлений в расчетах, не требующих высокой точности, возможно воспользоваться следующим упрощением. Разность объемных весов воды при температурах 95 и 70° С равна 15,91 *кг/м*³. В обычном для водяных систем диапазоне температур можно принять линейную зависимость между объемным весом и температурой, считая, что изменению температуры на 1° соответствует изменение объемного веса на

$$\frac{15{,}91}{25} = 0{,}64 \ кг/м^3 \cdot град.$$

Тогда вместо $\Delta\gamma = \gamma_1 - \gamma_2$ во всех предыдущих формулах можно ввести в расчет $\Delta t = t_2 - t_1$. имея в виду, что

$$\gamma_1 - \gamma_2 \approx 0{,}64 (t_2 - t_1). \qquad (V.14)$$

В инженерных расчетах такая замена допустима и может значительно облегчить расчет.

Расчетное циркуляционное давление в системах водяного отопления

В системах с естественной циркуляцией расчетное циркуляционное давление $H_{р.ц}$ определяется только гравитационными силами, поэтому оно равно:

$$H_{р.ц} = H_е + \Delta H. \qquad (V.15)$$

В системах с искусственным побуждением (насосные системы) $H_{р.ц}$ определяется по формуле

$$H_{р.ц} = H_{поб} + \beta (H_е + \Delta H). \qquad (V.16)$$

Исходя из технико-экономических расчетов рекомендуется принимать $H_{поб}$ — давление, создаваемое побудителем циркуляции (насосом или элеватором) при обычной протяженности колец системы около 120 *м*, равным 1000—1200 *кг/см*². Можно приближенно принимать для систем произвольной протяженности

$$H_{поб} = 8 \sum l, \qquad (V.17)$$

где Σl — сумма длин участков расчетного кольца.

Коэффициент β в (V.16) определяет долю максимального гравитационного давления, которую целесообразно учитывать в

расчетных условиях. В нормах рекомендуется принимать для двухтрубных систем коэффициент β равным 0,7—0,5. Для однотрубных систем $\beta = 1{,}0$.

Пример V.1. Определить расчетное циркуляционное давление для различных видов систем водяного отопления ($t_г = 95°$ С и $t_о = 70°$ С) в двухэтажном здании.

1. Для двухтрубной системы с естественной циркуляцией (см. рис. V.3) имеем $h_1 = 2{,}25$ *м*, $h_2 = 5{,}25$ *м*.

Величины $H_е$ для I и II этажей по формулам (V.3) и (V.14) равны:

$$H_{е\ I\ эт} = 2{,}25 \cdot 0{,}64\,(95-70) = 36\ кг/м^2;$$

$$H_{е\ II\ эт} = 5{,}25 \cdot 0{,}64\,(95-70) = 84\ кг/м^2.$$

При расстоянии до расчетного стояка 10 *м* по графику рис. V.5:

$$\Delta H = 10\ кг/м^2, \text{ поэтому}$$

$$H_{р.ц\ I\ эт} = 36+10 = 46\ кг/м^2;$$

$$H_{р.ц\ II\ эт} = 83+10 = 93\ кг/м^2.$$

Разница в циркуляционных давлениях для колец через приборы II и I этажей $93-46 = 47$ *кг/м²*.

2. Для однотрубной системы с естественной циркуляцией (см. рис. V.4) имеем $h_1 = 2$ *м*, $h_2 = 3$ *м*. Теплоотдача стояка равна 2200 *ккал/ч*, а прибора II этажа 1200 *ккал/ч*, поэтому доля теплоотдачи прибора второго этажа q_2 равна:

$$q_2 = \frac{1200}{2200} = 0{,}545.$$

По формуле (V.9) имеем

$$t_{см} = 95 - 0{,}545\,(95-70°) = 95-13{,}6 = 81{,}4° \text{ С}.$$

Далее по формуле (V.12)

$$H_е = 2 \cdot 0{,}64\,(81{,}4-70)+(2+3)\,0{,}64\,(95-81{,}4) = 72\ кг/м^2.$$

$$\Delta H = 5 \quad \text{и} \quad H_{р.\,ц} = 72+5 = 77\ кг/м^2.$$

3. Для систем с искусственным побуждением при длине расчетного циркуляционного кольца $\Sigma l = 100$ *м* по формуле (V.17)

$$H_{поб} = 8 \cdot 100 = 800\ кг/м^2.$$

Тогда по формуле (V.16) в двухтрубной системе для прибора I этажа при $\Delta H = 4\ кг/м^2$ и $\beta = 0{,}5$:

$$H_{р.\,ц\ I\ эт} = 800+0{,}5\,(36+4) = 820\ кг/м^2.$$

В однотрубной системе при $\Delta H = 2\ кг/м^2$ и $\beta = 1$

$$H_{р.\,ц} = 800+1\,(72+2) = 874\ кг/м^2.$$

§ 22. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Трубопроводы в системе отопления выполняют важную функцию распределения теплоносителя по отдельным нагревательным приборам. Они являются как бы теплопроводами, задача которых состоит в передаче определенного расчетом количества тепла каждому прибору. В водяных системах количество принесенного теплоносителем тепла зависит от его расхода и перепада температуры при охлаждении воды в приборе. Обычно при расчете задают общий для системы перепад температуры теплоносителя и стремятся к тому, чтобы этот перепад был выдержан в двухтрубных системах для всех приборов и для системы в целом; в однотрубных системах — для всех стояков. При известном перепаде температуры теплоносителя по трубопроводам системы должен быть подведен определенный расчетом расход воды к каждому нагревательному прибору. Существует метод расчета системы, называемый «по скользящему температурному перепаду», при котором перепад температуры в отдельных элементах системы может быть разным. Он применяется реже и достаточно сложен. С этим методом расчета можно познакомиться в специальной литературе.

Система отопления представляет собой сильно разветвленную и сложно закольцованную сеть трубопроводов, по каждому участку которой должно проходить расчетное количество воды. Проведение точного расчета такой сети является сложной гидравлической задачей, связанной с решением системы из большого числа нелинейных уравнений, в которые неизвестное входит в степени, величина которой может изменяться от 1 до 2. В инженерной практике эта задача решается методом подбора.

Провести гидравлический расчет сети трубопроводов системы отопления это значит (с учетом располагаемых циркуляционных давлений) так подобрать диаметры отдельных участков, чтобы по ним проходили расчетные расходы теплоносителя. Расчет ведется подбором с выбором диаметров по имеющемуся сортаменту труб, поэтому он всегда связан с некоторой погрешностью. Для различных систем и отдельных их элементов допускаются определенные невязки, которые должны быть выдержаны в расчете.

Потери давления на участках трубопровода

Движение воды в трубопроводах происходит за счет разности давлений от сечений с бо́льшим давлением к сечениям с меньшим давлением. Давление теряется на преодоление сопротивления трения по длине труб и местных сопротивлений. В системах водяного отопления доля потерь на трение и в местных сопротивлениях примерно одного порядка, поэтому их необходимо одинаково полно учитывать в гидравлическом расчете. В системе отопления вода циркулирует по замкнутому контуру. Согласно уравнению Бернулли разность давлений ΔH на протяжении произвольного контура трубопровода системы должна быть равна гидравлическим потерям на трение $\Delta H_{тр}$ и гидравлическим потерям в местных сопротивлениях Z:

$$\Delta H = \Delta H_{тр} + Z. \qquad (V.18)$$

Гидравлика трубопроводов систем отопления своеобразна широким диапазоном гидравлических режимов течения теплоносителя на отдельных участках. Эта режимная особенность и специфика расчета систем отопления заставляют остановиться на определении $\Delta H_{тр}$ и Z, имея в виду, что эти вопросы в общей постановке рассматриваются в курсе гидравлики.

Потеря давления на трение $\Delta H_{тр}$ по длине l трубопровода диаметром d определяется по формуле

$$\Delta H_{тр} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma l, \qquad (V.19)$$

где v — скорость; γ — объемный вес; g — ускорение силы тяжести; $\frac{v^2}{2g}\gamma$ — динамическое давление потока.

Величина λ в формуле (V.19) есть коэффициент потери давления на трение, или сокращенно — коэффициент трения, величина безразмерная. Коэффициент трения, как это видно из формулы (V.19), численно равен отношению диаметра трубы к ее протяженности, на которой на преодоление сопротивления трению теряется давление, равное динамическому давлению потока.

Во Всесоюзном теплотехническом институте инж. Г. А. Мурином специальными испытаниями стальных труб, в том числе длительное время работавших в системах отопления и теплоснабжения, были получены результаты, которые в настоящее время положены в основу таблиц и номограмм для расчета систем отопления. Эти опыты подтвердили общую зависимость коэффициента трения λ от критерия Рейнольдса $\left(\mathrm{Re} = \frac{vd}{\vartheta}\right)$ и относительной шероховатости труб (k/d):

$$\lambda = f(\mathrm{Re},\ k/d), \qquad (V.20)$$

где ϑ — кинематическая вязкость жидкости,

k — абсолютная шероховатость внутренней поверхности труб.

Опыты подтвердили, что для труб систем водяного отопления $k = 0{,}2$ *мм*. Общая картина гидравлики течения в трубах систем отопления с учетом экспериментов Г. А. Мурина выглядит следующим образом.

Весь диапазон зависимости λ от Re можно разбить на четыре характерные области.

В первой области ламинарного режима течения при $\mathrm{Re}_1 < 2000$ λ зависит только от числа Re и эта зависимость определяется формулой Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}_1}. \qquad (V.21)$$

Для второй области гидравлически гладких труб (ламинарный пограничный слой закрывает шероховатость внутренней поверхности трубы) λ также зависит только от числа Re. Формула Г. А. Мурина для этой области течения имеет вид:

$$\lambda = \frac{1{,}01}{(\lg \mathrm{Re})^{2,5}}. \qquad (V.22)$$

В третьей переходной области (трубы диаметром до 200 *мм*) значение чисел Re_2 определяется формулой

$$\mathrm{Re}_2 = 0{,}367\left(\frac{d}{k}\right)^{1,56}. \qquad (V.23)$$

В переходной области течения λ зависит от Re и k/d и определяется формулой

$$\lambda = 0{,}343\left(\frac{d}{k}\right)^{-0,125}\mathrm{Re}^{-0,17}. \qquad (V.24)$$

Переходная область заканчивается границей, которой соответствуют числа Re_3, равные:

$$\mathrm{Re}_3 = 150\,\frac{d}{k}. \qquad (V.25)$$

Формулы для переходной области были предложены М. И. Киссиным.

В четвертой области шероховатых труб $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}_3$ (ламинарный пограничный слой не закрывает шероховатость внутренней поверхности трубы) опыты ВТИ подтвердили формулу Никурадзе, которую в принятых обозначениях можно записать в виде

$$\lambda = \frac{1}{(1{,}14 + 2\lg d/k)^2}. \qquad (V.26)$$

Режим работы систем водяного отопления в основном соответствует переходной области течения. Учитывая сложность расчета потерь давления на трение по формулам, обычно пользуются таблицами или номограммами. Потери давления на трение $\Delta H_{тр}$ определяют в виде

$$\Delta H_{тр} = Rl, \qquad (V.27)$$

где R — удельная потеря давления на трение (отнесенная к 1 *пог. м* трубы). Значение R очевидно из формул (V.19), ее размеренность — *кг/м²·м*. Таблица для определения значения удельной потери давления на трение R (*кг/м²·м*) в зависимости от скорости v (*м/сек*) или расхода G (*кг/ч*) воды, протекающей по трубам различного диаметра d (*мм*), приведена в приложении 8.

Потери давления в местных сопротивлениях обычно обозначают буквой Z. Величину Z можно определить по формуле

$$Z = \sum \zeta \frac{v^2}{2g}\gamma, \qquad (V.28)$$

где ζ — коэффициент потери давления в местном сопротивлении или сокращенно коэффициент местного сопротивления.

Этот коэффициент характеризует гидравлические особенности различных местных сопротивлений. Величина ζ, как это следует из формулы (V.28), равна числу динамических давлений, потерянных проходящим через местное сопротивление потоком. Обычно величину местного сопротивления относят к динамическому давлению подходящего к местному сопротивлению потока. Если в местном сопротивлении поток на своем пути меняет сечение, то величину коэффициента местного сопротивления относят к динамическому давлению потока в наименьшем сечении. В местных сопротивлениях, расположенных на стыке участков трубопроводов (проход через тройник, крестовину), величину коэффициента местного сопротивления относят к динамическому давлению потока на участке с меньшим расходом.

В приложении 9 даны значения коэффициентов местных сопротивлений для различных элементов системы отопления. Численные значения коэффициентов ζ, особенно для тройников и крестовин, зависят от абсолютных и относительных величин расходов проходящих потоков и диаметров труб, поэтому приведенные в приложении данные являются приближенными. Их достаточно надежно можно использовать для расчета двухтрубных систем и магистральных участков однотрубных систем. Для расчета стояков однотрубных систем отопления следует пользоваться более полными и точными данными, приведенными в справочной литературе по отоплению.

Участком называют часть трубопровода системы, в пределах которой расход и температура теплоносителя, а также диаметр трубы остаются неизменными. На участке может быть несколько местных сопротивлений. Общие гидравлические потери давления ΔH_i в пределах расчетного участка i равны:

$$\Delta H_i = (Rl + Z)_i. \qquad \text{(V.29)}$$

Циркулирующие в системе отопления потоки последовательно проходят ряд участков. Потери давления на последовательно соединенных участках ΔH равны сумме потерь давления на отдельных участках:

$$\Delta H = \sum \Delta H_i = \sum (Rl + Z)_i. \qquad \text{(V.30)}$$

Трубопроводы системы отопления образуют ряд связанных между собой параллельных колец; потоки расходятся в отдельных точках системы, а в других сходятся, образуя как бы полукольца одного замкнутого контура. Перепады давлений, под влиянием которых происходят движения потоков по каждому из полуколец между общими точками деления и слияния, будут одинаковыми. Так будет в изотермических условиях. На отдельных участках системы отопления температура воды может быть разной, вследствие чего возникают дополнительные гравитационные давления, которые также расходуются на трение и в местных сопротивлениях трубопроводов. Потери давления на параллельных ответвлениях между точками деления и слияния в изотермических условиях равны между собой. В неизотермических условиях они будут также равны, но в этом равенстве необходимо учесть дополнительные гравитационные давления, возникающие на участках полуколец. Можно сформулировать общее правило: потери давления на полукольцах между общими точками с учетом дополнительных гравитационных давлений равны между собой.

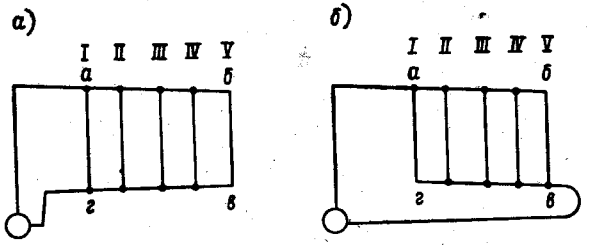


Рис. V.6. Схема к гидравлической увязке параллельных ответвлений (полуколец) системы

а — схема тупиковой системы; *б* — схема системы с попутным движением воды в горячей и обратной магистралях

На рис. V.6 приведены две схемы системы отопления: тупиковая и с попутным движением воды в подающей и обратной магистралях. Схемы начерчены упрощенно, на них изображены только магистрали и стояки без нагревательных приборов, арматуры и пр. На примере этих схем и на основе сформулированного общего правила удобно записать уравнения увязки отдельных полуколец трубопроводов в системе.

В тупиковой схеме в циркуляционном кольце стояков *I* и *V* потери на трение и местные сопротивления на участке *аг* должны равняться потерям на участках *аб*, *бв* и *вг*. В схеме с попутным движением в циркуляционном кольце стояков *I* и *V* потери на трение и местные сопротивления на участках *аг* и *гв* должны равняться потерям на участках *аб* и *бв*. Однако поскольку в обеих схемах вода по пути от котла к стояку *V* более охлаждается, чем по пути от котла к стояку *I*, и следовательно, соответствующие естественные давления H_e для стояков *I* и *V* различные, то расходуемое давление на рассматриваемых полукольцах трубопровода нужно записать в следующем виде:

для тупиковой системы

$$\sum (Rl + Z)_{аг} = \sum (Rl + Z)_{абвг} - (H_{e\,абвг} - H_{e\,аг}); \qquad \text{(V.31)}$$

для системы с попутным движением

$$\sum (Rl + Z)_{агв} = \sum (Rl + Z)_{абв} - (H_{e\,абв} - H_{e\,агв}). \qquad \text{(V.32)}$$

Естественное давление на каждом из параллельных ответвлений будет определяться по общей формуле (V.5). В данном случае необходимо, чтобы для каждого рассмотренного контура трубопроводов плоскость отсчета высот положения отдельных точек нагрева или охлаждения на полукольцах была общей. Обычно удобно эти высоты определять производя отсчет от плоскости, проходящей через точки деления или слияния потоков, циркуляционных контуров.

Рассмотренные положения определяют основные закономерности гидравлического режима движения теплоносителя в последовательно и параллельно соединенных участках трубопроводов систем отопления.

Методика гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления

Методика гидравлического расчета систем отопления основана на закономерностях циркуляции теплоносителя в системе трубопроводов и определяет логическую последовательность проведения этого расчета. Обычно задача состоит в определении диаметров на отдельных участках при заданных расходах и давлениях.

Расчет начинают с определения располагаемого циркуляционного давления. Величина $H_{р.ц}$ определяется по формуле (V.15) для систем с естественной циркуляцией, по формуле (V.16) для систем с насосным побуждением и присоединенных к тепловой сети.

Если система отопления присоединена непосредственно к тепловой сети или за установленным на вводе элеватором, то располагаемое давление может быть больше требуемого по расчету. В этом случае перепад давлений в системе заранее не ограничивают, а подбирают диаметры трубопроводов из условия предельно допустимых скоростей движения теплоносителя (табл. V.1) и возможной увязки гидравлических потерь давления по отдельным

Таблица V.1

Предельные скорости движения теплоносителя в трубопроводах систем отопления в *м/сек*

Диаметры трубопроводов в *мм*	При теплоносителе воде	При теплоносителе паре с давлением на вводе до 0,7 *ати* при движении пара и конденсата		При теплоносителе паре с давлением на вводе более 0,7 *ати* при движении пара и конденсата	
		попутном	встречном	попутном	встречном
6—15	0,3	—	—	—	—
15	0,3	14	10	25	17
20	0,65	18	12	40	28
25	0,8	22	14	50	35
32	1	23	15	55	38
40	1,5	25	17	60	42
50	1,5	30	20	70	49
Более 50	1,5	30	20	80	56

параллельным полукольцам системы. Полученная таким расчетом потеря давления определяет величину перепада давления, которое должно быть оставлено в местах присоединения системы к тепловой сети.

При расчете системы за главное (наиболее невыгодно расположенное в гидравлическом отношении) циркуляционное кольцо принимают то, для которого располагаемое циркуляционное давление на 1 *пог. м* длины оказывается наименьшим. В тупиковых двухтрубных системах (рис. V. 6,*а*) таким обычно оказывается циркуляционное кольцо, проходящее через нижний прибор дальнего стояка. Действительно, в тупиковой двухтрубной системе для дальнего стояка протяженность кольца наибольшая, а располагаемое давление $H_{р.ц}$ для наиболее низко расположенного прибора наименьшее.

Отношение $\frac{H_{р.ц}}{\Sigma l}$, определяющее давление на 1 *пог. м*, поэтому будет наименьшим. В однотрубной тупиковой системе за расчетное принимается кольцо, проходящее через дальний стояк.

В системах с попутным движением (рис. V.6, *б*) протяженность колец через приборы нижнего этажа для всех стояков приблизительно одинаковая. В этом случае удобно в качестве главного принимать кольцо, проходящее через нижний прибор (в двухтрубной системе) одного из средних наиболее нагруженных стояков. Именно этот стояк в системах с попутным движением (в том числе и однотрубных) оказывается наиболее невыгодным в гидравлическом отношении.

Задача гидравлического расчета главного циркуляционного кольца состоит в подборе диаметров его отдельных участков так, чтобы суммарные потери давления по кольцу $\Sigma(Rl + Z)_{г.ц.к}$ были на 5—10% меньше величины $H_{р.ц}$, т. е.

$$\Sigma(Rl+Z)_{г.ц.к} = (0{,}9 \div 0{,}95)\, H_{р.ц}. \qquad (V.33)$$

Некоторый запас располагаемого давления необходим на случай неучтенных в расчете гидравлических сопротивлений.

Рассчитанное таким образом главное циркуляционное кольцо принимается в дальнейшем расчете в качестве опорного для гидравлической увязки всех остальных колец системы. Все циркуляционные кольца системы как бы привязывают в гидравлическом отношении к главному кольцу. Для каждого циркуляционного кольца есть точки, общие с главным кольцом, где происходит деление или слияние потоков. Одно из полуколец между этими общими точками всегда составляет уже рассчитанные участки главного кольца. Задача состоит в том, чтобы подобрать диаметры участков второго полукольца так, чтобы гидравлические потери на них были (с учетом дополнительных гравитационных давлений) равны уже сосчитанным потерям давления между общими точками на участках главного циркуляционного кольца [см. формулу (V.31) или (V.32)]. При этом чем ближе по величине одни и другие потери, тем лучше.

Однако точно увязать потери давления в полукольцах не всегда удается, но всегда необходимо выдержать определенную величину невязки между ними.

В тупиковых системах (V.31) допустимая величина невязки принимается: для двухтрубных систем до ±25%, для однотрубных систем до ±15%. В системах с попутным движением (V.32) допу-

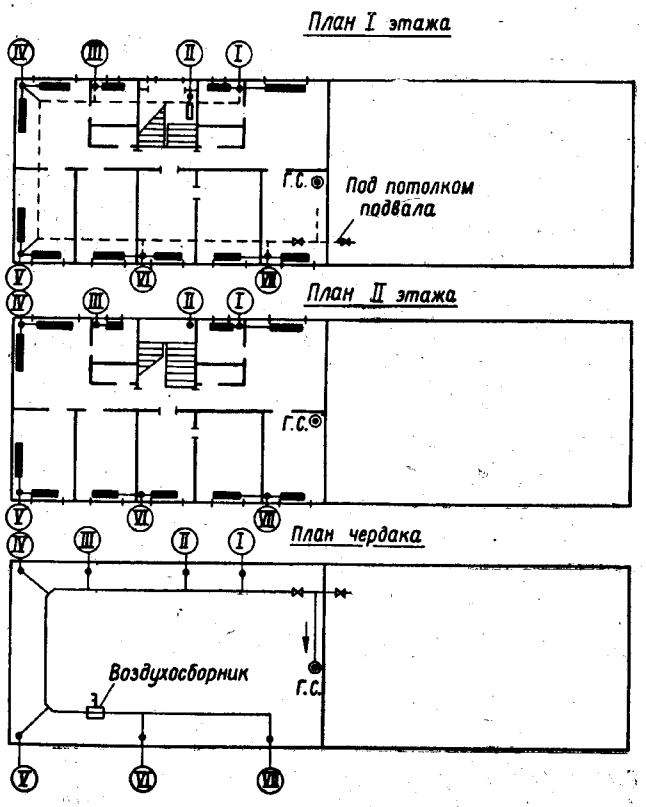


Рис. V.7. Планы I, II этажей и чердака с наноской элементов системы отопления

стима (по СНиП) невязка до ±15%. Наиболее тщательной увязки требует двухтрубная система с нижней разводкой с попутным движением воды, для которой допустима невязка до ±5%.

Невязка между полукольцами, проходящими через приборы разных этажей стояков двухтрубных систем, нормами не ограничивается, так как предполагается, что она должна быть устранена при монтажной регулировке системы с помощью кранов двойной регулировки.

Пример V.2. Необходимо запроектировать для двухэтажного жилого здания с чердаком и подвалом систему водяного отопления, присоединенную к теплосети, и провести гидравлический расчет ее трубопроводов.

Последовательность построения схемы системы отопления следующая.

1. Вычерчивают планы I и II этажей и чердака (рис. V.7). На этажах размещают нагревательные приборы.

2. На этажах располагают стояки системы. Для отопления лестничной клетки предусматривают самостоятельный стояк. Необходимо устанавливать стояки в наружных углах здания. Номера стояков обозначают римскими цифрами в кружках и выносят за пределы плана.

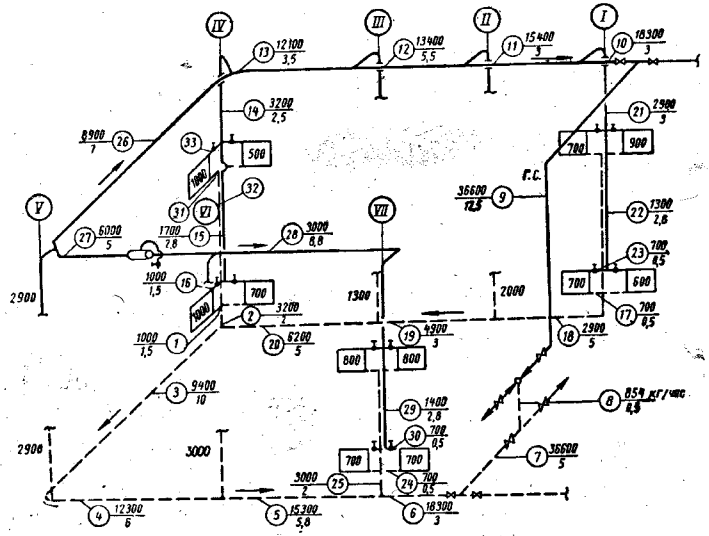


Рис. V.8. Расчетная аксонометрическая схема трубопроводов системы отопления

3. Выбирают тип системы отопления. В данном случае для двухэтажного жилого здания с чердаком принимаем двухтрубную систему с верхней разводкой, с попутным движением воды и с параметрами теплоносителя $t_г$ = = 95° С, $t_о$ = 70° С.

На плане чердака размещают подающую (горячую) магистраль, отступя от стены на 1,5 *м*. На планах показывают отводы к стоякам, положение главного стояка системы, теплового пункта и т. д. На плане подвала или условно на плане первого этажа пунктиром, как это показано на рис. V.8, обозначают трассу обратной магистрали. На магистралях показывают уклоны труб, на подающем трубопроводе — воздухосборники. Главный стояк по возможности устанавливают в центре здания в нежилом помещении, обычно в штрабе внутренней капитальной стены лестничной клетки.

4. Вычерчиваем принципиальную аксонометрическую схему системы с указанием полностью только трех основных расчетных стояков (рис. V.8).

5. За главное циркуляционное кольцо системы при попутном движении воды в подающей и обратной магистралях принимаем, согласно указанному выше, кольцо через нижний прибор среднего наиболее нагруженного стояка (на схеме *IV* стояк).

Обозначаем тепловые нагрузки на приборах, на стояках и на ответвлениях к стоякам (см. рис. V.8).

6. Разбиваем главное циркуляционное кольцо на участки. Расчетным участком системы называют часть трубопровода, в пределах которой расход, температура теплоносителя и диаметр трубопровода остаются неизменными. Нумеруем участки и обозначаем на них тепловые нагрузки. Под тепловой нагрузкой отдельных участков понимают количество тепла, которое теплоноситель, идущий по участку, должен отдать или уже отдал в нагревательных приборах системы. Нагрузку пишут в числителе дроби около номера каждого участка. В знаменателе этой дроби проставляют длину участка.

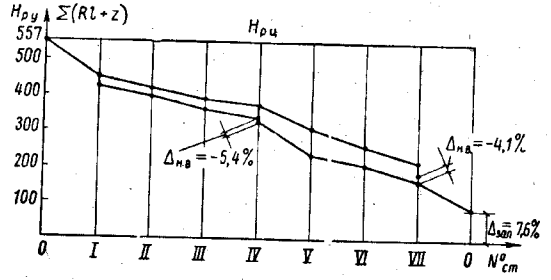


Рис. V. 9. График падения давлений в горячей и обратной магистралях системы (к примеру расчета)

7. Определяем располагаемое циркуляционное давление для расчета главного циркуляционного кольца по формулам (V.16) и (V.17). В данном примере оно равно:

$$H_{р.\,ц}=8\sum l+\beta\,(H_{е}+\Delta H)=8\cdot 68{,}1+0{,}7\,(2{,}5\cdot 15{,}9+16)=557\ кг/м^2,$$

где Σl — длина участков главного циркуляционного кольца. Величина Σl равна:

$$\Sigma l=1{,}5+2+10+6+5{,}8+3+5+0{,}5+12{,}5+3+3+5{,}5+$$
$$+3{,}5+2{,}5+2{,}8+1{,}5=68{,}1\ м.$$

Расстояние от центра расчетного прибора до центра элеватора теплового пункта $h = 2{,}5$ *м*, величина $\gamma_{о} - \gamma_{г} = 15{,}9$ *кг/м*³. Дополнительное давление от охлаждения воды в трубах ΔH для главного циркуляционного кольца по графику рис. V.5 равно 16 *кг/м*². Коэффициент β принимаем равным 0,7.

8. Определяем удельное располагаемое давление $R_{ор}$ на 1 *м* длины кольца:

$$R_{ор}=\frac{H_{р.\,ц}\cdot 0{,}65}{\sum l}=\frac{557\cdot 0{,}65}{68{,}1}=5{,}4\ кг/м^2\cdot м,$$

где 0,65 — предполагаемая доля потерь на трение в общих потерях давления в трубопроводах системы с искусственным побуждением (для систем с естественной циркуляцией принимается 0,5). Значение $R_{ор}$ является ориентировочной величиной для подбора диаметров отдельных участков по таблице приложения 8.

9. Результаты гидравлического расчета заносим в табл. V.2. Предварительно заполняем первые четыре графы. Расход воды (графа 3) определяем разделив тепловую нагрузку (графа 2) на перепад температур в системе (95—70=25°). Определяем гидравлические потери на трение по отдельным участ-

Таблица V.2

Гидравлический расчет трубопроводов

№ участка	Тепловая нагрузка Q в ккал/ч	Расход теплоносителя g в кг/ч	Длина участка l в м	Данные предварительного расчета: диаметр d в мм	скорость v в м/сек	Удельные потери на трение λ в кг/м²·м	потеря на трение Rl в кг/м²	сумма коэффициентов местных сопротивлений ζ	потеря давления в местных сопротивлениях Z в кг/м²	Данные окончательного расчета: d	v	R	Rl	$\Sigma\zeta$	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	1 000	40	1,5	15	0,057	0,5	0,75	5,5	0,84	—	—	—	—	—	—
2	3 200	128	2	15	0,188	5	10	1,5	2,71	—	—	—	—	—	—
3	9 400	376	10	20	0,291	8	80	4	17	—	—	—	—	—	—
4	12 300	492	6	25	0,24	4,5	27	1	2,9	—	—	—	—	—	—
5	15 300	612	5,8	25	0,298	6,5	37,7	1	4,5	—	—	—	—	—	—
6	18 300	732	3	25	0,356	9,4	28,2	3,5	22,3	—	—	—	—	—	—
7	36 600	1464	5	32	0,407	8	40	0,5	4	40	0,308	3,7	18,5	0,5	2,57
8	—	854	5,5	32	0,24	2,9	1,45	1,5	4,35	—	—	—	—	—	—
9	36 600	1464	0,5	32	0,407	8	100	1,5	12,6	—	—	—	—	—	—
10	18 300	732	12,5	25	0,356	9,4	28,2	3,5	22,3	—	—	—	—	—	—
11	15 400	616	3	25	0,298	6,5	19,5	1	4,5	—	—	—	—	—	—
12	13 400	536	5,5	25	0,26	5	27,5	1	3,4	—	—	—	—	—	—
13	12 100	484	3,5	25	0,237	4,3	15	1	2,9	—	—	—	—	—	—
14	3 200	128	2,5	15	0,188	5	12,5	3	5,4	—	—	—	—	—	—
15	1 700	68	2,8	15	0,101	1,5	4,2	2	1	—	—	—	—	—	—
16	1 000	40	1,5	15	0,057	0,5	0,75	6,5	0,9	—	—	—	—	—	—
			$\Sigma l=$ =68,1				$\Sigma Rl=$ =432,75		$\Sigma Z=$ =111,6				$\Sigma Rl=$ =411,25		$\Sigma Z=$ =110,17

Главное циркуляционное кольцо через прибор I этажа среднего стояка IV

$\Sigma\,(Rl+Z)=432,75+111,6=544,35\ кг/м^2$; $\Sigma\,(Rl+Z)=411,25+110,17=521,42\ кг/м^2$;

$$\Delta_{зап}=\frac{557-544,35}{557}100=2,3\%;\quad \Delta_{зап}=\frac{557-521,42}{557}100=7,6\%$$

Продолжение табл. V.2

№ участка	Тепловая нагрузка Q в ккал/ч	Расход теплоносителя q в кг/ч	Длина участка l в м	Данные предварительного расчета: диаметр d в мм	скорость V в м/сек	удельные потери на трение R в кг/м²·м	потеря на трение Rl в кг/м²	сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	потеря давления в местных сопротивлениях Z в кг/м²	Данные окончательного расчета: d	v	R	Rl	$\Sigma\zeta$	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Увязка участков полукольца через нижний прибор I стояка с участками главного циркуляционного кольца $\Sigma(Rl+Z)_{1,2,11-16}=96{,}62$ кг/м²															
17	700	28	0,5	15	0,041	0,28	0,14	4	0,32	—	—	—	—	—	—
18	2900	116	5	15	0,170	4,3	21,5	2,5	3,65	—	—	—	—	—	—
19	4900	196	3	15	0,289	11,5	34,5	1	4,2	—	—	—	—	—	—
20	6200	248	5	20	0,191	3,4	17	1	1,85	—	—	—	—	—	—
21	2900	116	2,5	15	0,170	4,3	10,8	3	4,34	—	—	—	—	—	—
22	1300	52	2,8	15	0,076	0,77	2,16	2	0,64	—	—	—	—	—	—
23	700	28	0,5	15	0,041	0,28	0,14	8	0,642	—	—	—	—	—	—
			$\Sigma l'=19{,}3$				$\Sigma Rl=86{,}24$		$\Sigma Z=15{,}64$						

$$\Sigma(Rl+Z)=86{,}24+15{,}64=101{,}88 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta_{н.в}=\frac{96{,}62-101{,}88}{96{,}62}\cdot 100=-5{,}4\%$$

Увязка участков полукольца через нижний прибор стояка VII с участками главного циркуляционного кольца $\Sigma(Rl+Z)_{1,2-5,14-16}=201{,}42$ кг/м²

24	700	28	0,5	15	0,041	0,28	0,14	2,5	0,24	—	—	—	—	—	—
25	3000	120	2	15	0,177	4,6	9,2	1,5	2,3	—	—	—	—	—	—
26	8900	356	7	20	0,274	7,1	49,7	2,5	9,6	—	—	—	—	—	—
27	6000	240	5	15	0,355	17,5	78,7	2,5	8,4	—	—	—	—	—	—
28	3000	120	8,8	15	0,177	4,6	40,5	4	6,5	—	—	—	—	—	—

Продолжение табл. V.2

№ участка	Тепловая нагрузка Q в ккал/ч	Расход теплоносителя q в кг/ч	Длина участка l в м	Данные предварительного расчета: диаметр d в мм	скорость V в м/сек	удельные потери на трение R в кг/м²·м	потеря на трение Rl в кг/м²	сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	потеря давления в местных сопротивлениях Z в кг/м²	Данные окончательного расчета: d	v	R	Rl	$\Sigma\zeta$	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
29	1400	56	2,8	15	0,083	0,85	2,4	3	1,09	—	—	—	—	—	—
30	700	28	0,5	15	0,041	0,28	0,14	8	0,64	—	—	—	—	—	—
							$\Sigma Rl=180{,}78$		$\Sigma Z=28{,}77$						

$$\Sigma(Rl+Z)=180{,}78+28{,}77=209{,}55 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta_{н.в}=\frac{201{,}42-209{,}55}{201{,}42}\cdot 100=-4{,}1\%$$

Увязка участков полукольца через прибор II этажа стояка IV с участками главного циркуляционного кольца $\Sigma(Rl+Z)_{15,16,1}+\Delta h(\gamma_0'-\gamma_т')=55{,}06$ кг/м²

31	1000	40	1,5	15	0,057	0,5	0,75	3,04	0,45	—	—	—	—	—	—
32	1000	40	1,5	15	0,057	0,5	0,75	9,75	1,65	—	—	—	—	—	—
33	1500	60	2,8	15	0,09	1,05	2,94	2	1,0	—	—	—	—	—	—
							$\Sigma Rl=4{,}44$		$\Sigma Z=3{,}1$						

$$\Sigma(Rl+Z)=4{,}44+3{,}1=7{,}54 \text{ кг/м}^2;$$

$$\Delta H_{н.в}=55{,}06-7{,}54=47{,}52 \text{ кг/м}^2$$

Таблица V.3

Коэффициенты местных сопротивлений на участках главного циркуляционного кольца

№ участка	Перечень местных сопротивлений	Коэффициенты местных сопротивлений и их сумма
1	½ нагревательного прибора	1
	Отвод 90°	1,5
	Крестовина на поворот	3
		$\Sigma\zeta=5,5$
2	Тройник на ответвление	$\Sigma\zeta=1,5$
3	Отвод 90°—2 шт.	1,5·2=3
	Тройник на проход	1
		$\Sigma\zeta=4$
4	Тройник на проход	$\Sigma\zeta=1$
5	То же	$\Sigma\zeta=1$
6	Тройник на противоток	3
	Задвижка	0,5
		$\Sigma\zeta=3,5$
7	Задвижка	$\Sigma\zeta=0,5$
8	Тройник на ответвление	$\Sigma\zeta=1,5$
9	Отвод 90°—2 шт.	0,5·2=1
	Задвижка	0,5
		$\Sigma\zeta=1,5$
10	Тройник на противоток	3
	Задвижка	0,5
		$\Sigma\zeta=3,5$
11	Тройник на проход	$\Sigma\zeta=1,0$
12	То же	$\Sigma\zeta=1,0$
13	»	$\Sigma\zeta=1,0$
14	Тройник на ответвление	1,5
	Отвод 90°—1 шт.	1,5
		$\Sigma\zeta=3$
15	Крестовина на проход	$\Sigma\zeta=2$
16	Тройник на ответвление	3
	Отвод 90°—1 шт.	1,5
	Кран двойной регулировки	1
	½ нагревательного прибора	1
		$\Sigma\zeta=6,5$

кам. По заданному расходу на участке и по величине R_{op} подбираем (приложение 8) возможный диаметр трубы. Для этого диаметра при данном расходе устанавливаем фактическую удельную потерю давления на трение на 1 *м* длины участка (R). Величину R и соответствующую этому режиму скорость движения воды v заносим в 6 и 7 графы таблицы. При проведении этого подбора могут быть большие расхождения между располагаемым давлением R_{op} и фактической потерей R, особенно на участках с малыми расходами. Заниженные потери на этих участках должны быть компенсированы некоторым завышением потерь на других участках. В графу 8 заносим общие потери на трение по всей длине l участка.

Определяем потери в местных сопротивлениях. Вначале устанавливаем перечень местных сопротивлений на каждом участке и значения коэффициентов местных сопротивлений для них по приложению 9. Сумму коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке заносим в графу 9 табл. V. 2. Перечень всех местных сопротивлений по участкам главного циркуляционного кольца приведен в табл. V.3. По скорости v, пользуясь таблицей приложения 10, определяем потери давления в местных сопротивлениях участков Z, величину которых записываем в графу 10 (табл. V.2.) Зная Rl и Z на каждом участке, определяем суммарные потери давления на всех участках главного циркуляционного кольца системы $\Sigma(Rl+Z)_{г.ц.к}$.

10. Сравниваем полученное значение $\Sigma(Rl+Z)_{г.ц.к}$ с $H_{р.ц}$. Согласно условию формулы (V.33) необходим запас давления 5—10% на неучтенные сопротивления. Если это условие не выполняется в первом варианте подбора диаметров участков, то необходимо на некоторых участках изменить диаметры. В нашем случае потери давления по данным предварительного расчета оказывались больше тех, которые

необходимы для получения достаточного запаса. Поэтому необходимо уменьшить общие потери на величину порядка 20 *кг/м²*. Просматривая все участки, можно заметить, что понижения потерь давления наиболее просто можно достигнуть изменив диаметр участка *7* с 32 до 40 *мм* (следующий стандартный размер трубы). Действительно, такое изменение оказалось достаточным для получения необходимого запаса давления в 7,6%.

11. После расчета главного циркуляционного кольца приступаем к расчету и увязке полуколец *I* и *VII* стояков. Главное циркуляционное кольцо, как указывалось выше, является опорным для гидравлической увязки с ним всех остальных колец системы. Обычно для определения диаметров всех участков горячей и обратной магистралей рассматривают ответвления через нижние приборы ближнего и дальнего стояков. Допускаемая невязка для систем с попутным движением с верхней разводкой составляет ± 15%. Для ближнего *I* стояка потери давления на полукольце участков главного циркуляционного кольца без общих участков равны сумме потерь давления на участках *1, 2, 11—16* и составляют:

$$\Sigma(Rl+Z)_{1,\,2,\,11-16}=0,75+0,84+10,0+2,71+19,5+4,5+27,5+$$
$$+3,4+15,0+2,9+12,5+5,4+4,2+1,0+0,75+0,9=96,62\ кг/м^2.$$

Протяженность участков с *17* по *23* полукольца, проходящего через нижний прибор стояка *I*, равна: $\Sigma l=19,3$ *м*. Если не учитывать небольшую разницу в дополнительном естественном давлении от охлаждения в трубах для стояков *IV* и *I*, то ориентировочное располагаемое давление на трение R_{op} для новых участков будет равно:

$$R_{op}=\frac{96,62\cdot0,65}{19,3}=3,17.$$

По этой величине подбираем диаметры участков *17—23*, добиваясь получения невязки в потерях давления на полукольцах в допустимых пределах (см. табл. V.2).

Таким же образом рассчитывают участки полукольца через нижний прибор дальнего стояка *VII* (см. табл. V.2).

12. Имея данные о потерях давления на всех участках горячей и обратной магистралей, можно построить график (см. рис. V.9) падения давлений в них. Верхняя кривая — падения давления в подающей магистрали, нижняя — падения давления в обратной магистрали от стояка *I* до стояка *VII*. Этот график позволяет определить располагаемые перепады давлений для каждого стояка. В случае, если перепады на отдельных стояках заметно разнятся или в конструкции отдельных стояков имеется своеобразие (стояки лестничных клеток, ответвления и др.), необходимо выполнить гидравлический расчет через такой стояк. Такой расчет аналогичен изложенному выше.

13. Рассчитываем трубопроводы, подводящие теплоноситель к приборам верхних этажей на примере стояка *IV*. Располагаемое давление для новых участков полукольца через прибор II этажа равно потерям на параллельном полукольце главного циркуляционного кольца (на участках *15*, *16* и *1*) плюс дополнительное гравитационное давление для прибора II этажа за счет его превышения над прибором I этажа на Δh:

$$\Sigma(Rl+Z)_{15,\,16,\,1}+\Delta h\,(\gamma_0-\gamma_г)=(4,2+1,0+0,75+0,9+$$
$$+0,75+0,84)+3,0\cdot15,9=55,06.$$

Задаваясь на участках *31*, *32*, *33* минимальным диаметром труб 15 *мм*, получаем потери давления, равные 7,44 *кг/м²*. Уменьшить диаметры на этих участках для повышения потерь давления нельзя, поэтому избыточное давление 55,06—7,54 = 47,52 *кг/м²* должно быть погашено краном двойной регулировки у прибора II этажа при монтажной регулировке системы.

§ 23. ОСОБЕННОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ОДНОТРУБНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

Последовательное прохождение теплоносителя через нагревательные приборы создает определенное своеобразие гидравлического и теплового режима однотрубных систем отопления.

В связи с этим имеется некоторое отличие в методике расчета однотрубных систем по сравнению с двухтрубной, пример расчета которой рассмотрен выше. Особую сложность имеет расчет распространенных однотрубных систем с замыкающими участками. Рассмотрим пример такого расчета. Последовательность расчета не отличается от рассмотренной на примере двухтрубной системы. Так же производится определение $H_{р.ц}$ [в данном случае по формулам (V.16) и (V.12)], выбор и расчет главного циркуляционного кольца и увязка с ним остальных циркуляционных колец ответвлений. Особенность расчета связана только со своеобразием схемы однотрубного стояка системы. На рис. V.10 показан элемент стояка с присоединенным к нему нагревательным прибором. Из рисунка видно, что часть воды, идущей по стояку, проходит через нагревательный прибор, а остальная часть проходит, минуя прибор, по замыкающему участку.

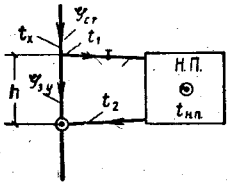


Рис. V.10. Кольцо малой циркуляции стояка однотрубной системы отопления с замыкающими участками

Гидравлический расчет главного циркуляционного кольца и увязку с ним остальных основных колец системы обычно производят, принимая трассу циркуляционных контуров через замыкающие участки стояка без захода в нагревательные приборы. Диаметры всех трубопроводов, кроме замыкающих участков, могут быть подобраны по известным расходам воды на участках и величине удельного ориентировочного падения давления на трение $R_{ор}$.

Расход воды по замыкающим участкам стояков на этом этапе расчета еще не известен. Для его определения поступают следующим образом. Принимают определенные диаметры труб замыкающего участка и подводок к нагревательным приборам, т. е. труб кольца малой циркуляции (рис. V.10). Так обычно называют циркуляционное кольцо, образованное из замыкающего участка, подводок к прибору и самого нагревательного прибора. Диаметр стояка известен. Диаметр замыкающего участка принимают равным диаметру стояка или меньше его на один размер.

Диаметр подводок может быть меньше диаметра стояка на несколько номеров принятого сортамента труб.

В системе с замыкающими участками долю расхода воды в стояке, затекающую в нагревательный прибор, называют коэффициентом затекания β. Количество проходящей через прибор воды равно:

$$G_{пр} = \beta G_{ст}, \qquad (V.34)$$

где $G_{ст} = \frac{Q_{ст}}{t_г - t_0}$ — расход воды в стояке в *кг/ч*;

$Q_{ст}$ — суммарная теплоотдача всех приборов стояка в *ккал/ч*.

Коэффициент $\beta < 1$, его величина зависит от соотношения диаметров труб всех участков кольца малой циркуляции и стояка, от вида прибора, его теплоотдачи, направления движения теплоносителя и пр.

Определение этого коэффициента является сложной задачей гидравлики трубопроводов, которая с учетом возможного многообразия случаев успешно решена профессором П. Н. Каменевым.

На рис. V.11 приведен, как пример, график зависимости коэффициента затекания $\beta/2$ (для каждого нагревательного прибора при двустороннем присоединении) от соотношения диаметров $d_{ст} \times d_{з.у} \cdot d_{н.п}$ и скорости воды в стояке $v_{ст}$, составленный М. П. Киссиным по экспериментальным данным.

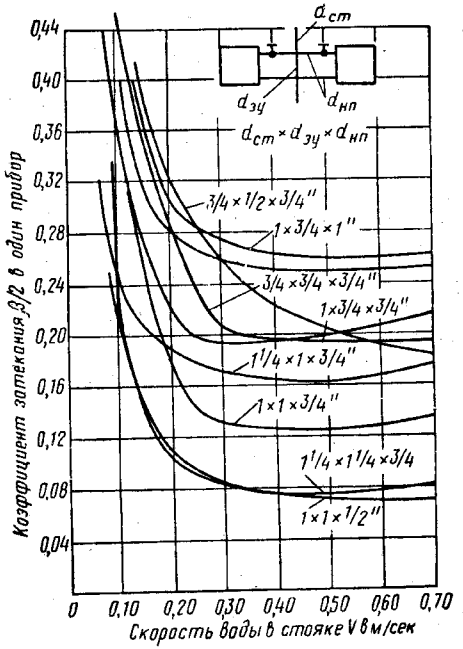


Рис. V.11. График для определения коэффициента затекания

С помощью этого графика можно определить β и установить расходы воды через приборы и замыкающий участок. Зная расход воды по замыкающему участку

$$G_{з.у} = (1 - \beta) G_{ст}, \qquad (V.35)$$

можно обычным порядком провести гидравлический расчет основных колец (по стоякам через замыкающие участки). Значения β, определенные по графику рис. V.11, являются ориентировочными. При пользовании этим графиком нельзя учесть изменения β от гравитационного давления, длины подводок и прочих факторов. Поэтому задачей последующего расчета может быть проверка гидравлической увязки участков кольца малой циркуляции (рис. V.10). Расход воды по стояку $G_{ст}$ разделится на потоки воды через полукольцо приборов и полукольцо замыкающего участка. Гидравлические потери на этих полукольцах с учетом гравитационных

давлений должны быть по общему правилу равны, т. е. должно удовлетворяться равенство

$$\sum (Rl+Z)_{з.у} + h_{н.п}(\gamma_{н.п} - \gamma_{з.у}) = \sum (Rl+Z)_{н.п}. \quad (V.36)$$

Диаметры труб кольца малой циркуляции известны, поэтому в данном случае проверочный расчет состоит в определении такого фактического значения β (т. е. такого распределения потоков), при котором удовлетворится равенство (V.36). Следует помнить, что с изменением расходов наряду с изменением гидравлических потерь меняется и гравитационное давление за счет изменения объемного веса при средней температуре воды в нагревательном приборе. Приборы однотрубного стояка, расположенные на разных этажах, имеют разные значения средней температуры воды $t_{н.п}$. Температура затекающей в прибор воды в общем случае равна температуре смеси $t_{см.x}$ на участке стояка выше данного прибора. Понижение температуры воды в нагревательном приборе $\Delta t_{н.п}$ равно:

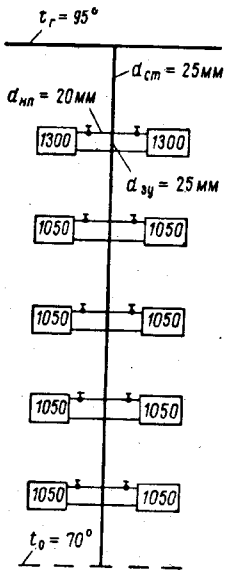


Рис. V. 12. К примеру гидравлического расчета однотрубной системы отопления

$$\Delta t_{н.п} = \frac{Q_{н.п}}{G_{н.п}}, \quad (V.37)$$

где $Q_{н.п}$ — теплоотдача нагревательного прибора в *ккал/ч*. Обычно считают, что $t_{н.п}$ равна средней температуре входящей в прибор и выходящей из прибора воды, поэтому

$$t_{н.п} = t_{см.x} - \frac{\Delta t_{н.п}}{2} = t_{см.x} - \frac{Q_{н.п}}{2 \cdot \beta/2 \cdot G_{ст}}. \quad (V.38)$$

Проверочный расчет гидравлической увязки участков кольца малой циркуляции обычно выполняют методом последовательного приближения.

Пример V.3. Провести гидравлический расчет трубопроводов стояка однотрубной системы водяного отопления ($t_г = 95°C$; $t_0 = 70°C$) с замыкающими участками согласно схеме, приведенной на рис. V.12.

Суммарная тепловая нагрузка стояка равна:

$$Q_{ст} = 11\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Количество воды, циркулирующее по стояку,

$$G_{ст} = \frac{11\,000}{95-70} = 440 \text{ кг/ч}.$$

Диаметр стояка согласно предварительному расчету по $R_{ор}$ для системы равен 25 *мм*. Диаметры труб замыкающих участков приняты равными 25 *мм*, а диаметр подводок к приборам — 20 *мм*.

По приложению 8 находим, что при $d_{ст} = 25$ *мм* и $G_{ст} = 440$ *кг/ч* скорость движения воды по стояку равна: $v_{ст} = 0{,}21$ *м/сек*. При этой скорости $v_{ст}$ и принятых соотношениях диаметров труб стояка, замыкающего участка и подводок $25 \times 25 \times 20$ *мм* $\left(1 \times 1 \times \frac{3''}{4}\right)$, по графику рис. V.11 определяем коэффициент затекания воды в каждый нагревательный прибор $\beta/2 = 0{,}17$. Таким образом, в каждый из попарно присоединенных приборов затекает 0,17 общего количества воды, проходящей по стояку, т. е.

$$G_{н.п} = 0{,}17 \cdot 440 = 75 \text{ кг/ч}.$$

При этом условии по замыкающему участку проходит

$$G_{з.у} = 440 - 2 \cdot 75 = 290 \text{ кг/ч}.$$

Гидравлические потери по стояку будут следующие.

Протяженность трубопроводов стояка без замыкающих участков 15 *м*. Фактические удельные потери на трение (приложение 8) $R = 3{,}6$ *кг/м²*. Следовательно, общие потери на трение по стояку

$$Rl = 3{,}6 \cdot 15 = 54 \text{ кг/м}^2.$$

По приложению 9 определим коэффициенты местных сопротивлений: 2 отвода — $\Sigma\zeta = 2$. Согласно таблице приложения 10 при $v_{ст} = 0{,}21$ *м/сек* и $\Sigma\zeta = 2$, потеря давления $Z = 4{,}4$ *кг/м²*. Потери давления в каждом замыкающем участке состоят из потерь на местные сопротивления и трение.

На замыкающем участке — два местных сопротивления (две крестовины). Верхняя крестовина на проходе при делении потока по рекомендуемому для однотрубных систем уточненному расчету при соотношении расходов $G_{з.у}/G_{ст} = 290 : 440 = 0{,}66$ имеет величину коэффициента местного сопротивления, равную 1*.

Нижняя крестовина на проходе при слиянии потоков имеет величину $\zeta = 2$. Таким образом, $\Sigma\zeta = 3$. При длине замыкающего участка $l = 0{,}5$ *м*, диаметре $d = 25$ *мм* и расходе $G_{з.у} = 290$, согласно таблице приложения 8 находим: $v = 0{,}141$ *м/сек* и $R = 1{,}6$ *кг/м²·м*. Общие потери давления для каждого замыкающего участка стояка при указанных величинах R и v будут равны:

$$\sum (Rl+Z)_{з.у} = 1{,}6 \cdot 0{,}5 + 2{,}95 = 3{,}75 \text{ кг/м}^2,$$

а в целом для стояка

$$\sum (Rl+Z)_{ст} = 54 + 4{,}4 + 3{,}75 \cdot 5 = 77{,}15 \text{ кг/м}^2.$$

Проверяем расчет увязки полуколец малого циркуляционного кольца верхнего этажа. Температура воды на входе в прибор равна 95°C. Средняя температура воды в приборе по формуле (V.38) равна:

$$t_{ср} = 95 - \frac{1300}{2 \cdot 0{,}17 \cdot 440} = 86{,}35°C.$$

Расход воды в подводках к прибору $G_{пр} = 75$ *кг/ч*, диаметр 20 *мм*, длина горячей и обратной подводок задана равной $2 \times 1{,}5 = 3$ *м*. Сумма местных сопротивлений в полукольце нагревательного прибора (крестовина в ответвлении при делении, крестовина в ответвлении при слиянии потоков, кран двойной регулировки, две утки, нагревательный прибор) равна: $\Sigma\zeta = 19 + 4 + 2 \cdot 1{,}5 + 2 = 30$. Потери давления на полукольце нагревательного

* Здесь и далее в этом примере коэффициенты местных сопротивлений для крестовин определены по уточненным данным, приведенным в Справочнике проектировщика.

ного прибора при $G_{н.п} = 75$, $v = 0{,}06$ и $R = 0{,}34$ (по приложениям 8 и 10) равны:

$$\Sigma (Rl+Z)_{н.п}=0{,}34\cdot 3+5{,}4=6{,}42 \ кг/м^2.$$

Дополнительное гравитационное давление в кольце малой циркуляции равно:

$$h_{н.п}(\gamma_{н.п}-\gamma_{з.у})=h_{н.п}\cdot 0{,}64\,(t_{з.у}-t_{н.п})=0{,}5\cdot 0{,}64\,(95-86{,}35)=2{,}95 \ кг/м^2.$$

В результате потери в замыкающем участке плюс гравитационное давление приблизительно равны потерям в полукольце нагревательного прибора:

$$3{,}75+2{,}95=6{,}7\approx 6{,}42,$$

Это отвечает условию (V.36). Потери $\Sigma(Rl+Z)_{н.п}$ все же несколько меньше потерь $\Sigma(Rl+Z)_{з.у}+h_{н.п}(\gamma_{н.п}-\gamma_{з.у})$, поэтому фактически в прибор будет затекать несколько большее количество воды и действительный коэффициент затекания β будет немного больше 0,17. Однако это неравенство в данном случае невелико, поэтому дальнейшего уточнения значения β в примере не делаем.

Глава VI

СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 24. ПРИНЦИП РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Если при кипении воды давление остается неизменным, температура воды будет постоянной. Тепло же, подводимое к ней, расходуется на ее испарение. Это тепло называется скрытой теплотой парообразования.

Водяной пар, находящийся в термодинамическом равновесии с водой, называется сухим насыщенным паром, а смесь сухого насыщенного пара с капельками воды во взвешенном состоянии — влажным насыщенным паром.

Полная теплота сухого насыщенного пара

$$\lambda = q + r \ ккал/кг. \qquad (VI.1)$$

где q — теплота, затраченная на подогрев жидкости до температуры кипения, в *ккал/кг*;

r — скрытая теплота парообразования в *ккал/кг*;

При давлении пара в 0,1 *кг/см²* $q = 101{,}8$ *ккал/кг* и $r = 538{,}1$ *ккал/кг*.

Полная теплота пара

$$\lambda = 101{,}8+538{,}1=639{,}9 \ ккал/кг.$$

При конденсации пара выделяется скрытая теплота парообразования.

Температура конденсата в момент его образования равна температуре пара. Данные о температуре, теплосодержании и объемном весе сухого насыщенного пара в зависимости от давления приведены в приложении 11.

В системах парового отопления применяется сухой насыщенный пар и используется свойство его при конденсации выделять скрытую теплоту парообразования. Пар из котлов по паропроводам поступает в нагревательные приборы, установленные в помещениях. В нагревательных приборах пар конденсируется, и тепло через стенки приборов передается в помещения. Конденсат отводится из приборов по трубопроводам в сборные конденсационные баки, откуда насосами перекачивается в котлы, а в отдельных случаях возвращается сразу в котлы (самотеком).

§ 25. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ

Системы парового отопления, как было указано в главе II, подразделяются на вакуум-паровые, паровые системы низкого давления и высокого. Паровые системы низкого и высокого давления в свою очередь подразделяются:

1) на открытые системы, сообщающиеся с атмосферой;
2) на закрытые системы, не сообщающиеся с атмосферой;
3) по способу возврата конденсата в котел:

а) на замкнутые системы с непосредственным возвратом конденсата в котел;

б) на разомкнутые системы с возвратом конденсата в конденсационный бак с последующей перекачкой конденсата из бака в котел.

По схеме расположения трубопроводов системы подразделяются на двухтрубные и однотрубные (те и другие с верхней, нижней и смешанной разводкой, с сухим и мокрым конденсатопроводом).

Сухими конденсатопроводами называются конденсатопроводы, сечение которых при работе системы не полностью заполнено конденсатом, а при перерывах в работе системы свободно от воды. Мокрыми конденсатопроводами называют конденсатопроводы, всегда полностью заполненные водой.

Конденсатопроводы могут быть напорными, в которых конденсат перемещается при помощи насосов или избыточного давления пара, и самотечными, в которых конденсат перемещается самотеком.

§ 26. ВИДЫ УСТРОЙСТВ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Системы парового отопления низкого давления устраиваются по открытой схеме. На рис. VI.1 приведена система парового отопления низкого давления с верхней разводкой, двухтрубная, тупиковая, замкнутая, с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом.

Перед пуском системы открывают вентиль на водопроводной линии и вода под давлением поступает в систему и заполняет ее до уровня *I—I*. Вентиль закрывают и начинают топить котел. Температура воды в котле поднимается, вода закипает. Пар из котла по главному стояку *1* поступает в магистральные паропроводы *2*, паровые стояки *3* и через ответвления *4* в нагревательные приборы *5*, где конденсируется. Конденсат по ответвлениям *6* из приборов поступает в конденсационный магистральный трубопровод *7* и из него в котел. Давление пара в котле со стороны конденсационной линии уравновешивается столбом воды *h*.

При давлении пара в котле 0,1 *кг/см²* $h = 1$ *м*.

При стекании конденсата из горизонтальной конденсационной трубы в общий конденсационный стояк высота столба в последнем увеличивается, и часть конденсата выдавливается в котел. При пуске системы отопления воздух из нее вытесняется паром.

Воздух тяжелее пара, а поэтому он отводится через конденсационную линию и воздушную трубу *10*.

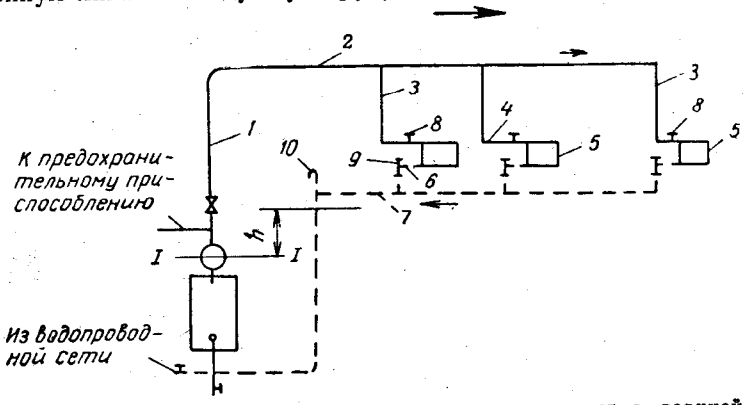


Рис. VI. 1. Система парового отопления низкого давления с верхней разводкой, с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом

Точка присоединения воздушной трубы к конденсационному трубопроводу должна быть выше уровня воды в общем конденсационном стояке на 200—250 *мм*.

Перед нагревательными приборами для регулирования количества пара, поступающего в приборы, устанавливают вентили *8*.

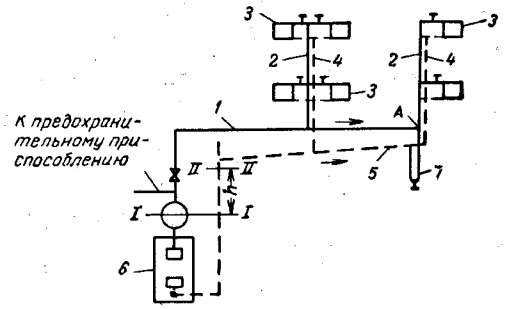


Рис. VI. 2. Система парового отопления низкого давления с нижней разводкой

1 — распределительная паровая магистраль; *2* — паровые стояки; *3* — нагревательные приборы; *4* — конденсационные стояки; *5* — сборная конденсационная магистраль; *6* — котел; *7* — гидравлический затвор

Для того чтобы при регулировании убедиться, что пар не поступает из приборов в конденсатопровод, а полностью в них конденсируется, на ответвлениях от приборов рекомендуется устанавливать тройники *9* с пробкой.

На рис. VI.2 приведена система парового отопления низкого давления, с нижней разводкой, двухтрубная, тупиковая, замкнутая,

с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом. Эта система работает аналогично системе с верхней разводкой. Пар из паровой распределительной магистрали поступает в паровые стояки снизу вверх и через ответвления —в нагревательные приборы. Конденсат по конденсационным стоякам и сборной конденсационной магистрали стекает в котел.

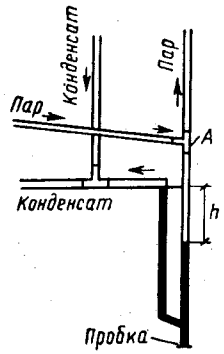


Рис. VI. 3. Гидравлический затвор (деталь)

Паровая магистраль прокладывается с уклоном 0,01—0,005 в сторону движения пара. Это делается для того, чтобы избежать возникновения шума, а также для того, чтобы обеспечить стекание конденсата по направлению движения пара. Из конечной точки *A* конденсат отводится через петлю (рис. VI.3), представляющую собой гидравлический затвор, не позволяющий пару проникнуть в конденсационную магистраль.

При установившемся состоянии высота стояния воды в левой части петли соответствует величине давления пара в точке *A*, и сколько конденсата поступает в правую часть петли, столько переливается в конденсационную магистраль. Последняя прокладывается с уклоном 0,01—0,005 в направлении к котлу. Скорости движения пара в подъемных стояках не должны превышать 0,10—0,14 *м/сек*. При больших скоростях пар подхватывает образующийся в стояках конденсат, в связи с чем создаются шум и гидравлические удары.

На рис. VI.4 приведена система парового отопления низкого давления со смешанной разводкой (верхней и нижней), с непосредственным возвратом конденсата в котел, с сухим конденсатопроводом. Она может быть применена при прокладке магистрального паропровода над полом верхнего этажа, а также над полом или под потолком одного из средних этажей здания.

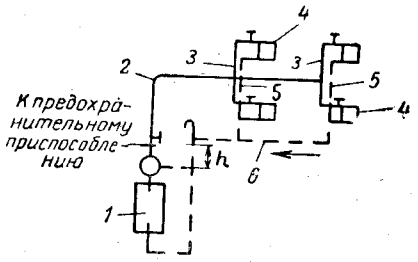


Рис. VI. 4. Система парового отопления со смешанной разводкой

1—котел; *2*—паровая магистраль; *3*—паровые стояки; *4*—нагревательные приборы; *5*—конденсационные стояки; *6*—конденсационная магистраль

Для обогрева больших помещений, не требующих индивидуальной регулировки теплоотдачи каждого прибора, применяются горизонтальные паровые системы (рис. VI.5).

Непосредственный возврат конденсата в котел применяется при

давлении пара до 0,2 *кг/см²*, поскольку при более высоком давлении пришлось бы значительно заглублять котельную.

При давлении пара выше 0,2 *кг/см²* применяют разомкнутые системы с возвратом конденсата самотеком в конденсационный бак с последующей перекачкой его в котел при помощи центробежного насоса, который располагают ниже уровня дна бака для лучшего обеспечения работы насоса на горячей воде (рис. VI.6). При таком устройстве системы нагревательные приборы можно устанавливать на одном уровне с котлом и даже ниже его. Воздух из системы удаляется в атмосферу по конденсационному трубопроводу через конденсационный бак. Во избежание выхода пара в атмосферу через конденсационную магистраль в конце ее перед баком устанавливается в зависимости от величины давления пара петлеобразный гидравлический затвор или конденсационные водоотводчики.

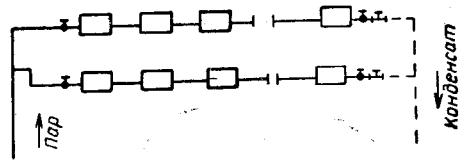


Рис. VI. 5. Система парового отопления однотрубная горизонтальная

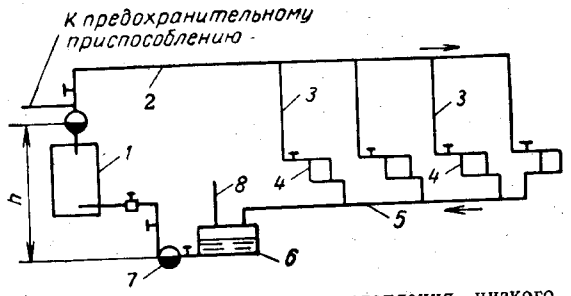


Рис. VI. 6. Система парового отопления низкого давления разомкнутая

1—котел; *2*—паровая магистраль; *3*—паровые стояки; *4*—нагревательные приборы; *5*—конденсационная магистраль; *6*—конденсационный бак; *7*—насос; *8*—воздушная труба

Верхнюю разводку трубопроводов следует применять при наличии чердака или при возможной прокладке паропроводов под потолком верхнего этажа, нижнюю разводку — при отсутствии чердака и при невозможной прокладке паропровода под потолком какого-либо этажа.

§ 27 МЕТОДИКА РАСЧЕТА СИСТЕМ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Расчет трубопроводов. Методика расчета трубопроводов систем парового отопления низкого давления в основном аналогична мето-

5В Зак. 621

дике расчета трубопроводов систем водяного отопления. Расчет диаметров паропровода ведется отдельно от расчета диаметров конденсатопровода. Давление пара в начале паровой магистрали (при выходе из котла) принимают в зависимости от протяженности паропроводов:

при $l = 100$ *м* $p_1 = 0{,}05 \div 0{,}1$ *кг/см²*
» $l = 100 \div 200$ *м* $p_1 = 0{,}10 \div 0{,}2$ »
» $l = 200 \div 300$ » $p_1 = 0{,}20 \div 0{,}3$ »

При обогреве ряда зданий из одной котельной или использовании пара низкого давления для питания калориферов и пароводонагревателей применяют давление от 0,3 до 0,7 *кг/см²*,

Паропроводы можно рассчитывать по удельной потере давления на трение, пользуясь таблицами (приложение 12), составленными аналогично таблицам для расчета трубопроводов систем водяного отопления. Таблицы составлены для среднего значения объемного веса пара, поскольку его объемный вес при низких давлениях изменяется в незначительных пределах.

Расчет начинают с ветви паропровода наиболее неблагоприятно расположенного прибора, каким является прибор, наиболее удаленный от котла.

На преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений расходуется разность давлений пара при выходе из котла и перед нагревательным прибором.

Давление перед нагревательным прибором принимают 150—200 *кг/м²*.

Скорости движения пара во избежание шума должны быть не более приводимых в табл. V.1.

При предварительном расчете паропроводов принимают, что на преодоление сопротивлений трения расходуется 65% разности давления пара при выходе его из котла и при входе его в нагревательный прибор. Разделив эту величину на длину трубопровода от котла до рассматриваемого прибора, находят возможную удельную потерю давления на трение R *кг/м²*.

По таблице приложения 12 согласно значению величины R и величины тепловых нагрузок Q *ккал/ч* на расчетных участках определяют их диаметры и соответствующие фактические значения величин R и v *м/сек*. Далее находят величину потери давления на преодоление сопротивлений трения Rl на участках и величину ΣRl для всей расчетной ветви паропровода. Затем определяют сумму коэффициентов местных сопротивлений на отдельных участках (приложение 9) и потери Z на преодоление местных сопротивлений по таблице приложения 13. После этого находят величину ΣZ для всей расчетной ветви паропровода.

Определив $\Sigma(Rl + Z)$ в расчетной ветви, сравнивают полученную величину с располагаемым давлением в системе. Запас в располагаемом давлении допускается принимать в размере до 10% для

преодоления возможных сопротивлений, не учтенных расчетом трубопроводов. После определения диаметров ветви паропровода наиболее неблагоприятно расположенного прибора переходят к определению диаметров ветвей паропровода других нагревательных приборов. Расчет должен быть произведен так, чтобы потери давления во взаимосвязанных частях систем не отличались между собой более чем на 25%.

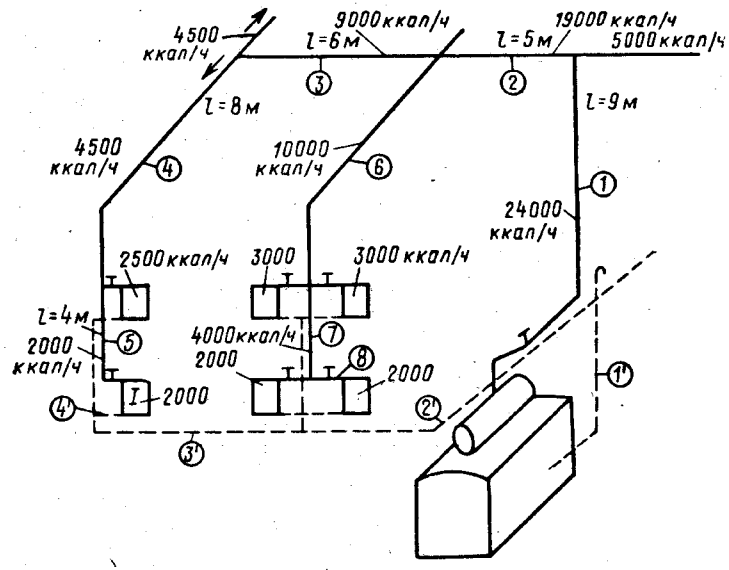


Рис. VI. 7. Расчетная схема системы парового отопления низкого давления (цифры в кружках—номера участков)

Расчет конденсатопроводов. Диаметры конденсатопроводов подбирают по приложению 14 в зависимости от тепловых нагрузок участков, характера конденсатопровода («сухой» или «мокрый») и длины его участков.

Пример. Рассчитать трубопровод системы парового отопления низкого давления, схема которой изображена на рис. VI.7. Тепловые нагрузки и длины участков паропроводов указаны на схеме.

Наиболее наблагоприятно расположен нагревательный прибор *I*. Общая длина паропровода от котла до этого прибора 32 *м*. При такой длине принимаем давление при выходе из котла равным: $p_к = 0{,}05$ *ати* (500 *кг/м²*). Конечное давление перед прибором оставляем 150 *кг/м²*. Располагаемое давление на преодоление сопротивлений в паропроводе $p = 500—150 = 350$ *кг/м²*. На преодоление сопротивлений трения принимаем 65% p.

Определяем удельную потерю на преодоление сопротивлений трения

$$R = \frac{0{,}65 \cdot 350}{32} = 7{,}10 \text{ кг/м}^2.$$

По таблице приложения 12 согласно найденному значению $\bar{R}$ и тепловым нагрузкам участков подбираем соответствующие им диаметры и фактические значения R *кг/м²* и v *м/сек*. Полученные расчетные данные заносим в бланк (табл. VI.1). Далее определяем для всех участков потери на трение Rl *кг/м²* и общую потерю давления на трение ΣRl в расчетной ветви паропровода. Согласно приложению 9 находим сумму коэффициентов местных сопротивлений на каждом участке.

Участок *1*

Выход из котла	1,25
Шиберная задвижка $d=40$ *мм*	0,5
3 отвода $d=40$ *мм*	1,5
	$\Sigma\zeta=3,25$

Участок *2*

Тройник при разделении потока

Участок *3*

Тройник проходной 1

Участок *4*

Тройник при разделении потока	3
Отвод $d=20$ *мм*	1,5
	$\Sigma\zeta=4,5$

Участок *5*

Тройник проходной	1
Отвод $d=15$ *мм*	1,5
Вентиль $d=15$ *мм*	16
Утка $d=15$ *мм*	1,5
	$\Sigma\zeta=20$

По $\Sigma\zeta$ и скорости v *м/сек* определяем согласно приложению 13 потери на местные сопротивления на отдельных участках и для расчетной ветви паропровода в целом. Общий расход давления на преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений

$$P=\Sigma(Rl+Z)=215+118,19=333,19\ кг/м^2.$$

Запас давления

$$\frac{350-333,19}{350}\,100\approx 5\%$$ (в допустимых пределах).

Определив диаметры паропровода расчетной ветви, переходим к определению диаметров участков *6*, *7*, *8*.

Располагаемое давление для этих участков

$$P'=350-\Sigma(Rl+Z)_{уч}\,1,2=350-134,45=215,55\ кг/м^2.$$

Принимая на преодоление сопротивлений трения 65% располагаемого давления, находим удельную потерю давления на преодоление трения

$$R_{ср}=\frac{215,55\cdot 0,65}{\Sigma l_{уч\,6,7,8}}=\frac{215,55\cdot 0,65}{12}\approx 11,7\ кг/м^2.$$

Далее определение диаметров участков *6*, *7*, *8* аналогично определению диаметров участков *1—5*.

Таблица VI.1

Расчет диаметров паропроводов систем парового отопления низкого давления

№ участка	Q, ккал/ч	l, м	Данные предварительного расчета: d, мм	v, м/сек	R_1, кг/м²	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²	Данные окончательного расчета: d, мм	v, м/сек	R_1, кг/м²	Rl, кг/м²	$\Sigma\zeta$	Z, кг/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	24 000	9	40	14,8	5,5	49,5	3,25	23,89	—	—	—	—	—	—
2	19 000	5	32	15,45	7,5	37,5	3	23,56	—	—	—	—	—	—
3	9 000	6	25	12,9	8	48	1	5,5	—	—	—	—	—	—
4	4 500	8	20	18,25	6,5	52	4,5	15,44	—	—	—	—	—	—
5	2 000	4	15	8,75	7	28	20	49,8	—	—	—	—	—	—
		$\Sigma l=32$ м				$\Sigma Rl=$ $=215$ кг/м²		$\Sigma Z=$ $=118,19$ кг/м²						

$\Sigma(Rl+Z)=333,19$ кг/м²

Диаметры конденсатопроводов определяем по таблице приложения 14. В этой таблице в зависимости от количества тепла, выделенного паром, из которого получился конденсат на отдельных участках, а также в зависимости от характеристики конденсатопровода (сухой или мокрый), положения его (горизонтальный или вертикальный) и длины (мокрый конденсатопровод) указаны диаметры. Найденные диаметры заносим в табл. VI.2.

Таблица VI.2

Конденсатопроводы

№ участка	Q, *ккал/ч*	d, *мм*	Примечание
1′	24 000	20	Конденсатопровод на участках 2′, 3′ и 4′ сухой, а на участке 1′ частично мокрый (диаметр может быть принят 15 *мм*, принимаем 20 *мм*)
2′	14 500	20	
3′	4 500	20	
4′	2 000	15	

Определение объема конденсационного бака и подбор насоса для перекачки конденсата. Емкость конденсационного бака в системах парового отопления низкого давления с разомкнутой схемой возврата конденсата принимают равной одночасовому расходу конденсата, если для перекачки его используется центробежный насос:

$$V = \frac{Q}{r\gamma} \ м^3,$$

где Q — теплопроизводительность системы в *ккал/ч*;
r — скрытая теплота парообразования в *ккал/кг*;
γ — объемный вес конденсата в *кг/м³*.

При паре низкого давления $r = 540$ *ккал/кг*, $\gamma = 965$ *кг/м³* (при $t = 90°C$).

Для перекачки конденсата из конденсационного бака в паровые котлы низкого давления устанавливают один насос с производительностью, равной двухчасовому расходу конденсата.

Производительность насоса равна:

$$V_н = \frac{Q \cdot 60}{\gamma r \cdot 30} = м^3/ч, \qquad (VI.2)$$

где Q — теплопроизводительность системы отопления в *ккал/ч*.

Устанавливать насос следует так, чтобы его ось была на 400—500 *мм* ниже дна конденсационного бака. Это требуется для того, чтобы создать условия, при которых конденсат в насос поступал самотеком. В противном случае, при создании разрежения во всасывающем трубопроводе, может произойти вскипание горячего конденсата, и нормальная работа насоса нарушится. Расчетное давление насоса $H_н$ должно быть равно:

$$H_н = p_к + h\gamma + \sum (Rl + Z) + 1000 \ кг/м^2, \qquad (VI.3)$$

где $p_к$ — давление пара в котле в *кг/м²*;
$h\gamma$ — давление столба воды высотой h от максимального уровня стояния воды в котле до оси насоса в *кг/м²*;
$\Sigma(Rl + Z)$ — потеря давления в питательном трубопроводе в *кг/м²* (от конденсационного бака до котла);
1000 — свободное давление на излив воды в котел в *кг/м²*.

Мощность электродвигателя к насосу определяется по формуле (IV.10).

§ 28. ПОНЯТИЕ О СИСТЕМАХ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Виды устройства

К паровым системам высокого давления, как указано было выше, относятся системы с давлением в начальной точке паропровода (при выходе из котла или при вводе в здание) более 0,70 *кг/см²*.

Схемы этой системы отопления могут быть с верхней, нижней и промежуточной разводкой пара. На рис. VI.8 приведена схема парового отопления высокого давления, открытая, двухтрубная с верхней разводкой, тупиковая. Пар с давлением 6 *кг/см²*, необходимым

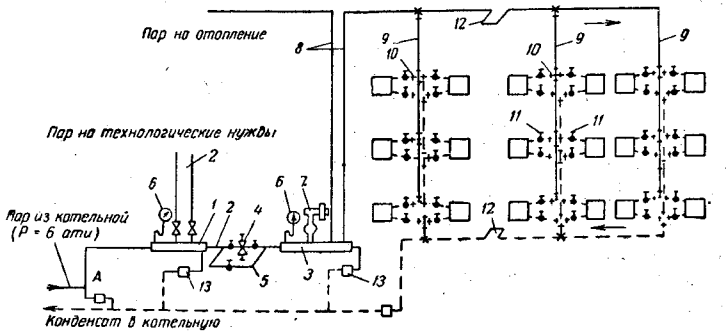


Рис. VI.8. Схема парового отопления высокого давления

для технологических нужд, поступает из котельной в первую распределительную гребенку *1* и из нее по паропроводам *2* направляется на технологические нужды. Поскольку обычно в системах парового отопления высокого давления применяется пар с давлением не выше 3 *кг/см²*, на пути от первой распределительной гребенки *1* ко второй *3* устанавливается редукционный клапан *4*, снижающий давление пара с 6 до 3 *кг/см²*.

Редукционный клапан снабжается обводной линией *5* на случай ремонта.

На обеих гребенках устанавливаются манометры *6*. На второй гребенке *3* дополнительно устанавливается предохранительный

рычажный клапан *7*. Пар из этой гребенки поступает по главным стоякам *8* в стояки *9* и ответвления *10* к нагревательным приборам. У нагревательных приборов на паровых и конденсационных ответвлениях устанавливаются вентили *11* для регулирования, а при необходимости и полного отключения отдельных приборов.

На паровой и конденсационной линиях устанавливаются компенсаторы *12*, воспринимающие на себя удлинение труб при их нагревании.

Конденсат из распределительных гребенок и точки *А* подъема паровой магистрали отводится через конденсатоотводчик *13*.

Конденсат из системы самотеком поступает в конденсационный бак, установленный в котельной, откуда насосом перекачивается в

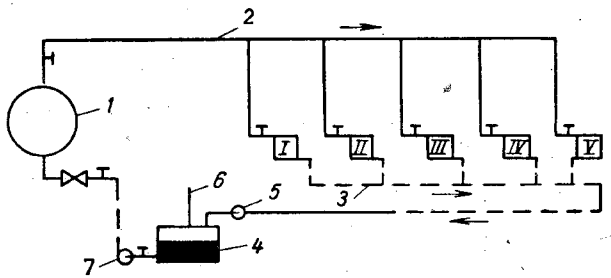


Рис. VI. 9. Система парового отопления с попутным движением пара и конденсата

1 — котел, *2* — паропровод; *3* — конденсатопровод; *4* — конденсационный бак; *5* — конденсатоотводчик; *6* — воздушная труба; *7* — насос

котлы. Устройство парового отопления высокого давления по закрытой схеме отличается лишь тем, что конденсационный бак не сообщается с атмосферой и поступающий в него пролетный пар и пар вторичного вскипания используется для тех или иных нужд.

При тупиковом устройстве систем парового отопления высокого давления пар поступает со значительно бо́льшим давлением в нагревательные приборы, близко расположенные к котлу, и в связи с трудностью регулирования из приборов частично попадает в конденсатопровод, создавая подпор конденсату, поступающему из более дальних приборов. Для устранения такого явления применяют схему устройства с попутным движением пара и конденсата (рис. VI.9).

При таком устройстве пар из прибора *I* будет поступать в конденсатопровод с бо́льшим давлением, чем из *II* прибора, а из *II* прибора с бо́льшим давлением, чем из III, и т. д. На последних участках конденсатопровода избыточное давление пара почти отсутствует, и самые удаленные приборы полностью освобождаются от конденсата.

Система с попутным движением пара и конденсата может быть рекомендована не только при паре высокого давления, но и при давлении пара более 0,3 *ати*.

Детали устройства

Компенсаторы. При повышении температуры трубопроводы удлиняются. Величину удлинения 1 *пог. м* стальных труб определяют по формуле

$$\Delta l = 0{,}0012\,(t_{тр} - t_{в})\,l, \qquad \text{(VI.4)}$$

где Δl — тепловое удлинение в *см*;
0,0012 — коэффициент линейного расширения;
$t_{тр}$ — температура теплоносителя в ° С;
$t_{в}$ — температура воздуха, окружающего трубопровод, в ° С;
l — длина участка трубы в *м*.

Компенсация температурных удлинений осуществляется за счет использования поворотов трубы или, при необходимости, за счет установки П-образных компенсаторов при диаметрах трубопроводов до 200 *мм*. Компенсаторы перед их установкой растягиваются на половину их деформации, за счет чего возможно сокращение количества компенсаторов.

Редукционные клапаны. Для понижения давления пара при присоединении систем парового отопления к наружным паровым сетям устанавливают редукционные клапаны. Назначение их — поддерживать в системе постоянное давление при возможном переменном давлении в наружных сетях. На рис. VI.10 приведен пружинный редукционный клапан.

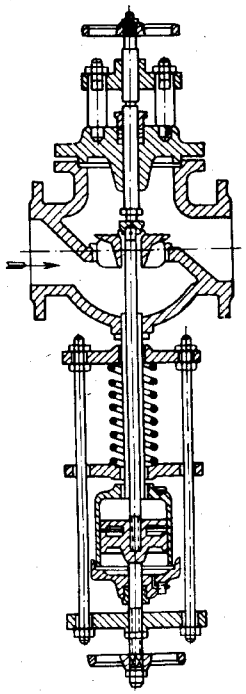


Рис. VI. 10. Редукционный клапан

Пар, поступающий в клапан по направлению стрелки, проходя через кольцевую щель при приподнятом золотнике, понижает давление до расчетного. Золотник связан со штоком и поршнем, находящимся под давлением пара, поступающего в редуктор.

Вращением маховика на шпинделе можно изменять степень открытия кольцевой щели у золотника. Если давление после редукционного клапана увеличится, золотник опустится, кольцевой зазор уменьшится. При уменьшении давления после редукционного клапана под воздействием пружины золотник поднимается и кольцевая щель увеличивается.

Изменение давления пара, поступающего в редукционный клапан, не влияет на степень открытия кольцевой щели, поскольку площадь поршня равна площади золотникового отверстия. Вра-

щением маховика можно прижать золотник к седлу клапана, прекратив этим поступление пара в систему отопления.

Редукционный клапан можно подбирать по номограмме канд. техн. наук А. В. Хлудова (рис. VI.11). Нормальная работа редукционного клапана обеспечивается при отношении начального давления к конечному, не превышающему 5—7.

Конденсатоотводчики. Пар высокого давления не всегда успевает полностью сконденсироваться в нагревательных приборах и частично может поступать в конденсационную линию. Для того чтобы

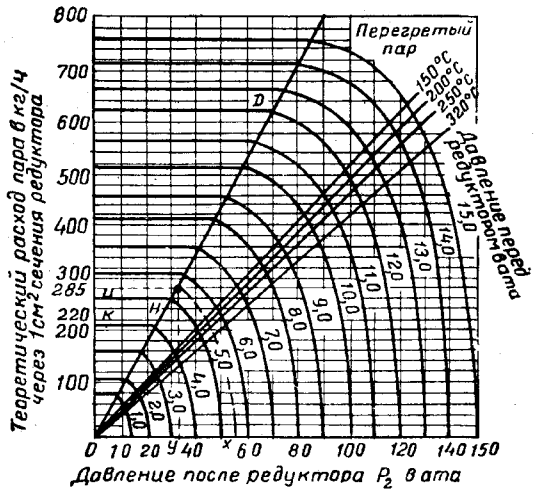


Рис VI. 11. Номограмма для подбора редукционных клапанов

воспрепятствовать прорыву пара в конденсатопровод, после отдельных групп нагревательных приборов устанавливают конденсатоотводчики. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком (рис. VI.12) применяют при перепаде давлений 0,5 *кг/см²* и более. При поступлении под поплавок смеси пара и конденсата поплавок всплывает. Шаровой клапан закрывает выходное отверстие. При накапливании конденсата поплавок заливается и опускается вниз, выходное отверстие открывается.

После выпуска части конденсата давление на дно поплавка уменьшается, поплавок всплывает и весь цикл повторяется сначала. Конденсатоотводчик термического действия (рис. VI.13) применяют при перепаде давления 0,2 *кг/см²* и выше. Он состоит из корпуса, в котором размещен сильфон, выполненный из легкорасширяющегося сплава. Сильфон заполняется жидкостью, кипящей при температуре 90—95°. С сильфоном соединен клапан, открывающий и закрывающий отверстие для выхода конденсата. При поступ-

лении в конденсатоотводчик вместе с конденсатом пара жидкость в сильфоне вскипает, сильфон удлиняется и клапан закрывает выход из конденсатоотводчика. При охлаждении конденсата сильфон сжимается и выход для конденсата открывается. Конденсатоотводчики подбирают по таблицам их технических характеристик с учетом необходимой производительности и перепада давлений. Для паропроводов систем отопления и вентиляции расчетную производительность конденсатоотводчиков принимают $G_р = 2G_{макс}$ *л/ч*, для производственных паропроводов и систем горячего водоснабжения $G_р = 4\ G_{ср}$ *л/ч*, где $G_{макс}$ — максимальный расход пара *кг/ч*; $G_{ср}$ — средний расход пара *кг/ч*.

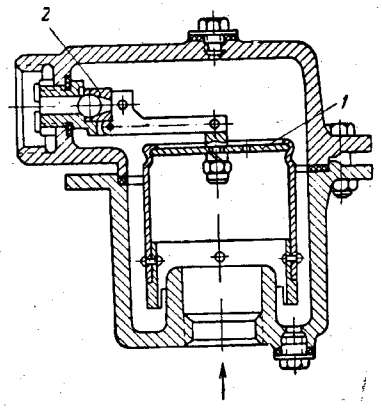


Рис. VI. 12. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком 45ч9бк
1 — поплавок; *2* — шаровой клапан

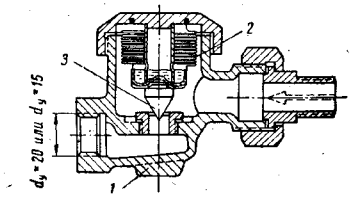


Рис. VI. 13. Конденсационный горшок 45кч 6б/ч
1 — корпус; *2* — сильфон; *3* — клапан

Давление перед конденсатоотводчиком принимают $p_3 = 0{,}95p_2$ *кг/см²* и после конденсатоотводчика: при выдавливании конденсата $p_4 = 0{,}4\ p_2$ — в системах низкого давления и $p_4 = 0{,}7\ p_2$ — в системах высокого давления, где p_2 — давление перед прибором. При свободном сливе, непосредственно после конденсатоотводчика, величину p_4 принимают равной 0.

§ 29. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

При движении пара в паропроводах систем парового отопления высокого давления от начальной точки (от ввода или от котла) к месту потребления значительно изменяется его давление, а следовательно, его объемный вес. Поэтому при расчете паропровода нельзя принимать по всей его длине среднюю величину объемного веса пара, как при расчете паропроводов в системах низкого давления. В этом случае для каждого участка паропровода следует принимать значение объемного веса, соответствующее среднему давлению пара на участке. Для расчета паропроводов можно пользоваться таблицами или номограммами. Они отличаются от таблиц и номограмм

парового отопления низкого давления тем, что в них удельные потери давления $R_{усл}$ и скорость $v_{усл}$ пара при различных диаметрах и расходах пара приведены к значению $\gamma = 1$ *кг/м*³ (см. Справочник проектировщика Сантехпроекта).

Чтобы найти действительные величины удельных потерь R и скорости v, найденные по таблицам или номограммам, условные величины $R_{усл}$ и $v_{усл}$ для каждого участка делят на действительную отвечающую ему величину объемного веса γ пара:

$$R = \frac{R_{усл}}{\gamma} \quad кг/м^2; \qquad (VI.5)$$

$$v = \frac{v_{усл}}{\gamma} \quad м/сек. \qquad (VI.6)$$

Местные сопротивления при расчете паропроводов высокого давления заменяют эквивалентными длинами.

Длина трубопровода, на котором потеря на трение равна потере в местном сопротивлении при коэффициенте местного сопротивления, равном 1, называется эквивалентной длиной. Значение $l_{экв}$ можно принимать по таблице Справочника проектировщика Сантехпроекта. При действительной длине расчетного участка l *м* общая потеря давления будет равна:

$$\Delta p = R\,(l + l_{экв} \sum \zeta) \quad кг/м^2, \qquad (VI.7)$$

где R — фактическое удельное давление потери на трение;

$l_{экв}$ — значение эквивалентной длины в *м*, отвечающее диаметру участка;

$\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений участка.

Предельные скорости движения пара, допустимые из условия бесшумности работы системы отопления, даются в табл. V. 1.

При расчете диаметров самотечных конденсатопроводов паровых систем высокого давления располагаемое давление определяют по формуле

$$H = h\gamma\eta \quad кг/м^2,$$

где h — разность уровней в конце и в начале конденсационной магистрали в *м*;

γ — объемный вес конденсата в *кг/м*³;

η — коэффициент, учитывающий наличие в конденсационном трубопроводе эмульсии (примеси воздуха и пара).

Для конденсатопроводов систем парового отопления высокого давления $\eta = 0{,}65$. Для конденсатопроводов наружных сетей $\eta = 0{,}75$.

Найдя располагаемое давление, расчет ведется аналогично расчету трубопровода систем водяного отопления с применением тех же таблиц.

Диаметры напорных конденсатопроводов определяются по таблице Справочника проектировщика Сантехпроекта исходя из величины давления, предусмотренного для перемещения конденсата.

Достоинства, недостатки и область применения систем парового отопления. Системы парового отопления по сравнению с водяными имеют следующие преимущества:

1) меньшие первоначальные затраты средств на устройство и меньший расход металла (поверхность нагрева в паровых системах низкого давления на 25%, а высокого давления до 50% меньше, чем в системах водяного отопления);

2) быстрый прогрев помещения и возможность быстрого выключения системы;

3) меньшая опасность замерзания.

К недостаткам систем парового отопления следует отнести:

1) отсутствие центрального качественного регулирования. При наружной температуре выше расчетной подача пара в систему осуществляется пропусками, что является причиной значительных колебаний температуры в помещениях;

2) высокая температура поверхности нагревательных приборов, что является причиной разложения оседающей на них органической пыли;

3) меньший срок эксплуатации;

4) повышенные потери тепла трубопроводами;

5) возможные гидравлические удары и шум в паропроводах (в особенности в паровых системах высокого давления). Частые нарушения плотности соединений трубопроводов.

Глава VII
ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Системы, в которых обогревающие элементы (нагревательные приборы) совмещены с конструкциями ограждений или являются свободно расположенными панелями, плафонами или излучателями, называются панельно-лучистыми.

Как было указано выше (см. гл. III), бетонная отопительная панель представляет собой плиту с замоноличенными в ней змеевиками или регистрами из гладких труб. Она может быть встроенной в конструкцию или совмещенной с ней так, что ее поверхность явится частью одной из ограждающих поверхностей помещения. В то же время такая панель может быть выполнена в виде прибора, который можно произвольно располагать в помещении. Заделка труб в бетонный массив кроме определенных архитектурно-конструктивных достоинств дает заметный теплотехнический эффект. При заделке труб в массив бетона температура теплоотдающей поверхности панели оказывается значительно ниже температуры теплоносителя. Изменяя шаг, глубину заложения и диаметр труб в конструкции панели, можно при неизменной температуре теплоносителя изменять температуру ее поверхности, что позволяет выдержать допустимую температуру на теплоотдающей поверхности, учитывая размеры и положение панели в помещении.

Трубы, заделанные в бетонный массив, дают бо́льшую теплоотдачу по сравнению с открыто проложенными. Этому явлению можно дать следующее объяснение. Из теплопередачи известно, что для трубы, изолированной материалом со сравнительно высоким коэффициентом теплопроводности (например, бетоном), теплоотдача увеличивается с возрастанием толщины слоя покрытия. Это происходит до некоторого «критического» значения внешнего диаметра $d_{кр}$ изолированной трубы, величина которого приближенно равна:

$$d_{кр} \approx \frac{2\lambda}{\alpha_н}. \qquad \text{(VII.1)}$$

При подстановке в эту формулу значений λ для бетона 1,1 и коэффициента теплообмена $\alpha_н$ около 8, характерного для условий теплообмена на поверхности панели, получим

$$d_{кр} = \frac{2 \cdot 1{,}1}{8} = 0{,}275 \text{ м}.$$

Повышение теплоотдачи при $d < d_{кр}$ происходит потому, что с увеличением диаметра внешняя теплоотдающая поверхность растет быстрее, чем сопротивление теплопроводности слоя материала покрытия.

Если в панели мысленно вырезать элемент с одной трубой, расположенной в ряду труб, то этот элемент можно качественно сопоставить с изолированной трубой. Таким образом, увеличение теплоотдачи трубы в массиве панели происходит благодаря развитой поверхности теплоотдачи.

Сопротивление теплопередаче от теплоносителя к воздуху определяется общей для всех приборов формулой (III.7). Особенность в том, что сопротивление теплопроводности массива бетона и слоев

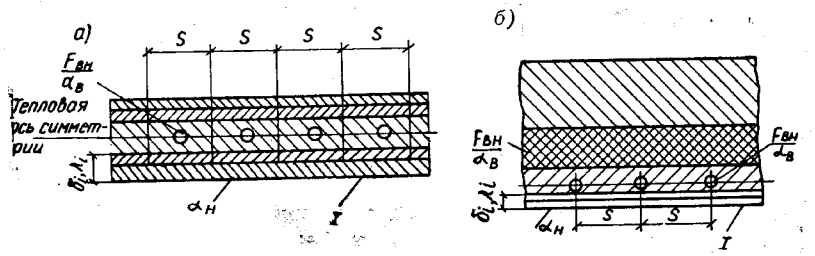


Рис. VII. 1. Схемы конструкций ограждений с бетонными панелями
а — при приблизительно симметричном расположении панели в конструкции; *б* — при положении панели ближе к одной из поверхностей конструкции

конструкции, как об этом говорилось в главе III, является важным составляющим в общем сопротивлении теплопередаче панели.

Часто панель располагают не на поверхности, а в произвольном слое многослойной конструкции ограждения (рис. VII.1, *а*). В этом случае можно проводить расчет теплопередачи в сторону одной и другой поверхности панели, принимая ее каждый раз как бы за тепловую ось симметрии конструкции. Дополнительные материальные слои в конструкции панели могут рассматриваться как дополнительное сопротивление теплообмену. Поэтому можно записать формулу расчета сопротивления теплопередаче $R_{н.пI}$ в *град·м²·ч/ккал* в сторону одной из поверхностей многослойной конструкции ограждения при произвольном расположении панелей в конструкции в виде

$$R_{н.пI} = R_в + R_т + R_н = R'_{н.пI} s = \left(\frac{2}{\alpha_в F_{вн}} + \frac{R_м}{\lambda} + \frac{1}{s}\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{\alpha_н s}\right) s = 2sR'_в + \frac{s}{\lambda} R_м + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad \text{(VII.2)}$$

где $F_{вн}$ — площадь внутренней поверхности погонного метра трубы (рассматривается теплопередача в сторону только одной поверхности, поэтому в формуле взята площадь $F_{вн}$ /2);

$R_в$ — сопротивление теплообмену с теплоносителем, отнесенное к 1 *пог. м* трубы (см. рис. III.2);

$R_м$ — сопротивление теплопередаче массива только бетонной панели при двусторонней теплоотдаче, определяемое по графику рис. III.3;

$R'_{н.пI}$ — сопротивление теплопередаче панели, отнесенное к погонному метру трубы, в *град·м·ч/ккал*;

$\Sigma^{\delta_i}/_{\lambda_i}$ — сопротивление теплопроводности слоев конструкции толщиной δ_i и коэффициентом теплопроводности λ_i в направлении к теплоотдающей поверхности, для которой производится расчет сопротивления $R_{н.пI}$.

Если панель расположена близко к одной из поверхностей конструкции (рис. VII.1,*б*), а другая сторона достаточно теплоизолирована, то сопротивление теплопередаче панели в направлении к теплоотдающей поверхности конструкции $R_{н.п}$ можно рассчитать по формуле

$$R_{н.п} = \frac{s}{\alpha_в F_{вн}} + \frac{s}{\lambda} R_м + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_н}, \qquad (VII.3)$$

где $R_м$ — сопротивление массива бетонной панели при односторонней теплопередаче (см. рис. III. 3, *б*).

Небольшую отдачу тепла через противоположную поверхность конструкции можно рассчитать определив сопротивление теплопередаче в направлении к этой поверхности по формуле (VII.2).

Нагревательный прибор системы панельно-лучистого отопления, выполненный в виде излучателя, приведен в главе III (см. рис. III.7).

Лист в конструкции излучателей является ребром, передающим тепло. Обычно у излучателей размеры листа отвечают условию формулы (III.17), и их приближенно можно рассчитать с учетом приведенных в гл. III рекомендаций.

Для расчета излучателей обычно пользуются данными экспериментальных исследований.

§ 30. РАСПОЛОЖЕНИЕ ПАНЕЛЕЙ В ПОМЕЩЕНИИ

Отопительные панели могут быть расположены в различных ограждениях помещения. Название панельно-лучистых систем обычно определяется местом расположения и конструкцией обогревающей панели (рис. VII.2). В общем случае они могут быть стеновыми или напольно-потолочными.

При расположении панелей на внутренней поверхности наружной стены помещения система называется с подоконными *1* или пристеночными *1'* панелями. Подоконные панели могут быть с односторонней теплоотдачей и с конвективным каналом, обеспечивающим отвод тепла с тыльной поверхности панели. При расположении панелей в перекрытии система называется напольно-потолочной, если тепло отдается обеими сторонами и потолком *3* и полом *3'*.

Если с одной из сторон панель теплоизолируется, то она при передаче тепла через пол называется напольной *3'*, через потолок — потолочной *3*. Кроме того, имеются системы с перегородочными панелями *2*; с невысокими панелями плинтусного типа *4*, располагаемыми у пола по периметру стен; с ригельными панелями *5* в перегородках у потолка; с контурными панелями, располагаемыми по контуру внутренней перегородки *4*, *5*, *6*, и периметральными *3*, *7*, располагаемыми по периметру потолка. При применении в системах излучателей последние обычно располагают под потолком помещения.

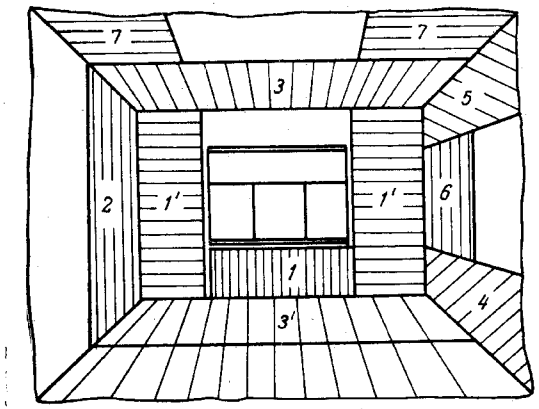


Рис. VII. 2. Схема возможного расположения панелей системы отопления в ограждающих поверхностях помещения

§ 31. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОЙ ОБСТАНОВКИ В ПОМЕЩЕНИИ ПРИ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОМ ОТОПЛЕНИИ

Интенсивная теплоотдача излучением в системах панельно-лучистого отопления создает благоприятную для человека обстановку в помещении. Все поверхности в помещении, участвуя в лучистом теплообмене, оказываются прогретыми. Их средняя температура может несколько превышать температуру воздуха. Воздух оказывается менее нагретым по сравнению с помещениями, обогреваемыми конвекторами и радиаторами, в результате небольшой конвективной теплоотдачи панелей. В такой тепловой обстановке человеческий организм больше (по сравнению с обычными условиями)

отдает тепла конвекцией воздуху помещения и меньше излучением окружающим поверхностям. Гигиенистами установлено, что при равных прочих условиях такая тепловая обстановка предпочтительна для человека. Лучистый поток прогревает ограждения, что позволяет интенсивнее, чем при обычном отоплении, проветривать помещение свежим и прохладным воздухом, не ухудшая комфортности условий. Радиационная температура помещения t_R может заметно отличаться от температуры внутреннего воздуха $t_в$. Для обеспечения комфортности в помещении в зимний период между этими температурами должна быть обеспечена зависимость, определяемая равенством

$$t_R = 1{,}57t_п - 0{,}57t_в \pm 1{,}5, \qquad \text{(VII.4)}$$

где $t_п$ — температура помещения, равная при спокойном состоянии человека около 22°, при умеренной работе около 18,5°, при работе со средней физической нагрузкой около 15° С.

Можно принимать, что расчетные внутренние температуры для помещений различного назначения являются температурами помещения $t_п$.

Наряду с обеспечением общей комфортности обстановки в помещении необходимо, как уже отмечалось, выполнить условия комфортности при положении человека в непосредственной близости от нагретых поверхностей панелей. Предельно допустимую температуру на поверхности панели в зависимости от ее размеров и расположения на поверхности потолка и стен можно определить по формуле

$$\tau_{н.п}^{доп} = 19{,}3 + \frac{8{,}7}{\varphi} \qquad \text{(VII.5)}$$

где φ — коэффициент облученности с поверхности человека на панель, приблизительно (для значений $\varphi > 0{,}15$) равный:

$$\varphi = 1 - 0{,}8\frac{x}{l}, \qquad \text{(VII.6)}$$

где x — расстояние от головы человека до панели в потолке (при расположении панели в стенах расчетным можно принять положение человека на расстоянии 1 *м* от стены);

l — средний размер панели, который при известной ее площади $F_{н.п}$ можно принимать равным $\sqrt{F_{н.п}}$.

Допустимая температура нагретого пола при расположении панели в перекрытии принимается равной от 24 до 34° С и более в зависимости от назначения и режима работы помещения. Нижний предел температуры нагретого пола относится к детским яслям и садам, верхний — к вестибюлям, переходам и пр., т. е. к таким помещениям, через которые человек проходит обычно не оставливаясь. В нормах приводятся допустимые значения температуры поверхности для частных случаев расположения панелей в помещении.

Важным достоинством панельно-лучистых систем является возможность их использования в летний период для радиационного охлаждения помещений.

§ 32. ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМА РАБОТЫ И СХЕМЫ ТРУБОПРОВОДОВ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТЫХ СИСТЕМ

В отличие от обычных нагревательных приборов регистры и, особенно, змеевики труб в панелях имеют высокое гидравлическое сопротивление. Это обеспечивает хорошую гидравлическую и тепловую устойчивость работы всей системы отопления и допускает использование двухтрубных систем в зданиях повышенной этажности.

В напольно-потолочных панелях змеевики расположены горизонтально. Это затрудняет удаление из них воздуха при заполнении системы водой и в процессе эксплуатации.

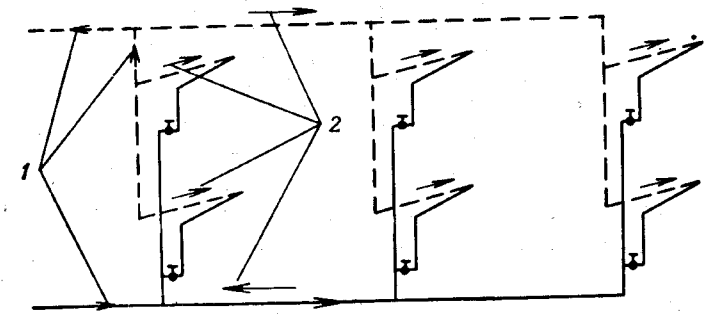


Рис. VII. 3. Схема трубопроводов напольно-потолочной системы панельно-лучистого отопления с опрокинутой циркуляцией

1 — направление движения теплоносителя; *2* — направление уклона трубопроводов

Для предупреждения образования воздушных пробок в горизонтальных змеевиках и регистрах необходимо обеспечивать скорость движения воды не менее 0,06 *м/сек*. Однако наилучшее воздухоудаление в таких системах может быть обеспечено применением змеевиков в панелях и схемы трубопроводов системы с опрокинутой циркуляцией. На рис. VII.3 приведена такая схема. Вода движется по стоякам снизу вверх. Это направление совпадает с движением пузырьков воздуха, что гарантирует хорошее воздухоудаление в системе. Кроме того, при опрокинутой схеме в нижние этажи попадает теплоноситель с более высокой температурой, чем в верхние,

что обеспечивает интенсивный их обогрев. Такое решение оказывается целесообразным в связи с повышенной инфильтрацией воздуха в первые этажи зданий.

Гидравлический расчет трубопроводов панельных систем проводится по общей методике, рассмотренной на примере радиаторных систем.

Пример VII.1. Определить размеры перегородочной панели с двусторонней теплоотдачей толщиной 60 *мм*. Панель оклеена обоями ($\lambda = 0{,}15$; $\delta = 0{,}003$ *м*). Теплопотери каждого помещения составляют 350 *ккал/ч*. Коэффициент теплопроводности материала панели $\lambda = 1{,}18$ *ккал/м·ч·град*. Принимаем расстояние между трубами $s = 150$ *мм*. Трубы, заложенные в панели, имеют наружный диаметр $d_н = 21{,}3$ *мм*, внутренний диаметр $d_в = 15{,}7$ *мм*. Температура воды в змеевиках $t_г = 82°$ С, $t_о = 64°$ С:

$$t_{н.п} = \frac{82+64}{2} = 73°.$$

Температура помещения $t_п = 18°$ С. Расход воды в трубах

$$G_{т.н} = \frac{350+350}{82-64} = 39 \text{ кг/ч}.$$

По графику рис. III.9 определяем $R'_в = 0{,}052$ *ч·м·град/ккал* (при $G_{т.н} = 39$ *кг/ч* и $d_в = 15{,}75$ *мм*), а сопротивление теплообмену от воды к внутренней поверхности трубы $R_в$ равно:

$$R_в = 2SR'_в = 2 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}052 = 0{,}016 \text{ град·м²·ч/ккал}.$$

Термическое сопротивление массива при $h/d_н = 30/21{,}25 = 1{,}41$ и $s/d_н = 150/21{,}25 = 7{,}05$ (по рис. III.10) равно: $R_м = 0{,}25$ *м·ч·град/ккал*. Сопротивление теплопроводности $R_т$ равно:

$$R_т = \frac{sR_м}{\lambda} = \frac{0{,}15 \cdot 0{,}25}{1{,}18} = 0{,}032 \text{ м²·ч·град/ккал}.$$

Для определения сопротивления теплоотдачи наружной поверхностью ориентировочно принимаем значение $\alpha_н = 8{,}9$ *ккал/м²·ч·град*. Тогда

$$R_н = \frac{1}{\alpha_н} = \frac{1}{8{,}9} = 0{,}113 \text{ м²·ч·град/ккал}.$$

Сопротивление слоев обоев

$$\frac{0{,}003}{0{,}15} = 0{,}02,$$

поэтому сопротивление теплопередаче в сторону одной из поверхностей (VII.2) равно:

$$R_{н.п\,I} = 0{,}016 + 0{,}032 + 0{,}02 + 0{,}113 = 0{,}18 \text{ град·м²·ч/ккал}.$$

Определяем температуру поверхности панели

$$\tau_п = t_в + \frac{R_н}{R_{н.п\,I}}(t_{н.п} - t_в) = 18 + \frac{0{,}113}{0{,}18}(73-18) = 18 + 34{,}6 = 52{,}6° \text{ С}$$

Проверим значение $\alpha_н$ по полученному перепаду температур.

По формуле (I.33) $\alpha_к = 1{,}3\sqrt[3]{34{,}6} = 4{,}2$ *ккал/м²·ч·град*. Коэффициент 1,3 принят вместо 1,43 в формуле (I.32) с учетом особенности теплообмена на поверхности панели. По формуле (I.34)

$$\alpha_л = 1{,}16 \cdot 4{,}2 \cdot 1 \approx 4{,}8 \text{ ккал/м²·ч·град},$$

где $b = 0{,}81 + 5 \cdot 10^{-3}\ (52{,}6 + 18) = 1{,}16$.
Значение $\alpha_н$ по формуле (III.18) равно:

$$\alpha_н = 4{,}2 + 4{,}8 = 9{,}0,$$

что почти точно совпадает с ориентировочно принятой величиной $\alpha_н = 8{,}9$.

Теплоотдача 1 $м^2$ панели в одну сторону равна:

$$q = 9\,(52{,}6 - 18) = 312 \text{ ккал/ч·м²}.$$

Площадь панели должна быть равна:

$$F_{н.п} = \frac{350}{312} = 1{,}12 \text{ м²}.$$

Проверяем допустимость полученного значения температуры панели при такой ее площади.

Средний размер панели равен: $\sqrt{F_{н.п}} = \sqrt{1{,}12} = 1{,}06$ *м*, поэтому при положении человека на расстоянии 1 *м* от панели коэффициент облученности φ будет равен (VII.6):

$$\varphi = 1 - 0{,}8\,\frac{1}{1{,}06} = 0{,}245.$$

Допустимая температура поверхности панели при таком значении φ равна (VII.5):

$$\tau^{доп}_{н.п} = 19{,}3 + \frac{8{,}7}{0{,}245} = 54{,}8° \text{ С}.$$

Температура поверхности ($\tau_п = 52{,}6°$ С) ниже предельно допустимой, поэтому принимаем рассчитанную конструкцию панели.

Глава VIII

ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 33. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОТОПЛЕНИЯ. ВИДЫ УСТРОЙСТВА, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Как уже указано выше, в системах воздушного отопления для обогрева помещений применяют в качестве теплоносителя нагретый воздух. Воздух, нагретый до температуры более высокой, чем температура помещений, поступая в помещения и охлаждаясь, отдает в помещения необходимое количество тепла для возмещения теплопотерь.

Системы воздушного отопления разделяются по виду первичного теплоносителя, согревающего воздух, на паровоздушные, водовоздушные и т. д., характеру подачи и перемещения приточного воздуха и качеству приточного воздуха.

По способу подачи воздуха системы воздушного отопления подразделяются на централизованные с подачей воздуха из единого общего центра и децентрализованные — с подачей воздуха местными отопительными агрегатами.

По характеру перемещения нагретого воздуха — с перемещением воздуха за счет разности объемных весов холодного и нагретого воздуха — системы с естественной циркуляцией воздуха, и с перемещением воздуха за счет разности давлений, создаваемых вентилятором, — системы с механическим побуждением.

По качеству подаваемого воздуха системы воздушного отопления могут быть рециркуляционные (рис. VIII.1, *а*) с перемещением одного и того же внутреннего воздуха, с частичной рециркуляцией (рис. VIII.1, *б*) и прямоточные (рис. VIII.1, *в*).

При применении систем воздушного отопления с частичной рециркуляцией и прямоточных наряду с отоплением осуществляется и приточная вентиляция.

Системы воздушного отопления могут обеспечить в помещениях поддержание постоянной равномерной температуры в период отопительного сезона в пределах санитарно-гигиенических требований.

При повышении наружной температуры теплопотери через ограждающие конструкции уменьшаются и соответственно уменьшается количество тепла с поступающим в помещение воздухом, температура которого понижается.

Системы воздушного отопления обеспечивают быстрый нагрев помещений. В летнее время системы воздушного отопления могут

быть использованы для охлаждения помещений при пропуске через воздухонагреватель того или иного хладагента.

Недостатки системы — низкая относительная влажность воздуха, поступающего в помещение, если он не увлажняется; возможность возникновения токов воздуха, беспокоящих людей, находящихся в помещении; при значительных размерах каналов для перемещения нагретого воздуха затрудняется их конструктивная увязка со строительными конструкциями здания.

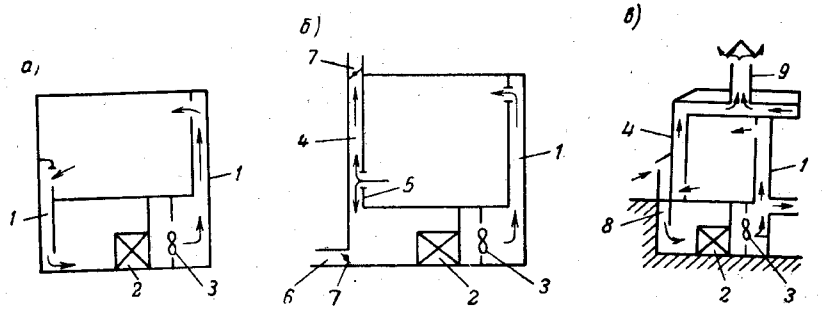


Рис. VIII. 1. Система воздушного отопления

а — рециркуляционная; *б* — с частичной рециркуляцией; *в* — прямоточная; *1* — канал; *2* — калорифер; *3* — вентилятор; *4* — канал для удаления воздуха; *5* — канал для рециркуляционного воздуха; *6* — канал для подачи наружного воздуха; *7* — клапан; *8* — канал для наружного воздуха; *9* — вытяжная шахта

§ 34. ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ

Системы воздушного отопления с естественной циркуляцией применяют при радиусе действия не более 8 *м*, а с механическим побуждением — при радиусе действия более 8 *м*.

Децентрализованные системы с агрегатами большой производительности и сосредоточенной подачей воздуха применяются в помещениях большого объема промышленных и гражданских зданий (рис. VIII.2); с агрегатами небольшой производительности для помещений с перегородками высотой более 2,2 *м* или помещений с оборудованием, мешающим сосредоточенному выпуску воздуха.

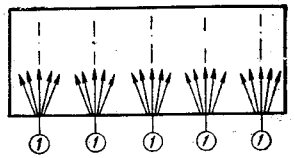


Рис. VIII. 2. Система воздушного отопления децентрализованная с агрегатами, установленными у наружной стены цеха (цифрами в кружках обозначены отопительные агрегаты)

Системы воздушного отопления с полной рециркуляцией могут быть применены в помещениях, в которых воздух не загрязнен вредными веществами, а с частичной рециркуляцией (совмещено с приточной вентиляцией), когда количество приточного воздуха для

компенсации теплопотерь превышает количество воздуха, необходимого для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами. Централизованные системы при совмещении систем воздушного отопления с приточной вентиляцией приведена на рис. VIII.1, *в*.

Если рециркуляция воздуха не допускается, следует применять прямоточные системы воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией. Эти системы могут быть применены для жилых зданий и в производственных помещениях, в воздухе которых содержатся болезнетворные микроорганизмы, ядовитые вещества, неприятные запахи производства и др.

Наружный воздух обрабатывается в приточных камерах. Для систем без механического побуждения производится нагревание воздуха, для систем с механическим побуждением — очистка, нагревание воздуха и при необходимости его увлажнение. При устройстве воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией в жилых зданиях, воздух направляется в жилые комнаты по магистральным каналам. Он смешивается с воздухом помещений, охлаждается, отдавая тепло, возмещающее теплопотери, и через неплотности в дверях поступает в санитарные узлы и кухни, откуда удаляется системой вытяжной вентиляции.

Совмещенные санитарные узлы и ванные комнаты обогреваются за счет полотенцесушителей (или отопительных приборов), присоединенных к системам горячего водоснабжения.

§ 35. РАСЧЕТ ВОЗДУШНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Для жилых зданий

Определение расчетного количества воздуха. Расчетное количество наружного воздуха, подаваемого в квартиру, должно быть не менее санитарных норм 25—30 *м³/ч* на одного проживающего. Температура воздуха, подаваемого на высоте до 3,5 *м*, определяемая из условия возмещения теплопотерь, не должна превышать 45° С. Количество потребного воздуха может быть определено и из расчета 3,75 *м³/ч* на 1 *м²* жилой площади при наружной расчетной для отопления температуре. При этом вытяжной системой без механического побуждения должно удаляться от кухонь не менее 75 *м³/ч*, из санитарных совмещенных узлов не менее 30 *м³*, а из раздельных не менее 65 *м³/ч*.

Определение температуры подаваемого воздуха в помещение и расход тепла на его нагревание. Расход тепла в помещениях, обогреваемых системами воздушного отопления, складывается из теплопотерь через ограждающие конструкции и расхода тепла на нагревание воздуха, поступающего за счет инфильтрации. Температура воздуха, подаваемого в помещение, определяется по формуле

$$t_{пр} = t_{ух} + \frac{Q}{0{,}24G}, \qquad \text{(VIII.1)}$$

где Q — количество тепла, возмещаемого системой воздушного отопления, в *ккал/ч*;

$t_{ух}$ — температура воздуха, уходящего из помещения, в °С;

G — количество воздуха, подаваемого системой воздушного отопления, в *кг/ч*:

$$G = \frac{Q}{0{,}24\,(t_{пр} - t_в)}\ кг/ч. \qquad \text{(VIII.2)}$$

Чтобы перевести количество воздуха в *м³/ч*, значение G *кг/ч* следует разделить на удельный вес воздуха γ *кг/м³*, соответствующий температуре приточного воздуха ($t_{пр}$).

При системах воздушного отопления, работающих на полной рециркуляции, расход тепла на нагревание воздуха

$$Q_1 = G_р\,(t_{пр} - t_в)\ 0{,}24\ ккал/ч, \qquad \text{(VIII.3)}$$

при прямоточных

$$Q_2 = G_н\,(t_{пр} - t_н)\ 0{,}24\ ккал/ч, \qquad \text{(VIII.4)}$$

при системах, работающих с частичной рециркуляцией,

$$Q_3 = [G_р\,(t_{пр} - t_в) + G_н\,(t_{пр} - t_н)]\ 0{,}24\ ккал/ч, \qquad \text{(VIII.5)}$$

где $G_р$ и $G_н$ — количество рециркуляционного и наружного воздуха в *кг/ч*;

$t_{пр}$ — температура воздуха, поступающего в помещение, в °С;

$t_н$ — температура наружного воздуха в °С;

$t_в$ — температура воздуха помещения в °С.

Подбор калориферов, вентиляторов и расчет воздуховодов см. в главах XVI, XVII.

Для помещений больших кубатур общественных и промышленных зданий

Как было указано выше, для таких помещений принимается воздушное отопление с сосредоточенной подачей воздуха.

В этих системах используются укрупненные отопительные агрегаты с сосредоточенной подачей в помещение воздуха горизонтальными струями, обладающими большими скоростями. Струи могут быть параллельными (рис. VIII.3) или с веерным направлением их раздачи (рис. VIII.4). При интенсивном перемешивании воздуха воздушными струями температура в помещении выравнивается как по его площади, так и по высоте.

При применении укрупненных агрегатов уменьшаются первоначальные затраты на устройство систем отопления и расход металла, и эксплуатация систем несколько упрощается. В связи с выравниванием температуры в помещении уменьшаются теплопотери в его верхней зоне, за счет чего расход топлива уменьшается.

Высоту выпуска воздуха $h_в$ над уровнем пола помещения рекомендуется принимать от 3,5 до 6 *м* при высоте помещения до 8 *м* и от 5 до 7 *м* при высоте помещений более 8 *м*. При выборе места выпуска воздуха надо, чтобы приточные струи на своем пути не встречали препятствий в виде массивных строительных конструкций и оборудования. Расстояние этих препятствий от места выпуска воздуха должно быть не менее удвоенной высоты помещения. Для регулирования температуры и подвижности воздуха в рабочей зоне следует приточные отверстия снабжать специальными устройствами — подвижными лопатками, позволяющими изменять направление выпуска воздуха по горизонтали.

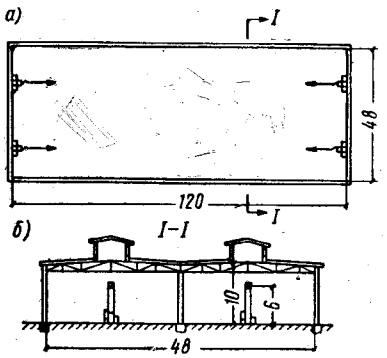


Рис. VIII. 3. Системы воздушного отопления с параллельными струями
а — план; *б* — разрез

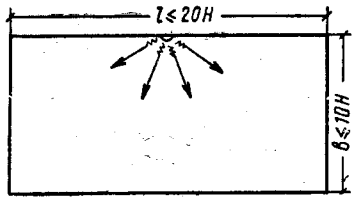


Рис. VIII. 4. Система воздушного отопления с веерным направлением струй

Максимально допустимая по гигиеническим соображениям подвижность воздуха в рабочей зоне ($v_{макс}$) принимается:

для помещений с $t_в = 18 \div 20°$ С при работе в сидячем положении не более 0,25 *м/сек*;

при легком физическом труде не более 0,5 *м/сек*;

при выполнении тяжелого физического труда не более 0,5—0,75 *м/сек*.

Высота зоны помещения, обслуживаемой одной струей, определяется: при направлении струи вдоль фонаря — с учетом фонарного пространства; при направлении струи перпендикулярно оси фонаря — без учета фонарного пространства; при решетчатых фермах независимо от направления струи — с учетом пространства между фермами; при наличии ферм со сплошным сечением и направлении струи вдоль ферм — с учетом пространства между фермами и без учета этого пространства при направлении струи перпендикулярно оси фермы.

Количество струй определяется:

при параллельной схеме выпуска (рис. VIII.3) по формуле

$$K = \frac{V}{bHl_{стр}} \text{ шт.}, \qquad \text{(VIII.6)}$$

при веерном выпуске воздуха (рис. VIII.4) по формуле

$$K = \frac{V}{0{,}4\,R_{стр}^2\,H} \text{ шт.}, \qquad \text{(VIII.7)}$$

где K — количество струй;

V — внутренний объем помещений в $м^3$;

$l_{стр}$ и $R_{стр}$ — дальнобойность струй в *м*;

b и H — ширина и высота зоны помещения, обслуживаемой одной струей, в *м*.

Примечание. Ширину зоны помещения, обслуживаемого одной струей, возможно принимать равной $3H - 4H$.

При параллельной схеме выпуска воздуха на высоте $h_в \geqslant 0{,}6\,H$ дальнобойность струи воздуха определяется по формуле

$$l_{стр} = \frac{C}{a}\sqrt{F}\ м, \qquad \text{(VIII.8)}$$

а при выпуске воздуха на высоте $h_в < 0{,}6\,H$ по формуле

$$l_{стр} = 0{,}71\,\frac{C}{a}\sqrt{F}\ м, \qquad \text{(VIII.9)}$$

при веерном направлении струй по формуле

$$R_{стр} = \left(\frac{C_1}{a}\right)^2 H\ м,$$

где a — коэффициент турбулентной структуры струи, принимаемый по табл. VIII.1;

C и C_1 — поправочные коэффициенты в зависимости от максимальной допустимой скорости воздуха $v_{макс}$ и от соотношения b — ширины и H — высоты обслуживаемой зоны (табл. VIII.2);

F — площадь поперечного сечения зоны помещений, обслуживаемой одной струей, в $м^2$.

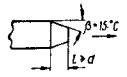
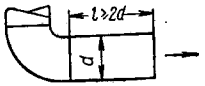
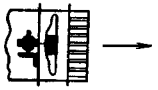
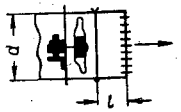
Дальнобойность струи должна быть равна длине обслуживаемой ею зоны помещения. При большей или меньшей дальнобойности струи следует соответственно уменьшить или увеличить подвижность ($v_{макс}$) воздуха в рабочей зоне или увеличить или уменьшить значение коэффициента турбулентной струи. Кратность циркуляции воздуха следует принимать для систем с полной рециркуляцией экономически наивыгоднейшей по расходу электроэнергии, которую возможно определить по формулам:

при параллельной схеме выпуска воздуха

$$n = \frac{300\,v_{макс}^2}{l_{стр}}; \qquad \text{(VIII.10)}$$

Таблица VIII.1

Коэффициент турбулентной структуры струи a

Типы приточных насадков	Значение: эскиз	коэффициент a	углы раскрытия струи 2α
Цилиндрическая труба с конфузором длиной не менее d и углом раскрытия $\beta=15°$		0,07	25°50′
Цилиндрическая труба		0,08	30°30′
Патрубок после отвода		0,1	32°50′
Спрямляющая решетка непосредственно за осевым вентилятором . .		0,12	44°30′
Лопатки Прандтля при повороте струи на 90°		0,2	68°30′
Редкая сетка за осевым вентилятором в коротком патрубке (l=0,50 d)		0,24	78°40′

Примечания: 1. Степень турбулентности струи характеризуется коэффициентом a, связанным с углом раскрытия струи 3,4 a=tg α.

2. При применении приточных насадков иной конструкции коэффициент a принимать по экспериментальным данным.

Таблица VIII.2

Поправочные коэффициенты C и C_1

Поправочные коэффициенты C и C_1	Максимальная скорость воздуха в рабочей зоне $v_{макс}$ в *м/сек*					
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75
C при $b \leqslant 4H$	0,28	0,33	0,35	0,37	0,38	0,4
C при $b > 4H$	0,2	0,23	0,25	0,262	0,27	0,28
C_1	0,2	0,25	0,27	0,29	0,3	0,32

при веерной схеме выпуска воздуха

$$n=\frac{15v_{макс}^2}{C_1^2 R_{стр}}. \qquad \text{(VIII.11)}$$

При совмещении системы воздушного отопления с приточной вентиляцией объем перемещаемого воздуха принимается равным расчетному вентиляционному объему, если он не меньше объема для систем отопления с полной рециркуляцией.

Температура подаваемого воздуха в помещение проверяется по формуле

$$t_o=\frac{q_0(t_р-t_н)}{0{,}24\gamma n}+t_р, \qquad \text{(VIII.12)}$$

где $t_р$ — температура в рабочей зоне в° С;

$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха для отопления в° С;

γ — объемный вес воздуха при $t_р$ в *кг/м*^{3};

q_0 — удельная тепловая характеристика, определяемая по внутреннему объему помещения с учетом инфильтрации, в *ккал/м*^{3}*·ч·град*;

t_o — не должна превышать 70° С.

При параллельной схеме выпуска воздуха диаметр приточного насадка определяется по формуле

$$d=\frac{0{,}88\,L_1}{v_{макс}\sqrt{F}}\ м, \qquad \text{(VIII.13)}$$

$v_{макс}$ при $b > 4H$ принимается равной 0,7 от допустимых подвижностей воздуха в рабочей зоне.

При веерной схеме выпуска воздуха

$$d=6{,}25\,\frac{aL_1}{v_{макс}H}\ м, \qquad \text{(VIII.14)}$$

где L_1 — объем воздуха, подаваемого одной струей, в *м*^{3}*/сек*.

Пример VIII.1. Рассчитать систему воздушного отопления инструментального цеха (рис. VIII.3) с длиной $l = 120$ *м* и шириной $b = 48$ *м*, с высотой до верхнего пояса ферм $H = 10$ *м*. Допустимая подвижность воздуха в рабочей зоне не более 0,5 *м/сек*. Теплоноситель вода, $t_г = 130°$ С, $t_о = 70°$ С, $t_{р.з} = 16°$ С. Внутренняя кубатура цеха $V = 120 \cdot 48 \cdot 10 = 57\,600$ *м*³. Теплопотери цеха с учетом инфильтрации наружного воздуха при $t_н = -26°$ С 967 680 *ккал/ч*. Принимаем к установке четыре агрегата, по два с каждого торца с подачей воздуха на высоте 6 *м* от пола.

Площадь поперечного сечения помещения на одну струю

$$F = 24 \cdot 10 = 240 \text{ м}^2.$$

Дальнобойность струи

$$l = \frac{120}{2} = 60 \text{ м}.$$

При $v_{макс} = 0,5$ *м/сек*; $C = 0,37$ (табл. VIII.2) дальнобойность струи при выпуске воздуха на высоте $\geqslant 0,6\,H$ равна:

$$l = \frac{C}{a}\sqrt{F} = \frac{0,37}{0,08}\sqrt{240} \approx 69 > 60 \text{ м}.$$

Дальнобойность струи велика. Принимаем $v_{макс} = 0,29$ *м/сек*. Тогда

$$l = \frac{C}{a}\sqrt{F} = \frac{0,29}{0,08}\sqrt{240} \approx 60 \text{ м}.$$

Наивыгоднейшая кратность циркуляции воздуха

$$n = \frac{300\,v_{макс}^2}{l_{стр}} = \frac{300 \cdot 0,5^2}{60} = 1,25.$$

Объем воздуха, подаваемого четырьмя агрегатами,

$$L = 1,25 \cdot 57\,600 = 72\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность агрегата

$$L_1 = \frac{72\,000}{4} = 18\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Далее подбирают стандартные агрегаты (см. гл. X VII) с соответствующей производительностью по воздуху и с соответствующей теплопроизводительностью. Температура воздуха, поступающего из отопительных агрегатов, в пределах допустимой, т. е. меньше 70°С:

$$t_о = \frac{q_о\,(t_р - t_н)}{0,24\,\gamma n} + t_р = \frac{0,42 \cdot 42}{0,24 \cdot 1,22 \cdot 1,25} + 16 \approx 62° \text{ С}.$$

Глава IX
КОТЛЫ И КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 36. СОВРЕМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЛОВ

Устройства для получения горячей воды или пара, используемых в качестве теплоносителя для систем отопления и вентиляции, называются водогрейными или паровыми котлами. Отопительные котлы подразделяются по теплоносителю, по материалу и конструктивному оформлению котлов, по виду топлива (твердое, жидкое и газообразное).

Котлы с температурой воды до 115° С или с давлением пара до 0,7 *кг/см*² называются котлами низкого давления, с более высокими параметрами воды и пара — котлами высокого давления. Котлы низкого давления могут устанавливаться в котельных, размещенных в подвальных помещениях

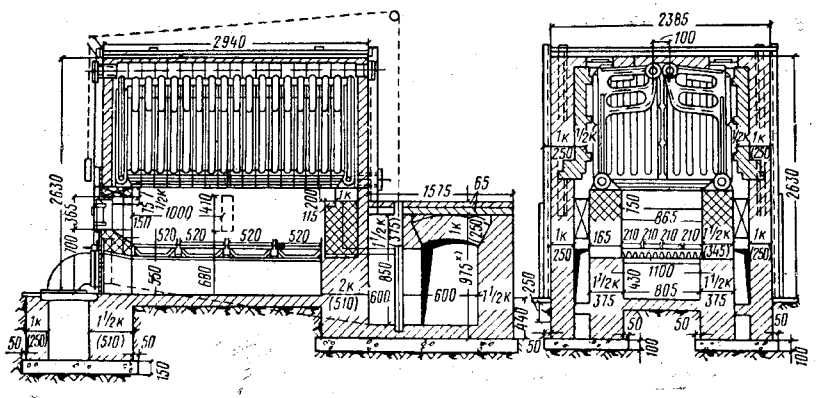


Рис. IX.1. Котел НР(ч)

жилых или общественных зданий. Все котлы оборудуются предохранительными устройствами.

Котлы высокого давления изготовляют из стали и применяют для установки в крупных (районных) котельных. Котлы низкого давления в основном изготавливают из чугуна.

В данном курсе рассматриваются только котлы низкого давления.

Чугунные котла могут быть с внутренними и внешними топками. Чугунный котел НР(ч) с внешней топкой конструкции инж. Н. Н. Ревокатова приводится на рис. IX.1. Его секции разомкнуты и имеют форму, приведенную на рис. IX.2. Секции устанавливаются на кирпичном основании, что позволяет выбрать необходимую высоту топки.

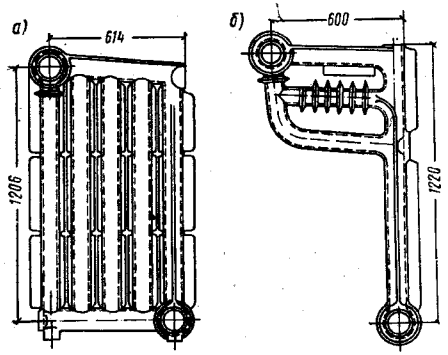


Рис IX. 2. Секция котла НР(ч)
а—лобовая; *б*—средняя

Внешние топки имеют конструктивную форму, представляющую возможность сжигать любой вид топлива. Котел снабжается кирпичной обмуровкой.

Выпускаемые в настоящее время шатровые чугунные котлы повторяют принципиальную схему котла НР(ч).

Ниже приведены некоторые из котлов шатрового типа. На рис. IX.3 приведен чугунный котел «Универсал-6». Такой котел устанавливают без обмуровки. Секции котлов покрывают теплоизоляционной мастикой. Техническая характеристика приведена в табл. IX.1.

Таблица IX.1

Характеристика котла «Универсал-6»

Общее количество секций	Поверхность нагрева в $м^2$	Длина в мм	Площадь колосниковой решетки в $м^2$	Вес котла без обмуровки в кг
18	19,8	1115	0,68	1647
22	24,2	1365	0,91	1931
26	28,6	1615	1,13	2215
30	33	1865	1,36	2496
34	37,4	2115	1,59	2780
38	41,8	2365	1,81	3063
42	46,2	2616	2,02	3346

Примечание. Емкость наибольшей секции 22,6 *л*.

На рис. IX.4 приведен водогрейный котел «Искитим-1». Роль крайних секций выполняют средние секции, перевернутые на 180°.

Для сжигания антрацита во внешней топке котла предусматриваются плитчатые неподвижные колосники с живым сечением 19%. Для сжигания бурого угля и торфа колосниковая решетка должна быть с живым сечением 11% и тремя поворотными колосниками. Котел обмуровывается кирпичом, в табл. IX.2 приведена его техническая характеристика. Чугунные котлы КЧ-3 («Энергия-6») собираются из двух пакетов секций и имеют внешнюю топку с неподвижными и поворотными колосниками (рис. IX.5). Техническая характеристика этих котлов приведена в табл. IX.3.

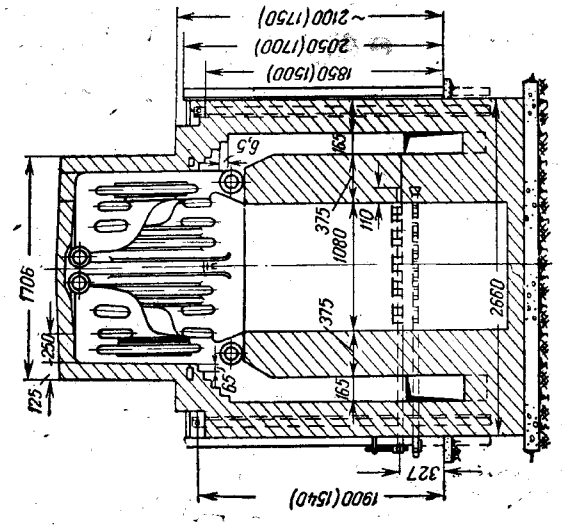


Рис. IX. 4. Котел «Искитим-1»

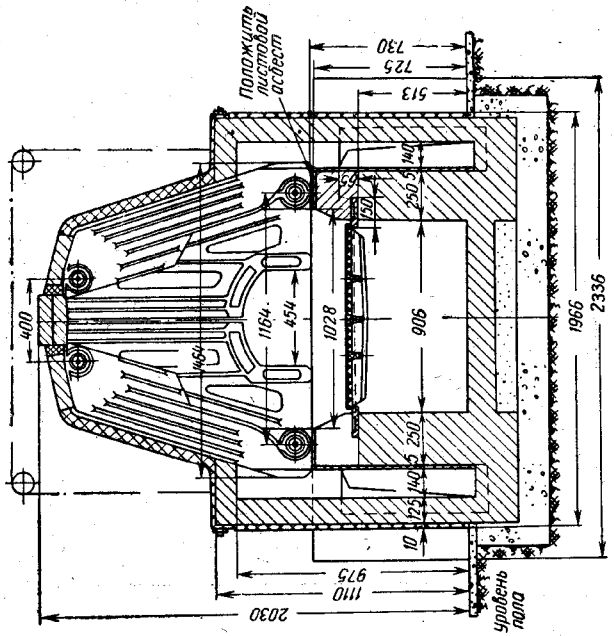


Рис. IX. 3. Чугунный котел «Универсал-6»

Таблица IX.2

Характеристика водогрейного котла «Искитим-1»

Количество секций	Поверхность нагрева в $м^2$	Длина котла l в $мм$	Площадь колосниковой решетки в $м^2$	Объем топочного пространства в $м^3$	Вес котла без обмуровки в $кг$
22	24,7	1880	1,15	1,9/2,5	3422
30	48,6	2410	1,72	2,75/3,65	4406
38	62,4	2940	2,29	3,6/4,8	5389

Примечания: 1. Поверхность нагрева одной секции передней и задней—0,9 $м^2$, средней—1,73 $м^2$.

2. Дробные значения означают: числитель для котла с внутренней топкой, знаменатель для котла с внешней топкой.

Для квартирного отопления выпускаются котлы ВНИИСТО-Мч (рис. IX.6). Этот котел с верхним отводом газов собирается из отдельных секций (лобовые и средние) с количеством от 4 до 12. Плит-

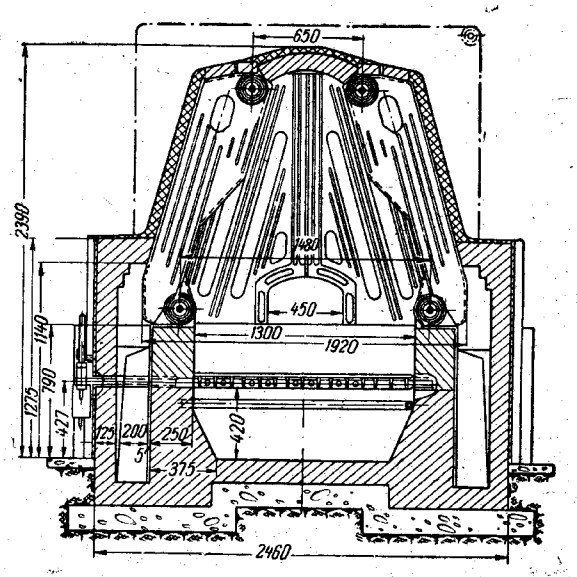


Рис. IX.5. Котел «Энергия-6»

чатые колосники устанавливают на специальных приливах в нижней части средней секции. Котлы устанавливают на листе стали по войлоку, смоченному в глине, или на ряд кирпичей.

Таблица IX.3

Характеристика котлов типа КЧ-3

Количество секций	Поверхность нагрева в $м^2$	Длина котла l в $мм$	Площадь колосниковой решетки в $м^2$	Емкость котла в $л$	Вес котла без обмуровки в $кг$
20	29,6	1634	1,5	604	2830
28	42	2172	2,2	840	3766
36	54,4	2710	2,9	1076	4702

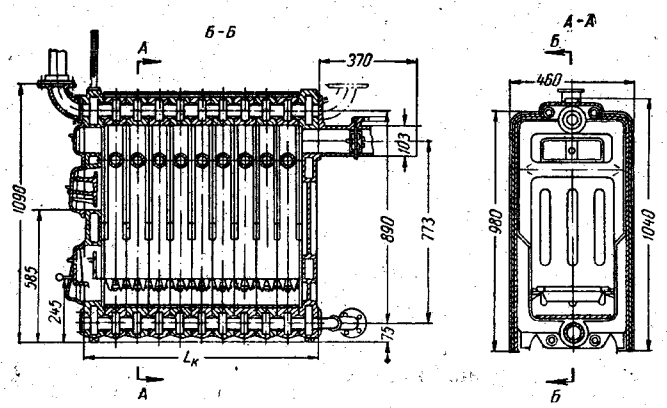


Рис. IX.6. Котел ВНИИСТО-Мч

Топочные газы через выходной патрубок направляются в дымовую трубу. Техническая характеристика котлов ВНИИСТО-Мч приведена в табл. IX.4.

Описанные выше чугунные котлы могут быть использованы для приготовления горячей воды или пара. В последнем случае у них устанавливаются паросборники.

Чугунные секционные котлы шатрового типа могут быть приспособлены для сжигания различных видов топлива, для чего изменяют размеры внешних и внутренних топок.

Наряду с твердым топливом в них сжигают жидкое топливо и газ с уста-

Таблица IX.4

Характеристика котлов ВНИИСТО-Мч

Количество секций	Поверхность нагрева в $м^2$	Длина l в $мм$	Площадь колосниковой решетки в $м^2$	Вес котла в $кг$
4	1,18	320	0,06	214
5	1,5	400	0,086	247
6	1,82	480	0,112	280
7	2,14	560	0,138	313
8	2,46	640	0,163	346
9	2,78	720	0,189	379
10	3,1	800	0,214	412
11	3,42	880	0,240	445
12	3,72	960	0,266	479

Примечание. Поверхность нагрева передней секции 0,24 $м^2$, средней 0,32 $м^2$ и задней 0,30 $м^2$.

новкой горелок. Топки для жидкого топлива и внутренние топки экранируются.

Чугунные котлы должны систематически очищаться от внутренних загрязнений (накипи) и загрязнений на наружной поверхности секции. К последним относятся осаждение частиц несгоревшего топлива, сажи и золы. Наружные загрязнения очищаются щетками и ершами, а также обдуванием поверхностей котла струями пара или сжатого воздуха. Котлы от накипи в основном очищают химическим путем, используя раствор соляной кислоты.

Определение поверхности нагрева котлов

Те или иные котлы устанавливают в зависимости от расхода тепла на отопление, вентиляцию и, если имеется, на горячее водоснабжение. Установка котлов зависит также и от вида топлива.

Поверхность нагрева котлов определяется по формуле

$$F_к = \frac{aQ_р}{K}\ м^2, \qquad (IX.1)$$

где $Q_р$ — расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в *ккал/ч*;

a — коэффициент, учитывающий потери тепла в котельной и трубопроводами; при системах с верхней разводкой $a = 1{,}2$, при системах с нижней разводкой $a = 1{,}10$;

K — тепловое напряжение поверхности нагрева котла *ккал/м².ч* принимается по табл. IX.5.

В котельной устанавливается не менее двух котлов с общей поверхностью нагрева, равной расчетной.

Таблица IX.5

Тепловое напряжение поверхности нагрева котлов K в *ккал/м².ч*

Котлы	Сжигаемое топливо			
	бурый уголь	торф	антрацит	жидкое и газообразное топливо
Чугунные с внутренними топками	2000—3000	3000—5000	6000—7000	7000—8000
То же, с внешними топками	7000—9000	8000—10 000	10 000—12 000	10 000—13 000

§ 37. ДЫМОВЫЕ ТРУБЫ И БОРОВА

Дымовые газы котельной установки удаляются наружу через трубу, создающую в дымоходах разрежение.

Чем больше разность температур наружного воздуха и дымовых газов, перемещающихся по трубе, и чем выше труба, тем больше сила тяги.

Высота трубы определяется по формуле

$$H = 2{,}15\ \frac{S}{\left(\frac{1}{273+t_н} + \frac{1}{273+t_{ср}}\right)b}, \qquad (IX.2)$$

где $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха. Для отопительных котельных высота трубы определяется при расчетной зимней температуре с проверкой ее на наружную температуру конца отопительного сезона $t = 10°$ С,

$t_{ср}$ — температура уходящих газов (250—300 С°);

b — барометрическое давление в *мм рт. ст.*

Дымовые трубы могут быть кирпичными, железобетонными или стальными.

При высоте трубы до 60 *м* устанавливают кирпичные трубы, при большей — железобетонные, а при высоте до 35 *м* — стальные трубы.

Естественная тяга применяется при высоте трубы до 50 *м*.

При расчетной высоте трубы более 50 *м* устанавливают дымососы.

Сечение дымовой трубы для котельных с теплопроизводительностью до 650 000 *ккал/ч* можно определить по формуле

$$F_{тр} = \frac{0{,}03\,Q}{\sqrt{h}}\ см^2, \qquad (IX.3)$$

где $F_{тр}$ — сечение трубы в *см²*;

Q — теплопроизводительность котлов в *ккал/ч*;

h — высота трубы от колосниковой решетки до устья шахты в *м*, а сечение боровов в свету по формуле

$$F_б = 0{,}0055\,\Sigma F_к, \qquad (IX.4)$$

где $\Sigma F_к$ — суммарная поверхность нагрева котлов, присоединенных к борову, в *см²*.

Труба должна быть выведена выше конька кровли на высоту не менее 1 *м*. Высота трубы не должна быть ниже 12 *м*.

§ 38. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

Для водогрейных котлов приспособлением, предохраняющим котлы от повышения в них давления, являются обратные клапаны, устанавливаемые на обводной линии у выхода горячей воды из котлов. Схема установки обратных клапанов, позволяющих пропускать воду только в направлении от котла к обводной линии, приведена на рис. IX.7. При закрытых задвижках у котлов на горячем и обратном трубопроводах при наличии такого устройства давление воды при ее нагревании не увеличится, поскольку обратные клапаны пропустят полученный при нагревании дополнительный объем воды в сеть трубопроводов системы отопления, сообщающейся через расширительный сосуд с атмосферой.

Если на трубопроводе между обратным клапаном и расширительным сосудом имеется запорная арматура, на котлах вместо обратных клапанов устанавливают предохранительные.

В качестве предохранительного устройства для паровых котлов низкого давления (до 0,7 *ати*) служит гидравлический затвор, который присоединяется к паропроводу за котлом до места установки запорной арматуры.

Схема одного из гидравлических затворов приведена на рис. IX.8. Коллектор гидравлического затвора *1* присоединяется трубой *2* к паровому пространству кот-

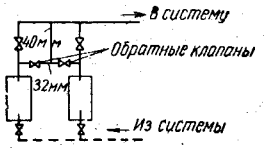


Рис. IX.7. Предохранительное устройство для водогрейных котлов

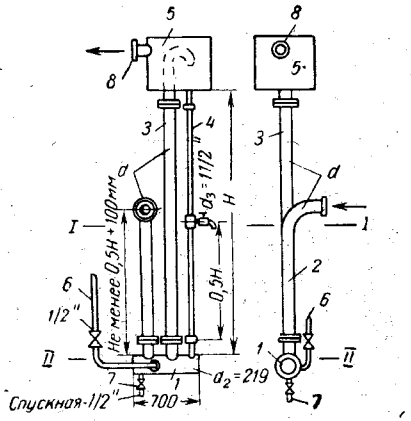


Рис. IX.8. Гидравлический затвор

ла, а трубами *3* и *4* он соединяется с бачком *5*. Предохранительное устройство через трубу *6* заполняют водой. При необходимости вода из него удаляется через трубу *7*. На половине высоты трубы *4* устанавливается контрольный кран. Труба *8* сообщает бачок *5* с атмосферой.

Перед растопкой котла предохранительное устройство заполняется водой до уровня *I—I*. Под давлением пара уровень воды в трубе *2* понижается, а в трубах *3* и *4* повышается. Разность уровней воды в трубах *2* и *3*, *4* соответствует избыточному давлению пара в котле. При давлении пара в котле, большем, чем давление столба воды высотой *H*, вода в трубе *7* опускается ниже уровня *II—II*, пар выбрасывает воду через трубу *3* в бачок и удаляется в атмосферу по трубе *8*. При снижении давления пара вода, поступившая в бачок, возвращается по трубе *4* в коллектор и заполняет трубу *3*.

В зависимости от теплопроизводительности котла диаметры труб *2*, *3* и *8* принимают по табл. IX.6.

Таблица IX.6

Диаметры труб предохранительного устройства

Теплопроизводительность котлов в *ккал/ч*	15 000—40 000	41 000—80 000	81 000—150 000	151 000—240 000	241 000—450 000
d в *мм*	40	50	70	80	100

§ 39. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГОДОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА

Годовой расход топлива определяют по формуле

$$G = \frac{1{,}15\,Q\,(t_в - t_{ср.н})\,24n}{(t_в - t_н)\,Q^р_н\,\eta}\ кг, \qquad (IX.5)$$

где Q — количество тепла, теряемого при наружной расчетной зимней температуре, в *ккал/ч*;
$t_в$ — наиболее характерная внутренняя температура в отапливаемых помещениях;
$t_{ср.н}$ — средняя температура отопительного периода;
$t_н$ — наружная зимняя расчетная температура;
n — количество суток отопительного сезона;
$Q^р_н$ — низшая теплотворная способность топлива в *ккал/кг*;
η — к. п. д. установки, равный около 0,6;
1,15 — коэффициент, учитывающий потерю тепла трубопроводами и котлом.

Необходимо всегда иметь для бесперебойной работы котлов запас топлива. В связи с этим площадь склада при применении твердого топлива должна быть рассчитана на запас топлива для самого холодного месяца, что составляет примерно около 20% годовой потребности в топливе.

При хранении антрацита площадь склада ориентировочно можно определять по формуле

$$F_{скл} = 0{,}0017\,V\ м^2, \qquad (IX.6)$$

где V — наружная кубатура отапливаемого здания в $м^3$.

§ 40. РАЗМЕЩЕНИЕ КОТЛОВ И ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ В КОТЕЛЬНЫХ

При размещении котельной внутри отапливаемого здания ее желательно размещать в центре. При таком размещении котельной сокращается расход металла на трубопроводы. Размещение котельной также должно обеспечивать удобство доставки в нее топлива и удаления золы и шлака.

Размеры котельной в плане должны быть достаточны для размещения котлов и всего оборудования. Расстояние от фронта чугунных котлов до противолежащей стены должно быть не менее 2,2 *м*. Это вызывается длиной шуровочного инструмента. Котлы устанавливаются с проходами между ними не менее 0,7 *м* и проходами между крайними котлами и стенами не менее 0,7—1 *м*. Позади котлов оставляют место, достаточное для прокладки борова.

Высота котельной при чугунных котлах должна быть не менее 3,2 *м*. При наличии циркуляционных насосов с электродвигателями и дутьевых вентиляторов для форсирования сжигания топлива предусматривается необходимая площадь и для их установки.

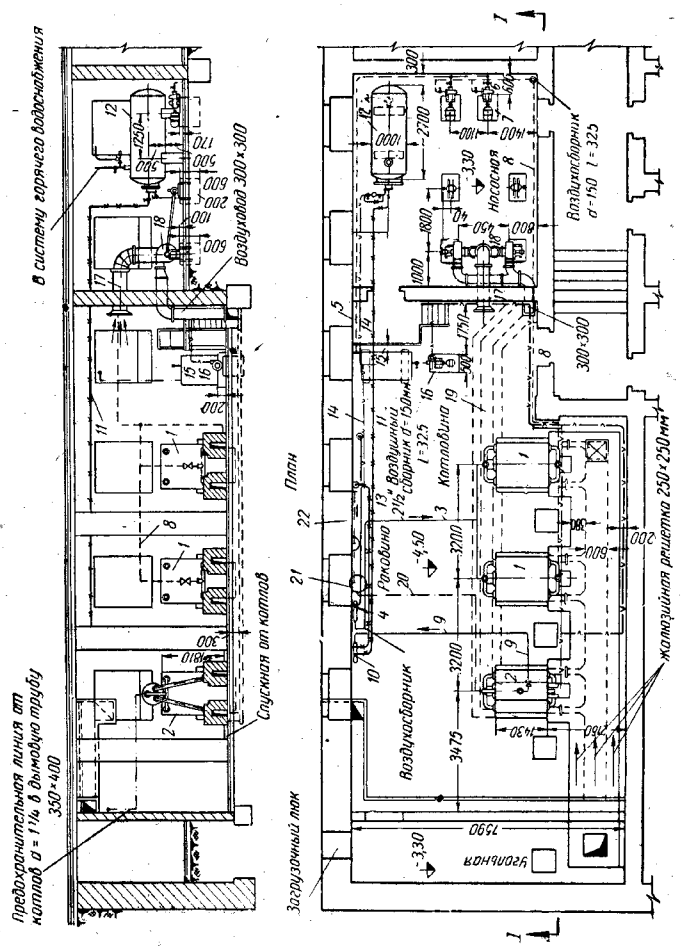


Рис. IX.9. Котельная (план и разрез)

1 — котлы водогрейные; *2* — котел паровой; *3* — трубопровод горячей воды; *4* — коллектор; *5* — трубопровод обратной воды; *6* — циркуляционные насосы; *7* — электродвигатели; *8* — трубопровод обратной воды; *9* — паропровод; *10* — коллектор; *11, 13* — паропроводы; *12* — пароводонагреватель; *14* — конденсатопровод; *15* — конденсационный бак; *16* — насос; *17* — воздуховод; *18* — центробежный вентилятор; *19* — подземный воздуховод; *20* — паропровод; *21* — предохранительное устройство; *22* — ручной насос

Таким образом, общие размеры котельной определяются количеством и размером котлов и оборудования. При котельных с большим количеством котлов следует предусматривать помещение мастерской и при количестве работающих в смену кочегаров более двух — бытовое помещение.

Как правило, котельная должна размещаться под вспомогательными помещениями и иметь изолированный вход. Перекрытие котельной — несгораемое, а конструкция его должна быть такова, чтобы не было перегрева вышележащих помещений.

Котельная должна иметь дневное освещение и обеспечена вентиляцией.

Выпуск наружного неподогретого воздуха осуществляется за котлами, а вытяжка — через канал, проложенный смежно с дымовой трубой. Рядом с котельной предусматривают помещение для топлива. На рис. IX.9 приведена котельная (план и разрез) с водогрейными и паровыми чугунными котлами.

Глава X

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

§ 41. ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ОТ РАЙОННЫХ КОТЕЛЬНЫХ И ТЭЦ

В настоящее время котельная может служить источником теплоснабжения целых кварталов и промышленных площадок, что обеспечило возможность сократить расход топлива, уменьшить загрязнение городов, сократить количество обслуживающего персонала, снизить пожарную опасность и повысить к. п. д. систем теплоснабжения.

Экономия средств при эксплуатации систем централизованного теплоснабжения окупает дополнительные расходы на устройство тепловых сетей от источника теплоснабжения до отдельных зданий.

Особо выгодными источниками тепла для централизованного теплоснабжения являются ТЭЦ — тепловые электрические станции, в которых пар, использованный в турбинах для выработки электроэнергии, нагревает воду в системах отопления или непосредственно идет на нужды теплоснабжения. Первая теплофикационная система в СССР появилась в Ленинграде в 1924 г. Электростанция № 3 была реконструирована в ТЭЦ. В Москве в 1928 г. от ТЭЦ Теплотехнического института осуществили подачу тепла на заводы «Паростой», «Динамо» и др.

Особенно интенсивно начала развиваться теплофикация в Советском Союзе с 1931 г. Уже в 1940 г. СССР был на первом месте по развитию централизованного теплоснабжения и теплофикации.

Централизованное теплоснабжение (теплофикация) от ТЭЦ более экономично, чем от районных котельных.

Для целей теплоснабжения расход топлива в 2—3 раза меньше, чем при использовании районных котельных. Принципиальная схема ТЭЦ приведена на рис. X.1. При этой схеме для теплоснабжения служит горячая вода с параметрами $t_г = 150°$ (возможно и выше) и $t_о = 70°$. При увеличении разности температур воды $(t_г - t_о)$ при одной и той же нагрузке тепловой сети уменьшается количество циркулирующей в ней воды, а в соответствии с этим — и диаметры ее трубопроводов.

Из котла *1* пар высокого давления до 240 *ата* поступает в теплофикационную турбину *2* электрогенератора *13*. Давление пара в турбине снижается до 2 *ата*, и он поступает в камеру отбора *3*, откуда частично — в водоподогреватель *4*, где обратная вода, подаваемая из сети, подогревается до 110—115°, и частично — во

вторую часть турбины. Здесь, расширившись до 0,04—0,6 *ата*, пар совершает дополнительную механическую работу по выработке электроэнергии. Отработавший пар поступает в конденсатор *11*, где отдает свое тепло охлаждающей воде (из водоема, градирни и пр.).

Конденсат из подогревателя и конденсатора перекачивается насосами *5* в регенеративный подогреватель и деаэратор *14*, а оттуда в котел. Вода, возвратившаяся из тепловых сетей, пройдя грязевик *6*, насосом *7* перемещается в подогреватель *4* и по трубе *8* — в тепловую сеть. При понижении наружной температуры вода до-

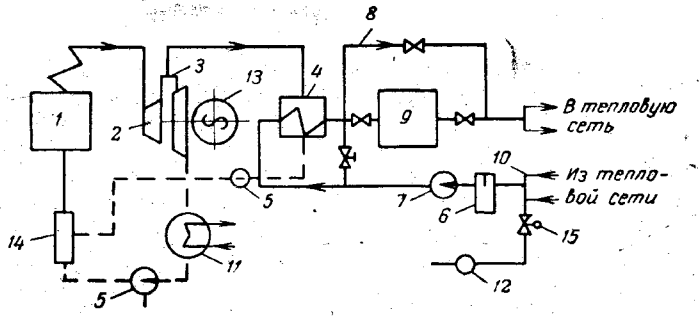


Рис. X. 1. Принципиальная схема ТЭЦ

полнительно нагревается в пиковом котле *9* с 110—115° С до требуемой температуры. В обратный трубопровод теплосети *10* с помощью подпиточного насоса *12*, устанавливаемого после регулятора давления *15*, подается подпиточная вода из водоподготовки.

На таких станциях, производящих электроэнергию и тепло для нужд теплоснабжения, используется 95—97% тепла, вырабатываемого котлами.

§ 42. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

По своему назначению тепловые сети могут быть:

а) магистральные — от источника тепла до кварталов населенных мест и до площадок промпредприятий;

б) распределительные — от магистральных тепловых сетей до узловых ответвлений к отдельным зданиям;

в) ответвления к отдельным зданиям — от распределительных тепловых сетей до ввода в здание.

В зависимости от взаимного расположения источников тепла и потребителей схемы тепловых сетей подразделяются:

а) на радиальные (рис. X.2, *а*) с радиальной прокладкой магистралей от источника тепла в районы размещения потребителей. Такие сети отличаются простотой и дешевизной, но в случае аварии не могут обеспечить питания части обслуживаемых ими абонентов;

б) на кольцевые (рис. X.2, *б*) с прокладкой в район потребителей от источника тепла двух магистралей, соединяющихся между собой в районе размещения потребителей. При таком устройстве в каждую из двух ветвей сети теплоноситель может поступать с двух сторон, что весьма важно в случае аварии, когда выключается один из участков сети.

При кольцевой схеме система дороже, чем при радиальной, поэтому она применяется лишь в том случае, когда не допускается даже кратковременный перерыв в подаче тепла абонентам.

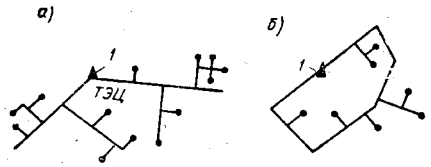


Рис. X. 2. Схема тепловых сетей
а — радиальная; *б* — кольцевая

В зависимости от теплоносителя тепловые сети могут быть водяные и паровые.

Водяные тепловые сети в зависимости от способа питания теплом систем горячего водоснабжения отдельных зданий могут быть закрытыми (с нагреванием воды для горячего водоснабжения в водо-водяных подогревателях, установленных на вводе тепловой сети в здание) и открытыми (с отбором воды для системы горячего водоснабжения непосредственно из тепловой сети на ее вводе в здание). Системы отопления к водяным тепловым сетям могут присоединяться непосредственно, а также через элеваторы или теплообменники.

§ 43. СПОСОБЫ ПРОКЛАДКИ ТЕПЛОПРОВОДОВ

Теплопроводы должны быть долговечны и надежны в работе. Поэтому при прокладке необходимо обеспечивать их защиту от коррозии, хорошую термоизоляцию и отсутствие возникновения больших механических напряжений. Способ прокладки бывает подземным и надземным. Подземная прокладка — в проходных, полупроходных (доступных для обслуживания), непроходных каналах и бесканальная. Тепловые сети можно прокладывать и в общих коллекторах совместно с другими коммуникациями, а также в технических коридорах подвалов и технических подпольях зданий.

Надземная прокладка применяется в тех случаях, когда в связи с особо тяжелыми грунтовыми условиями (например, районы вечномерзлых грунтов) не представляется возможным применить подземную прокладку. В этом случае трубы прокладывают на эстакадах, мачтах, низких опорах (столбики, шпалы и пр.) по стенам снаружи или внутри зданий.

Наиболее часто трубопроводы прокладывают в подземных непроходных каналах, выполненных в основном из железобетона. На рис. X.3, *а* приведен прямоугольный, на рис. X.3, *б* — сводчатый канал.

Для обеспечения дренажа вод, проникающих в каналы, предусматривают уклон дна каналов не менее 0,002. Дренажные трубы прокладываются в гравии или щебенке. Швы между блоками и плитами перекрытий заполняют цементным раствором.

Теплопроводы следует прокладывать выше уровня грунтовых вод, в противном случае дренажные трубы следует укладывать на 200—250 *мм* ниже дна канала.

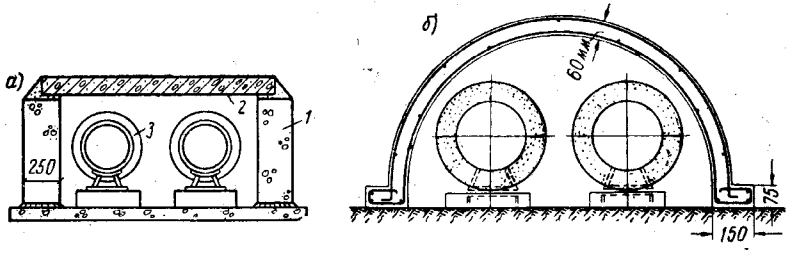


Рис. X. 3. Каналы
а — прямоугольный непроходной; *б* — сводчатый непроходной; *1* — боковые стенки; *2* — перекрытие канала; *3* — набивная изоляция

При прокладке теплопроводов в проходных каналах (рис. X.4) обеспечиваются удобства обслуживания и ремонта трубопроводов. Трубы в данном случае находятся в условиях, при которых они в меньшей степени подвергаются наружной коррозии, чем, например, при прокладке в непроходных каналах.

Проходные каналы применяются при прокладке большого количества труб.

С целью обеспечения уменьшения первоначальных затрат при прокладке теплопроводов под зданиями или другими сооружениями, а также под центральными проездами могут быть применены полупроходные каналы (рис. X.5) и проходные тоннели.

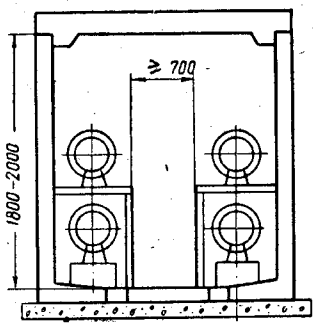


Рис. X. 4 Проходной канал

Бесканальная прокладка применяется в том случае, если отсутствуют грунтовые воды и если грунт достаточно прочный при транспортируемом теплоносителе, имеющем температуру не более 180° С. Бесканальная прокладка не должна применяться в сейсмических районах при землетрясениях силой 7 и более баллов, а также в районах вечной мерзлоты при наличии просадочных грунтов и в местах горных выработок. Преимущества такой прокладки заключаются в значительной дешевизне и в скорости ее осуществления.

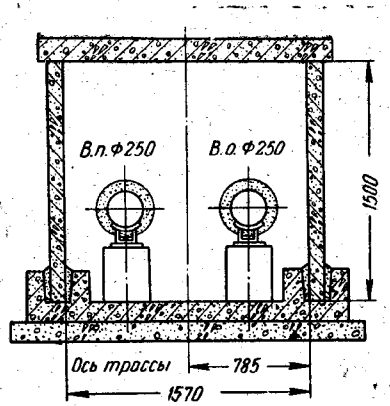


Рис. X. 5. Полупроходной канал

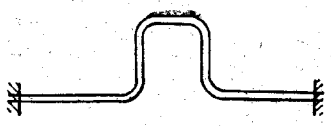


Рис. X. 6. П-образный компенсатор

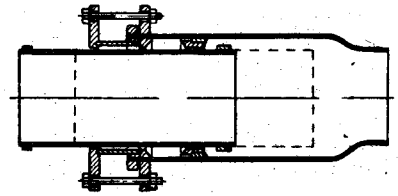


Рис. X. 7. Сальниковый компенсатор

При бесканальной прокладке необходимо применение механически прочной цилиндрической изоляционной конструкции, способной воспринимать давление грунта и передавать его на поверхность трубы.

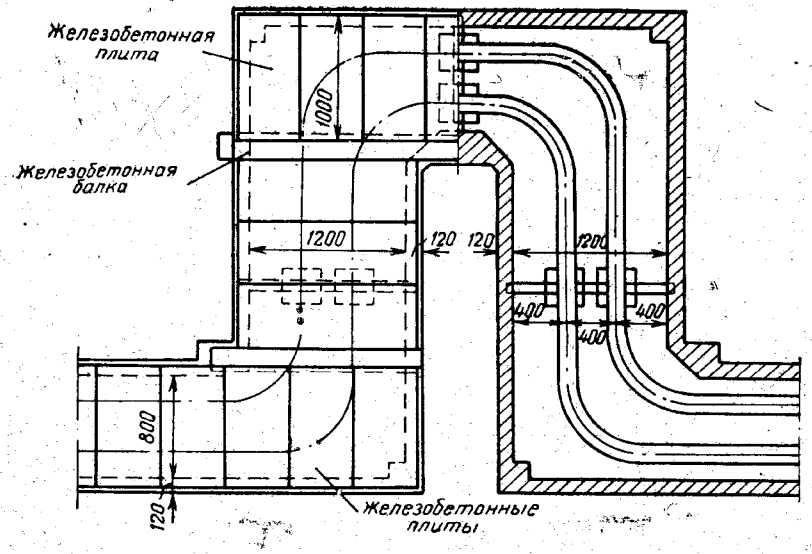


Рис. X. 8. Ниши

Глубина заложения тепловых сетей от поверхности земли при подземной прокладке принимается не менее:

1) до верха перекрытий каналов и конструкций бесканальной прокладки при наличии дорожного покрытия 0,5 *м*; при отсутствии дорожного покрытия 0,7 *м*;

2) до верха перекрытия смотровых камер при наличии дорожного покрытия 0,2 *м*; при отсутствии дорожного покрытия 0,5 *м*.

В общих коллекторах тепловые сети могут быть проложены совместно с трубопроводами систем водоснабжения, ливневой канализации, силовыми и осветительными кабелями с напряжением до 35 *кв* и кабелями связи.

Не допускается прокладка тепловых сетей в непроходных каналах и тоннелях предприятий совместно с кислотопроводами, с трубопроводами легковоспламеняющихся и ядовитых жидкостей, с трубопроводами сжатого воздуха с давлением выше 16 *кг/см*^{2} и ливневой и фекальной канализацией.

При прокладке теплопроводов для восприятия температурных удлинений применяются компенсаторы или используются естественные повороты труб. Компенсаторы, применяемые для строительства тепловых сетей, могут быть: П-образные (рис. X.6), сальниковые (рис. X.7) и линзовые. П-образные компенсаторы размещаются в нишах (рис. X.8).

§ 44. ПРИСОЕДИНЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

1. Тепловые пункты

Для присоединения потребителей (отдельных зданий) к тепловым сетям в зданиях предусматривают тепловые пункты следующих размеров:

а) для жилых домов и учреждений (без горячего водоснабжения) 1,5×4 *м* и с горячим водоснабжением 5×8 *м* при высоте 2,5 *м*;

б) для школ и детских учреждений 4×6 *м* при высоте 2,5 *м*.

Для промышленных предприятий, больниц с несколькими корпусами и для кварталов новой застройки следует предусматривать центральные тепловые пункты, в которых учитывают расход теплоносителя и контроль за его параметрами.

Присоединение систем водяного отопления к водяным тепловым сетям

Системы водяного отопления могут присоединяться к тепловым водяным сетям:

а) непосредственно без подмешивания (рис. X.9, *а*) при температуре воды систем отопления, равной температуре воды в наружной тепловой сети;

б) с подмешиванием к сетевой воде обратной воды из системы отопления с элеватором (рис. X.9, *б*). Эта схема предложена проф. В. М. Чаплиным, применяется при температуре воды в тепловых сетях, более высокой, чем в системах отопления;

в) с подмешиванием с помощью насоса, устанавливаемого на перемычке (рис. X.9, *в*) между подающей и обратной трубами.

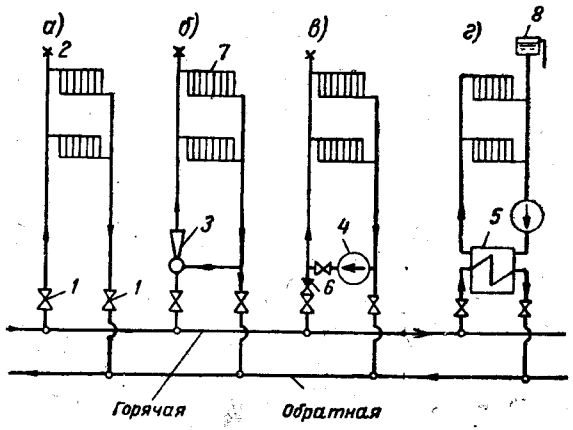


Рис. X. 9. Схемы присоединения систем к водяным наружным тепловым сетям

а — схемы присоединения без подмешивания; *б* — схемы присоединения с подмешиванием; *в* — схема присоединения с установкой насоса на перемычке; *г* — схема присоединения с установкой водоподогревателя; *1* — задвижка; *2* — воздушный кран; *3* — элеватор; *4* — насос; *5* — водонагреватель; *6* — обратный клапан; *7* — нагревательный прибор; *8* — расширительный сосуд

Эта схема применяется в том случае, когда элеватор при недостаточном давлении в тепловой сети не обеспечивает подмешивания необходимого количества обратной воды к горячей;

г) с установкой водоподогревателя (рис. X. 9, *г*) эта схема применяется для защиты местной системы от недопустимо высокого давления в наружной тепловой сети или для защиты тепловой сети от недопустимо высокого давления в системах отопления отдельных зданий.

Следует отметить, что при присоединении систем водяного отопления к тепловым сетям непосредственно или по схеме с подмешиванием расширительный сосуд в системах отопления как упоминалось выше, не устанавливают, и воздух удаляется через воздушные сборники. Подпитка водой осуществляется в тепловую сеть.

Присоединение систем отопления к паровым тепловым сетям

Системы парового отопления присоединяются к паровым тепловым сетям непосредственно или через редукционный клапан (рис. X.10, *а*).

Конденсат из систем поступает в конденсационный бак и насосом перекачивается в конденсатопровод тепловой сети, или за счет избыточного давления конденсат может поступать из системы отопления в конденсатопровод тепловой сети без установки в зданиях конденсационных баков и насосов. Системы пароводяного отопления присоединяют к паровым наружным сетям по схеме, приведенной на рис. X.10, *б*.

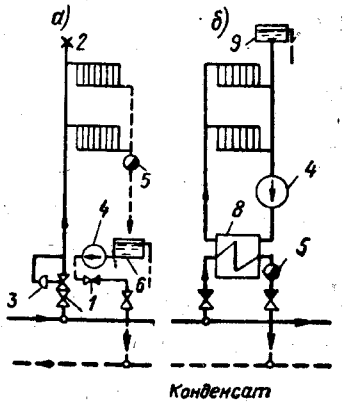


Рис. X. 10. Схема присоединения к паровым тепловым сетям

а — присоединение паровой системы; *б* — присоединение систем пароводяного отопления; *1* — задвижка; *2* — воздушный кран; *3* — регулятор давления; *4* — насос; *5* — конденсационный горшок; *6* — бак; *7* — обратный клапан; *8* — водонагреватель; *9* — расширитель

Присоединение систем вентиляции и систем горячего водоснабжения к тепловым сетям

Калориферы вентиляционных систем к водяным тепловым сетям присоединяются непосредственно с использованием перегретой воды.

Присоединение с подмешиванием допускается только при расположении калориферов на большой высоте.

Системы горячего водоснабжения к водяным тепловым сетям присоединяются: к тепловым сетям при открытой системе теплоснабжения с непосредственным водозабором, через водоподогреватель при закрытой схеме теплоснабжения.

§ 45. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ВВОДОВ

Водоструйный элеватор. На рис. X.11 приведен стальной элеватор ВТИ. Высокотемпературная вода из наружных тепловых сетей насосом, установленным в тепловой станции, нагнетается через сопло.

В смесительный конус горячая вода поступает с большой скоростью, и в кольцевом пространстве между соплом и смесительным конусом создается разрежение. Под влиянием разрежения вода из обратной линии поступает в камеру всасывания, а затем в смесительный конус, где смешивается с горячей водой. Смешанная вода через диффузор направляется в подающую магистраль системы отопления.

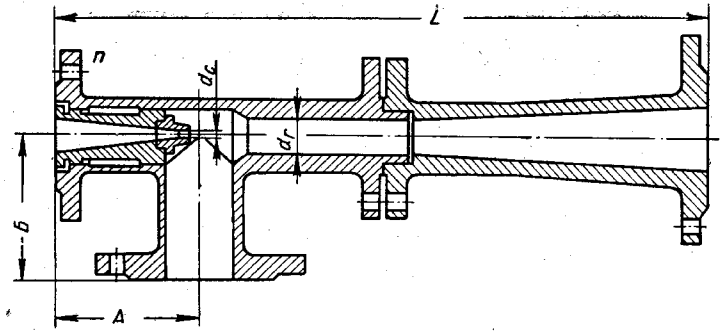


Рис. X.11. Стальной элеватор ВТИ

Разность давлений за диффузором и в камере всасывания и обеспечивает циркуляцию в местной системе. Схема установки элеватора приведена на рис. X.12.

Водоструйные элеваторы применяются для систем отопления с потерей давления в них не более 1,5 *м вод. ст.* Возможно одним элеватором обслуживать группу зданий при суммарном расходе тепла до 300 000 *ккал/ч*, причем суммарные потери давления в трубопроводах отдельных зданий не должны превышать 1 *м вод. ст.*,

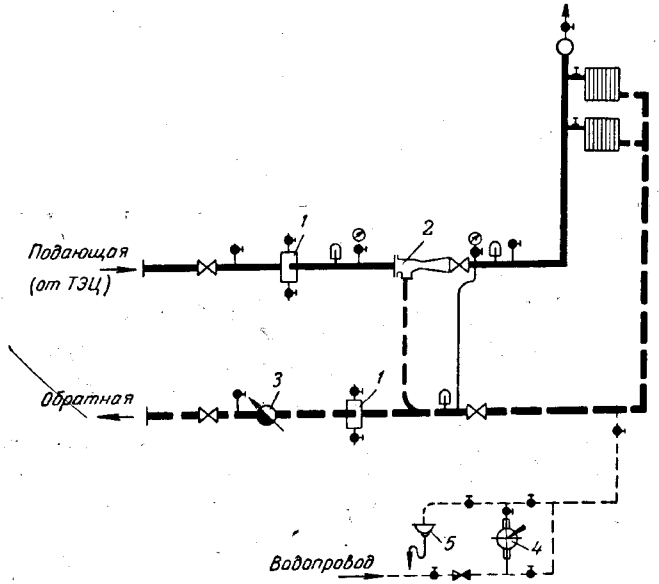


Рис. X.12. Схема установки элеватора
1 — грязевик; *2* — элеватор; *3* — водомер; *4* — ручной насос; *5* — раковина

к. п. д. элеватора низкий. Поэтому давление в тепловой сети перед элеватором должно быть больше давления, расходуемого в местной системе, в 5—10 раз.

Размеры элеватора можно подбирать, пользуясь номограммой рис. X.13.

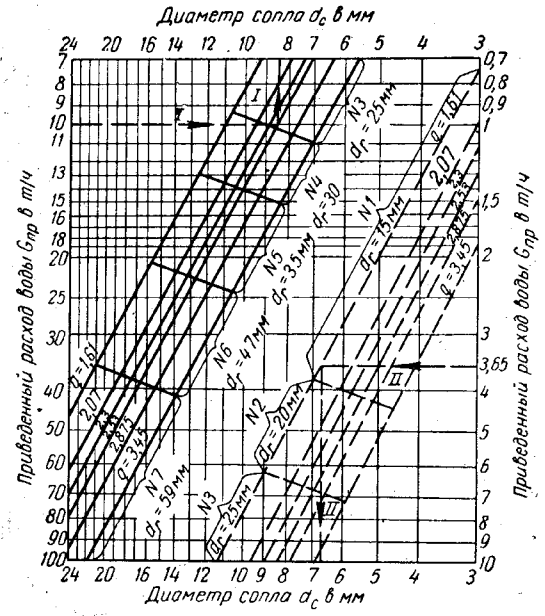


Рис. X.13. Номограмма для подбора элеватора

Определив количество циркулирующей в местной системе смешанной воды по формуле

$$G_{см} = \frac{Q_o}{(t_г - t_o)\,1000}\ т/ч, \qquad (X.1)$$

где Q_o — расход тепла в местной системе в *ккал/ч*;
$t_г$ — температура горячей воды;
t_o — температура обратной воды,
находят коэффициент смешения элеватора

$$q = \frac{T_г - t_г}{t_г - t_o}, \qquad (X.2)$$

где $T_г$ — температура в горячем трубопроводе тепловой сети.

Расход воды рассчитывают по формуле

$$G_{пр} = \frac{G_{см}}{\sqrt{H_2}}, \qquad (X.3)$$

где H_2 — гидравлическое сопротивление местной системы отопления в *м вод. ст.*

По номограмме (рис. X.13) находят по $G_{пр}$ и q номер элеватора и диаметр сопла d_c.

Пример X.1. При $G_{см} = 10$ *т/ч* и $q = 2{,}53$ элеватор № 3, $d_c = 8{,}5$ *мм*.

Местная автоматическая регулировка. В дополнение к центральному регулированию параметров теплоносителя в абонентских вводах предусматривают местную автоматическую регулировку

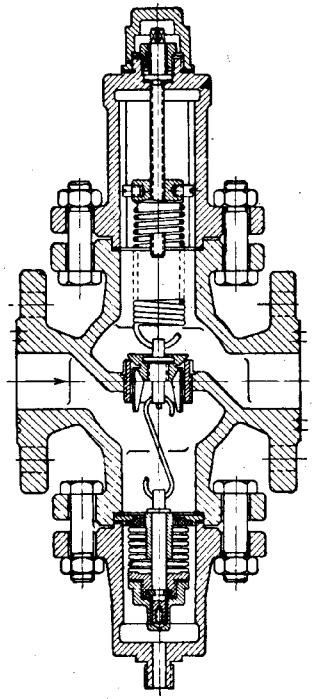


Рис. X. 14. Регулятор давления «до себя» (подпора)

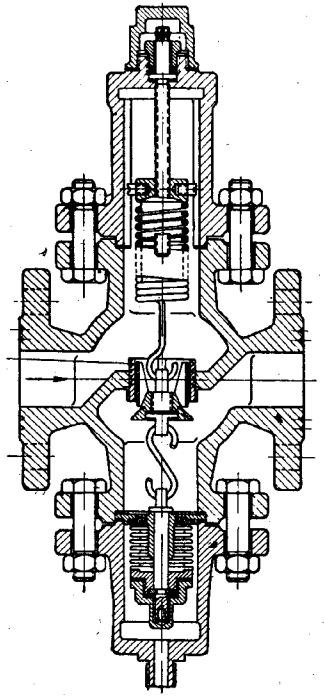


Рис. X. 15. Регулятор постоянства расхода

с помощью установки регуляторов давления «до себя» и «после себя». Необходимость такой регулировки вызывается тем или иным режимом местной системы.

Задача местного регулирования заключается:

а) в поддержании минимума давления в обратной трубе ввода, определяемого статическим давлением местной системы с установкой авторегулятора давления «до себя»;

б) в поддержании постоянства расхода сетевой воды через местную систему, для чего устанавливается регулятор расхода (напора) для поддержания постоянной разности давления, например в сопле элеватора системы отопления;

в) в поддержании средней температуры в отапливаемых помещениях, для чего устанавливается регулятор температуры;

г) в защите местных систем от повышенного давления в сети путем установки регуляторов давления «после себя», работающих вместе с предохранительными и обратными автоматическими клапанами.

Регулятор давления «до себя» приведен на рис. X.14. Клапан, расположенный снизу, притягивается к седлу пружиной и открывается только тогда, когда давление на него преодолеет натяжение пружины.

На рис. X. 15 приведен регулятор постоянства расхода. В нем клапан размещен сверху, и пружина оттягивает его от седла, а не прижимает. На сильфон с нижней стороны воздействует давление за системой.

Назначение пружины — уравновешивать силу, пропорциональную гидравлическому сопротивлению местной системы.

Потребное постоянное гидравлическое сопротивление местной системы и соответствующий пропуск воды через нее получают при том или ином натяжении пружины.

Местная система от повышения давления в сети может быть защищена с помощью регулятора постоянства напора.

Глава XI

МОНТАЖ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

§ 46. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ ОРГАНИЗАЦИИ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

При монтаже систем центрального отопления широко применяется индустриализация работ.

При индустриализации монтажа заготовительные работы отделяются от сборочных.

Заготовительные работы (отдельные узлы трубопроводов, подводка к нагревательным приборам и пр.) выполняются на заводах монтажных заготовок и в центральных заготовительных мастерских. Непосредственно же на объектах устанавливаются приборы, собираются уже изготовленные трубные узлы и пр. При таком методе производства работ сокращаются сроки и уменьшается стоимость монтажных работ.

При подготовке к производству монтажных работ выбирается метод производства работ, составляется проект, выдаются заказы на материалы, оборудование, монтажные заготовки, механизмы и необходимый инструмент.

Монтажные работы могут выполняться последовательным методом (после общестроительных работ) или параллельным, при котором работы по монтажу систем отопления выполняются одновременно с общестроительными работами. Этот метод работы в настоящее время становится преобладающим, поскольку все более широко применяются объемные сантехкабины и замоноличенные отопительные панели.

§ 47. ИСПЫТАНИЕ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

По окончании монтажа системы водяного отопления наполняются водой и их испытывают на прочность. Системы наполняются водой из водопровода через обратную магистраль. При этом имеющиеся в системе краны и вентили должны быть полностью открыты, чтобы осуществить полное удаление воздуха через расширительный сосуд или воздушные трубки воздухосборников.

При заполнении системы водой должен производиться осмотр системы с отметкой всех имеющихся изъянов. Если же в соединениях трубопроводов обнаружена незначительная течь, ее устраняют подтяжкой. В случае значительных неисправностей, влекущих за собой смену отдельных частей труб или отдельных приборов, заполнение системы водой прекращают до полного устранения всех неисправностей.

После заполнения системы водой вторично производят осмотр системы и, убедившись, что никаких дефектов не имеется, заглушают воздушную трубку у расширительного сосуда, закрывают краны у воздухосборников и приступают к гидравлическому испытанию системы. Гидравлическое испытание производится гидравлическим прессом. Пресс присоединяется к обратной магистрали соединительной трубой диаметром до 25 *мм*. Давление в системе в самой низкой точке по манометру доводится на 1 *ати* более нормального для данной системы, но не должно быть менее 4 *ати*. Если по истечении 5 *мин* падение по манометру не превысит 0,2 *ати*, система может быть допущена к пробной топке. Если трубопровод прокладывается в бороздах, то заделка его разрешается лишь при окончательном испытании системы гидравлическим давлением и устранении всех неисправностей, которые могут при этом встретиться.

При испытании водяных систем в зимнее время процесс заполнения водой несколько отличается от обычного. При наличии местной котельной вначале заполняют водой только котлы и часть главного стока. Котлы затапливаются, причем температуру воды доводят почти до точки кипения. Вентили на напорном водопроводе, питающем котлы, открывают и производят одновременно и заполнение системы водой, и топку котлов. По заполнении системы водой осуществляют гидравлическое испытание системы в том же порядке, как было изложено выше. Системы, непосредственно присоединенные к тепловым сетям, заполняются горячей водой из теплосетей.

После заполнения системы водой и гидравлического испытания ее проводится испытание системы на равномерность прогрева и ее регулирование.

Системы парового отопления опробуются непосредственно паром, подаваемым в них.

Регулирование при правильно запроектированной системе водяного отопления сводится лишь к большему или меньшему открытию кранов двойной регулировки у нагревательных приборов (см. гл. V). Основной возможной причиной непрогревания отдельных частей систем отопления являются: засоры, образующиеся за счет остатков формовочной земли и загрязнения системы при ее монтаже, и воздушные пробки, возникающие в связи с неполным удалением из системы воздуха при ее заполнении. При обнаруживании этих неполадок топка прекращается и все неполадки устраняются. Регулировка обычно проверяется по степени прогрева приборов.

При применении термопар значительно упрощается процесс регулирования температур на поверхности нагревательных приборов.

Необходимо после первичной регулировки измерить температуру отдельных помещений термометром; там, где температура

окажется выше требуемой, надо прикрыть краны двойной регулировки (уменьшить поступление воды в нагревательные приборы), или, наоборот, где температура окажется ниже запроектированной, открыть краны (увеличить поступление воды в нагревательные приборы).

При регулировании системы отопления необходимо поддерживать температуру в котлах на одном уровне. Температура воды в котлах должна поддерживаться в соответствии с отопительным графиком.

Основная задача регулирования заключается в том, чтобы установить во всех помещениях такие температуры, которые отличались бы от предусмотренных проектом на ± 1—2°.

§ 48. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Если при регулировании системы не обнаружились дефекты, связанные с недочетами проектирования и требующие устранения, она может быть сдана в эксплуатацию. Однако и в период эксплуатации за системой необходимы наблюдение и уход. Система отопления должна иметь паспорт и исполнительные чертежи, которые передаются обслуживающему персоналу с инструкцией по уходу за системой. Все неисправности, выявившиеся при эксплуатаций, должны немедленно устраняться. Необходимо подвергать наиболее частому осмотру такие части системы, как котлы, насосы, моторы, а также магистрали на чердаках, в подвалах. Следует также наблюдать за состоянием изоляции трубопроводов, особенно в лестничных клетках, на чердаках и в других местах, где имеет место пониженная температура воздуха.

При осмотре центробежных насосов и электродвигателей необходимо следить за тем, чтобы в подшипниках всегда имелось масло. При ременной передаче необходимо ежедневно проверять состояние ремней и следить за тем, чтобы при работе не было вибрации подшипников. Для этого требуется проверять затяжку фланцев, разработку подшипников, прочность насосной установки на фундаменте и пр. В случае перегрева помещений количество поступающей воды в системе регулируется за счет прикрывания задвижек у котлов или при присоединении систем к тепловым сетям, на вводе в здание. Правильность работы системы нужно наблюдать по показаниям двух манометров, поставленных на горячем и обратном трубопроводах у насосов или на вводе теплофикационных линий. Манометры при остановке системы должны показывать одно и то же давление, равное гидростатическому давлению в системе, а при работе системы — проектную расчетную разность давлений. Если манометры показывают меньшее давление, а разница их показаний остается постоянной, то причина заключается в том, что система полностью не заполнена водой.

Топка котлов должна производиться по вывешиваемому в котельной графику, который предусматривает, какое число котлов

одновременно должно работать и какая температура воды в них, в зависимости от наружной температуры, должна поддерживаться. Последняя может меняться не только в отдельные дни, но и в течение суток. Обычно принимают наружную температуру для данного дня, равную наружной температуре, которая была в 9—10 *ч* предшествующих суток. В системах отопления, присоединяемых непосредственно к наружным сетям, необходимая температура воды поддерживается централизованно в районной котельной или ТЭЦ.

Температура в отдельных помещениях регулируется кранами двойной регулировки. Как правило, в течение отопительного сезона в системе отопления должна быть одна и та же вода. Это вызвано тем, что при постоянстве одной и той же воды в ней содержится малое количество воздуха и система не подвергается коррозии; ее объем пополняется лишь для возмещения убыли, происшедшей в результате испарения воды в расширительном сосуде. Последнее, как было указано выше, легко обнаружить по показаниям манометров системы.

По окончании отопительного сезона систему промывают, для чего воду спускают. Систему заполняют свежей водой, которую нагревают примерно до температуры 95° С. Эту температуру поддерживают в течение 1 *ч* с целью возможно полного удаления воздуха. Вода в системе остается на все время перерыва топки — до следующего отопительного сезона. Недочеты в работе системы, которые не могут быть устранены немедленно, записываются в особый журнал и устраняются по окончании отопительного сезона.

Глава XII

СВОЙСТВА ВОЗДУХА И ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО СОСТОЯНИЯ

§ 49. ВОЗДУХ И ЕГО СВОЙСТВА

В помещениях гражданских и промышленных зданий должна поддерживаться определенная климатическая обстановка, которая в большой мере определяется состоянием воздушной среды. Воздух должен быть достаточно нагретым, умеренно влажным и чистым.

Бытовые и технологические процессы связаны с выделением различных вредностей. Под вредностями собирательно понимается избыточное поступление в помещение тепла, влаги, газов, паров и пыли. Поэтому цель вентиляции — извлечь загрязненный воздух и подать в помещение чистый воздух.

Качество воздуха определяется его тепловлажностным состоянием, газовым составом и содержанием вредных паров и пыли. Атмосферный воздух практически всегда бывает влажным. Водяной пар в отличие от других составляющих смеси может находиться в воздухе как в перегретом, так и насыщенном состоянии. Сухая часть влажного воздуха обычно содержит 78% по весу азота, около 21% кислорода, около 0,03% углекислоты и другие газы.

Для технических расчетов влажный воздух можно считать смесью газов, для которой справедливы закон Дальтона и характеристическое уравнение Клапейрона. Согласно закону Дальтона каждый газ в смеси, занимая весь объем, имеет свое парциальное давление p_i, а сумма этих давлений равна полному (барометрическому) давлению B смеси:

$$B = \sum p_i. \qquad \text{(XII.1)}$$

Характеристическое уравнение для 1 *кг* любого газа может быть записано в виде

$$p_i v_i = R_i T, \qquad \text{(XII.2)}$$

где p_i — абсолютное давление в *кг/м²*;

v_i — удельный объем в *м³/кг* (объем, занимаемый 1 *кг* газа при данном давлении p_i и абсолютной температуре T в ° К, в *м³*);

R_i — газовая постоянная в *кг·м/кг·* °К.

Во многих расчетах влажный воздух удобно рассматривать как бинарную смесь (смесь двух газов), состоящую из водяного пара,

газа с молекулярным весом $\mu_п = 18$ и сухого воздуха, условного однородного газа с молекулярным весом $\mu_{с.в} = 29$. Газовая постоянная R для водяного пара равна 47, а для сухого воздуха 29, 27. Барометрическое давление B в этом случае равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{с.в}$ и водяного пара $p_п$:

$$B = p_{с.в} + p_п. \qquad \text{(XII.3)}$$

Объемный вес газа γ в *кг/м³* есть величина, обратная удельному объему v в формуле (XII.2). Для сухого воздуха при атмосферном давлении в 760 *мм рт. ст.* или $760 \cdot 13{,}6 = 10\,333$ *кг/м²*, объемный вес $\gamma_{с.в}$ в *кг/м³* равен:

$$\gamma_{с.в} = \frac{p_{с.в}}{R_{с.в} T} = \frac{10\,333}{29{,}27\,T} \approx \frac{353}{T}. \qquad \text{(XII.4)}$$

При стандартных условиях, за которые в вентиляции приняты $B = 760$ *мм рт. ст.* и $t_в = 20°$ С ($T = 273+20 = 293°$ К), объемный вес сухого воздуха равен около 1,2 *кг/м³*. При других давлениях (p в *мм рт. ст.*) и температуре T $\gamma_{с.в}$ равно:

$$\gamma_{с.в} \approx 1{,}2 \frac{293}{T} \cdot \frac{p_{с.в}}{760} = 0{,}465 \frac{p_{с.в}}{T}. \qquad \text{(XII.5)}$$

Доля влаги во влажном воздухе невелика, поэтому объемный вес влажного воздуха $\gamma_в$ мало отличается от $\gamma_{с.в}$. Величина $\gamma_в$ равна:

$$\gamma_в = \gamma_{с.в} - 0{,}0129 \frac{p_п}{T} = \frac{B}{R_{с.в} T} - 0{,}0129 \frac{p_п}{T} \approx \frac{353 - 0{,}0129\,p_п}{T}. \qquad \text{(XII.6)}$$

Из формулы видно, что при одном и том же барометрическом давлении влажный воздух всегда легче сухого, но разница эта крайне невелика. Действительно, при обычных условиях в помещении, когда, например, давление $p_п = 15$ *мм рт. ст.*, или $15 \times 13{,}6 = 204$ *кг/м²*, доля второго члена (XII.6), учитывающего разницу γ влажного и сухого воздуха при прочих равных условиях, составит всего лишь 0,75% величины $\gamma_{с.в}$ Поэтому в инженерных расчетах вторым членом в формуле (XII.6) часто можно пренебречь и считать $\gamma_в \approx \gamma_{с.в}$.

При обработке и изменениях свойств воздуха в вентиляционном процессе количество сухого воздуха остается неизменным, поэтому при рассмотрении тепловлажностного состояния все показатели относят к 1 *кг* сухой части влажного воздуха.

Влажный воздух характеризуется количеством содержащегося в нем водяного пара. Количество водяного пара в *кг*, приходящееся на 1 *кг* сухой части влажного воздуха, называют **влагосодержанием воздуха** в *кг/кг*. Величина x равна:

$$x = \frac{\gamma_п}{\gamma_{с.в}} = \frac{R_{с.в}\,p_п}{R_п\,p_{св}} = \frac{29{,}27}{47} \cdot \frac{p_п}{p_{св}} = 0{,}623 \frac{p_п}{B - p_п}. \qquad \text{(XII.7)}$$

Численные значения x обычно являются малой дробью, поэтому в расчетах удобнее пользоваться влагосодержанием d в $г$ влаги на 1 $кг$ сухой части влажного воздуха, для которого формула (XII.7) имеет вид:

$$d = 1000x = 623\frac{p_п}{B - p_п}. \qquad (XII.8)$$

Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальная величина при заданных давлении и температуре строго определена насыщенным состоянием водяных паров. В связи с этим для характеристики степени увлажненности воздуха удобно пользоваться показателем относительной влажности воздуха φ. Величина φ показывает в % или долях степень насыщенности воздуха водяными парами по отношению к состоянию полного насыщения $p_{п.н}$. Величина φ в % равна:

$$\varphi = \frac{p_п}{p_{п.н}} 100\%. \qquad (XII.9)$$

Теплоемкости сухого воздуха $c_{с.в}$ и пара $c_п$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными:

$$c_{с.в} = 0{,}24 \text{ и } c_п = 0{,}43 \; ккал/кг \cdot град.$$

Поэтому, если теплосодержание (энтальпия) сухого воздуха при $t = 0°$ С принять за ноль, то его теплосодержание $I_{с.в}$ при произвольной температуре t будет равно:

$$I_{с.в} = c_{с.в} t. \qquad (XII.10)$$

Удельная теплота парообразования для воды при $t = 0°$ С равна: $r = 597{,}3$ $ккал/кг$, поэтому теплосодержание пара $I_п$ во влажном воздухе при этой температуре (0° С) равно r. Теплосодержание водяного пара в воздухе $I_п$ в $ккал/кг$ при произвольной температуре t равно:

$$I_п = 597{,}3 + 0{,}43t. \qquad (XII.11)$$

Теплосодержание влажного воздуха I складывается из теплосодержания сухой его части и водяных паров. Величина I, отнесенная к $г$ 1 $к$ сухой части, при произвольной температуре t и влагосодержании d равна:

$$I = 0{,}24t + (597{,}3 + 0{,}43t)\frac{d}{1000}. \qquad (XII.12)$$

Если ввести характеристику теплоемкости влажного воздуха $c_в$, которая равна:

$$c_в = 0{,}24 + \frac{0{,}43d}{1000}, \qquad (XII.13)$$

то

$$I = c_в t + r\frac{d}{1000}. \qquad (XII.14)$$

На основе уравнения (XII.12) проф. Л. К. Рамзиным была составлена так называемая I — d-диаграмма, широко используемая при расчетах кондиционирования воздуха, сушки и других процессов, связанных с изменением состояния влажного воздуха. В I — d-диаграмме графически связаны все параметры, определяющие тепловлажностное состояние воздуха, это I, d, t, φ, $p_п$. Диаграмма I — d приведена на рис. XII.1. Диаграмма построена в косоугольной системе координат. Такая система позволяет расширить область ненасыщенного влажного воздуха и поэтому делает ее удобной для построений процессов. По оси ординат отложено теплосодержание воздуха I в $ккал/кг$ с. ч., по оси абсцисс под углом 135° к оси I отложено влагосодержание d в $г/кг$ с. ч. Кроме того, на поле диаграммы нанесены линии постоянных температур t и линии постоянных относительных влажностей φ. Внизу расположена шкала, имеющая самостоятельное значение. Она связывает влагосодержание d с упругостью водяных паров $p_п$ в *мм рт. ст.* Все поле диаграммы разделено линией $\varphi = 100\%$ на две части. Выше этой линии расположена интересующая нас область влажного воздуха. Линии $\varphi = 100\%$ соответствует состоянию воздуха, насыщенного водяными парами. Ниже этой линии — область перенасыщенного состояния воздуха (образование тумана, микрокапельки воды во взвешенном состоянии), которая обычно в расчетах мало используется.

Каждая точка в поле верхней части диаграммы соответствует определенному тепловлажностному состоянию воздуха. Положение точки может быть определено любыми двумя из пяти (I, d, t, φ, $p_п$) параметров состояния. Остальные три могут быть определены по I — d-диаграмме как производные.

Диаграмма удобна не только для определения параметров состояния воздуха, но и для построений изменения его состояния при нагревании, охлаждении, увлажнении, осушке, смешении и сочетании этих явлений.

Пользуясь I — d-диаграммой, легко получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха: температуру точки росы $t_{т.р}$ и температуру мокрого термометра $t_{м.т}$.

Температура точки росы воздуха $t_{т.р}$ соответствует температуре воздуха, насыщенного водяными парами, при данном влагосодержании. Для получения этой температуры нужно в I — d-диаграмме от точки, соответствующей воздуху данного состояния, провести линию $d = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$. Проходящая через точку пересечения линия $t = \text{const}$ будет соответствовать значению $t_{т.р}$.

Температура мокрого термометра равна температуре насыщенного водяными парами воздуха при данном теплосодержании.

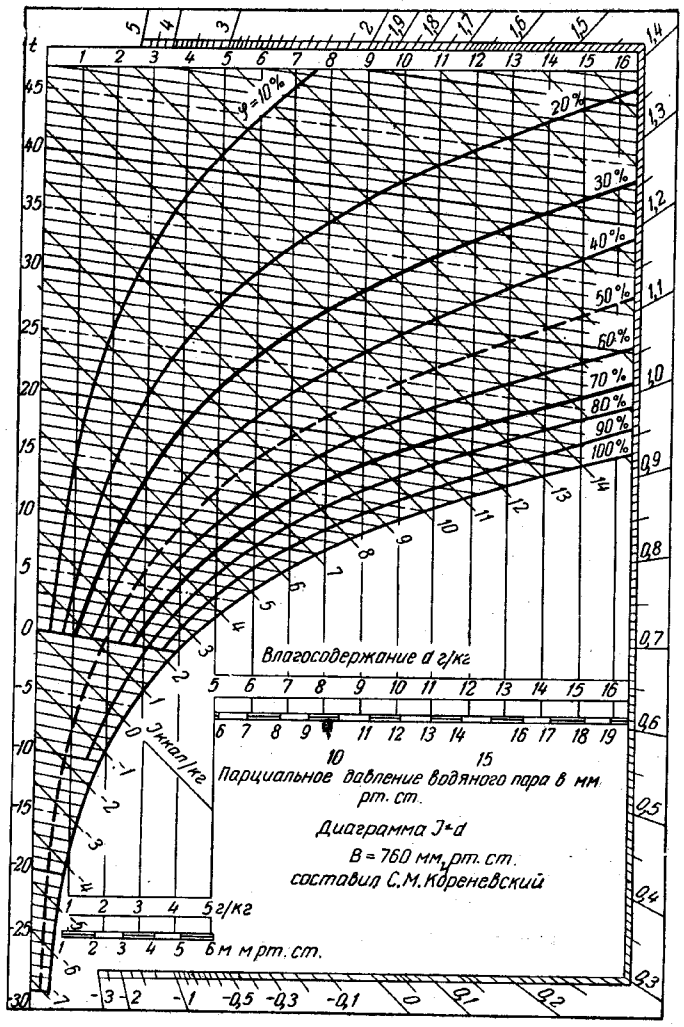


Рис. XII. 1. Диаграмма тепловлажностного состояния воздуха

В I — d-диаграмме значению $t_{м.т}$ соответствует линия t = const, проходящая через точку пересечения линии I = const заданного значения с кривой $\varphi = 100\%$.

На рис. XII.2 приведены построения этих температур для воздуха, состояние которого соответствует на I — d-диаграмме точке A.

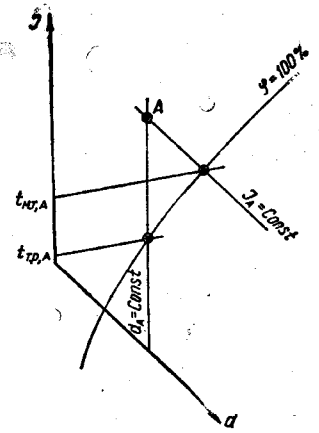


Рис. XII. 2. Определение в I—d-диаграмме температуры мокрого термометра ($t_{мтA}$) и температуры точки росы ($t_{трA}$) воздуха состояния A

Кроме характеристик тепловлажностного состояния свойства воздуха, как было сказано выше, определяются содержанием в нем вредных газов, паров и пыли.

Содержание этих вредностей в литрах обычно относят к 1 $м^3$ воздуха, а их концентрацию обозначают индексом, указывающим наименование примеси. Содержание пыли в воздухе обычно измеряют в миллиграммах пыли в 1 $м^3$ воздуха.

При расчете современных вентиляционных систем может представлять интерес также содержание в воздухе пахнущих примесей, степень озонирования воздуха, содержание в нем положительно и отрицательно заряженных ионов и пр. Ответы на эти вопросы можно найти в специальной литературе по вентиляции.

§ 50. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА

В вентиляционном процессе постоянно происходит переход влажного воздуха из одного состояния в другое. Воздух, подаваемый в помещения приточной вентиляцией, предварительно приготавливается в специальных камерах. Ему придаются определенные кондиции (параметры) в результате нагрева или охлаждения, осушки или увлажнения, а также смешиванием воздушных масс различного состояния. Приточный воздух имеет параметры, отличные от воздуха помещения. В связи с этим, вытесняя загрязненный воздух помещения и перемешиваясь с ним, приточный воздух обладает способностью ассимилировать избыточное тепло, влагу или подогревать и увлажнять воздух помещения.

Все возможные изменения состояния воздуха могут быть изображены и прослежены в I — d-диаграмме.

Процессы нагрева и охлаждения. Простейшим является процесс нагрева, при котором воздух получает только так называемое явное или сухое тепло в результате контакта с сухой нагретой поверхностью. В этом процессе влагосодержание воздуха остается

неизменным, поэтому в I — d-диаграмме процесс нагрева прослеживается снизу вверх по линиям d = const. Если воздух с параметрами точки *1* (t_1, φ_1) нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки *1* по линии d_1 = const (рис. XII.3). Чем больше тепла передается воздуху, тем больше он нагревается и тем выше по линии d_1 = const будет расположена точка, соответствующая конечному состоянию нагретого воздуха. Она может соответствовать точке *2* на рис. XII.3, если каждому килограмму сухой части воздуха будет передано ΔI_1 *ккал* тепла.

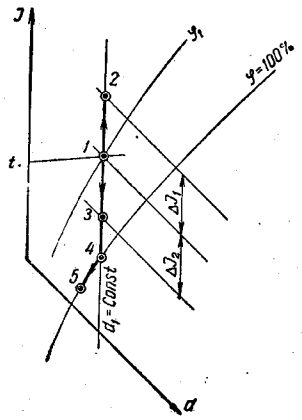


Рис. XII.3. Изображение процессов нагрева и охлаждения воздуха в I — d-диаграмме

В процессе охлаждения воздух отдает только явное тепло в результате контакта с сухой холодной поверхностью. В I — d-диаграмме этот процесс будет соответствовать направлению сверху вниз по линиям d = const, например при охлаждении воздуха состояния *1* до точки *3* при отдаче ΔI_2 *ккал* тепла на каждый 1 *кг* сухой части воздуха. Процесс охлаждения воздуха при теплообмене, когда он отдает только явное тепло, может протекать до точки *4* пересечения с линией $\varphi = 100\%$. Эта точка соответствует температуре точки росы. При дальнейшем охлаждении водяные пары, содержащиеся в воздухе, будут выпадать в виде конденсата и изменение тепловлажностного состояния воздуха будет прослеживаться вниз по линии $\varphi = 100\%$, например до точки *5*, как это показано на рис. XII.3. Охлаждение по линии $\varphi = 100\%$ связано с отдачей не только явного (сухого), но и скрытого тепла — тепла конденсации водяных паров, поэтому этот процесс относят не к простейшему процессу охлаждения, а к более сложному процессу тепло- и влагообмена.

Таким образом, простейший процесс охлаждения воздуха практически осуществляется при контакте с холодной поверхностью до температуры $t_{т.р}$.

Процессы нагрева и охлаждения являются изовлажностными процессами. Они протекают при d = const и могут быть рассчитаны по приближенной формуле

$$\Delta I \approx 0{,}224\Delta t, \qquad \text{(XII.15)}$$

где Δt — изменение температуры воздуха при изменении его теплосодержания на ΔI.

Процессы адиабатического увлажнения. Тонкий слой воды или ее мелкие капельки при контакте с воздухом приобретают температуру, равную температуре мокрого термометра. При контакте

воздуха с водой, имеющей такую температуру, происходит процесс адиабатического увлажнения воздуха. В этом процессе теплосодержание воздуха остается неизменным. В I — d-диаграмме этот процесс можно проследить по линиям I = const (рис. XII.4.). Если воздух состояния точки *1* будет находится в контакте с водой, которая имеет температуру мокрого термометра воздуха $t_{м.т1}$, то его состояние будет изменяться по линии I_1 = const, например до точки *2*, если воздух ассимилирует Δd_1 *г* влаги на 1 *кг* сухой части воздуха. Предельное состояние воздуха в этом процессе соответствует его насыщению влагой в точке *3* пересечения луча процесса с кривой $\varphi = 100\%$. В вентиляции часто используют способ адиабатического увлажнения воздуха. Для этого в оросительной камере разбрызгивают одну и ту же воду, которую забирают из поддона этой же камеры. Вода, непрерывно находясь в контакте с воздухом, имеет температуру, близкую к температуре мокрого термометра. Она в очень небольшой части (около 3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный луч процесса несколько отклоняется от линии I = const, но это отклонение практически незначительно. Увлажнение воздуха в камере орошения практически возможно до $\varphi = 90 \div 95\%$. Адиабатические процессы, протекающие по линиям I = const, могут быть приближенно рассчитаны по формуле

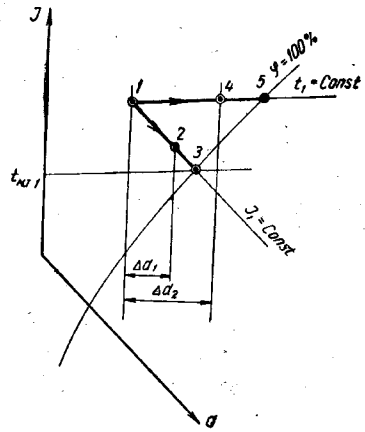


Рис. XII. 4. Изображение процесса адиабатического увлажнения и процесса изотермического увлажнения в I—d-диаграмме

$$\Delta t = 2{,}45\Delta d, \qquad \text{(XII.16)}$$

где Δt — изменение температуры, соответствующее изменению на Δd влагосодержания воздуха в этом процессе.

Изотермические процессы увлажнения. Если в воздух подавать пар, имеющий температуру воздуха по сухому термометру, то воздух будет увлажняться, не изменяя своей температуры. Изотермический процесс увлажнения воздуха паром в I — d-диаграмме можно проследить по линиям t = const. При подаче пара в воздух с параметрами, определяемыми точкой *1* (см. рис. XII.4), его состояние будет изменяться по линии t_1 = const. После увлажнения воздуха состояние может соответствовать произвольной точке, например *4*, на этой изотерме при ассимиляции Δd_2, влаги (см. рисунок). При увлажнении паром с температурой t_1 предельное состояние воздуха в этом процессе будет соответствовать точке *5* пересечения с $\varphi = 100\%$.

В вентиляционной практике используют процесс увлажнения воздуха острым паром. В этом случае пар имеет обычно температуру более 100° С, т. е. значительно отличающуюся от температуры воздуха. В текстильном производстве применяют метод местного доувлажнения. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой полностью испаряются, находясь во взвешенном состоянии в воздухе. На полное испарение капель расходуется избыточное тепло помещения. В результате температура воздуха помещения остается неизменной, поэтому можно считать, что такой процесс местного доувлажнения идет по линии, соответствующей изотерме помещения.

Реальные процессы увлажнения паром при их изображении в I — d-диаграмме могут отклоняться от линии $t = \text{const}$ и соответствовать политропическому направлению луча процесса, но эти отклонения обычно незначительны.

Изотермические процессы, протекающие по линии $t = \text{const}$, можно приближенно рассчитывать по формуле

$$\Delta I = 0{,}605 \Delta d, \qquad \text{(XII.17)}$$

где ΔI соответствует изменению влагосодержания в этом процессе на величину Δd.

Политропические процессы тепло- и влагообмена. Многие изменения состояния воздуха в вентиляционном процессе связаны с одновременным поступлением в воздух или отнятием от него тепла и влаги. Такое изменение состояния воздуха происходит в помещениях, где одновременно выделяются явное тепло и водяные пары, а также в специальных установках, где воздух одновременно охлаждается и осушается, и во многих других случаях. При произвольном соотношении ассимилированных количеств тепла и влаги изменения состояния воздуха можно изобразить в I — d-диаграмме линиями, имеющими то или иное направление. Если потоку воздуха, содержащему сухую часть в количестве G *кг/ч*, передать Q *ккал/ч* тепла и W *кг/ч* влаги, то его теплосодержание изменится на ΔI *ккал/кг*:

$$Q = G \Delta I, \qquad \text{(XII.18)}$$

а влагосодержание на Δd *кг/кг*:

$$W = G \Delta d. \qquad \text{(XII.19)}$$

Отношение правых и левых частей уравнений (XII.18) и (XII.19) есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в I — d-диаграмме, обычно обозначаемый ε, т. е.

$$\frac{Q}{W} = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \varepsilon. \qquad \text{(XII.20)}$$

Отношение Q к W в этом уравнении связано с определенным отношением ΔI к Δd. Последнее соответствует приращениям ординаты и абсциссы в I — d-диаграмме, а поэтому их отношение определяет

угол наклона прямой, по которой будет протекать процесс изменения состояния воздуха. Эта прямая называется лучом процесса, а ее угол наклона к оси абсцисс определяет показатель направления или угловой коэффициент луча процесса ε.

Если на I — d-диаграмме провести два параллельных между собой отрезка *1—2* и *3—4*, то, как это видно из подобия треугольников (рис. XII.5), для них будут одинаковыми отношения

$$\frac{\Delta I_{1-2}}{\Delta d_{1-2}} = \frac{\Delta I_{3-4}}{\Delta d_{3-4}}, \qquad \text{(XII.21)}$$

а следовательно, и показатель направления луча процесса ε. Отсюда можно сделать вывод, что одному и тому же углу наклона прямой в I — d-диаграмме соответствуют процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха с одним и тем же количеством ассимилированного тепла Q на 1 *кг* ассимилированной влаги W. Для удобства построений на I — d-диаграмме обычно применяют угловые масштабы. По границам диаграммы (см. рис. XII.1) нанесены деления с обозначением значений ε. Для нанесения положения определенного луча процесса нужно деление с соответствующим численным значением ε соединить с нулем отсчета на шкале оси ординат. И наоборот, если в I — d-диаграмме нанесены и соединены линией точки начального и конечного состояния воздуха, то направление луча изменения состояния воздуха этого процесса можно определить, проведя параллельную прямую, проходящую через начало координат. Отсчет ε нужно снять по делению, через которое пройдет эта параллельная прямая.

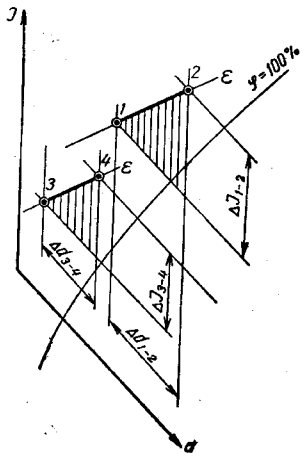


Рис. XII. 5. К определению показателя ε направления луча процесса изменения тепловлажностного состояния воздуха в I — d-диаграмме

Изменения состояния воздуха в помещении при его обработке в камере и во всех других случаях сводятся к изменению его теплосодержания и влагосодержания. Зная начальное состояние и количество G сухой части воздуха, величину полных теплопоступлений Q и влагопоступлений W в воздух, можно, пользуясь показателем ε и I — d-диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестными, при прочих известных данных, могут быть: количество воздуха, или полное количество тепла, или количество влаги и т. д. Политропический процесс с произвольным показателем ε включает в себя все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха. Нетрудно видеть (рис. XII.6), что изовлажностный процесс нагрева соответствует

значению

$$\varepsilon = \frac{+\Delta I}{0} = +\infty, \qquad \text{(XII.22)}$$

изовлажностный процесс охлаждения

$$\varepsilon = \frac{-\Delta I}{0} = -\infty. \qquad \text{(XII.23)}$$

Процесс адиабатического увлажнения имеет

$$\varepsilon = \frac{0}{+\Delta d} = 0. \qquad \text{(XII.24)}$$

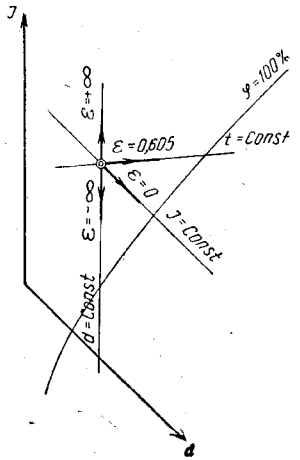


Рис. XII.6. Значение показателя ε направления лучей характерных процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в *I—d*-диаграмме

Величина ε для изотермического процесса приближенно с учетом формулы (XII.17) равна:

$$\varepsilon \approx \frac{0{,}605\Delta d}{\Delta d} = 0{,}605. \qquad \text{(XII.25)}$$

Произвольное значение ε в политропическом процессе приближенно можно рассчитать, пользуясь формулой

$$\varepsilon \approx \frac{2{,}45\Delta I}{4{,}1\,\Delta I - \Delta t}. \qquad \text{(XII.26)}$$

Процессы смешивания. В вентиляционном процессе часто бывают случаи, когда к наружному воздуху, подаваемому в помещение, подмешивается внутренний (происходит рециркуляция внутреннего воздуха). Возможны и другие случаи, связанные со смешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешивания воздуха в *I — d*-диаграмме изображается прямой, соединяющей точки состояния воздуха смешиваемых масс. Точка смеси всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, обратно пропорциональные смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух состояния *1* (рис. XII.7) в количестве G_1 с воздухом состояния *2* в количестве $G_2 = \frac{G_1}{n}$, то точка смеси *3* разделит отрезок *1—2* или ее проекции ΔI_{1-2} и Δd_{1-2} на части *1—3*, *3—2* или ΔI_{1-3}, ΔI_{3-2} и $\Delta d_{1-3}\Delta d_{3-2}$ (см. рисунок), равные:

$$\frac{1-3}{3-2} = \frac{\Delta I_{1-3}}{\Delta I_{3-2}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{3-2}} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1}{nG_1} = \frac{1}{n}. \qquad \text{(XII.27)}$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно прямую *1—2* или ее проекции разделить на $n + 1$ частей и отложить от точки *2* одну часть, оставив n частей до точки *1*. Такое построение определит положение точки смеси. Возможен случай, когда точка смеси

окажется в области ниже линии φ = 100%. Это значит, что при смешивании будет образовываться туман (конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе).

Процессы тепло- и влагообмена между воздухом и водой. В процессе обработки для увлажнения или осушки, а часто и для охлаждения и нагрева воздух вводят в контакт с водой. Его для этого пропускают через специальные камеры, в которых разбрызгивается вода, или продувают через специальные пористые слои или оребренные поверхности, которые орошаются водой.

В эти камеры подается специально приготовляемая вода, имеющая определенную температуру, отличную от $t_{м.т}$. Размеры капель и толщина пленок воды в таком процессе достаточно большие. Этими двумя условиями отличается данный процесс от ранее рассмотренного процесса адиабатического увлажнения.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды оказывается полностью насыщенным водяными парами, а его температура равна температуре воды. Следовательно, при разбрызгивании воды тонкий слой воздуха на поверхности капель имеет температуру разбрызгиваемой воды и относительную влажность φ = 100%.

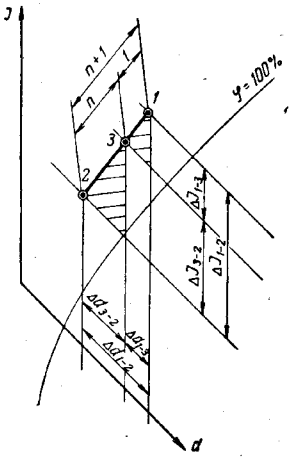


Рис. XII.7. Изображение процесса смешивания воздуха в *I—d*-диаграмме

При таком предположении процесс тепло- и влагообмена между воздухом и водой рассматривают как процесс смешения основного потока воздуха с насыщенным воздухом в тонком слое на контакте с поверхностью воды. В процессе теплообмена температура слоя или капель воды несколько изменяется. Для расчета берут некоторую промежуточную (близкую к конечной) температуру. Положение точки смеси в *I — d*-диаграмме на прямой, соединяющей точку начального состояния воздуха с точкой, определенной температурой воды на линии φ = 100%, зависит от площади поверхности соприкосновения и ее продолжительности, а также параметров воздуха и воды.

В расчетах обычно используют так называемый коэффициент орошения μ, равный количеству разбрызгиваемой воды в *кг*, приходящейся на 1 *кг* воздуха. Учитывают также показатель ε направления луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимают, что точка смеси устойчиво может находиться на линии φ = 90÷95%, и из этого условия рассчитывают режим процесса орошения.

Воздух, обмениваясь с водой теплом и влагой, может претерпевать различные изменения состояния в зависимости от соотно-

шения параметров воды и воздуха. Можно рассмотреть несколько характерных случаев изменения состояния воздуха при контакте с водой, имеющей разную температуру. Проведем рассмотрение для воздуха, начальное состояние которого соответствует точке A в I — d-диаграмме, представленной на рис. XII.8.

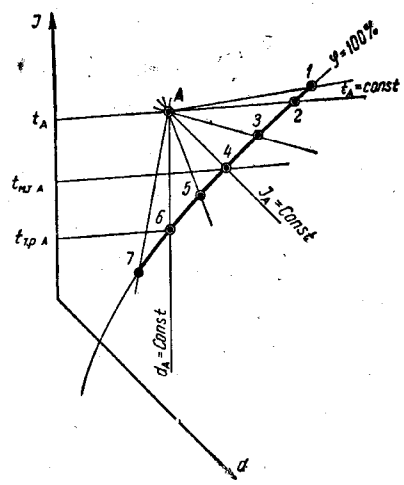


Рис. XII. 8. Изображение процессов тепловлагообмена между воздухом и водой с различной температурой в I—d-диаграмме

При температуре воды, соответствующей точке *1* ($t_{\text{воды}} > t_A$), происходит увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственного теплосодержания. При температуре воды в точке *2* ($t_{\text{воды}} = t_A$) воздух увлажняется, не изменяя своей температуры. На испарение будет расходоваться тепло воды. При температуре воды в точке *3* ($t_{\text{м.т}\,A} < t_{\text{воды}} < t_A$) происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха. Тепло на испарение поступает от воздуха и частично от воды. Если вода имеет температуру мокрого термометра ($t_{\text{воды}} = t_{\text{м.т}\,A}$) (точка *4*), происходит адиабатическое увлажнение воздуха. Тепло для испарения отнимается только от воздуха. В точке *5* температура воды соответствует условию $t_{\text{т.р}\,A} < t_{\text{воды}} < t_{\text{м.т}\,A}$. Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается. Тепло воздуха идет на испарение и на нагрев воды. В точке *6* $t_{\text{воды}} = t_{\text{т.р}\,A}$ происходит охлаждение воздуха. Явное тепло воздуха отдается воде при неизменном его влагосодержании. При $t_{\text{воды}} < t_{\text{т.р}\,A}$ (точка *7*) происходит охлаждение и осушка воздуха. Вода охлаждает воздух и забирает скрытое тепло, выделяющееся при конденсации водяных паров на ее поверхности, а также тепло явного теплообмена с воздухом.

В расчете обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха обычно, как было сказано, определяют точкой пересечения луча процесса изменения состояния воздуха, характеризуемого параметрами I, d и ε, с линией $\varphi = 95\%$. Температура (промежуточная, условная) воды определится точкой пересечения этого луча с линией $\varphi = 100\%$. Параметры точек пересечения легко определить графическими построениями в I — d-диаграмме, как это показано на рис. XII.9. Они могут быть легко определены и по приближенным формулам.

Теплосодержание этих точек пересечения I_φ, где индекс φ относит величину I к пересечению или с линией $\varphi = 95\%$, или с линией $\varphi = 100\%$, может быть определено по формуле

$$I_\varphi = \frac{I + \left(\frac{C_\varphi}{\varepsilon_\varphi} - d\right)\varepsilon}{1 - \frac{\varepsilon}{\varepsilon_\varphi}}. \qquad \text{(XII.28)}$$

Влагосодержание d_φ и температура t_φ этих точек пересечения могут быть определены по формулам

$$d_\varphi = \frac{I_\varphi + C_\varphi}{\varepsilon_\varphi}; \qquad \text{(XII.29)}$$

$$t_\varphi = \frac{I_\varphi - B_\varphi}{A_\varphi}. \qquad \text{(XII.30)}$$

Численные значения коэффициентов, входящих в формулы (XII.28), (XII.29) и (XII.30), приведены в табл. XII.1.

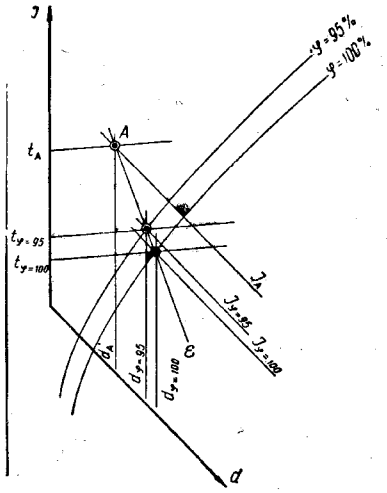


Рис. XII. 9. К аналитическому определению точки пересечения луча процесса ε при изменении состояния воздуха A с линиями $\varphi = 95\%$ и $\varphi = 100\%$

Для расчетов всех процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха очень просто и наглядно пользоваться графическим методом построения в I — d-диаграмме. Однако в некоторых случаях удобно воспользоваться приближенными формулами, приведенными в конце каждого раздела данной главы. Погрешность расчета по ним не выходит за пределы 3%, что вполне допустимо в инженерной практике.

Таблица XII.1

Значения коэффициентов

В диапазоне значений	ε_φ		C_φ		B_φ		A_φ	
	при φ в %							
	100	95	100	95	100	95	100	95
$t_\varphi > 9°$; $I_\varphi > 6{,}5$; $d_\varphi > 7{,}5$	0,93	0,96	0,09	0,29	0,5	0,5	0,7	0,68
$t_\varphi < 9°$; $I_\varphi < 6{,}5$; $d_\varphi < 7{,}5$	1,21	1,25	2,29	2,38	2,5	2,4	0,45	0,44

Примеры расчета с помощью I — d-диаграммы и по приближенным формулам приводятся в конце главы XVIII.

Глава XIII

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА

§ 51. ВРЕДНЫЕ ВЫДЕЛЕНИЯ И ПРЕДЕЛЬНО ДОПУСТИМЫЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ИХ В ПОМЕЩЕНИЯХ

В зависимости от назначения помещений и технологических процессов, осуществляемых в них, меняется и характер загрязняющих воздух вредных выделений. В жилых и общественных помещениях источниками вредных выделений в основном являются люди, а в промышленных помещениях помимо того — производственные установки (печи, ванны, станки и пр.).

В жилых и общественных зданиях основными вредными выделениями являются углекислый газ, теплоизбытки, влагоизбытки, в промышленных помещениях — газы, теплоизбытки, влагоизбытки и пыль.

Вентиляция должна обеспечить в помещениях метеорологические условия в полном соответствии с Санитарными нормами проектирования (СН 245—63).

Газовыделения

Содержание газов, паров и пыли в помещении не должно превышать предельно допустимые концентрации. Предельно допустимой концентрацией называется содержание в воздухе помещения такого количества тех или иных вредных выделений, которое не вызывает неблагоприятного воздействия на организм человека. Предельно допустимые концентрации CO_2 в $л/м^3$ в воздухе помещений принимаются:

При постоянном пребывании людей (жилые комнаты)	1
При периодическом пребывании (учреждения)	1,25
При кратковременном пребывании (например, кинотеатры)	2
Детские учреждения и больницы	0,7

Предельно допустимые содержания других газов и пыли следует принимать по Санитарным нормам проектирования (СН 245—63).

При расчете необходимого воздухообмена в помещении по выделяемой в них углекислоте принимают количество углекислого газа, выделяемого одним человеком (табл. XIII.1).

CO_2 сам по себе не является вредным, но концентрация его в воздухе свыше 2 $л/м^3$ служит указанием о наличии недопустимого загрязнения воздуха другими сопутствующими газами, являющимися продуктом распада белковых веществ.

Содержание CO_2 в наружном воздухе больших городов можно принимать равным 0,5 $л/м^3$, а в небольших городах — 0,4 $л/м^3$.

Тепловыделения

Организм человека выделяет тепло. Количество тепла, выделяемого человеком, зависит от метеорологических параметров окружающего воздуха и характера выполняемой им работы.

Потери тепла происходят в основном с поверхности кожи путем конвекции, излучения и испарения влаги.

Количество тепла, выделяемого людьми, приведено в табл. XIII.2.

Таблица XIII.1

Количество выделения углекислоты

Выделения углекислоты	Выделение углекислот	
	л/ч	г/ч
Взрослыми:		
в состоянии отдыха . .	23	35
при спокойной работе (в учреждениях, учебных заведениях)	23	35
при физической работе легкой	30	45
то же, тяжелой	45	68
Детьми до 12 лет	12	18

Таблица XIII.2

Количество тепла

Характер работы	Тепловыделения в ккал/ч	
	явные	скрытые
Тяжелая работа .	150	150
Средняя » .	125	100
Легкая » .	100	75
Умственный труд	70	55
Состояние покоя .	60	40

Количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации, определяется по формулам:

для остекленных поверхностей

$$Q_{\text{ост. рад}} = F_{\text{ост}}\, q_{\text{ост}}\, A_{\text{ост}}\ ккал/ч; \qquad \text{(XIII.1)}$$

для покрытий

$$Q_{\text{огр. рад}} = F_{\text{п}}\, q_{\text{п}}\, k_{\text{огр}}\ ккал/ч, \qquad \text{(XIII.2)}$$

где $F_{\text{ост}}$ — поверхность остекления в $м^2$;

$F_{\text{п}}$ — поверхность покрытия в $м^2$;

$q_{\text{ост}}$ — величина радиации через 1 $м^2$ поверхности остекления, зависящая от характеристики последней и ориентации по странам света (табл. XIII.3);

$q_{\text{п}}$ — величина радиации через 1 $м^2$ поверхности покрытия приведена в табл. XIII.4;

$A_{\text{ост}}$ — коэффициент, зависящий от характера остекления (табл. XIII.5);

$k_{\text{огр}}$ — коэффициент теплопередачи покрытия.

Таблица XIII.3

Солнечная радиация $q_{ост}$ через остекленные поверхности в *ккал/м²·ч*

Характеристика остекленной поверхности	Страны света и широты																	
	юг				юго-восток и юго-запад				восток и запад				северо-восток и северо-запад					
	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°	35°	45°	55°	65°		
Окна с двойным остеклением (две рамы) с деревянными переплетами	110	125	125	145	85	110	125	145	125	125	145	145	65	65	65	60		
То же, с металлическими переплетами	140	160	160	180	110	140	160	180	160	160	170	180	80	80	80	80		
Фонарь с двойным вертикальным остеклением (прямоугольный, тип Шеда) с металлическими переплетами	130	160	160	170	110	140	170	170	160	160	180	180	85	85	85	80		
То же, с деревянными переплетами	120	145	145	150	100	125	150	150	145	145	160	160	75	75	75	70		

Примечание. Для остекленных поверхностей, ориентированных на север, $q_{ост}=0$.

Таблица XIII.4

Теплопоступления через покрытия

Вид покрытия	Широты в *град*	Солнечная радиация в *ккал/м²·ч* (среднее значение)
Плоское (бесчердачное)	35	20
	45	18
	55	15
	65	12
С чердаком	Для всех широт	5

Таблица XIII.5

Значения коэффициента $A_{ост}$

Характер остекления и его состояние	$A_{ост}$
Двойное остекление в одной раме	1,15
Одинарное остекление . . .	1,45
Обычное загрязнение . . .	0,8
Сильное » . . .	0,7
Забелка окон	0,6
Остекление с матовыми стеклами	0,7
Внешнее зашторивание окон	0,25

При подсчете теплопоступлений в помещение от солнечной радиации следует принять бо́льшую из двух величин: а) теплопоступления через остекление, расположенное в одной стене, в сумме с теплопоступлением через покрытие[1] и фонарь или б) теплопоступления через остекление, расположенное в двух взаимно перпендикулярных стенах, с коэффициентом 0,7 в сумме с теплопоступлением через покрытие и фонарь.

Теплопоступления от солнечной радиации учитывают в тепловом балансе помещений при наружной температуре 10° С и выше. Солнечная радиация через стены не учитывается.

Количество тепла, поступающего в помещение вследствие перехода механической энергии в тепловую, определяется по формуле

$$Q = 860N\,\eta_1\,\eta_2\,\eta_3\,\eta_4\ \ккал/ч, \qquad \text{(XIII.3)}$$

где Q — тепловыделения от перехода механической энергии в тепловую в *ккал/ч*;

N — номинальная (установочная) мощность в *квт*;

η_1 — коэффициент использования установочной мощности электродвигателей — 0,7—0,9;

η_2 — коэффициент загрузки — отношение величины среднего потребления мощности к максимально необходимой — 0,5—0,8;

η_3 — коэффициент одновременности работы электродвигателей — 0,5—1;

η_4 — коэффициент, характеризующий, какая часть израсходованной механической энергии превратилась в тепловую и осталась в данном помещении — 0,1—1.

Для приближенного определения теплопоступлений в механических и механосборочных цехах можно принимать:

[1] Коэффициент теплопередачи покрытия должен быть не выше 0,8 *ккал/м²·ч·град*.

а) при работе станков без охлаждающей эмульсии

$$\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0{,}25;$$

б) то же, с применением охлаждающей эмульсии

$$\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0{,}2;$$

в) при имеющихся местных отсосах

$$\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 = 0{,}15.$$

Тепловыделения в цех от печей, работающих на твердом, жидком и газообразном топливе, можно определить по формуле

$$Q = BQ^{р}_{н} \alpha n \ ккал/ч, \qquad (XIII.4)$$

а для электрических по формуле

$$Q = 860 N \alpha n \ ккал/ч, \qquad (XIII.5)$$

где B — расход топлива в *кг/ч*;

$Q^{р}_{н}$ — теплотворная способность топлива в *ккал/кг*;

α — тепловыделения в цех в % от $Q^{р}_{н}$ и $N_{уст}$; значения α ориентировочно могут быть приняты по табл. XIII.6;

n — коэффициент одновременности работы печей;

860 — тепловой эквивалент электрической энергии в *ккал* на 1 *квт*;

$N_{уст}$ — мощность печи в *квт*.

Если над оборудованием имеются зонты, тепловыделения в цех учитываются в размере 30% подсчитанных по формулам (XIII.4) и (XIII.5).

В результате работы парового молота выделяется количество тепла, определяемое по формуле

$$Q = G_{п}(I_1 - I_2) \ ккал/ч, \qquad (XIII.6)$$

где $G_{п}$ — вес пара, поступающего к молотам, в 1 *ч* (табл. XIII.7);

I_1 — теплосодержание пара, поступающего в молоты;

I_2 — теплосодержание отработавшего пара.

Таблица XIII.6

Тепловыделения в цех

Печи	α
Камерные с подвижным подом	0,45
То же, с неподвижным . . .	0,5
» методические	0,5
» щелевые	0,4
» шахтные	0,4
» электрические	0,7
Электрованны	0,3

Таблица XIII.7

Вес пара, расходуемый молотами

Вес падающих частей молота в *т*	Штамповочные молоты: на работу в *кг/ч*	Штамповочные молоты: на обдув в *кг/ч*	Молоты свободной ковки в *кг/ч*
0,5	680	14	600
1	970	14	920
2	1400	8	1320
3	1700	8	1600
4	2000	8	1850
5	2250	5	2100
10	2300	5	—

Тепловыделения кузнечных горнов, снабженных дымоотводящими зонтами, определяют по формуле

$$Q = BQ^{р}_{н} \varphi \ ккал/ч, \qquad (XIII.7)$$

где B — расход топлива в *кг/ч*;

$Q^{р}_{н}$ — низшая теплотворная способность топлива в *ккал/кг*;

φ — коэффициент, учитывающий количество тепла, выделяемого в цех (φ можно принимать равным 0,2—0,3).

Тепловыделения от источников искусственного освещения определяют по формуле

$$Q = 860 N \eta \ ккал/ч, \qquad (XIII.8)$$

где N — расходуемая мощность светильников;

η — коэффициент перехода электрической энергии в тепловую (в среднем $\eta = 0{,}95$).

В производственных помещениях расход на освещение сравнительно небольшой, поэтому выделение тепла от источников искусственного освещения не учитывается.

Влаговыделения

Выделение влаги людьми в помещениях зависит от выполняемой ими работы, а также от метеорологических условий в помещении.

Количество выделяемой влаги людьми определяют по формуле

$$G = ng \ г/ч, \qquad (XIII.9)$$

где n — количество людей;

g — количество выделяемой влаги одним человеком в зависимости от характера выполняемой работы в *г/ч* (табл. XIII.8).

Таблица XIII.8

Количество влаги, выделяемой одним человеком

Характер работы	Температура окружающего воздуха в *град*: 15	20	25	30
Покой	40	45	50	80
Физическая работа:				
легкая . . .	55	70	125	140
средняя . .	110	160	180	230
тяжелая . .	185	200	300	380

Большое количество влаги может выделиться в отдельных производственных помещениях от оборудования (кожевенная и пищевая промышленности, бани, прачечные).

Количество влаги, испаряющейся с открытой поверхности воды при обычном барометрическом давлении, можно определить по формуле

$$G = (a + 0{,}0174\, v)\ (p^{н}_{в.п} - p_{в.п}) F \ кг/ч, \qquad (XIII.10)$$

где a — фактор гравитационной подвижности окружающего воздуха при температуре помещения, принимаемый по табл. XIII.9;

v — скорость движения воздуха над зеркалом испарения в *м/сек*;

$p^{н}_{в.п}$ — давление водяных паров, насыщающих воздух помещения при температуре поверхности воды в *мм рт. ст.*;

$p_{в.п}$ — давление водяных паров, содержащихся в воздухе помещения, в *мм рт. ст.*;

F — площадь зеркала испарения в $м^2$.

Таблица XIII.9

Температура воздуха в °С	Значение a							
	До 30	40	50	60	70	80	90	100
a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

При определении испаряющейся влаги со смоченных поверхностей ограждений a принимается равным 0,031.

В механических цехах при охлаждении резцов металлорежущих станков с помощью эмульсии количество испаряющейся в помещении влаги определяют по формуле

$$G = 0{,}15\,N_{уст}\ кг/ч, \qquad \text{(XIII.11)}$$

где $N_{уст}$ — установочная мощность оборудования в *квт*.

§ 52. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМЫХ ВОЗДУХООБМЕНОВ

Определение воздухообмена при борьбе с вредными газами и парами

Воздухообмен определяют по формуле

$$L = \frac{U}{k_2 - k_1}\ м^3/ч, \qquad \text{(XIII.12)}$$

где U — количество вредностей, выделяющихся в помещении в течение часа;

k_2 — предельно допустимая концентрация вредных выделений в воздухе помещения;

k_1 — концентрация вредных выделений в приточном воздухе.

При одновременном выделении в воздух раздражающих газов (серный и сернистый ангидрид, хлористый водород и др.) или окислов азота совместно с окисью углерода необходимые воздухообмены определяют суммированием объемов воздуха, потребных для растворения каждой вредности до нормы. При одновременном выделении других газов количество вентилируемого воздуха принимается по той вредности, которая требует наибольшего объема воздуха.

Пример. Определить необходимый воздухообмен на CO_2 в зрительном зале кинотеатра кубатурой 2 000 $м^3$ и вместимостью 500 человек. Количество CO_2, выделяемого зрителями, $U = 23 \cdot 500 = 11\,500$ *л/ч*. Предельно допустимая концентрация CO_2 в воздухе помещения при кратковременном пребывании $k_2 = 2$ *л/м³*.

Примем содержание углекислого газа в наружном воздухе 0,5 *л/м³*. Тогда необходимый воздухообмен будет равен:

$$L = \frac{11\,500}{2 - 0{,}5} \approx 7670\ м^3/ч.$$

Отношение количества удаляемого или вводимого воздуха в помещении в течение часа к внутренней кубатуре помещения называется кратностью обмена (n). В данном случае

$$n = \frac{7670}{2000} \approx 3{,}9,$$

где 2000 — внутренняя кубатура помещения в $м^3$.

Большинство помещений жилых, общественных зданий и вспомогательных зданий заводских площадок характеризуются постоянным составом и интенсивностью вредных выделений. Поэтому для них установлены нормы кратности обмена, которыми и пользуются при определении необходимых воздухообменов. Нормы кратности для некоторых зданий приведены в приложении 2.

Определение необходимого воздухообмена для удаления избыточного тепла

Можно считать, что все тепло, которое поступает в помещение в летнее время ($Q_{изб}$), является суммой тепловыделений, поступающих в помещение.

В зимнее время часть тепла, поступившего в помещение, расходуется на компенсацию теплопотерь.

Теплоизбытки в зимнее время равны:

$$Q_{изб} = \sum Q_т - Q_{пот}\ ккал/ч,$$

где $Q_{изб}$ — избыточное тепло;

$Q_т$ — тепло, поступающее в помещение;

$Q_{пот}$ — потери тепла через наружные ограждения при $t_н$, равной температуре наружного воздуха для расчета отопления в зимнее время, принимаемой по СНиП II-А.6-62.

Необходимый воздухообмен для расчета борьбы с явными теплоизбытками определяют по формуле

$$L = \frac{Q_{изб}}{c\gamma(t_{ух} - t_{пр})}\ м^3/ч, \qquad \text{(XIII.13)}$$

где $Q_{изб}$ — теплоизбытки в помещении в *ккал/ч*;
c — весовая теплоемкость воздуха, равная 0,24 *ккал/кг·град*;
γ — объемный вес воздуха, поступающего в помещение, в *кг/м³*;
$t_{ух}$ — температура удаляемого воздуха;
$t_{пр}$ — температура приточного воздуха.

В летнее время температура наружного воздуха принимается равной средней температуре самого жаркого месяца в 13 *ч*. Расчетные температуры для летнего и зимнего периода приводятся в СНиП II-А.6-62. Температуру удаляемого воздуха из помещений с теплоизбытками можно определить по формуле

$$t_{ух} = t_{р.з} + a(H-2) \text{ } град, \qquad \text{(XIII.14)}$$

где $t_{р.з}$ — температура в рабочей зоне (на высоте 2 *м* от пола) в *град*;
a — нарастание температуры в *град* на каждый метр высоты выше 2 *м*; можно принять для помещений с небольшими тепловыделениями 0,5°, с большими тепловыделениями 0,7—1,5°;
H — высота помещения в *м*.

Температура в рабочей зоне производственных помещений принимается по «Санитарным нормам проектирования промышленных предприятий» (Н 245—63).

Определение воздухообмена для удаления избыточной влаги

В зимнее время повышенная влажность воздуха в помещении недопустима, поскольку при повышенной влажности водяной пар будет конденсироваться на внутренних поверхностях наружных ограждений.

В общественных и жилых помещениях относительная влажность не должна превышать 55—60%. Необходимый воздухообмен при наличии только влагоизбытков определяется:

$$L = \frac{G}{(d_{ух} - d_{пр})\,\gamma} \text{ } м^3/ч, \qquad \text{(XIII.15)}$$

где G — количество водяных паров, выделяющихся в помещении, в *г/ч*;
$d_{ух}$ — допустимое содержание водяного пара в воздухе помещения при установленной средней температуре и относительной влажности воздуха в *г/кг*;
$d_{пр}$ — влагосодержание наружного воздуха в *г/кг*;
γ — объемный вес поступающего в помещение воздуха в *кг/м³*.

Определение воздухообмена при одновременном поступлении тепла и влаги

Для определения воздухообмена при одновременном поступлении тепла и влаги можно пользоваться графоаналитическим методом с применением I — d-диаграммы, приведенной в главе XII.

Определив теплоизбытки и влагоизбытки в помещении, находят угловой коэффициент луча процесса ζ.

Наносят на I — d-диаграмму точку $П$, характеризующую состояние приточного воздуха, поступающего в помещение, и через нее проводят линию луча процесса, характеризующего изменение состояния воздуха, ассимилирующего тепло и влагу.

Конечное состояние воздуха, удаляемого из помещения, принимают по температуре или предельной относительной влажности.

Точка B, характеризующая состояние воздуха, удаляемого из помещения, определяется как точка пересечения линии процесса с заданной изотермой t_{const}.

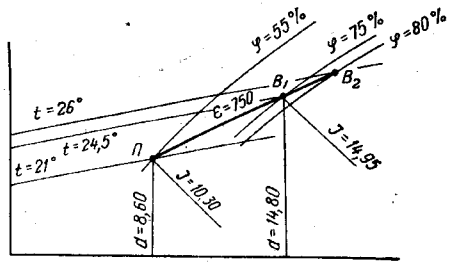


Рис. XIII.1. Определение воздухообмена при одновременном поступлении тепла и влаги с применением I—d-диаграммы

Пример. Определить необходимый воздухообмен для помещения, в котором выделяется общее количество тепла 45 000 *ккал/ч* и количество влаги 60 *кг/ч*. Приточный воздух поступает в помещение с $t_{пр} = 21°$ С и $\varphi = 55\%$, а удаляется из помещения с температурой не выше 26° С и $\varphi = 75\%$.

1. Определяем угловой коэффициент луча процесса

$$\varepsilon = \frac{45\,000}{60} = 750.$$

2. Через точку $П$ с параметрами $I_П$ и $d_П$ проводим линию, параллельную $\varepsilon = 750$, пересекающую кривую $\varphi = 75\%$ в точке B_1, и изотерму $t = 26°$ С в точке B_2. Количество вентиляционного воздуха определяется из условия достижения им предельной относительной влажности.

Параметры воздуха в точке B_1; $t_{B_1} = 24{,}5°$; $I_{B2} = 14{,}55$ *ккал/кг*, $\varphi = 75\%$, $d_{B_1} = 14{,}8$ *гр/кг* сухого воздуха (рис. XIII.1).

Определяем вес вентиляционного воздуха.

По разности теплосодержания

$$G = \frac{\Sigma Q}{I_{B_1} - I_П} = \frac{45\,000}{14{,}95 - 10{,}3} \approx 9690 \text{ } кг/ч,$$

по разности влагосодержания

$$G = \frac{\Sigma G}{\frac{1}{1.000}(d_{B_1} - d_П)} = \frac{60\,000}{14{,}8 - 8{,}6} \approx 9690 \text{ } кг/ч.$$

Откуда потребный воздухообмен

$$L = \frac{G}{\gamma} = 9690 : 1{,}201 = 8080 \ м^3/ч.$$

(γ — объемный вес приточного воздуха при $t_{пр} = 21°$ С).

Определение необходимого воздухообмена по борьбе с пылью

Эту задачу, как и все задачи по борьбе с производственными вредными выделениями, прежде всего следует решать, применяя герметизацию пылящего оборудования, различные укрытия и пр., а также увлажнение.

Для локализации пылевыделяющих очагов применяются в основном кожухи-ограждения. Необходимый расход воздуха для обеспыливающей вентиляции определяется данными технологов и норм проектирования.

Таблица XIII.10

Допустимое содержание пыли в воздухе

Предельно допустимые концентрации пыли в воздухе рабочей зоны помещений в *мг/м³*	Допустимое содержание пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, в *мг/м³*
2 и менее	30
2—4	60
4—6	80
6—10	100

В наружном воздухе среднее содержание пыли зависит от степени благоустройства населенных пунктов, характера промышленных предприятий и интенсивности транспортного движения и колеблется в широких пределах. В центральных районах больших городов оно может достигать до 0,5 *мг/м³* и выше, в небольших населенных пунктах — 0,3—0,4 *мг/м³*.

Частицы пыли, находящиеся в воздухе, имеют разные форму и удельный вес. Крупные частицы пыли оседают с различными скоростями, а менее крупные сталкиваются, укрупняются и после этого также оседают.

В соответствии с указанием Санитарных норм проектирования промышленных предприятий СН 245—63 степень очистки выбросов, содержащих пыль, установлена в зависимости от предельно допустимых концентраций пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений (табл. XIII.10).

Глава XIV
ОСНОВНЫЕ ВИДЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 53. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Задачей любого вентиляционного устройства является создание в жилых, общественных и производственных помещениях воздушной среды, удовлетворяющей санитарно-гигиеническим требованиям и условиям производства, что достигается удалением из помещений загрязненного воздуха и заменой его свежим (наружным), т. е. создается необходимый воздухообмен.

Наиболее простой способ вентиляции — естественное проветривание, т. е. смена воздуха в помещениях за счет неплотности ограждений и возникающей разности давления снаружи и внутри помещений (неорганизованная вентиляция). Указанный воздухообмен зависит от случайных факторов—силы и направления ветра, температур снаружи и внутри здания и пр. Кроме того, неорганизованный воздухообмен осуществим в небольшом объеме. Поэтому для обеспечения постоянного воздухообмена, требуемого из условия поддержания чистоты воздуха в помещении, необходима организованная вентиляция.

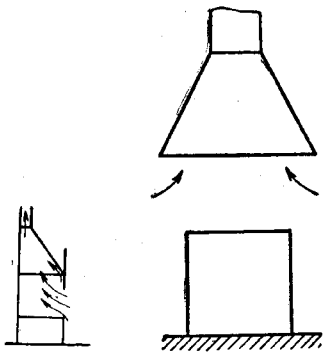


Рис. XIV. 1. Лабораторный вытяжной шкаф

Рис. XIV.2. Отсос от кузнечного горна

Организованная естественная вентиляция — это открывание фрамуг окон и фонарей (аэрация) или применение каналов (канальная система вентиляции). В этих системах перемещение воздуха, как и при неорганизованной вентиляции, происходит за счет давления, создаваемого разностью объемных весов наружного и внутреннего воздуха.

В связи с незначительной величиной располагаемого давления радиус действия таких систем при их канальном устройстве, ограничивается. Системы вентиляции, в которых воздух перемещается при помощи вентилятора, называются системами с механическим побуждением.

Системы вентиляции, с помощью которых загрязненный воздух удаляется из помещения, называются вытяжными. Системы, обеспечивающие подачу в помещение наружного воздуха, подогреваемого в зимнее время, называются приточными.

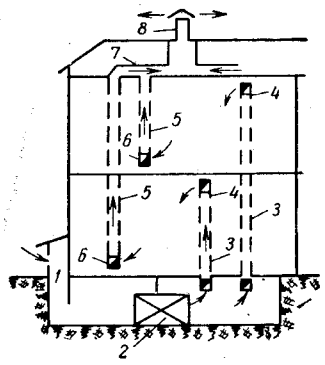


Рис. XIV. 3. Общеобменная приточно-вытяжная вентиляция

1 — воздухозаборная шахта; *2* — калорифер; *3* — приточные каналы; *4* — приточные отверстия; *5* — вытяжные каналы; *6* — вытяжные отверстия; *7* — вытяжные сборные каналы; *8* — вытяжная шахта

Вытяжные системы вентиляции в зависимости от места удаления вредностей, а приточные системы вентиляции в зависимости от места подачи наружного воздуха подразделяются на местные, общеобменные и комбинированные.

При местной вытяжной вентиляции загрязненный воздух удаляется прямо из мест его загрязнения. На рис. XIV.1 приведен пример такой вентиляции — лабораторный вытяжной шкаф и на рис. XIV.2 — отсос от кузнечного горна.

При общеобменной вентиляции воздух удаляется независимо от мест выделения вредностей (рис. XIV.3). При комбинированной вентиляции используется как местная, так и общеобменная вытяжка. При местной вытяжке обеспечивается надежный эффект вентиляции при меньших объемах удаляемого воздуха, и она является более экономичной, чем общеобменная, но

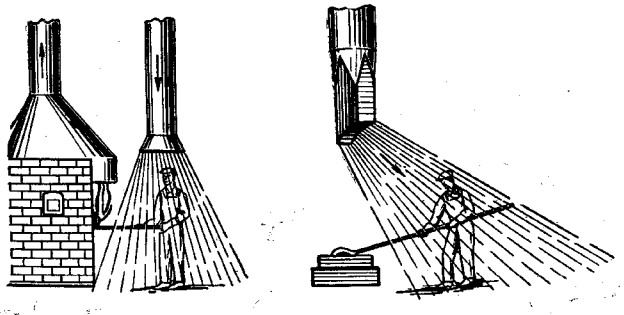


Рис. XIV. 4. Воздушный душ

ее устройство не всегда возможно. Приточная вентиляция также может быть местной, общеобменной и комбинированной.

Местная приточная вентиляция может быть в виде воздушных душей — струи воздуха, направленной на человека (рис. XIV.4).

К местной приточной вентиляции относят и так называемые «воздушные оазисы» — подача приточного воздуха на отгороженную боковыми щитами часть рабочей площадки. Как местную приточную вентиляцию можно рассматривать и воздушную завесу. Канал, через который поступает воздух, размещают снизу или сбоку ворот (рис. XIV.5). Воздушные завесы предназначены для защиты помещения от поступления в него в холодное время наружного воздуха.

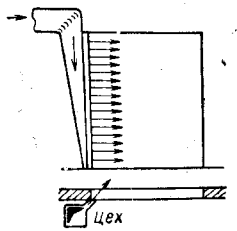


Рис. XIV. 5. Воздушная завеса

Вентиляцию, обеспечивающую организованный приток и удаление воздуха, называют приточно-вытяжной. В холодное время года приточный воздух подогревается.

В отдельных случаях с целью сокращения эксплуатационных расходов на нагревание воздуха применяют так называемые системы вентиляции с частичной рециркуляцией, в которых к поступающему снаружи воздуху подмешивают внутренний.

§ 54. КОНСТРУКТИВНОЕ ОФОРМЛЕНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Основные элементы вентиляционных систем

Приточные системы организованной вентиляции состоят из следующих конструктивных элементов:

1) воздухоприемного устройства, через которое наружный воздух поступает в систему;

2) приточной камеры, в которой размещаются вентилятор с электродвигателем и предназначенные для соответствующей обработки воздуха устройства (для изменения влажности, температуры и для очистки воздуха от пыли);

3) сети воздуховодов, по которым воздух от вентилятора направляется в отдельные помещения;

4) приточных отверстий или насадков, через которые поступает воздух;

5) жалюзийных решеток или сеток, устанавливаемых при выходе воздуха из приточных отверстий;

6) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек), устанавливаемых в воздухоприемных отверстиях и на ответвлениях воздуховодов.

Вытяжные системы с механическим побуждением состоят из следующих конструктивных элементов:

1) вытяжных отверстий, снабженных жалюзийными решетками или сетками, через которые удаляется воздух из помещений;

2) воздуховодов, по которым воздух, удаляемый из помещений, транспортируется в вытяжную камеру;

3) вытяжной камеры, в которой устанавливается вентилятор с электродвигателем;

4) устройств для очистки воздуха, если таковые необходимы (очистка удаляемого воздуха применяется при особом загрязнении воздуха или при подаче воздуха на рециркуляцию);

5) вытяжной шахты, через которую воздух удаляется в атмосферу;

6) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек).

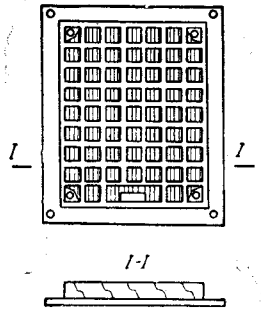


Рис. XIV.6. Решетки с подвижным жалюзи

Отдельные установки организованной вентиляции могут не включать всех вышеуказанных элементов. Например, приточные системы не всегда оборудуются фильтрами и устройствами для изменения влажности воздуха, а иногда приточные и вытяжные установки могут не иметь сети воздуховодов. В системах вентиляции с естественным побуждением отсутствуют вентиляторы с электродвигателями.

Как правило, вытяжные отверстия должны располагаться ближе к местам загрязнения воздуха. В общественных зданиях приточные и вытяжные и в жилых зданиях вытяжные отверстия располагаются на расстоянии 0,5—0,7 *м* от потолка.

Для регулирования количества воздуха, поступающего и удаляемого через отверстия, необходимо предусматривать соответствующие регулирующие устройства.

Наиболее часто в приточных и вытяжных отверстиях устанавливаются решетки с подвижным жалюзи (рис. XIV.6), состоящие из рамки, неподвижных решеток и вертикальных подвижных клапанов-перьев.

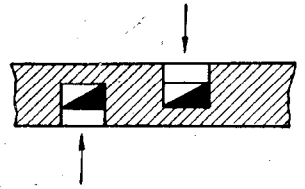
Клапаны-перья, установленные сзади решетки, приводятся в движение шнуром, прикрепленным к ручке.

Воздуховоды изготовляются из различных материалов и имеют различные формы поперечного сечения (прямоугольное, круглое и др.). Независимо от материала и конструкции каналов наибольшее значение имеет состояние внутренней поверхности канала, количество изгибов и форма перехода от одного сечения к другому, так как от этого зависит величина сопротивления движению воздуха в каналах. При гладких поверхностях обеспечивается меньшая величина сопротивления движению воздуха и, кроме того, более легкая очистка стенок каналов от пыли.

Воздуховоды должны быть малотеплопроводными, воздухонепроницаемыми и огнестойкими.

Наиболее рациональной формой сечения воздуховодов является та, которая при одинаковой их площади имеет минимальный периметр. Чем меньше периметр, тем меньше величина сопротивления трению. Таким образом, наиболее рациональной формой сечения воздуховодов следует считать круглую, затем квадратную и прямоугольную. Прямоугольная форма сечения является в отношении сопротивления трению наименее выгодной, но она более удобна в строительстве, так как дает возможность осуществить лучшую увязку со строительными конструкциями.

При внутренних капитальных стенах вертикальные каналы следует закладывать в толще стен. Расположение таких каналов показано на рис. XIV.7. Минимально допустимый размер кирпичных каналов $^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича. В наружных стенах во избежание конденсации водяных паров устраивать вентиляционные каналы не следует. Если прокладка каналов в стенах невозможна, применяют приставные вентиляционные каналы, выполняемые из шлакоалебастровых, асбестоцементных или шлакобетонных плит, а также из листовой стали. Применяются и подвесные каналы (рис. XIV.8).


Рис. XIV.7. Расположение каналов во внутренних капитальных стенах

На чердаках сборные вентиляционные каналы выполняются из двойных шлакоалебастровых плит с воздушной прослойкой (рис. XIV.9). Чердачные вентиляционные короба могут изготавливаться из гипсовых перегородочных плит (рис. XIV.10).

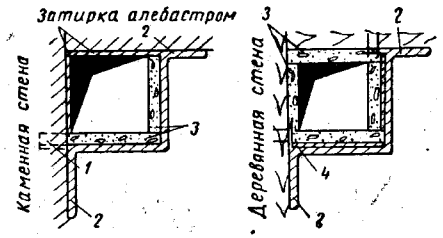


Рис. XIV.8. Подвесные каналы
1—тавр или уголок; *2*— штукатурка; *3*— плиты; *4*— стальная лента

Металлические воздуховоды отличаются наиболее гладкой поверхностью и тем самым наименьшим сопротивлением трению. Они изготовляются из кровельной стали и применяются главным образом в зданиях промышленного назначения.

Если в воздухе, транспортируемом по воздуховодам, имеются химически агрессивные пары или газы, воздуховоды должны изготовляться из материалов, стойких против вредного воздействия таких паров и газов, например из керамики, нержавеющей стали, винипласта и пр.

Воздухоприемные устройства следует располагать таким образом, чтобы поступающий в них наружный воздух по возможности не был загрязнен. Конструктивное оформление воздухоприемных устройств должно быть увязано с архитектурой здания.

Чтобы предназначенный для вентиляции воздух был достаточно чист, необходимо располагать воздухоприемное устройство на расстоянии 10—12 *м* от загрязненных мест (котельных, уборных, столовых и пр.) и воздухозабор осуществлять не ниже 2 *м* от поверхности земли.

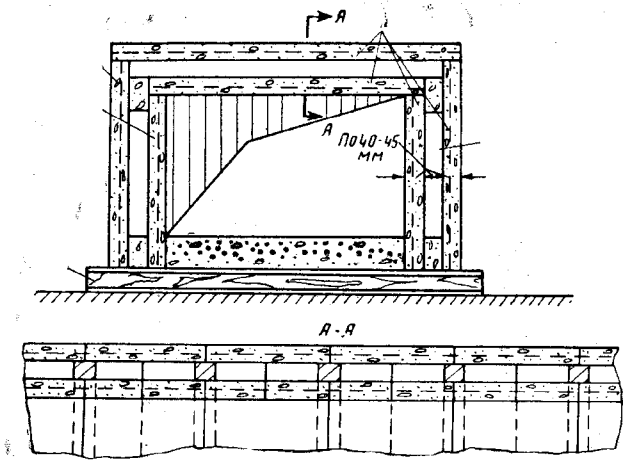


Рис. XIV. 9. Вентиляционные каналы из двойных шлакоалебастровых плит

Если прилегающая непосредственно к зданию территория загрязнена, воздухоприемные устройства выполняются в виде отдельно стоящей шахты, соединенной с камерой подземным каналом. Воздухоприемник располагают на расстоянии не ближе 10 *м* от вытяжных шахт. Это делают для того, чтобы при заборе воздуха в зоне выше крыши избежать попадания загрязненного воздуха в воздухоприемники.

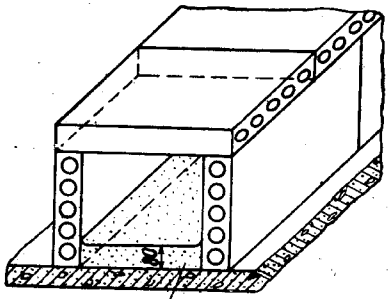


Рис. XIV. 10. Вентиляционные каналы из перегородочных плит

Возможно забирать воздух и через воздухоприемник, расположенный рядом с вытяжной шахтой, но при этом вытяжная шахта должна быть выведена выше воздухоприемника не менее чем на 2,5 *м*. В промышленных зданиях рекомендуется забор наружного воздуха производить через боковые ограждения (окна и проемы в стенах).

На рис. XIV.11 показан воздухоприемник при расположении приточной камеры в подвальном этаже. Забор воздуха выше крыши осуществляется через отверстия в шахте, снабженные жалюзи или зонтом для защиты от дождя. Вытяжные шахты для выброса воздуха должны быть выведены выше конька крыши не менее чем на 0,5 *м*. На рис. XIV.12 показана вытяжная шахта.

При механическом побуждении скорость движения воздуха в воздухоприемных каналах принимают в пределах 2—5 *м/сек*, а в вытяжных шахтах — 1,5—8 *м/сек*.

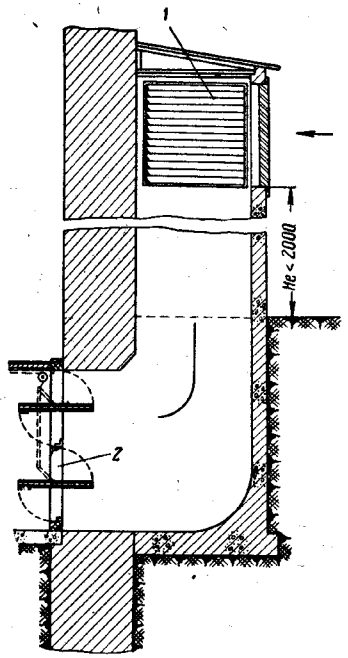


Рис. XIV. 11. Воздухоприемник (приточная камера в подвальном этаже)

1—неподвижные жалюзийные решетки; *2*—утопленный клапан

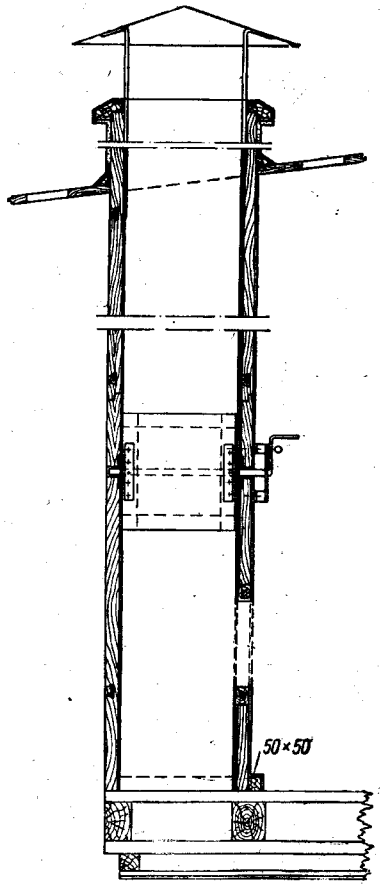


Рис. XIV. 12. Вытяжная шахта

Приточные и вытяжные камеры желательно размещать центрально к обслуживаемым помещениям. Размеры камер назначаются из условия возможного размещения вентиляционного оборудования, удобства производства монтажных работ и обеспечения удобной эксплуатации. Высота приточных камер должна быть не

менее 1,8 *м*; ширина проходов между оборудованием — не менее 0,7 *м*. Стенки камер выполняются из огнестойкого материала с гладкими поверхностями для удобства удаления пыли и грязи. Желательно, чтобы камеры имели естественное освещение.

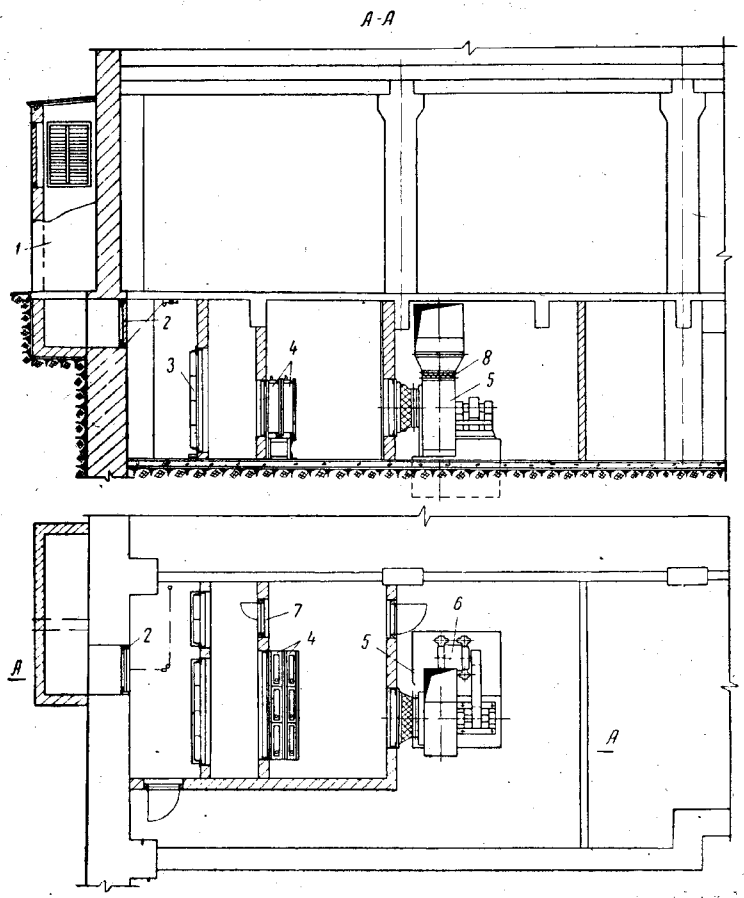


Рис. XIV. 13. Приточная камера в подвале

1 — воздухоприемник; *2* — утепленный клапан; *3* — масляный фильтр; *4* — калорифер; *5* — вентилятор; *6* — электродвигатель; *7* — обводной клапан; *8* — брезентовая вставка

Приточные камеры систем вентиляции с естественным побуждением располагаются в подвальных помещениях, а систем с механическим побуждением — в подвалах или на чердаках здания, а также в специальных помещениях.

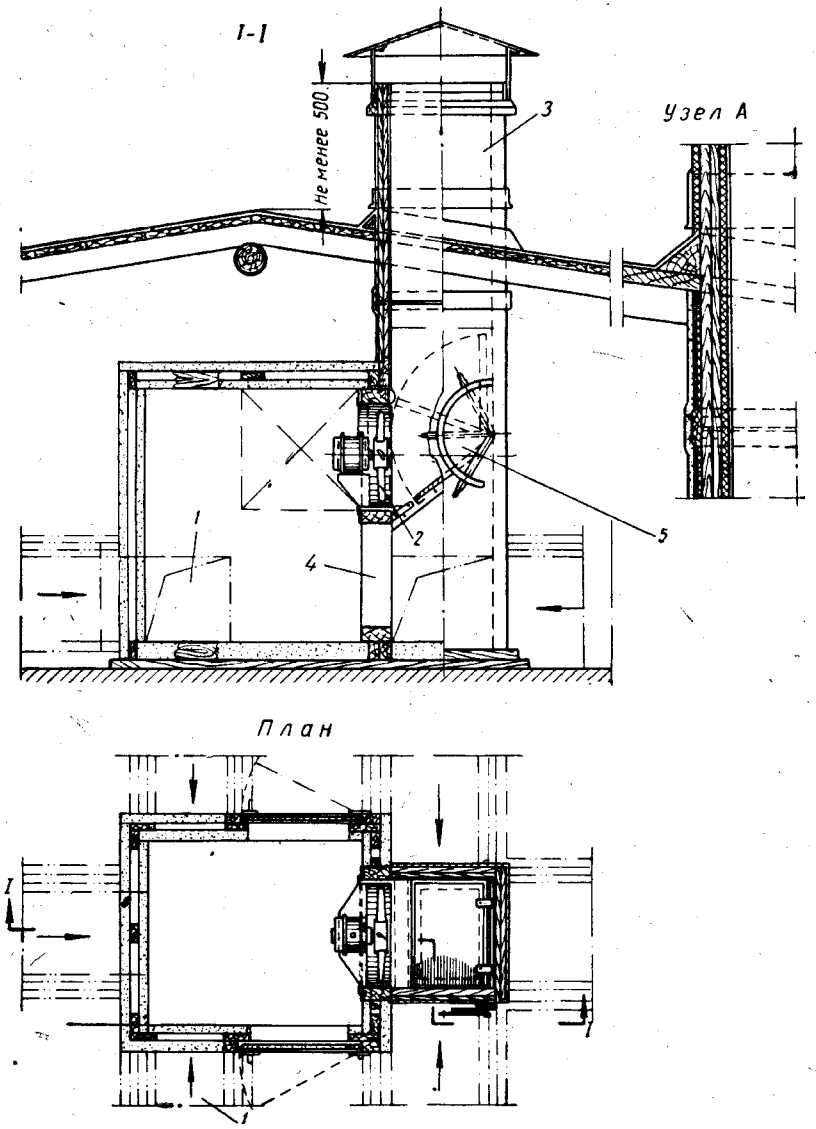


Рис. XIV. 14. Вытяжная камера

1 — каналы; *2* — осевой вентилятор; *3* — шахта; *4* — отверстие; *5* — клапан

В производственных помещениях камеры размещаются в цехах, в основном на площадках, если это возможно, у наружных стен.

На рис. XIV.13 приведена компоновка приточной камеры, находящейся в подвале.

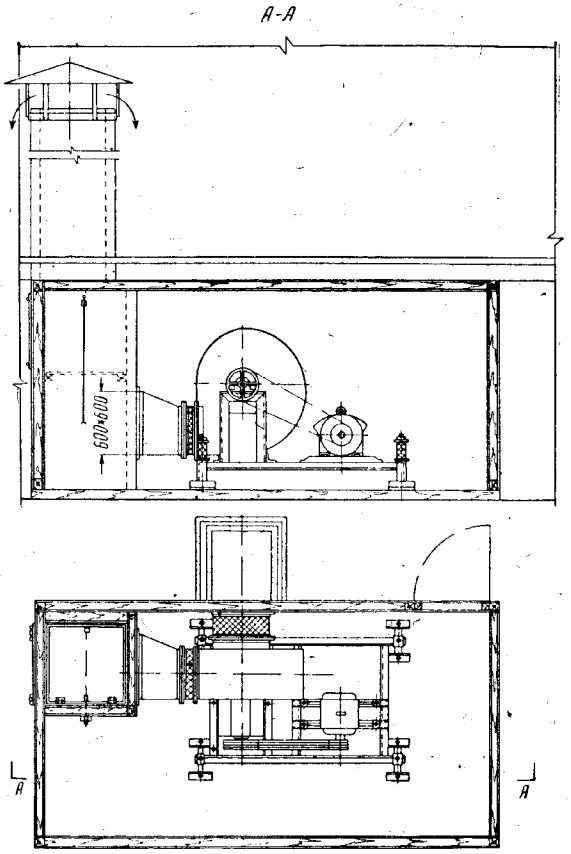


Рис. XIV. 15. Вытяжная камера с центробежным вентилятором

Наружный воздух через неподвижную жалюзийную решетку поступает в воздухоприемник, проходит через отверстие с утепленным клапаном, очищается в масляных фильтрах, подогревается в калориферах и при помощи вентилятора, приводимого в движение электродвигателем, нагнетается через каналы в помещения. Для регулирования температуры подаваемого в помещения воздуха предусматривается обводной клапан. Через обводной клапан наружный воздух поступает к вентилятору, минуя калориферы. Вентилятор присоединяется к воздуховоду брезентовой вставкой, что уменьшает шум, производимый вентилятором.

В общественных зданиях вытяжные камеры обычно размещаются на чердаке или в технических этажах. На рис. XIV.14 изображена вытяжная камера с осевым вентилятором.

Воздух, поступающий из помещений через каналы, осевым вентилятором через шахту выбрасывается наружу. При низкой наружной температуре удаляемый воздух из помещений может проходить, помимо вентилятора через специальное отверстие; при этом вентилятор не работает и клапан открыт.

Вытяжные камеры с осевыми вентиляторами применяются при небольших сопротивлениях сети. При повышенном сопротивлении сети следует предусматривать вытяжные камеры с центробежными вентиляторами (рис. XIV.15).

Глава XV

СИСТЕМЫ ЕСТЕСТВЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ИХ РАСЧЕТ

§ 55. ВИДЫ УСТРОЙСТВА

Естественная вентиляция, как указано выше, может быть вытяжная без организованного притока воздуха (канальная) и приточно-вытяжная с организованным притоком воздуха (канальная и аэрация). Схема устройства вентиляции без организованного притока (канальная) показана на рис. XV.1.

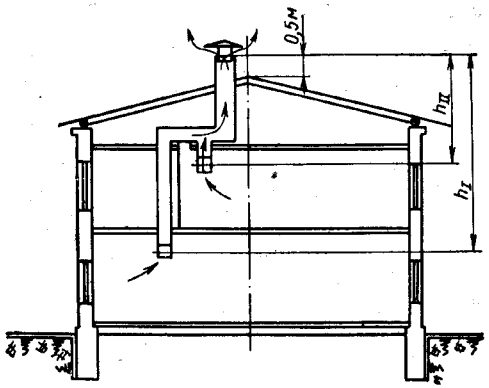


Рис. XV. 1. Схема вытяжной вентиляции без организованного притока

Схема естественной приточно-вытяжной вентиляции с организованным притоком (канальной) приведена на рис. XV.2. Наружный воздух поступает через воздухоприемник в камеру, размещенную в подвальном этаже, нагревается в калорифере (воздухонагревателе) до необходимой температуры и по каналам через приточные отверстия, снабженные жалюзийными решетками, поступает в помещение. Такую вентиляцию можно совмещать с воздушным отоплением.

Из помещений загрязненный воздух по вертикальным каналам, сборному каналу и через шахту удаляется наружу. В каналах для регулирования количества перемещающегося воздуха устанавливаются указанные выше регулирующие приспособления.

§ 56. МЕТОД РАСЧЕТА

Расчет вентиляции без организованного притока. Приведенная на схеме рис. XV.1 вытяжная вентиляция широко применяется в жилых домах. Такая вентиляция рассчитывается на температуру наружного воздуха, равную +5° С. При более высоких наружных температурах помещение проветривают, открывая форточки и створки окон.

Давление для находящихся в худших условиях по тепловому напору помещений верхнего этажа определяют по формуле

$$H_{II} = h_{II}(\gamma_н - \gamma_в)\ кг/м^2, \qquad (XV.1)$$

где h_{II} — вертикальное расстояние от центра вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты в *м* (см. рис. XV.1);

$\gamma_н - \gamma_в$ — разность объемных весов наружного и внутреннего воздуха в $кг/м^3$ (приложение 15).

Аналогично находится располагаемое давление для I этажа

$$H_I = h_I(\gamma_н - \gamma_в), \qquad (XV.2)$$

где h_I — расстояние от центра вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты в *м*.

Для жилых и общественных зданий расчет сети воздуховодов начинают с ориентировочного подбора их сечения исходя из величин допустимых скоростей движения воздуха в них. Для систем с естественным побуждением можно предварительно принимать в каналах верхнего этажа скорость $v = 0{,}6$ *м/сек*, в каналах нижнего этажа и сборных каналах на чердаке $v = 1$ *м/сек* и в вытяжной шахте $v = 1 \div 1{,}5$ *м/сек*.

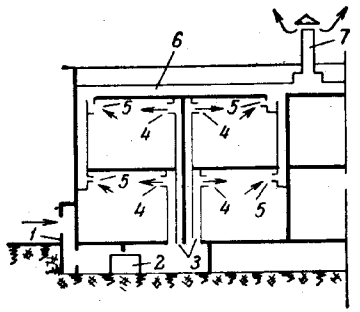


Рис. XV. 2. Принципиальная схема приточно-вытяжной вентиляции без механического побуждения

1 — воздухоприемник; *2* — калорифер; *3* — каналы; *4* — жалюзийные решетки; *5* — вертикальный канал; *6* — сборный канал; *7* — шахта

Вентиляционные каналы для упомянутых зданий могут прокладываться в толщине стен, а также быть приставными и подшивными, что находится в тесной зависимости от конструктивного оформления зданий и внутренней отделки помещений. По ориентировочно принятым размерам сечений на участках сети воздуховодов с помощью таблиц (приложения 16—19) определяют суммарную потерю давления на трение, а также местные сопротивления. Если их сумма на 10% (учитывая необходимый запас) менее величины располагаемого расчетного давления (в соответствии с тем этажом, для которого делается

расчет воздуховодов), то данные сечения каналов принимаются как окончательные. В противном случае делается перерасчет одного или нескольких участков воздуховода. Следует отметить, что указанная таблица (см. приложение 16) составлялась для расчета круглых металлических воздуховодов, а для зданий жилых, общественных и др. каналы обычно применяются прямоугольного сечения из различных материалов, а потому и с различной степенью шероховатости.

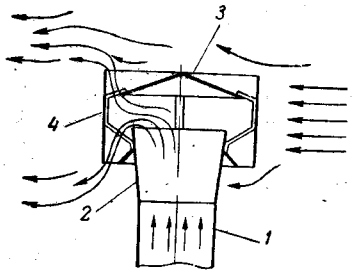


Рис. XV. 3. Дефлектор
1 — цилиндрический патрубок; *2* — диффузор; *3* — зонт; *4* — кольцо

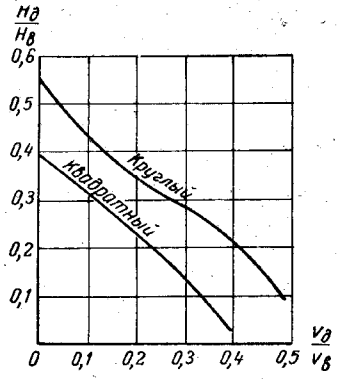


Рис. XV. 4. График разрежения и производительность дефлектора

В связи с этим при применении каналов прямоугольного сечения, прежде чем пользоваться таблицами, необходимо определить соответствующую величину равновеликого диаметра воздуховода круглого сечения при тех же потерях на трение и скорости движения воздуха в воздуховоде и принять при расчете потерь на трение поправочный коэффициент на шероховатость, учитывая, из какого материала изготовлен канал.

Равновеликий диаметр находят по формуле

$$d_р = \frac{2ab}{a+b}\ м, \qquad \text{(XV.3)}$$

где $d_р$ — равновеликий диаметр;
a и b — размеры прямоугольного канала в *м*.

Равновеликий диаметр по трению для кирпичных каналов может быть определен по таблице приложения 17.

Коэффициенты местного сопротивления определяются по таблицам справочников по отоплению и вентиляции. В таблице приложения 18 приводятся величины некоторых коэффициентов местных сопротивлений. Как и в системах отопления, потери давления в местных сопротивлениях определяются в зависимости от скорости движения воздуха и суммы коэффициентов местного сопротивления по соответствующей таблице приложения 19.

Для увеличения располагаемого давления в системах естественной вентиляции на устья вентиляционных шахт устанавливают насадки-дефлекторы. Усиление тяги происходит за счет разрежения, создаваемого при обтекании ветром дефлектора. На рис. XV.3 приведена схема дефлектора ЦАГИ.

За счет разрежения, создаваемого ветром, происходит более интенсивное удаление воздуха из помещения.

Разрежение, создаваемое дефлектором, и его производительность зависят от скорости ветра и могут быть определены при помощи графика (рис. XV.4): на оси абсцисс — отношение скорости воздуха в патрубке дефлектора $v_д$ к скорости ветра $v_в$ *м/сек*, а на оси ординат — отношение

$$\frac{H_д}{H_в},$$

где $H_д$ — разрежение, создаваемое ветром, в *кг/м²*;
$H_в$ — скоростное давление ветра *кг/м²*:

$$H_в = \frac{v_в^2 \gamma}{2g}\ кг/м^2. \qquad \text{(XV.4)}$$

Зная скорость ветра $v_в$ и принимая скорость в патрубке дефлектора $v_д = (0{,}2 \sim 0{,}4)\ v_в$, по графику определяют величину

$$\frac{H_д}{H_в}$$

и величину разрежения дефлектора

$$H_д = \frac{H_д v_в^2 \gamma}{H_в 2g}\ кг/м^2. \qquad \text{(XV.5)}$$

Пример XV.1. Определить сечение каналов вытяжной системы с естественным побуждением, обслуживающих уборные квартир. Температура удаляемого воздуха 16° С. Соответствующая аксонометрическая схема приведена на рис. XV.5. Вертикальные каналы проложены в кирпичных стенах. Сборный канал — на чердаке из двойных гипсошлаковых плит. Аксонометрическую схему каналов вычерчивают после размещения их и вытяжной шахты на планах этажей и чердака. Определив воздухообмены по отдельным помещениям и пронумеровав участки расчетной ветви воздуховодов с обозначением на них длин и нагрузок, переходят к расчету воздуховодов. На рис. XV.6 приведен план чердака с указанием каналов и шахт.

Расчет начинаем с неблагоприятно расположенного канала. Таким является канал, проложенный из помещения II этажа, возможная удельная потеря давления для которого имеет наименьшее значение. Определяем располагаемое давление. Оно равно для II этажа:

$$H_{II} = (3+0{,}8)\ (1{,}27-1{,}22) = 0{,}19\ кг/м^2,$$

где (3 + 0,8) — вертикальное расстояние от устья шахты до центра вытяжного отверстия в *м*;

$$\gamma_{5°} = 1{,}27\ кг/м^3, \quad \gamma_{16°} = 1{,}22\ кг/м^3.$$

Объем воздуха, удаляемого из каждой уборной, принимаем согласно установленным нормам 25 $м^3/ч$ на очко.

При скорости воздуха $v = 0{,}6$ $м/сек$ и его количестве $L = 25$ $м^3/ч$ площадь сечения канала

$$F = \frac{25}{3600 \cdot 0{,}6} = 0{,}011 \ м^2.$$

Кирпичные каналы не делают размером меньше $^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича. Площадь сечения канала $^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича равна 0,02 $м^2$. В связи с этим скорость на участке № 1

$$v = \frac{25}{3600 \cdot 0{,}02} = 0{,}35 \ м/сек.$$

Эту скорость принимаем как ориентировочную.

Канал прямоугольного сечения, и поэтому для определения потерь давления на трение на участке № 1 находим диаметр канала круглого сечения, равновеликий по трению. По таблице приложения 17 он равен 140 *мм*.

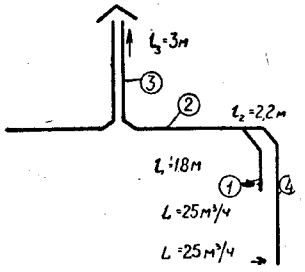


Рис. XV.5. Расчетная схема вентиляции (цифры в кружках — номера участков)

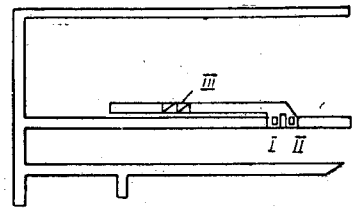


Рис. XV.6. План с нанесением вентиляционных каналов и шахты

По таблице расчета воздуховодов (см. приложение 16) при скорости в канале $v = 0{,}35$ $м/сек$ потеря давления на трение в воздуховоде $R = 0{,}0025$ $кг/м^2$. Тогда $Rl\beta = 0{,}0025 \cdot 1{,}80 \cdot 2{,}5 = 0{,}01125$ $кг/м^2$;

β — коэффициент шероховатости; для кирпичного канала принимается равным 2,5.

Согласно таблице местных сопротивлений ζ (см. приложение 18), определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений для участка № 1:

Вход воздуха в вытяжную жалюзийную решетку с поворотом	2
Колено прямоугольное 90°	1,1
Тройник на повороте	0,4
	3,5

По скорости и найденной сумме коэффициентов местных сопротивлений находим по таблице приложения 19 потери на местные сопротивления: $z = 0{,}029$; $\Sigma(Rl\beta + z) = 0{,}040$ $кг/м^2$.

Далее принимаем для участка № 2 скорость воздуха равной 1 $м/сек$. Находим ориентировочную площадь сечения канала:

$$F = \frac{50}{3600 \cdot 1} = 0{,}014 \ м^2.$$

Конструктивно наименьшая величина сборного канала 150 × 150 *мм* имеет площадь сечения, равную 0,022 $м^2$. В связи с этим для предварительного расчета принимаем скорость в канале 0,63 $м/сек$. Согласно формуле (XV.3) диаметр равновеликого по трению круглого воздуховода $d = 150$ *мм*.

При $d = 150$ *мм* и $v = 0{,}63$ $м/сек$ по таблице приложения 16 $R = 0{,}006$ $кг/м^2$.

Потеря на трение $Rl\beta = 0{,}006 \cdot 2{,}2 \cdot 2 = 0{,}026$ $кг/м^2$, β — коэффициент шероховатости; для гипсошлаковых воздуховодов принимается равным 2.

Определяем местные сопротивления на участке № 2.

1. Колено перед входом в шахту при $\alpha = 135°$ — $\zeta = 0{,}35$.

По таблице приложения 19 при $v = 0{,}63$ $м/сек$ и $\zeta = 0{,}35$ потеря давления на местные сопротивления $z = 0{,}007$ $кг/м^2$;

$$\Sigma(Rl\beta + Z)_{2уч} = 0{,}033 \ кг/м^2.$$

Для участка № 3 (шахта) принимаем те же размеры канала 150 × × 150 *мм*, как для участка № 2.

При этом сечении: скорость воздуха $v = 0{,}63$ $м/сек$. Равновеликий диаметр $d = 150$ *мм*. Потери на трение $R = 0{,}006$. Общая потеря на трение на участке № 3

$$Rl\beta = 0{,}006 \cdot 3 \cdot 1 = 0{,}018 \ кг/м^2;$$

$\beta = 1$ (шахта внутри обита кровельной сталью).

Определяем коэффициент местного сопротивления. Выход воздуха из шахты $\zeta = 2{,}5$. Потери давления на местные сопротивления $Z = 0{,}04$ $кг/м^2$;

$$\Sigma(Rl\beta + Z)_{3уч} = 0{,}058 \ кг/м^2.$$

Общая потеря давления на участках № 1, 2 и 3 при минимальных размерах каналов меньше располагаемого давления. Поэтому предварительные размеры каналов принимаем как окончательные.

Данные по приведенному расчету включены в табл. XV.1.

Таблица XV.1

Расчет вентиляционных каналов

№ участка	L, $м^3/ч$	Длина участка l в $м$	Скорость v в $м/сек$	Площадь F в $м^2$	Размер канала $a \times b$ в $мм$	Равновеликий диаметр по трению d в $мм$	Потеря давления на 1 $м$ R в $кг/м^2$	Потеря на трение на участке βRl в $кг/м^2$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений	Потеря на местные сопротивления Z в $кг/м^2$	Суммарные потери давления на участке в $кг/м^2$
1	25	1,8	0,35	0,02	135×125	140	0,002	0,011	3,5	0,029	0,04
2	50	2,2	0,63	0,022	150×150	150	0,006	0,026	0,35	0,007	0,033
3	50	3	0,63	0,022	150×150	150	0,006	0,018	2,5	0,04	0,058
											0,131

Расчет участка № 4 производится аналогичным образом. Разница состоит лишь в определении давления:

$$H_I = h_I(\gamma_н - \gamma_в) - \Sigma(Rl\beta + Z)_{2 \text{ и } 3 \text{ уч}},$$

где h_I — вертикальное расстояние от устья шахты до центра вытяжного отверстия канала 1-го этажа.

Канальная приточно-вытяжная вентиляция с организованным притоком и естественным побуждением рассчитывается так же, как и для систем с механическим побуждением (см. гл. XVI).

Расчет вентиляции с организованным притоком воздуха (аэрация). Аэрация применяется в производственных помещениях при больших теплоизбытках (рис. XV.7).

Чтобы поддержать в рабочей зоне в летнее время температуру не более чем на 5° выше наружной (в соответствии с санитарными нормами), требуется создание большого воздухообмена. В здании с теплоизбытками 100 *ккал/м*³ необходимо предусмотреть примерно 20-кратный воздухообмен. Так, например, для цеха с кубатурой 40 000 *м*³ воздухообмен получается равным 800 000 *м*³/*ч*. Чтобы осуществить такой воздухообмен естественным путем, в цехе предусматривается устройство большого числа фрамуг для притока свежего и удаления загрязненного воздуха. Фрамуги должны располагаться таким образом, чтобы в летнее время наружный воздух поступал непосредственно к рабочим местам, а зимой холодный воздух, поступивший в цех, успевал смешиваться с внутренним воздухом и поступал к рабочим местам с температурой, близкой к температуре рабочей зоны. В связи с этим в летнее время открываются нижние и верхние фрамуги, а в зимнее — только верхние, расположенные на высоте не менее 4 *м* от пола. В однопролетных цехах приток осуществляется через проемы в наружных стенах, а вытяжка — через фонари.

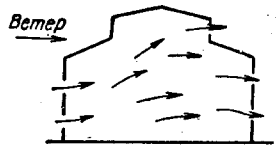


Рис. XV.7. Схема аэрации однопролетного цеха

Чем больше разность температур наружного и внутреннего воздуха, а также чем больше разность высот между осями приточных и вытяжных фрамуг, тем больше тепловой напор и образующийся воздухообмен.

Ветер также содействует удалению воздуха из цеха, создавая избыточное давление на наветренной стороне, а разрежение на подветренной стороне здания.

При расчете аэрации под воздействием теплового напора необходимый воздухообмен определяется из условия борьбы с теплоизбытками по формуле

$$G = \frac{Q}{0{,}24\,(t_{ух} - t_{пр})}\ кг/ч.$$

Расход воздуха через приточные отверстия может быть определен по формуле

$$L_{пр} = \frac{G_{пр}}{\gamma} = 3600\,\mu F_{пр}\,v_{пр}\ м^3/ч, \qquad (XV.6)$$

где $F_{пр}$ — сумма площадей приточных отверстий в $м^2$;
$v_{пр}$ — скорость приточного воздуха в *м/сек*;
γ — объемный вес приточного воздуха;
μ — коэффициент расхода, зависящий от способа подвески створок, соотношения сторон створок аэрационных проемов и угла раскрытия (60°).

Динамическое давление в приточных отверстиях равно:

$$Il_д = h_п(\gamma_н - \gamma_{ср})\frac{v^2\gamma}{2g}, \qquad (XV.7)$$

где $h_п$ — расстояние от оси приточного отверстия до нейтральной зоны (плоскость, в которой избыточное давление равно нулю);
$\gamma_{ср}$ — объемный вес при средней температуре помещения.

Скорость в приточном отверстии будет равна:

$$v_п = \sqrt{\frac{2gh_п(\gamma_н - \gamma_{ср})}{\gamma_н}}\ м/сек.$$

Подставляя $v_{пр}$ в формулу (XV.6), находят

$$G_{пр} = 3600\mu F_{пр}\sqrt{2gh_н(\gamma_п - \gamma_{ср})\gamma}\ кг/м. \qquad (XV.8)$$

Откуда площадь приточных отверстий

$$F_{пр} = \frac{G_{пр}}{3\,600\,\mu\sqrt{2gh_п(\gamma_н - \gamma_{ср})\gamma_н}}\ м^2. \qquad (XV.9)$$

Соответственно находят величины $G_{выт}$ и $F_{выт}$:

$$G_{выт} = 3600\,\mu F_{выт}\sqrt{2gh_в(\gamma_н - \gamma_{ср})\gamma_{ух}}\ кг/ч, \qquad (XV.10)$$

$$F_{выт} = \frac{G_{выт}}{3600\,\mu\sqrt{2gh_в(\gamma_н - \gamma_{ср})\gamma_{ух}}}\ м^2, \qquad (XV.11)$$

где $F_{выт}$ — площадь вытяжных отверстий в $м^2$;
$h_в$ — расстояние от оси вытяжных отверстий до нейтральной зоны;
$\gamma_{ух}$ — объемный вес уходящего воздуха.

При расчете аэрации под воздействием ветрового напора для определения площади аэрационных отверстий за основу принимают отношение давления, создаваемого ветром с наветренной стороны, или разрежения, создаваемого ветром с подветренной стороны, к скоростному давлению ветра, которое называется аэродинамическим коэффициентом (K).

$$K = \frac{P}{\frac{v^2\gamma}{2g}}, \qquad (XV.12)$$

где P — давление или разрежение на единицу площади в $кг/м^2$;
K — определяется продувкой моделей зданий в аэродинамической трубе.

Величину создаваемого давления или разрежения определяют по формуле

$$P = \pm K H_д, \qquad (XV.13)$$

где $H_д$ — динамическое давление ветра.

После определения ветрового давления в каждом отверстии задаются ($P_{изб}$) внутренним избыточным давлением и по найденной разности давлений находят скорость воздуха в отверстиях и определяют площади приточных и вытяжных отверстий.

Глава XVI

СИСТЕМЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ И ИХ РАСЧЕТ

§ 57. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА

В системах механической вентиляции для перемещения воздуха служат вентиляторы. По создаваемому давлению они подразделяются на вентиляторы: низкого давления с давлением до 100 *кг/м*^{2}; среднего давления от 100 до 300 *кг/м*^{2}; высокого давления от 300 до 1200 *кг/м*^{2}.

В вентиляционных установках и установках кондиционирования воздуха применяют вентиляторы низкого и среднего давления, а в технологических установках применяются вентиляторы высокого давления.

В зависимости от требуемых условий их работы при эксплуатации вентиляторы изготавливаются в обычном исполнении (для перемещения чистого или малозапыленного воздуха с температурой его до 150°) и в антикоррозионном исполнении (из винипласта и другого материала) для перемещения воздуха с примесями, разрушающе действующими на обычную сталь, а также во взрывоопасном исполнении, когда перемещаются горючие и взрывоопасные смеси. В этом случае колеса и входные патрубки, чтобы не было искрения, выполняются из более мягкого, чем сталь, материала, например алюминия.

Для перемещения воздуха с содержанием пыли свыше 150 *мг/м*^{3} применяют пылевые вентиляторы, обладающие повышенной износоустойчивостью.

Схема исполнения вентиляторов в зависимости от способа соединения их с электродвигателями приведена на рис. XVI.1. Вентиляторы могут быть правого или левого вращения. В том случае, когда колесо вентилятора вращается по часовой стрелке (если смотреть на него со стороны привода), вентилятор — правого вращения, а при вращении против часовой стрелки — левого. Размеры вентиляторов характеризуются присвоенными им номерами, численно выражающими величину диаметра рабочего колеса в *дц* (например, вентилятор № 5 имеет колесо с $d = 500$ *мм*).

На рис. XVI.2 приведен общий вид центробежного вентилятора. При вращении рабочего колеса в направлении разворота улиткообразного кожуха воздух всасывается через входное отверстие и под действием центробежной силы выбрасывается через выходное отверстие.

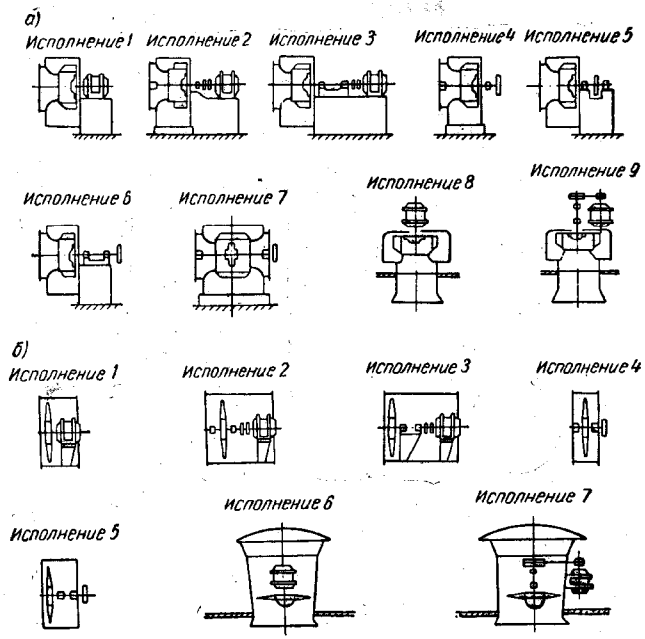


Рис. XVI.1. Конструктивные схемы вентиляторов (по ГОСТ 5976—55)
а — центробежных; *б* — осевых

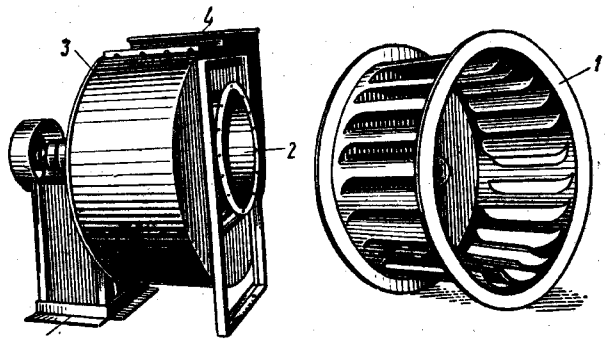


Рис. XVI.2. Центробежный вентилятор
1 — рабочее колесо; *2* — входное отверстие; *3* — стенки кожуха; *4* — выходное отверстие

Лопасти колеса могут иметь различную форму (загнутые вперед, радиальные или загнутые назад). Наибольшее давление создается при лопастях, загнутых вперед, но больший к. п. д. у вентиляторов с лопастями, загнутыми назад, и, кроме того, они создают меньший шум.

Центробежные вентиляторы применяют при необходимости преодоления сопротивлений в сети выше 20 *кг/м²*.

Лучшими аэродинамическими качествами обладают вентиляторы Ц4-70, Ц4-76. У вентилятора Ц4-70 12 загнутых назад лопаток.

На рис. XVI.3 приведен осевой вентилятор МЦ, представляющий собой лопастное колесо, расположенное в цилиндрическом

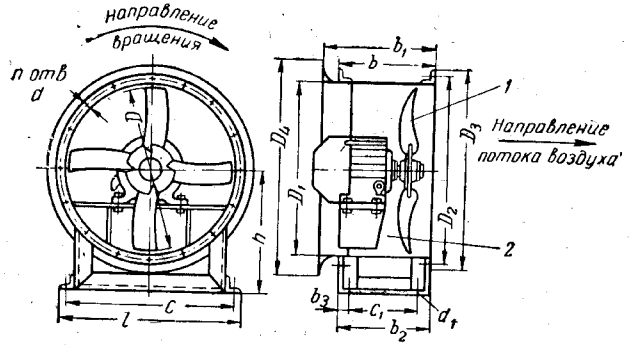


Рис. XVI. 3. Осевой вентилятор МЦ
1 — лопастное колесо; *2* — кожух

кожухе. При вращении колеса поток воздуха проходит через вентилятор вдоль его оси. Отсюда и наименование вентилятора — осевой. Осевые вентиляторы обычно применяют при относительно малых сопротивлениях (примерно до 20 *кг/м²*). Размеры вентиляторов, как и центробежных, характеризуются их номерами.

§ 58. МЕТОД РАСЧЕТА

Расчет сети воздуховодов

Расчет воздуховодов систем вентиляции с механическим побуждением отличается от расчета воздуховодов систем вентиляции с естественным побуждением лишь тем, что в связи с большой протяженностью систем, а следовательно, с большей величиной потерь в воздуховодах на трение и местные сопротивления, располагаемое расчетное давление определяется по формуле

$$H_{мех} = \sum [(Rl + Z) + H_{дин}]\, 1{,}10, \qquad (XVI.1)$$

где $H_{мех}$ — давление, создаваемое вентилятором, в *кг/м²*;
$\sum (Rl + Z)$ — потери давления на трение и местные сопротивления в наиболее протяженной ветви воздуховодов;
$H_{дин}$ — потери давления на создание скорости движения воздуха в *кг/м²*.

Естественным давлением в системах механической вентиляции обычно пренебрегают.

Величина потребного давления определяется из расчета воздуховодов по предварительно принятым в них скоростям движения воздуха, обычно имеющих следующую величину: для промышленной вентиляции до 12 *м/сек*; для гражданских зданий до 8 *м/сек*, для пневматического транспорта 14 *м/сек* и выше. Величина динамического давления $H_{дин}$ определяется по формуле:

$$H_{дин} = \frac{v^2}{2g}\gamma \ кг/м^2, \qquad (XVI.2)$$

где v — скорость воздуха при выходе из сети в атмосферу.

При расчете воздуховодов следует учитывать потери давления, создаваемые оборудованием приточной камеры. При расчете сети воздуховодов должен быть обеспечен запас давления в 10% на непредвиденные сопротивления.

Найдя необходимую величину полного давления ($H_{мех}$) и зная количество перемещаемого воздуха по расчетной сети воздуховодов, подбирают необходимый к установке вентилятор.

Подбор вентиляторов

Вентиляторы подбираются по их аэродинамическим характеристикам. Характеристики вентиляторов выражают зависимость между H, L, n и u, где L — производительность вентилятора; n — число оборотов вентилятора в 1 *мин*; u — окружная скорость в *м/сек*.

Окружную скорость определяют по формуле

$$u = \frac{\pi dn}{60} \ м/сек, \qquad (XVI.3)$$

где d — диаметр колеса вентилятора в *м*.

Окружная скорость вентилятора ограничивается предельно допустимым уровнем шума в помещении. На рис. XVI.4 дается характеристика центробежного вентилятора Ц4-70 № 5.

При выборе типа и номера вентилятора следует учитывать, что к. п. д. вентилятора должен быть наиболее высоким, окружная скорость в пределах допустимой из условия относительной бесшумности работы вентилятора, а число оборотов, позволяющее осуществить соединение вентилятора по возможности на одном валу с электродвигателем.

На заданную производительность вентиляционной установки принимают запас в пределах до 10% на возможные дополнительные потери или подсос воздуха в воздуховоды.

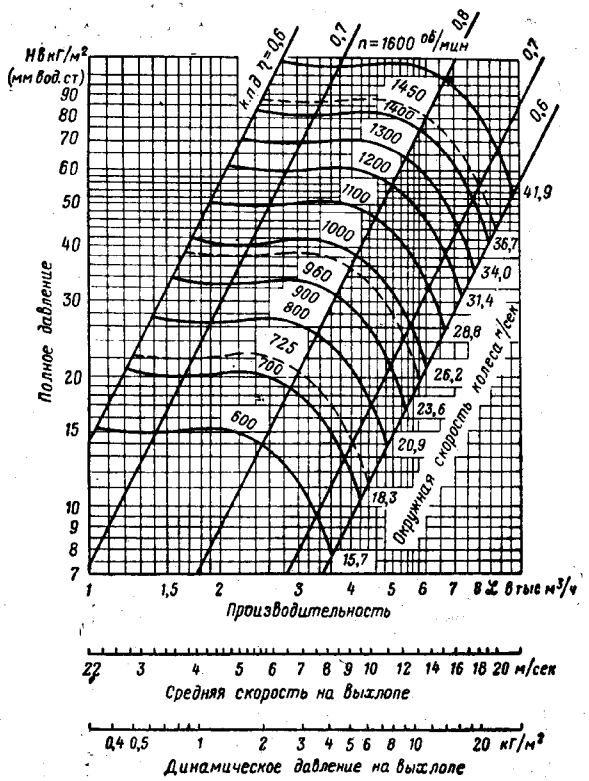


Рис. XVI. 4. Характеристика вентилятора Ц4-70 №5

Мощность электродвигателя определяют по формуле

$$N = \frac{L H}{3\,600 \cdot 102\,\eta_в\,\eta_{р.п}}, \qquad \text{(XVI.4)}$$

где L — производительность вентилятора в $м^3/ч$;
H — давление, создаваемое вентилятором, в $кг/м^2$;
$\eta_в$ — к. п. д. вентилятора;
$\eta_{р.п}$ — к. п. д. ременной передачи.

Установочную мощность определяют по формуле

$$N_{уст} = KN \ квт.$$

Величину K — коэффициент запаса (см. гл. IV).

Определив установочную мощность, подбирают по прейскуранту тип электродвигателя, который зависит от условий эксплуатации.

L, H и N для любого вентилятора зависят от числа оборотов вентилятора. Производительность вентилятора прямо пропорциональна числу оборотов колеса

$$\frac{L_1}{L} = \frac{n_1}{n}. \qquad \text{(XVI.5)}$$

Полное давление, создаваемое вентилятором, пропорционально квадрату числа оборотов колеса:

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n^2}. \qquad \text{(XVI.6)}$$

Расходуемая мощность пропорциональна кубу числа оборотов колеса

$$\frac{N_1}{N} = \frac{n_1^3}{n^3}. \qquad \text{(XVI.7)}$$

Используя эти соотношения, подбирают размер шкивов при ременной передаче.

Пример XVI.1. Рассчитать воздуховод приточной системы вентиляции для промышленного здания, схема которого приведена на рис. XVI.5.

Воздуховод круглый стальной. Воздух в помещения подается через сетчатые воздухораспределители. Потери давления на участке *5* и в приточной

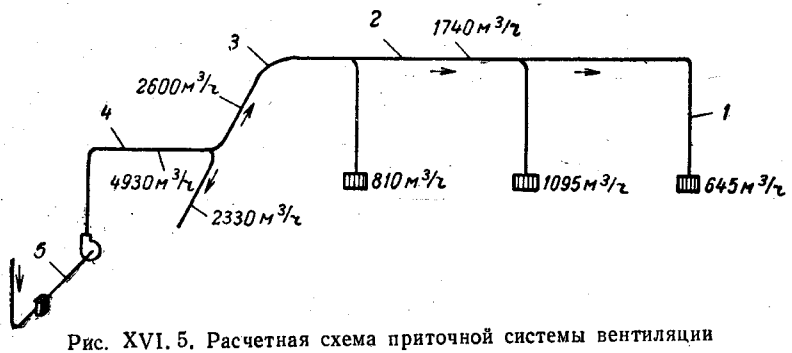


Рис. XVI. 5. Расчетная схема приточной системы вентиляции

камере, оборудованной калорифером и жалюзийной решеткой, составляет 10 $кг/м^2$. Нагрузки на участках показаны на схеме. Расчет начинаем с наиболее удаленного участка (в данном случае *1*). Данные расчета заносим в табл. XVI.1. Задавшись скоростями в пределах 6—10 *м/сек* определяем по таблице приложения 16 диаметры участков воздуховода и отвечающие им потери на трение на 1 *пог. м*.

Таблица XVI.1

Расчет воздуховодов

№ участка	L, $м^3/ч$	l, $м$	v, $м/сек$	d, $мм$	R, $кг/м^2$	Rl, $кг/м^2$	$\Sigma\zeta$	Z, $кг/м^2$	$\Sigma(Rl+z)$, $кг/м^2$
1	645	8	6	195	0,236	2,37	1,15	4,6	6,97
2	1740	6	6	320	0,128	0,77	0	0	0,77
3	2600	6	9	320	0,267	1,6	0,6	3	4,6
4	4930	9	9	440	0,183	1,7	0,3	1,5	3,2
5	4930	—	—	—	По заданию			—	10
									25,54 $кг/м^2$

Коэффициенты местных сопротивлений принимаются по приложению 18.

Участок *1*:

Выход через сетчатый воздухораспределитель 1
Отвод 90° при $r=2d$ 0,15
Тройник проходной 0
1,15

Участок *2*:

Тройник проходной 0

Участок *3*:

2 отвода при $r=2d$ . . . . . $0,15\times 2=0,3$
Тройник в ответвлении 0,3
0,6

Участок *4*:

Отвод 90° 0,15
Диффузор у вентилятора 0,15
0,3

По $\Sigma\zeta$ и соответствующей им скорости (приложение 19) определены потери давления на местные сопротивления Z для каждого участка. В итоге находим суммарную величину потерь на трение и местные сопротивления расчетной сети воздуховода.

Величину динамического давления определяем по формуле

$$H_{дин}=\frac{v^2}{2g}\gamma=2,2,$$

где v — скорость на участке *1*.

Отсюда полное потребное давление с учетом запаса на непредвиденные сопротивления в сети.

$$H_{мех}=(25,54+2,2)\,1,1=30\ кг/м^2.$$

По найденному давлению и заданной производительности установки можно подобрать соответствующий вентилятор.

Пример XVI.2. Подобрать вентилятор для вентиляционной установки при расчетном расходе воздуха (рис. X VI.5) $L=5000\ м^3/ч$ и потери давления в сети 25,54 $кг/м^2$. Воздуховоды стальные. Производительность вентилятора с учетом потерь и подсоса воздуха $L_в=kL\ м^3/ч$.

Принимаем $k=1,10$. Тогда

$$L_в=110\cdot 5\,000=5\,500\ м^3/ч.$$

Согласно расчету, приведенному в примере X VI.1:

$$H_{вент}=(h_{ст}+h_д)\,1,1=(25,54+2,2)\,1,1\approx 30\ кг/м^2,$$

где $h_{ст}$ — потеря в сети (статическое давление) в $кг/м^2$;
$h_д$ — потеря давления на создание скорости в сети (динамическое давление) в $кг/м^2$.

По характеристике (см. рис. X VI.4) вентилятора Ц4-70 № 5 находим, что при $L=5500\ м^3/ч$ и $H=30\ кг/м^2$ число его оборотов $n\approx 1000$ и к. п. д. $\approx$ $\approx 0,70$.

Глава XVII

ОБОРУДОВАНИЕ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ ДЛЯ ОЧИСТКИ ПОДАВАЕМОГО И ИЗВЛЕКАЕМОГО ВОЗДУХА И ДЛЯ ЕГО НАГРЕВАНИЯ

§ 59. ОБЕСПЫЛИВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Очистке от пыли подвергаются: наружный приточный воздух при концентрации в нем пыли в размерах, бо́льших, чем допускается нормами; внутренний воздух при подмешивании его к наружному приточному воздуху, причем подаваемый в помещение смешанный воздух не должен содержать пыли в количестве более 30% предельно допустимой концентрации; внутренний отработанный воздух при удалении его наружу.

Очистка воздуха может быть грубой (задерживается пыль размером более 100 *мк*), средней (задерживается пыль размером до 100 *мк* при конечном пылесодержании в воздухе не более 100 *мг/м*^{3}) и тонкой (задерживается пыль размером до 100 *мк* с конечным пылесодержанием в воздухе до 1—2 *мг/м*^{3}).

Обеспыливающие устройства подразделяются на пылеотделители и фильтры. К первым относятся устройства, в которых пылевые частицы осаждаются под воздействием силы тяжести и инерционных сил с изменением скорости и направления движения воздушного потока.

Такими устройствами являются: пылеосадочные камеры, циклоны и другие аппараты, действующие на основе центробежных сил.

Фильтры представляют собой устройства, в которых запыленный воздух очищается, проходя через сетчатые или пористые материалы (стеклянная вата, гравий, кокс, пористая бумага, ткань, металлическая сетка и др.).

Обеспыливающие устройства могут быть не только сухими, но и мокрыми. При применении мокрых обеспыливающих устройств эффективность очистки воздуха от пыли повышается.

Для смачивания применяют воду (скрубберы с орошаемой насадкой и водяной пленкой, циклоны-промыватели, пенные пылеуловители и др.) и масло (масляные фильтры).

К пылеулавливающим устройствам также относят электрофильтры и ультразвуковые пылеуловители. В электрофильтрах пылевые частицы, проходя через электрическое поле, получают заряд, перемещаются и оседают на поверхности осадительных электродов, отдавая свой заряд. С электродов пылевые частицы удаляются механически.

В ультразвуковых пылеуловителях используются ультракороткие звуковые волны, при распространении которых в запыленном воздухе одни мелкие пылевые частицы ударяются о другие, слипаются и образуются крупные частицы, выпадающие в бункер. Звуковой эффект создается сиреной.

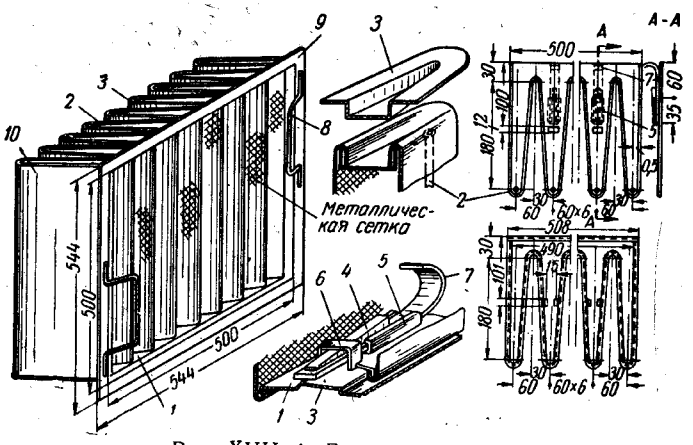


Рис. XVII. 1. Бумажный фильтр

1 — каркас; *2* — стержень; *3* — накладка; *4* — зажимной клин; *5* — направляющая; *6* — скоба; *7* — движок; *8* — ручка; *9* — рама; *10* — пористая бумага

Электрофильтры и ультразвуковые пылеуловители могут применяться для улавливания мелкой пыли.

К показателям, характеризующим работу того или иного пылеуловителя, следует отнести:

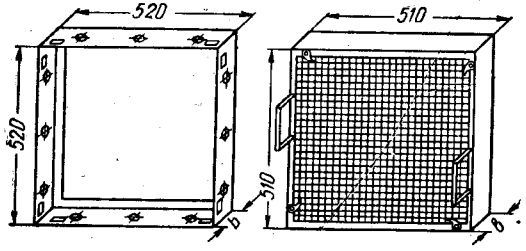


Рис. XVII. 2. Фильтр масляный

а) степень очистки;

б) производительность в *м*^{3}*/ч* или удельную воздушную нагрузку в *м*^{3}*/ч* на 1 *м*^{2};

в) гидравлическое сопротивление в *кг/м*^{2};

г) расход электроэнергии в *квт/ч* на 1000 *м*^{3} воздуха;

д) стоимость очистки 1000 *м*^{3} воздуха.

В слоистых и матерчатых фильтрах следует также учитывать пылеемкость (количество пыли, которое при осаждении в фильтре повышает его сопротивление до заданной величины). Степень очистки — отношение веса пыли, уловленной пылеочистительным

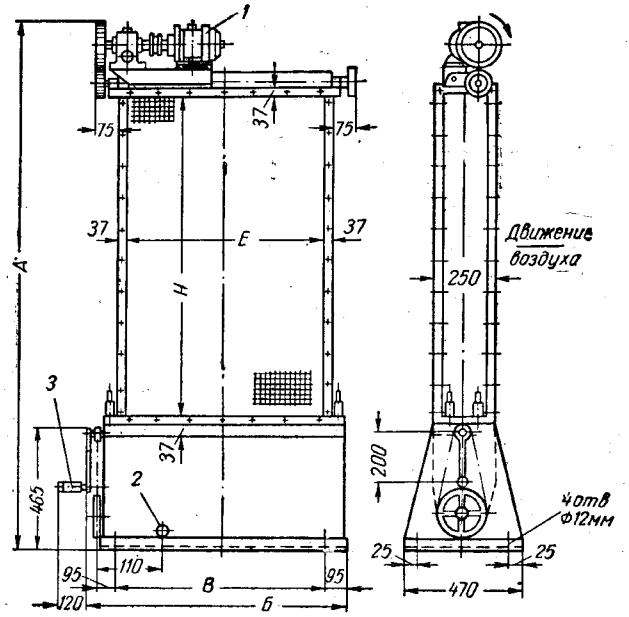


Рис. XVII.3. Фильтр масляный самоочищающийся
1 — электродвигатель; *2* — муфтовой кран; *3* — ручка

устройством, к весу пыли, поступившей в пылеочистительное устройство, в процентах:

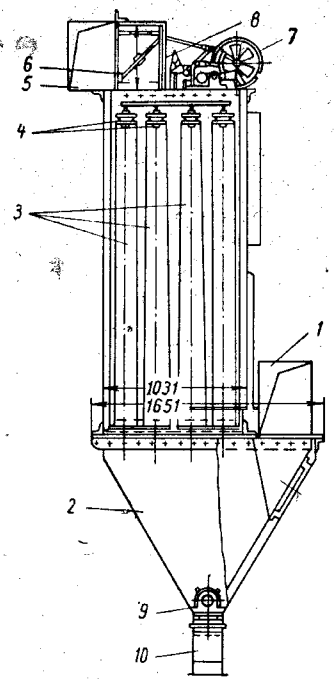
$$n = \frac{G_2 - G_1}{G_2} 100\%, \qquad \text{(XVII.1)}$$

где n — степень очистки;
G_2 — количество пыли в воздухе перед пылеочистительным устройством:
G_1 — количество пыли в воздухе после него.

На рис. XVII.1 приведен бумажный фильтр, предназначенный для тонкой очистки. Фильтрующий материал — алигнин, укладываемый на поверхности сетки. Эффективность очистки 96—99%.

На рис. XVII.2 приведен масляный фильтр типа ВНИСТО из кассет размером 520 × 520 *мм*, в которых размещены 12—17 рядов гофрированных сеток с ячейками 0,25 и 0,35 *мм*, толщина фильтра может быть равной 70 *мм*. Кассеты погружаются в ванну с маслом,

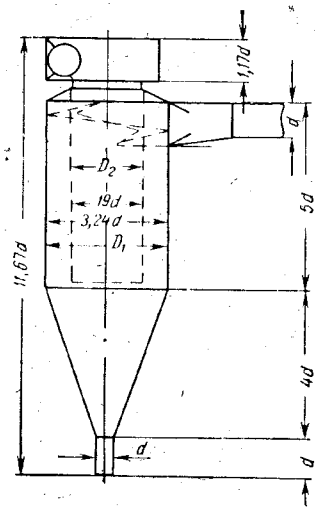
Рис. XVII.4. Матерчатый фильтр
1 — подвод воздуха; *2* — бункер; *3* — рукава; *4* — подвеска рукавов; *5* — выходной патрубок; *6* — клапан; *7* — механизм привода встряхивания; *8* — клапанная коробка; *9* — шнек для разгрузки пыли; *10* — течка



в связи с чем и сетки покрываются маслом. Воздух, проходя через такой фильтр, соприкасаясь с сетками, очищается. Нагрузка на одну кассету принимается 1250—1750 $м^3/ч$. Эффективность очистки фильтра примерно 96—98%. Загрязненный фильтр очищается в содовом растворе (70—80°). Фильтр применяется для тонкой очистки приточного воздуха.

На рис. XVII.3 приведен самоочищающийся масляный фильтр. Сетчатое полотно перемещается, проходя через масляную ванну. Производительность фильтра 8 000—10 000 $м^3/м^2 \cdot ч$.

В матерчатом рукавном фильтре (рис. XVII.4) запыленный воздух всасывается по воздуховоду в бункер и оттуда поступает в рукава, проходит через ткань рукава и очищается. Через коробку и выходной патрубок очищенный воздух направляется по сборному воздуховоду к вентилятору. Эффективность очистки фильтра около 95%.



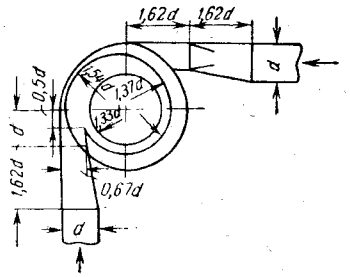


Рис. XVII.5. Циклон ЛИОТ

На рис. XVII.5 приведен циклон ЛИОТ. В циклоне отделение пыли от воздуха происходит с использованием центробежных сил, возникающих во вращающемся потоке запыленного воздуха, опускающегося по винтообразной линии. Частицы пыли отжимаются

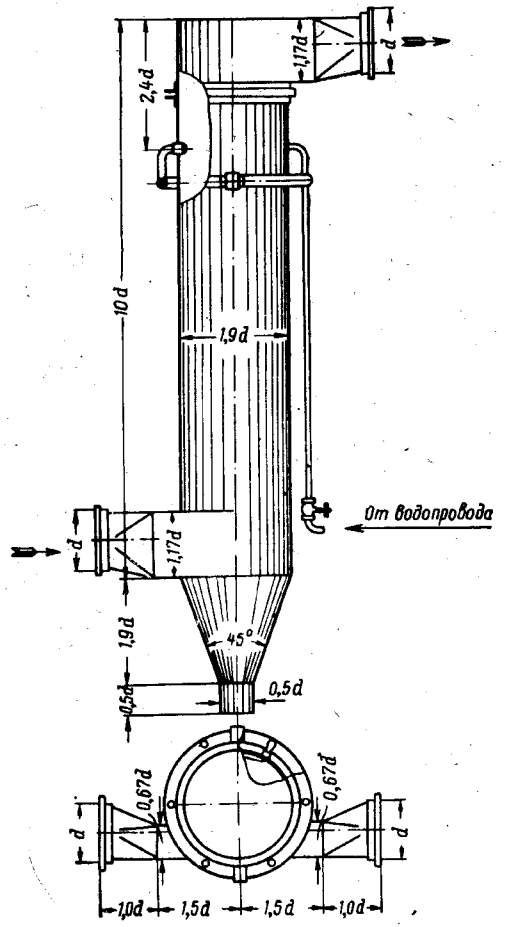


Рис. XVII. 6. Циклон с водяной пленкой

к стенкам и ссыпаются вниз. Обеспыленный воздух выходит через центральную трубу. Эффективность очистки фильтра до 85%.

Циклон с водяной пленкой (рис. XVII.6) представляет собой цилиндр из листовой стали с нижним подводом загрязненного воздуха. В верхней части цилиндра вода, вытекающая через сопла,

установленные на кольцевом трубопроводе, омывает внутреннюю поверхность цилиндра. Расход воды 0,2—0,3 *л* на 1 $м^3$ очищаемого воздуха. Скорость во входном патрубке 18—22 *м/сек*. Эффективность пылезадержания фильтра 99%.

§ 60. УСТРОЙСТВА ДЛЯ НАГРЕВАНИЯ ВОЗДУХА

Калориферы

Конструкции калориферов. В конструктивном отношении различают следующие типы калориферов: смонтированные из радиаторов, гладкотрубные, пластинчатые и оребренные.

Калориферы, смонтированные из радиаторов (рис. XVII.7), могут быть применены для нагревания небольших количеств воздуха. При малом сопротивлении движения воздуха они могут быть применены в системах вентиляции без механического побуждения.

Гладкотрубные калориферы (рис. XVII.8) изготавливают из трубок диаметром 20—32 *мм*, располагаемых в шахматном порядке. Трубки вваривают в трубные доски. К последним на сварке или болтах присоединяют крышки со штуцерами. Теплоноситель поступает через штуцер, проходя по трубкам, нагревает их и удаляется через штуцер. Воздух, проходя между трубками, нагревается.

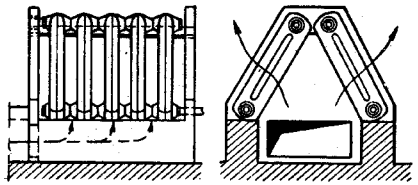


Рис. XVII. 7. Калорифер из радиаторов

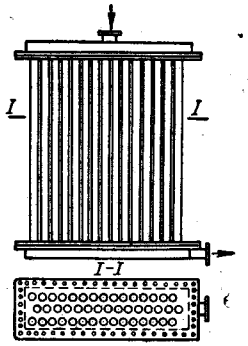


Рис. XVII. 8. Калорифер из гладких труб

Недостаток этих калориферов заключается в том, что при больших габаритах они имеют небольшую поверхность нагрева. Поверхность нагрева можно увеличить, если надеть на трубки тонкие стальные пластины (калориферы пластинчатые, рис. XVII.9) или навить стальную ленту толщиной 0,5 *мм* и шириной 10 *мм* (калориферы оребренные или спирально-навивные, рис. XVII.10). При таком конструктивном выполнении достигается хороший контакт ленты с трубками. Это является весьма важным, так как при плохом контакте значительно ухудшается теплоотдача калорифера.

Трубы своими концами ввариваются в трубные доски, соединенные с распределительными коробками.

Эти калориферы получили распространение, поскольку при малых размерах они имеют большую поверхность нагрева и высокую производительность.

Калориферы выпускаются:

1) одноходовые КФС и КФБ и многоходовые КМС и КМБ с круглыми трубками;

2) одноходовые и многоходовые пластинчатые и с овальными трубками;

3) одноходовые оребренные КФСО и КФБО.

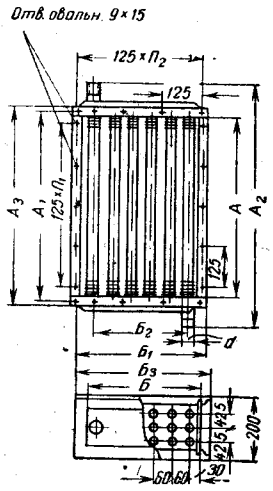


Рис. XVII. 9. Калорифер пластинчатый

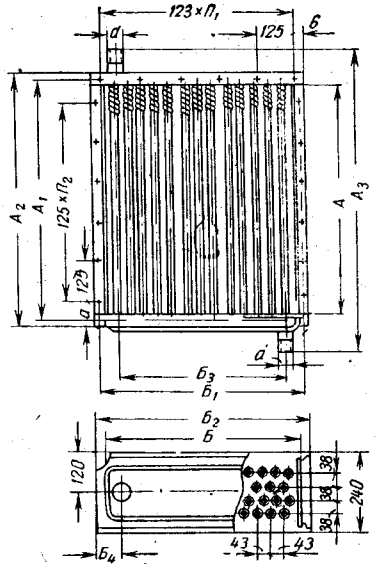


Рис. XVII. 10. Калорифер навивной

Одноходовые калориферы могут быть применены при теплоносителях паре и воде, многоходовые при теплоносителе воде.

Калориферы КФС имеют три ряда трубок по ходу воздуха, калориферы КБФ — четыре ряда.

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной и последовательной (рис. XVII.11).

При последовательной установке общее сопротивление больше, чем при параллельной. Для регулирования теплоотдачи калориферов и изменения температуры подаваемого в помещение воздуха устраиваются специальные обводные каналы, снабженные клапанами. Температура воздуха регулируется открыванием клапанов и пропусканием того или иного количества воздуха помимо калорифера.

При применении в качестве теплоносителя пара установка обводного клапана является обязательной.

Присоединение теплоносителя к калориферам приведено на рис. XVII.11.

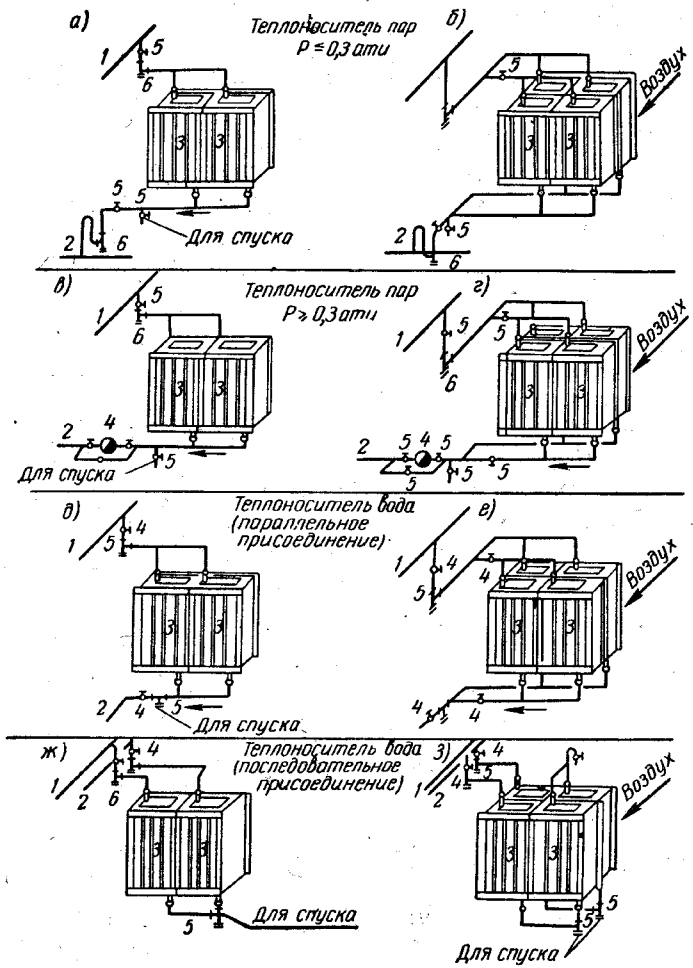


Рис XVII. 11. Присоединение теплоносителя к калориферам

а, б, в, г — обозначение схем при теплоносителе паре; *1* — паропровод; *2* — конденсатопровод; *3* — калориферы; *4* — конденсационный горшок; *5* — вентиль; *6* — тройник с пробкой; *д, е, ж, з* — обозначение схем при теплоносителе воде; *1* — трубопровод горячей воды; *2* — трубопровод обратной воды; *3* — калорифер; *4* — вентиль; *5* и *6* — тройники с пробкой

Последовательное движение теплоносителя применяется только при обогреве калориферов водой.

В конструкциях многоходовых калориферов КМС и КМБ предусмотрено последовательное движение воды по трубкам. Коэффициент их теплопередачи больше при одних и тех же условиях, чем у одноходовых. Эти калориферы устанавливают в горизонтальном положении.

Основные технические характеристики калориферов КФС, КМС, КФБ, КМБ, КФСО и КФБО приведены в приложении 21.

Подбор калориферов. Расход тепла на нагревание воздуха можно определить по формуле

$$Q = L\gamma c\,(t_{пр} - t_н)\ ккал/ч, \qquad (XVII.2)$$

где L — объем приточного воздуха в $м^3/ч$;
γ — объемный вес приточного воздуха в $кг/м^3$;
$L\gamma = G\ кг/ч$;
c — удельная весовая теплоемкость воздуха в $ккал/кг \cdot град$ ($c = 0{,}24\ ккал/кг \cdot град$);
$t_{пр}$ — температура воздуха, поступающего в помещение;
$t_н$ — температура наружного воздуха при общеобменной вентиляции $t_н = t_н^в$. При местной отсасывающей вытяжной вентиляции $t_н = t_{н.от}$, где $t_{н.от}$ — расчетная зимняя отопительная наружная температура и $t_н^в$ — наружная зимняя температура для расчета вентиляции.

Поверхность нагрева калориферов определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{K(t'_{ср} - t_{ср})}\ м^2, \qquad (XVII.3)$$

где K — коэффициент теплопередачи калориферов в $ккал/м^2 \times \times ч \cdot град$;
$t'_{ср}$ — средняя температура теплоносителя;
$t_{ср}$ — средняя температура нагреваемого воздуха.

Коэффициент теплопередачи для каждого типа калориферов можно принимать по таблице приложения 22. Коэффициент зависит от конструкции калорифера, вида теплоносителя, весовой скорости воздуха, проходящего через живое сечение калорифера, а при теплоносителе воде — от скорости движения воды в трубках калорифера.

Весовая скорость воздуха ($v\gamma$) представляет собой весовой секундный расход воздуха, отнесенный к 1 $м^2$ живого сечения калорифера:

$$v\gamma = \frac{L\gamma}{f \cdot 3600}\ кг/м^2 \cdot сек, \qquad (XVII.4)$$

где L — количество воздуха, проходящего через калорифер, в $м^3/ч$;
γ — объемный вес при температуре приточного воздуха в $кг/м^3$;
f — живое сечение калорифера в $м^2$.

Понятие «весовая скорость» упрощает расчет, поскольку она остается постоянной в течение всего процесса нагревания воздуха. Линейная же скорость изменяется по мере нагревания воздуха, поскольку его объем изменяется. При выборе высоких значений весовой скорости увеличивается сопротивление проходу воздуха и расход электроэнергии, но уменьшается первоначальная стоимость установки за счет уменьшения потребной поверхности калорифера, при низких значениях увеличиваются размеры калориферной установки и увеличивается первоначальная ее стоимость, однако несколько снижается расход электроэнергии и стоимость эксплуатации.

Весовую скорость при подборе калориферов из экономических соображений принимают равной 7—10 $кг/м^2 \cdot сек$.

Скорость воды в трубках калориферов равна:

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot 1000 f_{тр}(t_г - t_о)}\ м/сек, \qquad (XVII.5)$$

где $f_{тр}$ — живое сечение трубок калорифера в $м^2$;
$t_г$ — температура воды при входе в калорифер;
$t_о$ — температура воды на выходе из калорифера.

Средняя температура теплоносителя воды

$$t_{ср} = \frac{t_г + t_о}{2}.$$

При насыщенном паре с давлением до 0,3 *ати*

$$t'_{ср} = 100°$$

и при давлении больше 0,3 *ати*

$$t_{ср} = t_{пара},$$

где $t_{пара}$ — температура насыщенного пара при соответствующем его давлении.

Сопротивление калориферов при движении воздуха и сопротивление проходу воды можно определять по приложению 22*а*.

При подборе калориферов принимают запас на теплоотдачу калориферов 10—20%, на сопротивление по воздуху 10% и на сопротивление по воде 20%.

Пример XVII.1. Подобрать калориферную установку из калориферов КФБ и КФС для нагревания $G = 16\,000\ кг/ч$ воздуха с начальной температурой $t_н = -15{,}2°$ С до конечной температуры $t_н = 16°$ С.

Теплоноситель пар с давлением 1,4 $кг/см^2$, $t_{пара} = 108{,}7°$ С.

1. Расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = G\,0{,}24\,(t_к - t_н) = 16\,000 \cdot 0{,}24\,(16 + 15{,}2) = 124\,500\ ккал/ч.$$

2. Принимаем весовую скорость воздуха $v\gamma = 8\ кг/м^2 \cdot сек$. По таблице приложения 22 при $v\gamma = 8\ кг/м^2 \cdot сек$ $k = 24\ ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$.

3. Поверхность нагрева калориферной установки

$$F=\frac{124\,500}{24\left(108{,}7-\frac{16-15{,}2}{2}\right)}=47{,}8\ м^2.$$

4. Принимаем два калорифера КФБ-5, установленных параллельно:

$$F=2\cdot 26{,}8=53{,}6\ м^2.$$

5. При принятом к установке количестве калориферов фактически весовая скорость будет

$$v\gamma=\frac{G}{3600\cdot 2f}=\frac{16\,600}{3600\cdot 2\cdot 0{,}244}=9{,}4\ кг/м^2\cdot сек.$$

Весовая скорость больше, чем принятая первоначально. В связи с этим надо произвести перерасчет необходимой поверхности нагрева калорифера. При $v\gamma = 9{,}4$ *кг/м²·сек* при теплоносителе паре коэффициент теплопередачи $k = 25{,}6$ *ккал/м²·ч·град*.

Поверхность нагрева

$$F=\frac{124\,500}{25{,}6\left(108{,}7-\frac{16-15{,}2}{2}\right)}=44{,}9\ м^2.$$

Запас на поверхности нагрева в пределах допустимого

$$\frac{53{,}6-44{,}9}{44{,}9}100=19{,}4\%.$$

Сопротивление проходу воздуха через однорядную калориферную установку при $v\gamma = 9{,}4$ *кг/м²·сек* (по таблице приложения 22*а*).

$$H=12{,}6\ кг/м^2.$$

Пример XVII.2. Подобрать калориферную установку из калориферов КФБ и КФС для нагревания воздуха $G = 18\,200$ *кг/ч* с начальной температурой $t_{н.вент} = -15{,}2°$ С до конечной температуры $t_к = 18°$ С. Теплоноситель вода

$$t_г=130°\text{ С}\quad\text{и}\quad t_о=70°\text{ С}.$$

1. Расход тепла на нагревание воздуха

$$Q=G\,0{,}24\,(t_к-t_н)=18\,200\cdot 0{,}24\,(18+15{,}2)=145\,000\ ккал/ч.$$

2. Принимаем весовую скорость равной $v\gamma = 8$ *кг/м²·сек*, при которой живое сечение установки по воздуху

$$f=\frac{G}{3\,600\,v\gamma}=\frac{18\,200}{3600\cdot 8}\approx 0{,}63\ м^2.$$

3. По таблице приложения 21 подбираем калориферы КФС-7 и с расположением их параллельно по воздуху

$$f=2\cdot 0{,}354=0{,}708\ м^2.$$

4. При принятой установке калориферов фактическая весовая скорость воздуха будет равна:

$$v\gamma=\frac{G}{3600\,f}=\frac{18\,200}{3600\cdot 0{,}708}=7{,}15\ кг/м^2\cdot ч.$$

5. При последовательном перемещении воды через трубки калорифера скорость движения воды

$$v=\frac{Q}{3600\cdot 1000\,f_{тр}\,(t_г-t_о)}=\frac{145\,000}{3600\cdot 1000\cdot 0{,}0092\,(105-60)}=0{,}098\ м/сек;$$

$t_г$ и $t_о$ при $t_н = -15{,}2°$ соответственно равны 105 и 60° С.

6. Коэффициент теплопередачи калориферов после интерполяции по таблице приложения 22 $k = 17{,}9$ *ккал/м²·ч·град*.

7. Необходимая поверхность нагрева калориферной установки

$$F=\frac{Q}{k\left(t'_{ср}-t_{ср}\right)}=\frac{145\,000}{17{,}9\left(\frac{105+60}{2}-\frac{-15{,}2+18}{2}\right)}\approx 96{,}6\ м^2.$$

8. Количество устанавливаемых калориферов КФС-7.

$$n=\frac{96{,}6}{30{,}4}=3{,}8,$$

где 30,4 *м²* — поверхность нагрева одного калорифера КФС-7

9. Следовательно, необходимо установить четыре калорифера КФС-7 по схеме *3* (рис. XVII,11).

10. Запас при принятой поверхности нагрева около 22%.

Воздушно-отопительные агрегаты

В системах воздушного отопления могут быть применены воздушно-отопительные агрегаты, включающие в качестве основных элементов калориферы, вентиляторы и электродвигатели.

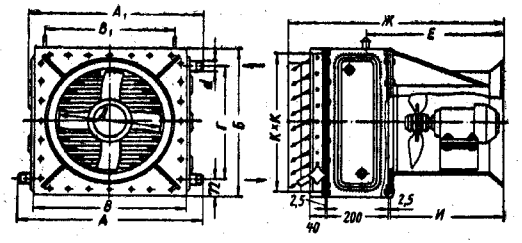


Рис. XVII. 12. Агрегат отопительный АПВС

Основные требования, предъявляемые к агрегатам: расход металла и электроэнергии на единицу тепла должен быть наименьшим; уровень громкости шума при работе агрегата должен быть не больше максимально допустимых; конструкция агрегата — компактной.

Для того или иного направления потока воздуха агрегаты снабжены направляющими лопатками.

На рис. XVII.12 приведен агрегат АПВС с осевым вентилятором, а в таблице приложения 23 приведены размеры.

В обозначениях агрегатов первая цифра соответствует их производительности (в тыс. *ккал/ч*) при теплоносителе паре с давлением 2 *кг/см²*, а вторая цифра — при теплоносителе воде с параметрами $t_г = 130°$ С и $t_о = 70°$ С.

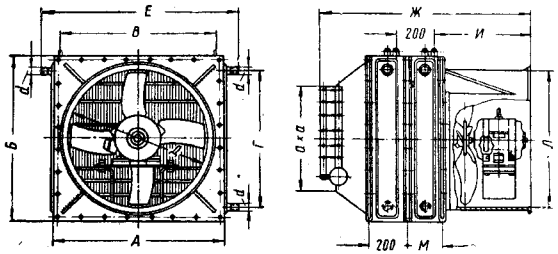


Рис. XVII. 13. Агрегат отопительный АПВ

На рис. XVII.13 приводится агрегат АПВ, а в таблице приложения 24 — его размеры. Технические показатели агрегатов АПВС и АПВ приведены в таблице приложения 25, а характеристика их оборудования — в таблице приложения 26.

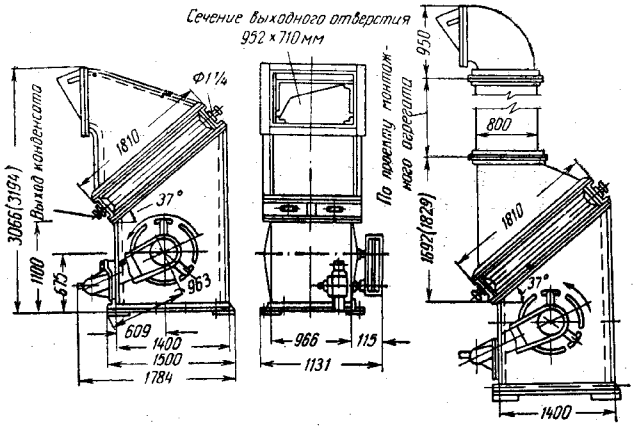


Рис. XVII. 14. Агрегат отопительный СТД-300 М

На рис. XVII.14 приведен отопительный агрегат СТД-300М с центробежным вентилятором, технические показатели которого даны в таблице приложения 27.

Глава XVIII

ВИДЫ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ИХ УСТРОЙСТВО

Внутренний воздух помещения в результате технологических и бытовых выделений тепла и влаги изменяет свое тепловлажностное состояние. Параметры наружного воздуха в течение года также непрерывно изменяются. Для поддержания заданных характеристик внутреннего воздуха в помещение необходимо подавать приточный воздух определенного состояния. В годовом периоде, особенно летом и зимой, температура и влажность приточного воздуха может заметно отличаться от температуры и влажности наружного воздуха. Поэтому наружный воздух, прежде чем его подать в помещение, необходимо специально приготовить, придать ему определенные кондиции. Этот процесс называют кондиционированием воздуха. В общем случае под кондиционированием воздуха имеют в виду нагревание или охлаждение, увлажнение или осушку и очистку воздуха от пыли. В некоторых случаях дополнительно необходимо исключить неприятные запахи, ионизировать воздух, придать ему приятные для обоняния человека свойства. Тепловлажностная обработка воздуха обычно является основной в процессе его кондиционирования.

В жаркие летние дни наружный воздух имеет высокие температуру и влагосодержание. Прежде чем подать в помещение такой воздух, его необходимо охладить и осушить. Зимой воздух имеет низкие температуру и влагосодержание, поэтому его приходится перед подачей в помещение нагревать и увлажнять. Термовлажностная обработка воздуха производится в специальных камерах или аппаратах. Установки кондиционирования воздуха состоят из ряда специальных устройств, в которых воздух подвергается всем необходимым видам обработки.

Воздух нагревают обычно в калориферах, где он получает тепло от оребренных или гладких поверхностей труб, по которым протекает теплоноситель.

Воздух охлаждается в воздухоохладителях, которые бывают двух типов: поверхностные и контактные. В поверхностных воздухоохладителях, которые по устройству подобны калориферам, воздух отдает тепло поверхности труб, по которым пропускают холодную воду или хладоагент (аммиак, фреон и т. д.). Если эти поверхности будут иметь температуру ниже точки росы воздуха, то на них будет выпадать конденсат. Воздух при этом будет

и охлаждаться, и осушаться. Поверхность воздухоохладителя в некоторых случаях специально орошают водой. Воздух интенсивнее отдает тепло смоченной поверхности. Кроме того, в этом случае воздух можно наряду с охлаждением осушать и увлажнять. В контактных охладителях воздух охлаждается в результате непосредственного контакта с охлажденной водой. Воздух проходит через дождевое пространство оросительной камеры, в которой форсунками разбрызгивается охлажденная вода. В некоторых случаях используют контактные охладители с орошаемой насадкой. В них охлажденной водой орошается слой (насадка) из фарфоровых, металлических или пластмассовых колец. Воздух, проходя через лабиринтовые ходы смоченной насадки, охлаждается и осушается или увлажняется.

Для осушки воздуха иногда используют твердые (силикагель, алюкагель) или жидкие (растворы солей) влагопоглощающие вещества.

§ 61. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования воздуха (рис. XVIII.1) состоят: из устройств или аппаратов, в которых происходит тепловлажностная обработка воздуха; сетей для транспортирования воздуха и распределения его по отдельным помещениям; приспособлений, служащих для подачи воздуха в помещения. Камеры или аппараты, в которых происходит передача воздуху тепла и влаги или осуществляется сток тепла и влаги, имеют свою систему теплохладоснабжения, которая в свою очередь состоит из сети теплохолодопровода и генератора тепла и холода. Согласно расположению трех основных элементов системы кондиционирования воздуха разделяют на центральные и местные.

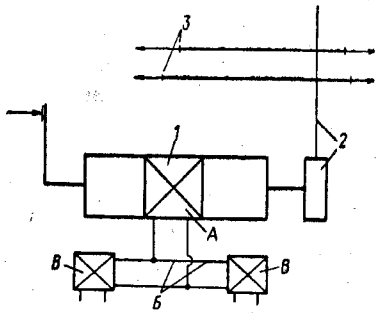


Рис. XVIII.1. Расположение основных элементов устройства систем кондиционирования воздуха и их теплохладоснабжения

1, А—тепловлагообменные аппараты кондиционера; *2*—распределительные воздуховоды системы; *3*—раздача воздуха потребителю; *Б*—сеть теплохолодопроводов; *В*—генераторы тепла и холода

В **центральных** системах источники и стоки тепла и влаги расположены в одном кондиционере, от которого приготовленный воздух распределяется по отдельным помещениям.

В **местных** системах воздух обрабатывается в кондиционерах, расположенных в отдельных помещениях. Распределительная система воздуховодов в здании в этом случае отсутствует.

Системы кондиционирования разделяются по принципу централизации их отдельных элементов и характеру теплохолодоснабжения на автономные и неавтономные.

Автономные системы отличаются тем, что каждый кондиционер имеет свою систему теплохолодоснабжения, состоящую из встроенной в него холодильной машины, подводящей сети трубопроводов и аппаратов, служащих источниками или стоками тепла и влаги для воздуха.

Неавтономные системы имеют централизованные, единые для всего здания генераторы тепла и холода, от которых разветвленной сетью теплохолодоноситель может подводиться к отдельным местным кондиционерам.

В больших общественных и промышленных зданиях применяют **комбинированные** системы. В них производят централизованную первичную обработку наружного воздуха, который подается в местные доводчики, расположенные в отдельных зонах или помещениях здания. В доводчиках дополнительно обрабатывают и получают приточный воздух нужных для данного помещения кондиций.

По сезонности режима работы системы кондиционирования разделяют: на летние, зимние и круглогодичные. **Летние** служат для очистки, охлаждения и осушения воздуха, **зимние**—для его очистки, нагрева и увлажнения, а **круглогодичные** — для выполнения всех указанных функций.

Системы, создающие в помещениях полный постоянный комфорт для человека, называют системами комфортного кондиционирования. В промышленных помещениях задача кондиционирования часто состоит в поддержании в них условий, требуемых для нормального протекания технологических процессов. В этом случае систему называют системой технологического кондиционирования.

Рассмотрим некоторые из наиболее распространенных видов устройств кондиционирования воздуха.

§ 62. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Центральные кондиционеры имеют разнообразные конструкции. По признаку использования рециркуляционного воздуха помещения они подразделяются на прямоточные, обрабатывающие только наружный воздух, и на работающие с одной или двумя рециркуляциями, т. е. с подмешиванием в определенных пропорциях внутреннего воздуха к основному потоку обрабатываемого наружного воздуха до его увлажнения и после его увлажнения. Наиболее распространенными в настоящее время являются так называемые форсуночные кондиционеры. Название их определено наличием камеры орошения, в которых форсунками распыляется вода, а проходящий через камеру воздух находится в непосредственном контакте с капельками разбрызгиваемой воды.

На рис. XVIII.2 приведен пример схемы форсуночного кондиционера с двумя рециркуляциями. Наружный воздух через воздухозаборное устройство *1*, утепленный клапан *2* и воздушный фильтр *3*, где производится очистка его от пыли, поступает в зимнее время в калориферы первого подогрева *4*. Калориферы имеют обводной канал *5*. Перед обводным каналом и калорифером устанавливаются регулирующие клапаны *6*, с помощью которых можно изменять соотношения количеств воздуха, проходящего через калорифер и обводной канал. На подводках теплоносителя к калориферу также установлены регулирующие устройства *7*. После

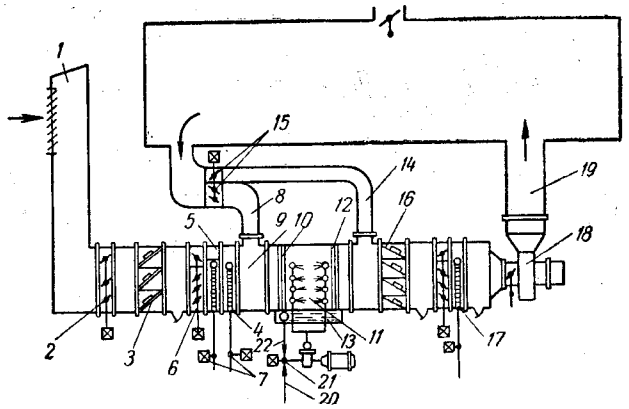


Рис. XVIII.2. Принципиальная схема форсуночного кондиционера с двумя рециркуляциями

калорифера к подогретому наружному воздуху подмешивается воздух, поступающий из кондиционируемого помещения (первая рециркуляция *8*). Подмешивание происходит в камере смешения *9*. После смешения воздух через каплеотделитель *10*, выравнивающий воздушный поток и предупреждающий вынос капель в камеру смешения, поступает в оросительную камеру. В оросительной камере *11* устанавливается несколько рядов форсунок, которые разбрызгивают воду. Форсунки размещают так, чтобы их факелы перекрывали все сечение камеры. Воздух проходит через дождевое пространство и в процессе зимнего кондиционирования адиабатически увлажняется. После камеры орошения устанавливается второй каплеотделитель *12*. В нижней части камеры орошения располагается поддон *13*, в который стекает разбрызгиваемая вода. Далее к увлажненному воздуху вновь подмешивается внутренний, поступающий из обслуживаемого помещения, воздух (вторая рециркуляция *14*). На рециркуляционных каналах устанавливаются регулирующие клапаны *15*. После камеры смешения располагаются фильтр *16* и калорифер второго подогрева *17* который, как

и калориферы первого подогрева, имеет обводной канал, регулирующие клапаны и регулирующие задвижки на подводках теплоносителя. Приготовленный таким образом воздух поступает в вентилятор *18*, которым он нагнетается в распределительную сеть воздуховодов *19*.

При летнем режиме кондиционирования калориферы первой ступени не работают. В камеру орошения подают предварительно охлажденную воду *20*, имеющую температуру ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. В этом случае воздух в камере орошения охлаждается и осушается. Вода из поддона камеры перетекает в баки холодильной установки и частично используется для рециркуляции. Температура воды, поступающей из холодильной установки к форсункам, регулируется с помощью трехходового смесительного крана *21* за счет подмешивания воды из поддона камеры *22* к воде, идущей из холодильной установки *20*. Калорифер второго подогрева может использоваться в некоторых схемах летнего кондиционирования для подогрева сильно увлажненного и охлажденного воздуха после камеры орошения.

Прямоточная схема и схема с одной рециркуляцией по существу являются разновидностью рассмотренной общей системы. В прямоточной схеме не будет первой и второй рециркуляции внутреннего воздуха *8* и *14*, а при одной рециркуляции сохраняется только первая подача *8* внутреннего воздуха.

Ту или иную схему обработки воздуха в кондиционере выбирают по данным расчета тепловлажностного режима помещения, расчетным наружным параметрам и с учетом функциональной специфики обслуживаемого объекта.

В НИИСТ совместно с харьковским и домодедовским заводами, изготавливающими кондиционеры, разработана большая серия типовых элементов (узлов и секций) для компоновки центральных кондиционеров производительностью от 10 до 240 тыс. *м*³/*ч*. Наличие таких типовых секций позволяет проектировщику упростить расчет кондиционирования воздуха подбором необходимых типовых элементов.

В серию типовых элементов входят калориферы первого и второго подогрева, оросительные двухрядные и трехрядные камеры, воздушные фильтры, промежуточные, смесительные и поворотные камеры, смесительные клапаны с пневматическим и электрическим приводами, а также узлы вентиляторных установок.

Типовые секции изготавливаются семи размеров исходя из скорости движения воздуха в оросительной камере от 2,5 до 3 *м*/*сек* на номинальную производительность 10, 20, 30, 40, 50, 60, 80, 120, 160, 200, 240 тыс. *м*³/*ч* воздуха (фактическая производительность может отклоняться от этих цифр на ±20%).

В двухрядных оросительных камерах первый ряд форсунок распыляет воду попутно, а второй ряд — навстречу движению воздуха. В трехрядных камерах первый ряд разбрызгивает воду попутно, а второй и третий — навстречу движению воздуха.

В камерах устанавливаются тангенциальные форсунки с диаметром выходных отверстий 3—5,5 *мм*. Плотность расположения форсунок в одном ряду принимается равной 18 и 24 *шт/м²*.

Интенсивность орошения составляет около 6 *м³/ч* на 1 *м²* сечения камеры. Производительность каждой форсунки обычно составляет от 300 до 500 *кг/ч* при давлении перед форсунками около 2 *ати*.

В настоящее время разработан ряд методов расчета процессов тепло- и массообмена в оросительных камерах, которые приводятся в специальной литературе. Для ориентировочных расчетов можно принимать коэффициент орошения, представляющий собой отношение количества разбрызгиваемой воды в килограммах к 1 *кг* воздуха. Величина его для процесса адиабатического увлажнения принимается около 1 *кг/кг*, для политропического процесса около 2,5 *кг/кг*. Для расчета подогрева воды в политропическом процессе можно считать, что вода после орошения воздуха подогревается на 1—2°.

При адиабатическом увлажнении испаряется около 3% разбрызгиваемой воды, которую требуется пополнять.

Во избежание засорения форсунок циркулирующую в камере воду очищают. Обычно используют сетчатые фильтры, которые располагают в поддоне камеры, или так называемые бутылочные фильтры, которые устанавливают вне поддона. Фильтрация воды в этих фильтрах происходит через латунные сетки с размером отверстий от 0,5 до 1,25 *мм*. Производительность их от 10 до 30 *м³/м²·ч*. При наличии в воздухе волокнистой пыли воду очищают с помощью коксовых или гравийных фильтров. Производительность таких фильтров равна от 5 до 8 *м³/м²·ч*.

Остальные виды типовых секций, из которых собираются кондиционеры, не имеют особенностей, вызывающих необходимость рассмотрения их в данном разделе курса.

Как указывалось выше, в кондиционерах с контактными охладителями могут использоваться вместо форсуночных камер орошаемые насадки. Воздухоохладители с орошаемыми насадками (рис. XVIII.3) имеют горизонтально расположенный слой металлических или фарфоровых колец или слой из хорошо воздухопроницаемого гигроскопичного материала, который орошается через перфорированные трубы или форсунками грубого распыла. Слой насадки представляет собой сильно развитую поверхность, которая при применении, например, фарфоровых колец, составляет 220 *м²* на 1 *м³* объема слоя. Воздух, проходя по лабиринтовому ходу, образованному кольцами, тепловлагообменивается с водой, стекающей по поверхности. Для предупреждения выноса капель воздухом располагается второй отбойный слой насадки. Вода из орошаемого слоя стекает в поддон. Закономерности изменения состояния воздуха при контакте его с водой в орошаемом слое принципиально те же, что и в форсуночной камере.

В последнее время широкое применение в кондиционерах получают поверхностные охладители. В этих аппаратах воздух охлаждается, проходя через гладкотрубную или оребренную поверхность теплообмена, по трубам которого протекает холодная вода или другой холодоноситель. Поверхностные воздухоохладители могут использоваться совместно с увлажнительными камерами. Однако такое совмещение устройств, хотя и позволяет производить полную тепловлажностную обработку воздуха, сложно в конструктивном исполнении. Поэтому НИИСТ были разработаны для центральных кондиционеров типовые элементы поверхностных воздухоохладителей, орошаемых водой. На рис. XVIII.4 приведен чертеж орошаемого поверхностного воздухоохладителя производи-

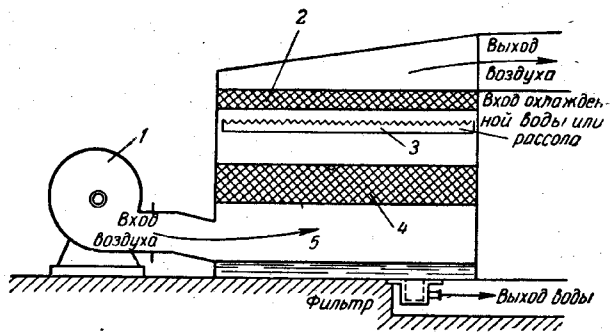


Рис. XVIII.3. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой
1 — вентилятор; *2* — отбойный слой колец; *3* — оросительное устройство; *4* — рабочий слой колец; *5* — поддон

тельностью 10, 20 и 40 тыс. *м³/ч*, собранного из типовых элементов секций центрального кондиционера. Он состоит из укороченной оросительной камеры с одним рядом форсунок и теплообменника со спиральнонавивным оребрением трубок. Воздухоохладитель можно собирать из типовых секций разной поверхности охлаждения. Предполагается изготовление воздухоохладителей на производительность по воздуху 240 тыс. *м³/ч*. При скорости больше 5 *м/сек* после орошаемого воздухоохладителя устанавливается каплеотделитель, а для сбора воды под ним — поддон. Орошение производится с коэффициентом 0,7—1 *кг/кг*.

Как указывалось выше, орошение интенсифицирует процесс тепло- и влагообмена воздуха на поверхности воздухоохладителя. Кроме того, оно способствует очистке воздуха от пыли и удалению из воздуха неприятных запахов.

Широко начинают применяться кондиционеры прямого и косвенного испарительного охлаждения. В схеме прямого испарительного охлаждения используется возможность заметного понижения температуры воздуха в камере адиабатического увлажнения за счет использования явного тепла воздуха на испарение воды в

камере. Однако область применения таких систем ограничена климатическими районами строительства и временем года и суток с высокой температурой и достаточно низкой относительной влажностью наружного воздуха. Более широкую область применения имеет двухступенчатая схема прямого и косвенного испарительного охлаждения (рис. XVIII.5). Установка состоит из основного и вспомогательного кондиционеров. В основном кондиционере воздух охлаждается сначала в сухом поверхностном воздухоохладителе. Охлаждающей средой для воздухоохладителя является вода, поступающая из поддона камеры орошения вспомогательного кондиционера. В камере орошения вспомогательного кондиционера

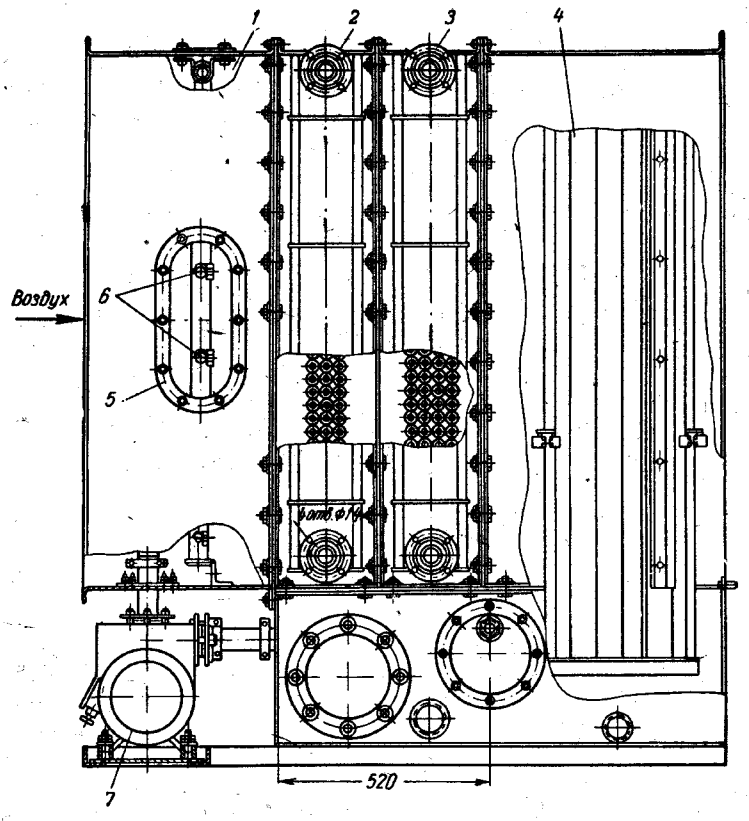


Рис. XVIII.4. Поверхностный воздухоохладитель, орошаемый водой
1 — корпус; *2* — трехрядная секция; *4* — четырехрядная секция; *4* — выходной сепаратор; *5* — смотровое стекло; *6* — стояк с форсунками; *7* — циркуляционный насос

вода рециркулирует. В ней происходит процесс, близкий к адиабатическому увлажнению воздуха, и вода в поддоне приобретает низкую температуру, приблизительно равную температуре мокрого термометра наружного воздуха. После сравнительно небольшого охлаждения в сухом поверхностном воздухоохладителе основного кондиционера воздух поступает в камеру орошения, где происходит его адиабатическое увлажнение. Здесь воздух дополнительно понижает температуру и увеличивает влажность.

Вспомогательный кондиционер в двухступенчатой схеме обычно используется как градирня для охлаждения воды поверхностного воздухоохладителя в основном кондиционере. Несколько охлажденный и сильно увлажненный воздух, прошедший через

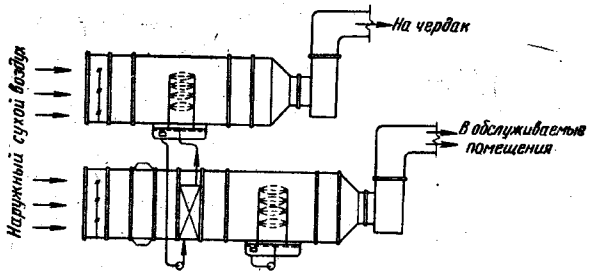


Рис. XVIII. 5. Принципиальная схема кондиционера прямого и косвенного испарительного охлаждения

вспомогательный кондиционер, может быть использован в районах с сухим климатом для вентиляции вспомогательных помещений (например, чердаков зданий, что способствует уменьшению перегрева комнат верхнего этажа).

В больших зданиях отдельные помещения могут иметь различные тепловлажностные режимы. В связи с этим при устройстве кондиционирования воздуха удобно использовать комбинированные системы.

В некоторых случаях удается выделить группы помещений или отдельные зоны зданий с близкими режимами. В этом случае устраивают зональные системы. Обычно зонирование производят по ориентации помещений по странам света, по их расположению по высоте многоэтажных зданий, по общности внутреннего тепловлажностного режима и функционального назначения помещений.

Возможны различные схемы осуществления зональных систем.

Простейшей является зональная система с изменением расхода воздуха (рис. XVIII.6, *а*). Система рассчитывается на максимально потребное для каждой зоны количество приточного воздуха с учетом некоторого коэффициента одновременности максимальных нагрузок. Воздух приготавливается в центральном кондиционере и подается во все зоны с одинаковыми параметрами.

Регулирование тепловлажностного режима в отдельных зонах и поддержание заданных внутренних условий осуществляется только изменением количества подаваемого воздуха в отдельные зоны или помещения. Необходимость изменения количества приточного воздуха в процессе эксплуатации помещения является недостатком этой системы.

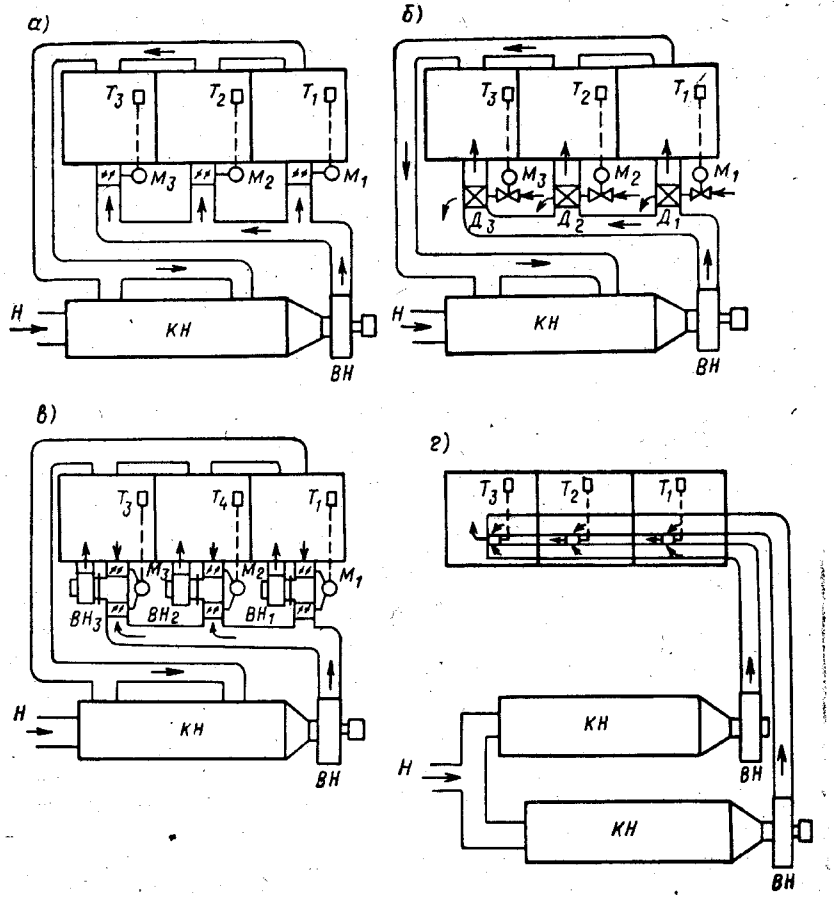


Рис. XVIII. 6. Зональные системы кондиционирования

а—с изменением расхода воздуха; *б*—с позональным подогреванием или охлаждением воздуха; *в*—с зональными рециркуляционными доводчиками-теплообменниками; *г*—двухканальные

Схема с постоянным количеством подаваемого воздуха, но с позонным его подогревом или охлаждением показана на рис. XVIII.6, *б*. Воздух, приготовленный в центральном кондиционере, поступает в зональные доводчики, где в установленных

теплообменниках догревается или доохлаждается. Поддержание заданных условий при постоянном расходе воздуха обеспечивается регулированием догрева или доохлаждения в доводчиках.

Весьма широко используются схемы с зональными рециркуляционными доводчиками — теплообменниками (рис. XVIII.6, *в*). В этой системе наряду с догревом или доохлаждением в доводчике обеспечивается рециркуляция внутреннего воздуха, подмешивание его к основному потоку, идущему из центрального кондиционера. Рециркуляция обычно обеспечивается за счет эжектирующего действия основного потока. В некоторых случаях для этой цели можно устанавливать вентиляторы.

Возможно применение зональных двухканальных систем кондиционирования (рис. XVIII.6, *г*). Эти системы оборудуются двумя центральными кондиционерами, в которых приготавливают воздух разных параметров. От каждого кондиционера воздух подается самостоятельным воздуховодом к местному специальному смесительному устройству. Регулирующее приспособление, обеспечивающее поддержание заданных внутренних условий, устанавливает в смесительном устройстве необходимое соотношение количеств воздуха тех или других параметров.

Принципиально такие же схемы могут быть использованы для систем, обслуживающих отдельные помещения, имеющие различные режимы.

§ 63. МЕСТНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

При необходимости обеспечить удобство индивидуального обслуживания кондиционированным воздухом отдельных помещений в здании целесообразно применять местные кондиционеры.

НИИСТ совместно с московским заводом «Сантехника» внедрены неавтономные местные кондиционеры типа КДМ-53 (рис. XVIII.7). Эти кондиционеры устанавливаются под окнами в отдельных помещениях. Кондиционер КДМ-53 имеет теплообменник, вентилятор с электромотором, воздушный фильтр, воздухозаборный патрубок с утепленным клапаном и рециркуляционную решетку. По центральной системе теплохолодоснабжения, обслуживающей все здание, к теплообменнику кондиционера в зависимости от времени года подается горячая или охлажденная вода. Наша промышленность выпускает местные неавтономные кондиционеры и других типов. Однако целесообразность их применения ограничивается случаями, когда потребная холодопроизводительность не превышает 20 тыс. *ккал/ч*, а производительность по воздуху не более 10 тыс. $м^3/ч$. Также получают распространение местные автономные кондиционеры. Они подразделяются на летние и круглогодичные. Летние имеют встроенную холодильную машину или специальное устройство для испарительного охлаждения воздуха. В круглогодичных кондиционерах часто используется работа холодильной машины по принципу теплового насоса.

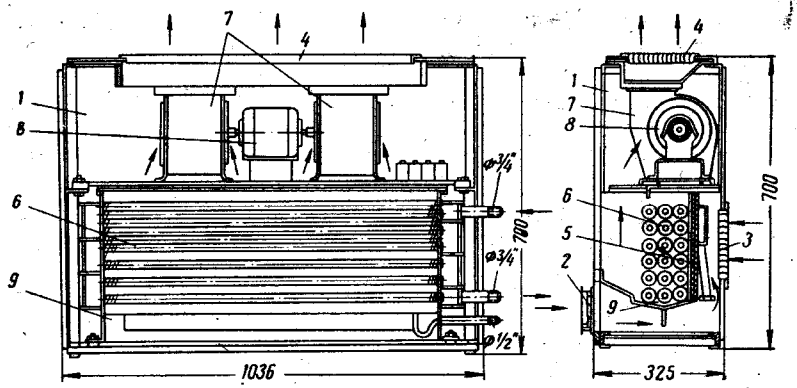


Рис. XVIII.7. Подоконный кондиционер КДМ-53

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; *2* — патрубок наружного воздуха с утепленным клапаном; *3* — рециркуляционная решетка; *4* — приточная решетка; *5* — воздушный фильтр; *6* — теплообменник из стальных трубок со спирально-ленточным стальным оребрением; *7* — центробежные малошумные вентиляторы двустороннего всасывания; *8* — малошумный однофазный электродвигатель; *9* — поддон

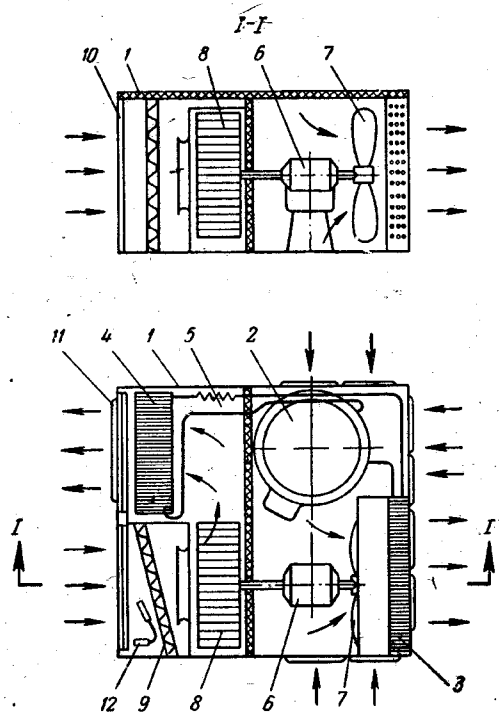


Рис. XVIII.8. Схема компоновки оконного летнего кондиционера «Азербайджан»

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; *2* — герметичный фреоновый компрессор; *3* — пластинчатый воздушный конденсатор; *4* — поверхностный пластинчатый теплообменник для непосредственного испарения фреона; *5* — капиллярная трубка; *6* — малошумный однофазный электродвигатель вентиляторов; *7* — осевой вентилятор конденсатора; *8* — центробежный вентилятор испарителя; *9* — бумажный заменяемый воздушный фильтр; *10* — воздухозаборная декоративная решетка; *11* — приточная регулируемая решетка; *12* — двухпозиционный терморегулятор воздуха, воздействующий на пускатель электродвигателя компрессора

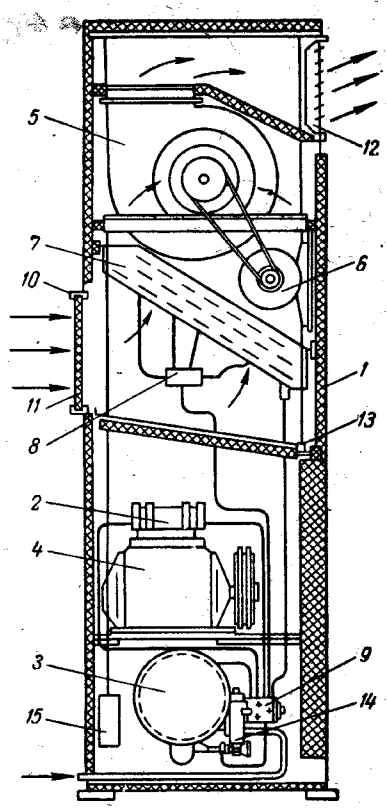


Рис. XVIII.9. Схема компоновки шкафного кондиционера «Харьков»

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; *2* — двухцилиндровый вертикальный фреоновый компрессор типа 2ФВ-6,5; *3* — водяной кожухотрубный конденсатор; *4* — трехфазовый малошумный электродвигатель компрессора мощностью 1,8 *квт*; *5* — центробежный малошумный вентилятор двустороннего всасывания; *6* — трехфазный малошумный электродвигатель вентилятора мощностью 0,25 *квт*; *7* — поверхностный теплообменник из трубок со спирально-ленточным оребрением; *8* — пауковая разводка фреона; *9* — четырехходовой вентиль для ручного переключения на режимы охлаждения или нагрева воздуха в кондиционере; *10* — воздухозаборный патрубок; *11* — ячейка сетчатого масляного воздушного фильтра; *12* — приточная решетка; *13* — поддон; *14* — водорегулирующий вентиль; *15* — электроаппаратура

Этот принцип состоит в том, что в холодный период года холодильную машину используют для подогрева воздуха. При этом с ее помощью отбирают тепло от среды с низкой температурой (водопроводной или артезианской воды, грунта и т. д.).

Таким образом, оказывается возможным использовать холодильное оборудование кондиционера не только летом для охлаждения воздуха, но и зимой для его нагрева.

На рис. XVIII.8 приведена схема компоновки оконного летнего кондиционера «Азербайджан». Кондиционер присоединяется только к электрической сети. Производительность по воздуху равна 400 *м³/ч*, полная холодопроизводительность равна 1700 *ккал/ч*. В качестве хладоагента в компрессорной холодильной машине используется фреон 22. Установочная мощность кондиционера 1,3 *квт*.

НИИСТ разработаны местные летние кондиционеры (типа КДА-55м) прямого и косвенного испарительного охлаждения. Принцип их работы аналогичен центральным кондиционерам.

На рис. XVIII.9 изображен шкафной автономный кондиционер круглогодичного действия «Харьков» модели 17-00. Встроенная в него холодильная машина зимой работает по циклу теплового насоса. Производительность его по воздуху равна 1700 *м³/ч*, холодопроизводительность — 7200 *ккал/ч*, установочная мощность — 2 *квт*.

§ 64. РЕГУЛИРОВАНИЕ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Тепловую и холодильную установочную мощность систем кондиционирования определяют по расчетным наружным условиям, которые для зимы и лета принимают исходя из обеспечения оптимальных внутренних условий в помещении. Для этих расчетных режимов подбирается все оборудование систем. В течение года наружные условия непрерывно изменяются, а система кондиционирования воздуха должна постоянно поддерживать заданные параметры в помещении. Выполнить это можно, только прибегнув к системе регулирования работы основных элементов кондиционера.

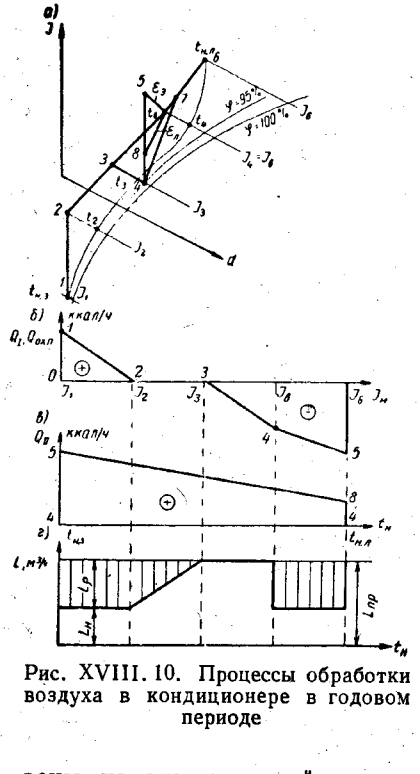


Рис. XVIII. 10. Процессы обработки воздуха в кондиционере в годовом периоде

Простейшим является количественное регулирование, состоящее в изменении количества подаваемого в помещение приточного воздуха при относительном постоянстве его параметров. Более совершенным является качественное регулирование, в процессе которого изменяются параметры (температура, влажность) приточного воздуха при неизменном его количестве. Возможно также сочетание этих двух способов регулирования. Осуществляют регулирование установок кондиционирования воздуха обычно с помощью автоматических систем регулирования. Схемы автоматического регулирования могут быть основаны на электрической, пневматической или гидравлической системе импульсов.

Система автоматического регулирования состоит из датчиков, которые воспринимают изменения регулируемого параметра, командных приборов, передающих возбужденные ими импульсы, исполнительных механизмов и регулирующих органов, которые изменяют с помощью специальных клапанов и задвижек количества теплоносителя, воды, воздуха, поступающие в отдельные части системы кондиционирования.

Анализ процесса регулирования, выбор характерных точек и мест расположения датчиков и регулирующих органов системы

автоматического регулирования удобно проводить с помощью $I-d$-диаграммы. Для этого на $I-d$-диаграмме обозначают область возможного состояния наружного воздуха в течение года, зону оптимальных зимних и летних параметров внутреннего воздуха, возможные направления луча процесса изменения тепловлажност-

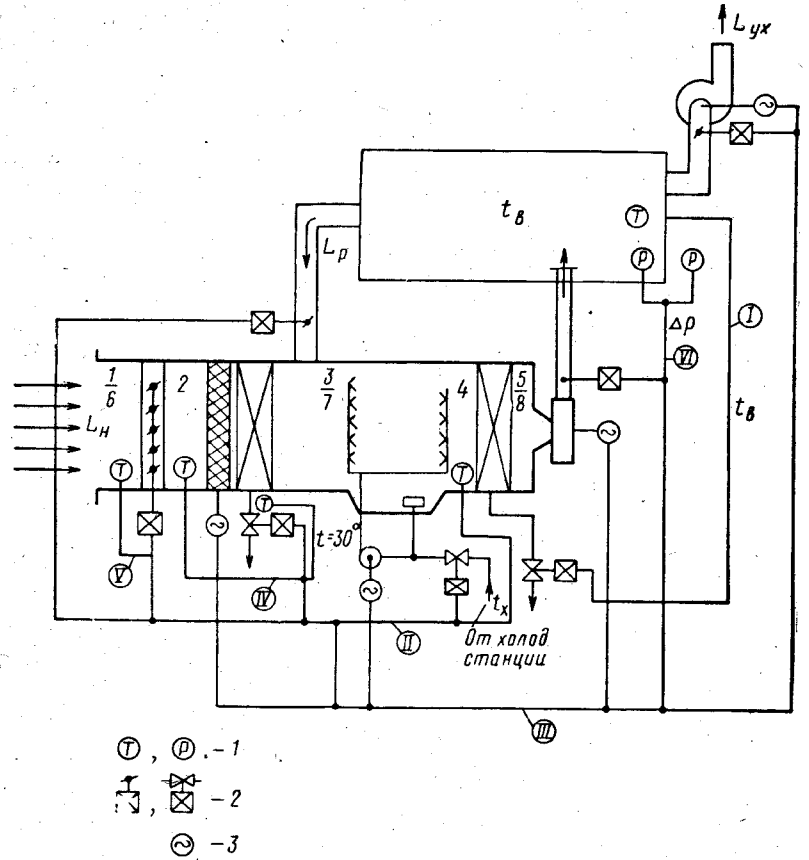


Рис. XVIII. 11. Схема автоматизации регулирования работы системы кондиционирования воздуха

1 — датчики температуры и давления; *2* — исполнительные механизмы; *3* — электромотор

ного состояния воздуха в помещении. Изображение расчетных летних и зимних режимов процессов кондиционирования в $I-d$-диаграмме дает предельные случаи работы системы и определяет область возможных изменений в течение года. Дальнейший анализ процесса регулирования состоит в рассмотрении возможных характерных режимов работы в переходный период от зимы к лету. На рис. XVIII.10 приведено построение в $I-d$-диаграмме из-

менений тепловлажностного состояния воздуха в течение года от расчетной зимней ($t_{н.з}$) до расчетной летней ($t_{н.л}$) наружной температуры в процессе кондиционирования.

Температура воздуха помещения ($t_в$) на рисунке принята неизменной для холодного и теплого периодов года. На графике линией $t_{н.з} — t_2 — t_3 — t_4 — t_{н.л}$ обозначена возможная кривая изменения параметров наружного воздуха в течение года, *1 — 8* — характерные

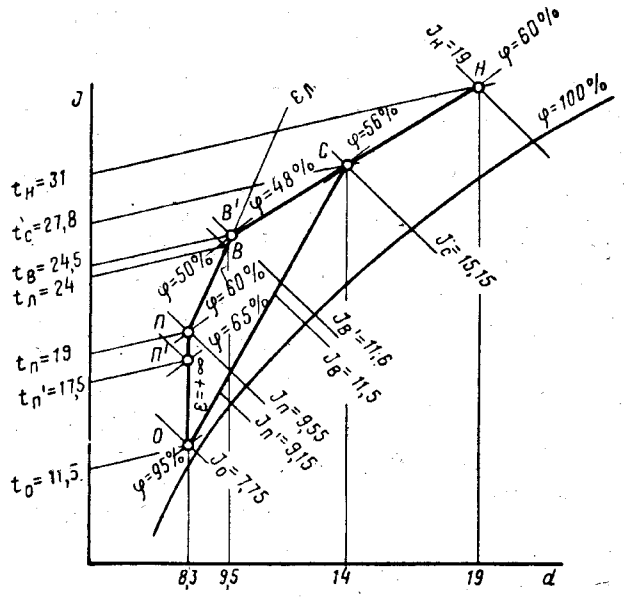


Рис. XVIII. 12. Летний режим кондиционирования воздуха (к примеру расчета)

точки состояния воздуха в процессе его кондиционирования. Расчетные направления луча процесса в помещении обозначены для зимы $\varepsilon_з$ и лета $\varepsilon_л$. На рис. XVIII.10, *б* показаны изменения расхода тепла зимой (калорифер I ступени) (Q_I) и холода в летний период ($Q_{охл}$). На рис. XVIII.10, *в* показано изменение расхода тепла калорифером II ступени (Q_{II}). На рис. XVIII.10, *г* показано изменение соотношения наружного ($L_н$) и рециркуляционного ($L_р$) воздуха в общем количестве приточного воздуха ($L_{пр}$).

На рис. XVIII.11 приведена структурная схема автоматизации регулирования работы системы кондиционирования воздуха, где показаны места расположения и связи между датчиками и регулирующими органами основных контуров регулирования и управления всей установкой. Линиями *I* показан контур регулирования температуры воздуха в помещении; *II* — температуры точки росы

за оросительной камерой; *III* — расходов воздуха; *IV* — защиты калориферов первой ступени от замерзания; *V* — регулирования перепада давлений между внутренним и наружным воздухом; *VI* — работы приточного и вытяжного вентиляторов и масляного фильтра.

Пример XVIII.1. Рассчитать параметры приточного воздуха и другие характеристики процесса обработки воздуха, а также требуемые тепловую и охладительную мощности системы кондиционирования воздуха с I рециркуляцией и вторым подогревом для конференц-зала на 280 человек при следующих условиях.

1. Для летнего режима параметры наружного воздуха (рис. XVIII.12): $t_н = 31°$ С; $I_н = 19$ *ккал/кг*; $d_н = 19$ *г/кг* с. в.; $\varphi_н = 60\%$ (точка *н*); параметры внутреннего воздуха: $t_в = 24°$ С; $I_в = 11{,}5$ *ккал/кг*; $d_в = 9{,}5$ *г/кг* с. в.; $\varphi_в = 50\%$ (точка *в*).

2. Для зимнего режима (рис. XVIII.13) параметры наружного воздуха: $t_н = -15°$ С; $I_н = -3$ *ккал/кг*; $d_н = 0{,}8$ *г/кг* с. в.; $\varphi_н = 75\%$ (точка *н*); параметры внутреннего воздуха: $t_в = 18°$ С; $I_в = 8{,}2$ *ккал/кг*; $d_в = 6{,}55$ *г/кг* с. в.; $\varphi_в = 50\%$ (точка *в*).

Теплопоступления через ограждения летом составляют 5000 *ккал/ч*. Теплопотери через наружные ограждения зимой должны компенсироваться системой кондиционирования. Они составляют 8 500 *ккал/ч*.

Количество наружного воздуха в общем притоке в помещение должно составлять $L_н = 10\,000$ *кг/ч*.

Допустимый перепад температур между подаваемым в помещение приточным воздухом и внутренним воздухом в летний период $\Delta t_п = 5°$.

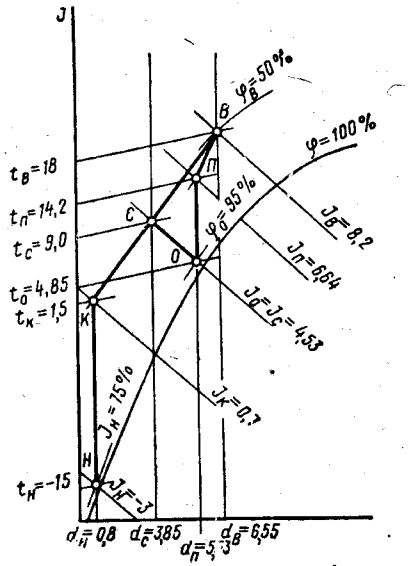


Рис. XVIII. 13. Зимний режим кондиционирования воздуха (к примеру расчета)

Решение. По графику рис. I.1 определяем, что в летний период при $t_в = 24°$ С в спокойном состоянии 1 человек выделяет полное тепло $q_ч = 125$ *ккал/ч* и влагу $w_ч = 90$ *г/ч*, а зимой при $t_в = 18°$ С — соответственно $q_ч = 130$ *ккал/ч* и $w_ч = 75$ *г/ч*.

Теплопоступления в помещение равны:

летом

$$Q = 125 \cdot 280 + 5000 = 40\,000 \text{ ккал/ч};$$

зимой

$$Q = 130 \cdot 280 - 8500 \simeq 28\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Влаговыделения:

летом

$$W = 90 \cdot 280 = 25\,000 \text{ г/ч} = 25 \text{ кг/ч};$$

зимой

$$W = 75 \cdot 280 = 21\,000 \text{ г/ч} = 21 \text{ кг/ч}.$$

По формуле (XII.20) определяем показатель направления луча процесса в помещении в летний период

$$\varepsilon_л = \frac{40\,000}{25} = 1600 \text{ ккал/кг} = 1{,}6 \text{ ккал/г};$$

в зимний период

$$\varepsilon_з = \frac{28\,000}{21} = 1500 \text{ ккал/кг} = 1{,}5 \text{ ккал/г}.$$

Рассмотрим сначала летний режим работы системы (см. рис. XVIII.12). Температура приточного воздуха будет равна:

$$t_{пр} = t_в - \Delta t_п = 24 - 5 = 19°\text{C}.$$

Построим в I — d-диаграмме точку n, которая лежит на пересечении луча процесса $\varepsilon_л = 1{,}6$ *ккал/г*, проведенном через точку $в$ и изотермы $t_п = 19°$. Ее параметры: $I_п = 9{,}55$ *ккал/кг*, $d_п = 8{,}3$ *г/кг*, $\varphi_п = 60\%$.

Разница влагосодержания внутреннего и приточного воздуха определяется графически по I — d-диаграмме:

$$\Delta d_п = d_в - d_п = 9{,}5 - 8{,}3 = 1{,}2 \text{ г/кг}$$

или аналитически без построения в I — d-диаграмме [см. формулу (XII.26)]

$$\Delta d_п = \frac{\Delta t_п}{4{,}1\,\varepsilon - 2{,}45} = \frac{5}{4{,}1 \cdot 1{,}6 - 2{,}45} = 1{,}22 \text{ г/кг}.$$

Разность теплосодержаний приточного и внутреннего воздуха по построению в I — d-диаграмме

$$\Delta I_п = 11{,}5 - 9{,}55 = 1{,}95$$

или по аналитической формуле (XII.26)

$$\Delta I_п = \frac{\varepsilon \Delta t_п}{4{,}1\,\varepsilon - 2{,}45} = \frac{1{,}6 \cdot 5}{4{,}1 \cdot 1{,}6 - 2{,}45} = 1{,}95 \text{ ккал/кг}.$$

Весовое количество приточного воздуха по формуле (XII.18)

$$G_о = \frac{40\,000}{1{,}95} = \frac{25\,000}{1{,}22} = 20\,500 \text{ кг/ч}.$$

Вес рециркуляционного воздуха равен:

$$G_р = G_о - G_н = 20\,500 - 10\,000 = 10\,500 \text{ кг/ч}.$$

В вентиляторе и воздуховодах воздух в процессе движения нагревается (приблизительно на 1,5°) по линии $d = \text{const}$, поэтому в вентилятор должен входить воздух с параметрами n':

$$t_{п'} = 19 - 1{,}5 = 17{,}5°; \quad \varphi_{п'} = 65\%;$$
$$I_{п'} = 9{,}15 \text{ ккал/кг}; \quad d_{п'} = 8{,}3 \text{ кг/кг},$$

а забираемый из помещения на рециркуляцию воздух придет к кондиционеру с параметрами $в'$:

$$t_{в'} = 24 + 0{,}5 = 24{,}5°; \quad \varphi_{в'} = 48\%;$$
$$I_{в'} = 11{,}6 \text{ ккал/кг}, \quad d_{в'} = 9{,}5 \text{ г/кг}.$$

Параметры точек n' и $в'$ можно определить аналитически, пользуясь формулой (XII.15):

$$I_{п'} = 9{,}55 - 0{,}224 \cdot 1{,}5 = 9{,}21 \text{ ккал/кг};$$
$$I_{в'} = 11{,}5 + 0{,}224 \cdot 0{,}5 = 11{,}61 \text{ ккал/кг},$$

С параметрами n' воздух выходит из калорифера второго подогрева, где он нагревается по линии $d = \text{const}$. Параметры воздуха, выходящего из оросительной камеры, определяются точкой $о$ пересечения линии $d_{п'} = 8{,}3$ и линии $\varphi = 95\%$, ее координаты $t_о = 11{,}5°$; $\varphi_о = 95\%$; $I_о = 7{,}75$; $d_о = 8{,}3$ или аналитически по формуле (XII.29):

$$d_о = d_{п'} = 8{,}3 \text{ г/кг}; \quad I_о = d_о \varepsilon_{\varphi=95} - C_{\varphi=95} =$$
$$= 8{,}3 \cdot 0{,}96 - 0{,}29 = 7{,}66 \text{ ккал/кг},$$

где $\varepsilon_{\varphi=95} = 0{,}96$ и $C_{\varphi=95} = 0{,}29$ взяты из табл. XII.1.

Мощность калориферов II подогрева (процесс $оп'$) определяется (принимая здесь и далее данные по аналитическому расчету) как $Q_{II} = G(I_{п'} - I_о) = 20\,500\ (9{,}21 - 7{,}66) = 31\,150$ *ккал/ч*.

В оросительную камеру воздух попадает после смешения $G_н = 10\,000$ *кг/ч* наружного воздуха и $G_р = 10\,500$ *кг/ч* рециркуляционного воздуха с параметрами точки $в'$.

Для нахождения положения точки $с$ на прямой смеси $в'н$ воспользуемся соотношением

$$\frac{в'с}{в'н} = \frac{G_н}{G_о} = \frac{10\,000}{20\,500} = 0{,}49; \quad в'с = 0{,}49\ в'н.$$

Найденная таким образом точка $с$ имеет следующие параметры: $t_с = 27{,}8°$, $\varphi_с = 56\%$, $I_с = 15{,}15$ *ккал/кг*, $d_с = 14$ *г/кг*.

Эти параметры можно определить аналитически, пользуясь формулой (XII.27):

$$n = \frac{10\,000}{20\,500} = 0{,}49; \quad d_с = n(d_н - d_{в'}) + d_{в'} = 0{,}49\,(19 - 9{,}5) + 9{,}5 = 14{,}14 \text{ г/кг};$$

$$I_с = n(I_н - I_{в'}) + I_{в'} = 0{,}49\,(19 - 11{,}62) + 11{,}62 = 15{,}23 \text{ ккал/кг}.$$

Линия $ос$ в I — d-диаграмме отражает процесс охлаждения и осушки воздуха в оросительной камере:

$$\Delta I_о = 15{,}23 - 7{,}66 = 7{,}57 \text{ ккал/кг};$$
$$\Delta d_о = 14{,}14 - 8{,}3 = 5{,}84 \text{ г/кг}.$$

Охлаждающая мощность камеры

$$Q_{охл} = G_о \Delta I_о = 20\,500 \cdot 7{,}57 = 155\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Осушающий эффект камеры

$$W_о = 20\,500 \cdot 5{,}84 = 119\,000 \text{ г/ч} = 119 \text{ кг/ч}.$$

Переходим к рассмотрению зимнего режима работы системы (рис. XVIII.13). Количество приточного воздуха равно определенному для летнего режима. Ассимилирующая способность приточного воздуха по влаге и теплу равна:

$$\Delta d = \frac{W}{G_о} = \frac{21\,000}{20\,500} = 1{,}02 \text{ г/кг};$$

$$\Delta I = \frac{Q}{G_о} = \frac{28\,000}{20\,500} = 1{,}36 \text{ ккал/кг}.$$

Разность температур внутреннего и приточного воздуха по формуле (XII.26)

$$\Delta t_п = (4{,}1\,\varepsilon - 2{,}45)\ \Delta d = (4{,}1 \cdot 1{,}5 - 2{,}45)\,1{,}02 = 3{,}78°.$$

Параметры приточного воздуха (точка n):

$$t_п = 18 - 3{,}78 = 14{,}22°;$$
$$I_п = 8{,}2 - 1{,}36 = 6{,}64 \text{ ккал/кг};$$
$$d_п = 6{,}55 - 1{,}02 = 5{,}53 \text{ г/кг}.$$

При расчете зимнего режима подогрев в вентиляторе не учитываем. Параметры охлажденного воздуха (вышедшего из оросительной камеры) равны:

$$d_о = d_п = 5{,}53 \text{ г/кг};$$
$$I_о = 1{,}25 \cdot 5{,}53 - 2{,}38 = 4{,}53 \text{ ккал/кг};$$
$$t_о = t_п - \frac{\Delta I}{0{,}224} = 14{,}26 - \frac{6{,}64 - 4{,}53}{0{,}224} = 4{,}85° \text{ С}.$$

Расход тепла на II подогрев

$$Q_{II} = G_о (I_о - I_п) = 20\,500\,(6{,}64 - 4{,}53) = 43\,400 \text{ ккал/ч}.$$

Определяем параметры точки смеси наружного (нагретого в калорифере I подогрева) и рециркуляционного воздуха:

$$d_с = d_в - (d_в - d_н)\,n = 6{,}55 - (6{,}55 - 0{,}8)\,0{,}48 = 3{,}85 \text{ г/кг}.$$

Количество влаги, ассимилируемое 1 $кг$ воздуха в оросительной камере, равно:

$$\Delta d_о = 5{,}53 - 3{,}85 = 1{,}68 \text{ г/кг}.$$

Общий вес испаряющейся в оросительной камере воды

$$W = 1{,}68 \cdot 20\,500 = 34\,800 \text{ г/ч} = 34{,}8 \text{ кг/ч}.$$

В зимний период в оросительной камере происходит процесс адиабатического увлажнения воздуха по линии $I = \text{const}$, поэтому точка c лежит на пересечении линий $I_о = \text{const}$ и BK и имеет параметры: $d_с = 3{,}85$ $г/кг$ и $I_с = I_о = 4{,}53$ $ккал/кг$.

Соответственно по формуле (XII.16)

$$t_с = 4{,}85 + 2{,}45 \cdot 1{,}69 = 9°.$$

Параметры воздуха после I подогрева:

$$d_к = d_н = 0{,}8 \text{ г/кг};$$
$$I_к = 8{,}2 - \frac{1}{0{,}48}(8{,}2 - 4{,}53) = 0{,}7 \text{ ккал/кг}.$$

Разность теплосодержаний наружного воздуха и воздуха, выходящего из калорифера I подогрева, равна:

$$\Delta I = 0{,}7 - (-3) = 3{,}7 \text{ ккал/кг}.$$

Расход тепла на I подогрев

$$Q_I = 10\,000 \cdot 3{,}7 = 37\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Температура воздуха, выходящего из калорифера I подогрева, может быть определена в соответствии с формулой (XII.15):

$$t_к = t_н + \frac{\Delta I}{0{,}224} = -15 + \frac{3{,}7}{0{,}224} = 1{,}5°.$$

Таким образом, для проектируемого зала необходима установка кондиционирования воздуха со следующими характеристиками: количество приточного воздуха $G_о = 20\,500$ $кг/ч$, из них $G_н = 10\,000$ $кг/ч$ и $G_р = 10\,500$ $кг/ч$.

Охладительная мощность оросительной камеры $Q_{охл} = 155\,000$ $ккал/ч$. Тепловая мощность калориферов I подогрева 37 000 $ккал/ч$ и II подогрева 43 400 $ккал/ч$.

Глава XIX

МОНТАЖ, ИСПЫТАНИЕ, РЕГУЛИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 65. ОРГАНИЗАЦИЯ МОНТАЖНЫХ РАБОТ

В настоящее время широко применяется индустриализация монтажных работ при сооружении систем вентиляции.

Сущность индустриализации монтажа заключается в полном разделении заготовительных работ от сборочных. Заготовительные работы (воздухопроводы, отдельные узлы установок) выполняются в центральных заготовительных мастерских или на монтажных заводах.

Монтажные работы на объектах сводятся в основном к сборке изготовленных узлов и конструкций.

Комплекс работ по монтажу вентиляционных систем состоит из подготовки производства, изготовления всех необходимых индустриальных заготовок и сборочных работ, которые могут выполняться (как и по монтажу отопления) параллельным и последовательным методами.

Основной метод производства работ для зданий жилого и общественного назначения — это параллельный, для промышленных зданий — последовательный.

Испытание и регулирование систем вентиляции

Вследствие допущенных неточностей при составлении проектов, а также некоторых отступлений от проектов при монтаже смонтированные системы вентиляции не всегда полностью обеспечивают предусматриваемый проектом эффект их действия.

В одни помещения может подаваться воздуха больше, чем необходимо, а в другие — меньше. Температура и влажность поступающего воздуха также могут не соответствовать величинам, предусмотренным проектом. Чтобы устранить эти дефекты, необходимо после монтажа, перед сдачей системы в эксплуатацию, испытать ее и отрегулировать.

Основная задача регулирования — получить на всех участках воздуховодов предусмотренные проектом расходы воздуха. Цель регулирования заключается в проверке правильности работы вентиляторов, калориферов, электродвигателей, фильтров в соответствии с проектными данными. Наибольшую трудность представляет регулирование систем вентиляции с механическим по-

буждением при их производительности, большей или меньшей, чем требуется по проекту. В этом случае первичное регулирование производится следующими двумя основными способами:

1) изменением характеристики работы вентилятора за счет увеличения или уменьшения числа его оборотов;

2) изменением характеристики работы сети за счет увеличения или уменьшения суммарного сопротивления (для чего прикрываются или открываются регулирующие устройства: шиберы, дроссель-клапаны и пр.).

После отрегулирования вентилятора по развиваемому им давлению и производительности в соответствии с проектными данными производят регулирование сети воздуховодов. Регулирование следует начинать с ответвлений, ближайших к вентилятору. При помощи шиберов или дроссель-клапанов на ответвлениях создаются дополнительные сопротивления, чтобы количество перемещаемого по ответвлениям приточного или удаляемого воздуха соответствовало проектным данным. Излишки воздуха передаются к участкам, где обнаруживается занижение расхода воздуха по сравнению с предусмотренным по проекту. При отсутствии на ответвлениях регулирующих устройств дополнительные сопротивления создаются за счет установки диафрагм, изготовляемых из кровельной стали.

Регулирование считается законченным, когда расходы воздуха через приточные или вытяжные отверстия будут доведены до расчетных или будут весьма мало от них отличаться (не более $\pm 10\%$). Следует учитывать, что при необходимости увеличения производительности центробежных вентиляторов более предусмотренной проектом, потребляемая ими мощность возрастает.

Центробежные вентиляторы следует включать в работу при закрытой задвижке, чтобы не перегреть электродвигатель. У осевых вентиляторов максимальный расход мощности наблюдается при нулевом расходе, поэтому они могут включаться в работу при открытых задвижках. После пуска вентилятора необходимо следить за электродвигателем, для чего в сеть включают амперметр и стараются не допустить перегрева двигателя.

Вытяжные гравитационные вентиляционные системы (с естественным побуждением) регулируются при наружной расчетной температуре $+5°$ С, поскольку на такую температуру ведется расчет. Расход воздуха регулируется с помощью жалюзийных решеток поканально, начиная с вытяжных отверстий каналов, идущих из нижнего этажа и наиболее близко расположенных к вытяжной шахте. Обычно эти каналы работают особо усиленно, нарушая тем самым работу остальных каналов. По окончании регулирования каналов 1-го этажа переходят к регулированию каналов последующих этажей.

Общий расход воздуха в системе дополнительно регулируется с помощью утепленного дроссель-клапана, устанавливаемого в вытяжной шахте. Помимо жалюзийных решеток через тот или иной

канал можно изменить расход воздуха, для чего устанавливают диафрагму в месте перехода отдельных каналов в сборный канал. Диафрагма изготовляется из кровельной стали. Если имеется необходимость уменьшения расхода воздуха в каких-нибудь из сборных каналов, в них также устанавливается диафрагма. Гравитационные системы вентиляции считаются отрегулированными в том случае, когда они обеспечивают в помещениях расчетные воздухообмены при указанной выше наружной расчетной вентиляционной температуре.

§ 66. ПРИМЕНЯЕМАЯ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА

Для испытания систем вентиляции обычно применяются следующие приборы.

Приборы для измерения температуры. Измерение температуры воздуха проводится обычно ртутными термометрами, отградуированными до 50 или до 100°. Температуру следует измерять на высоте 1,5 *м* от пола и не ближе 1 *м* от наружных стен, нагревательных приборов и других источников тепла. При источниках, излучающих тепло, для измерения температуры применяется парный термометр, так как ртутные термометры при воздействии на них лучистого тепла дают неверные показания. В парном термометре ртутный баллон одного из термометров обыкновенный, а другого — посеребренный.

При пользовании этим термометром температура определяется по формуле

$$t_{ист} = t_{сер} - K(t_{об} - t_{сер}), \qquad \text{(XIX.1)}$$

где $t_{ист}$ — истинная температура воздуха в *град*;
$t_{сер}$ — температура по термометру с посеребренным резервуаром в *град*;
$t_{об}$ — температура по обыкновенному термометру в *град*;
K — коэффициент, определяемый экспериментальным путем и равный около 0,2.

Для измерения температуры в помещениях могут быть применены и самопишущие приборы. На рис. XIX.1 приведен самопишущий прибор — термограф. Он представляет собой стрелочный механизм, состоящий из стрелки *1* с пишущим пером на одном конце и системы рычагов *2* на другом конце, соединенных с полой пружиной *3*, наполненной спиртом. Для изменения наклона стрелки рычаг снабжен винтом *4* для регулирования пружины. При повышении температуры пружина выпрямляется, а при понижении — скручивается. Ее изменения передаются на перо, которое чертит на ленте, навернутой на барабан *5*, непрерывную линию температур. Внутри барабана помещен часовой механизм. При помощи шестерен часовой механизм вращает барабан. Полный оборот

его совершается за неделю, сутки или другой промежуток времени на который рассчитан механизм.

Для начертания кривой температур в перо пускается капля специальных невысыхающих чернил. По контрольному термометру перо устанавливается в точке, соответствующей температуре в данный момент, и при этом отмечается время.

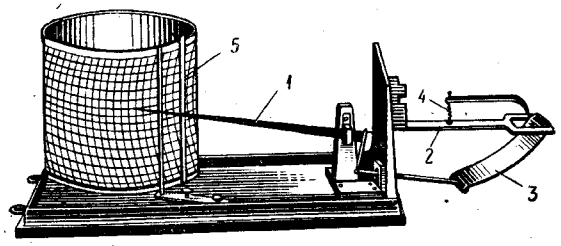


Рис. XIX. 1. Термограф

Прибор для измерения давления в сети воздуховодов. Давление в отдельных точках воздуховодов вентиляционной системы измеряется при помощи пневмометрической трубки, соединяемой с микроманометром. Одна из наиболее распространенных ее конструкций приведена на рис. XIX.2. В передней части верхнего цилиндрика пневматической трубки предусмотрено отверстие *а* для замера полного давления. Это отверстие соединяется внутренней трубкой *в* с наконечником, помеченным знаком «+». На боковой поверхности верхнего цилиндра предусмотрена щель *б* для замера статического давления. Эта щель с помощью внутренней трубки *г* соединяется с наконечником, помеченным знаком «—». Пневматическая трубка вводится в воздуховод так, чтобы ее отверстие *а* было направлено навстречу двигающемуся потоку воздуха. Наконечники с отметками «+» и «—» прикрепляются к манометру.

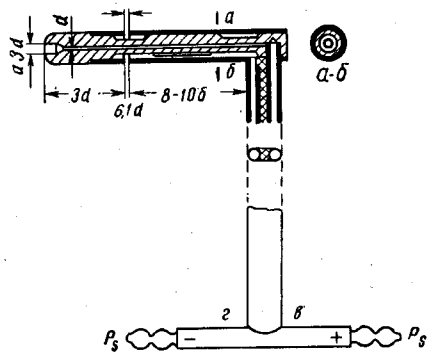


Рис. XIX. 2. Пневмометрическая трубка

На рис. XIX.3 приведен микроманометр ЦАГИ, состоящий из резервуара в обойме, стеклянной капиллярной трубки с миллиметровыми делениями, пластины с штифтом и отверстиями, дающими возможность его перестановки для изменения угла наклона стеклянной трубки, совмещенной с резервуаром.

Предусмотренные в станине отверстия соответствуют величинам синусов угла наклона трубки к горизонту — 0,125; 0,25 и 0,5. Шланги от пневматической трубки присоединяют к наконечникам микроманометра. Правильность установки микроманометра проверяется по уровням (продольному и поперечному), размещенным на станине прибора. В резервуар заливают спирт через отверстие.

На рис. XIX.4 приведена схема присоединения пневмометрической трубки к микроманометру при измерении давлений во всасывающем *А* и нагнетательном *Б* воздуховодах. При определении полного давления присоединение осуществляется по схеме III, статического давления — по схеме II и динамического—по схеме I.

Величина любого давления определяется по формуле

$$P = (h - h_0)\,\gamma \sin\alpha \ \ кг/м^2, \qquad (XIX.2)$$

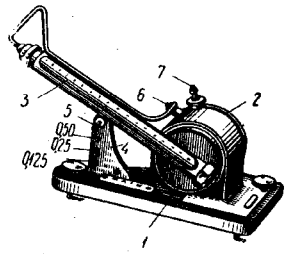


Рис. XIX. 3. Микроманометр ЦАГИ

1 — резервуар; *2* — обойма; *3* — стеклянная капиллярная трубка; *4* — штифт; *5* — пластина; *6*, *7* — наконечники

где h — отсчет (в момент замера) по шкале в *мм*;
h_0 — начальный (до опыта) отсчет по шкале в *мм*;
γ — удельный вес жидкости в $г/см^3$ (для спирта 0,8—0,82);
α — угол наклона трубки к горизонту.

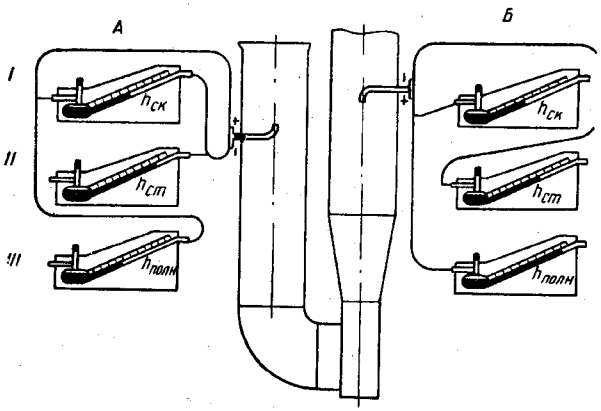


Рис. XIX. 4. Схема присоединения пневмометрической трубки к микроманометру

Измерив в заданной точке динамическое давление, равное

$$p_v = \frac{v^2}{2g}\gamma \ \ кг/м^2, \qquad (XIX.3)$$

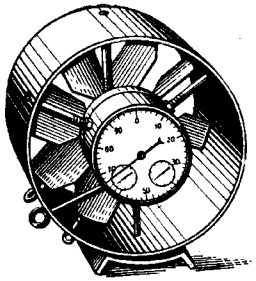


Рис. XIX.5. Крыльчатый анемометр

возможно определить и скорость движения воздуха в этой точке:

$$v = \sqrt{\frac{2g\,p_v}{\gamma}}\ м/сек, \qquad (XIX.4)$$

где g — ускорение силы тяжести в $м/сек^2$;
γ — объемный вес воздуха в $кг/м^3$;
p_v — величина динамического давления в $кг/м^2$.

Микроманометром ЦАГИ помимо давления можно измерять скорости с точностью $\pm$ 5% (порядка не менее 2 *м/сек*). Для измерения скоростей воздуха меньше 2 *м/сек* применяют электроманометры.

Приборы для определения скорости движения воздуха. Для определения скоростей движения воздуха в диапазоне от 0,4 до 15 *м/сек* применяются крыльчатые анемометры (рис. XIX.5), а для скоростей воздуха от 1 до 35 *м/сек* — чашечные анемометры (рис. XIX.6). Крыльчатый анемометр состоит из колеса с алюминиевыми крыльями, расположенными под углом 45° к плоскости, перпендикулярной оси колеса. Ось колеса соединена со счетчиком оборотов. При помощи рычажка счетчик обо́ротов может включаться и выключаться. Под воздействием проходящего через колесо потока воздуха последнее вращается. Движение колеса передается стрелке, движущейся по циферблату.

В чашечном анемометре крылья заменены чашечками. Этот анемометр состоит из колеса в виде креста с четырьмя полушариями и счетного механизма, который воспринимает вращение колеса. В связи с большой инерцией в этом приборе им возможно измерять лишь скорости, превышающие 1 *м/сек*. Погрешность измерения этим анемометром не превышает 0,2 *м/сек*.

Для измерения скорости крыльчатые анемометры устанавливают так, чтобы их ось была параллельна потоку воздуха. После этого одновременно включают механизм отсчета и секундомер. По истечении 0,5—1 *мин* секундомер и анемометр одновременно останавливаются. Затем находят разность начальных и конечных показаний числа оборотов в 1 *сек* и по тарировочному графику определяют скорость движения воздуха в *м/сек*. Одни и те же измерения следует проводить дважды. При разности в отсчетах при первом и втором измерениях более чем 3% проводят измерение в третий раз.

Среднее из двух отсчетов принимается за результат измерения. Чтобы найти среднюю скорость в сечении, необходимо последнее разбить

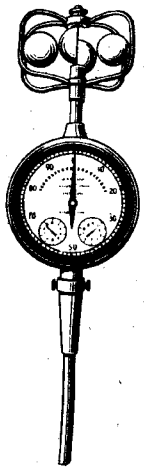


Рис. XIX.6. Чашечный анемометр

на несколько равновеликих площадок. Скорости измеряются для каждой площадки отдельно. Средняя скорость определяется из выражения

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + \ldots + v_n}{n}\ м/сек, \qquad (XIX.5)$$

где n — число площадок.

Согласно найденной скорости определяют объем воздуха, перемещающегося в воздуховоде, по формуле

$$V = F v_{ср} \cdot 3600\ м^3/ч, \qquad (XIX.6)$$

где F — площадь сечения, через которую проходит воздух, в $м^2$;
$v_{ср}$ — средняя скорость в сечении воздуховода в *м/сек*.

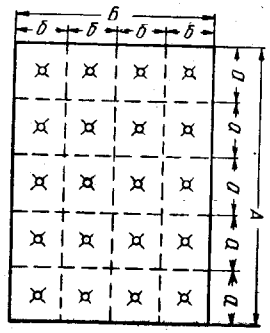


Рис. XIX.7. Равновеликие площади при прямоугольных воздуховодах

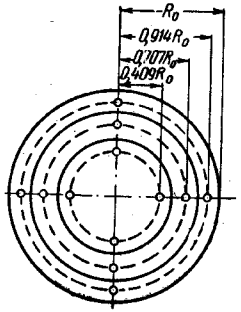


Рис. XIX.8. Равновеликие площади при круглом сечении воздуховодов

Для измерения скоростей в прямоугольных воздуховодах площадь сечения их $А \times Б$ разбивается на несколько равновеликих площадок $а \times б$ (рис. XIX.7). Форма площадок должна быть близкой к квадрату и число площадок не менее 9 при размере каждой площадки не более 0,05 $м^2$. Скорость определяется в центре каждой площадки. Для измерения скоростей в воздуховодах круглого сечения все площадки должны быть концентричны и иметь форму колец (рис. XIX.8). В каждом кольце должно быть четыре точки измерения скоростей, лежащие на окружности, делящей площадь кольца также на равновеликие части. Разбивку следует производить так, чтобы в воздуховодах с диаметром до 200 *мм* было три кольца, с диаметром до 400 *мм* — четыре, с диаметром до 700 *мм* — пять, с диаметром более 700 *мм* — пять-шесть колец. Расстояние точек замера от центра воздуховода может быть определено по формуле

$$r_n = R\sqrt{\frac{2n-1}{2m}}, \qquad (XIX.7)$$

где r_n — расстояние точки замера от центра воздуховода;
R — радиус круглого воздуховода в *мм*;
n — порядковый номер отсчета от центра воздуховода;
m — число колец, на которое разбит воздуховод.

Приборы для измерения влажности воздуха. Один из методов измерения влажности воздуха — психрометрический. По разности показаний сухого и мокрого термометров определяют относительную влажность воздуха.

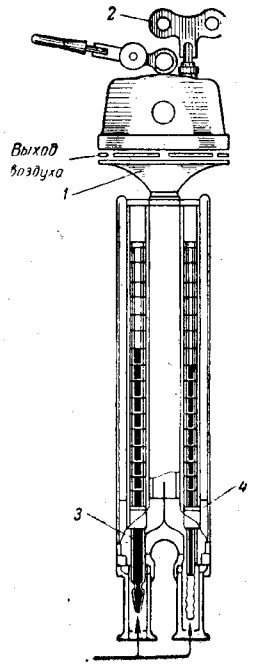


Рис. XIX.9. Психрометр Ассмана

1 — вентилятор; *2* — завод вентилятора; *3* — сухой термометр; *4* — мокрый термометр

Наиболее употребительным в отопительно-вентиляционной практике для измерения относительной влажности является психрометр Ассмана (рис. XIX.9). Ртутные шарики двух термометров психрометра размещены в металлических, снаружи полированных и никелированных трубках. Через эти трубки с помощью вентилятора, размещенного над ними, просасывается воздух. Вентилятор приводится в действие

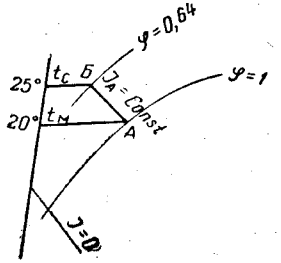


Рис. XIX. 10. Определение относительной влажности по показаниям сухого и мокрого термометров

после специального завода. Один из термометров психрометра сухой, а другой мокрый (шарик его обернут марлей, смоченной водой). Имея показания мокрого и сухого термометров психрометра, по I — d-диаграмме можно определить относительную влажность воздуха. Положим, что при измерении температура мокрого термометра по психрометру Ассмана $t = 20°$ С и сухого $t_{сух} = 25°$ С. Находим на диаграмме (рис. XIX.10) изотерму, соответствующую температуре мокрого термометра, и точку A ее пересечения с $\varphi = 1$. Из точки A по направлению линии $I_A = \text{const}$ проводят

прямую до пересечения с изотермой сухого термометра $t_{сух}$ в точке $Б$. Эта точка лежит на кривой $\varphi = 0{,}64$. Следовательно, относительная влажность воздуха помещения равна 64%.

Применяют для измерения влажности и самопишущие приборы — гигрографы. Они устроены и работают по тому же принципу, что и термографы.

§ 67. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Правильно запроектированные и смонтированные вентиляционные системы не будут эффективно работать, если за ними не будет надлежащего ухода. После окончания монтажа, как уже указывалось выше, вентиляционные установки должны быть отрегулированы, а затем сданы обслуживающему персоналу. При приемке вентиляционных устройств устанавливается качество монтажных работ и соответствие смонтированных установок проекту; проверяются показатели по характеристике вентиляционных установок (расход воздуха, температура нагрева и пр.) и совпадение их с проектными данными; выявляется, насколько при работе вентиляционных установок снижается концентрация вредностей в помещении и находится ли эта концентрация в пределах допустимой.

Вентиляционные установки испытываются на эффект при пуске всех вентиляторов, электродвигателей, калориферов, фильтров, увлажнительных установок при непрерывной работе их в течение 6—8 *ч*.

Допускаются следующие отклонения от проектных данных:
а) объем перемещаемого воздуха ±10%;
б) скорость воздуха в вентиляционных решетках ±10%;
в) температура подаваемого воздуха ±2°;
г) влажность воздуха ±5%.

На основе данных обследования дается общая оценка эффективности системы и составляется приемочный акт, а на каждую вентиляционную установку — паспорт, в который заносятся все данные, характеризующие основные элементы установки. Технический паспорт должен содержать описание установки, техническую характеристику ее работы и результаты гигиенической эффективности. Паспорт составляется в двух экземплярах, один из которых хранится у обслуживающего персонала, а другой — у лица, осуществляющего контроль за эксплуатацией вентиляционных систем.

Вентиляционные установки промышленных предприятий должны работать в соответствии с графиком, предусмотренным для каждого рабочего помещения. При выделении в помещениях вредных паров, газов и пыли пуск вентиляционных установок должен производиться за 15 *мин* до начала работы, а в остальных цехах — одновременно с началом работы. Системы вентиляции выключаются через 15 *мин* после окончания их работы. Персонал, эксплуа-

тирующий вентиляционные установки, обслуживающие цехи, должен быть снабжен специальной инструкцией по эксплуатации. В инструкции приводятся сведения по специфике работы в цехе, характеру производственных процессов и режиму работы вентиляционных установок. Инструкция по эксплуатации должна включать также обязанности обслуживающего персонала и указания о том, когда вентиляционные установки должны включаться и выключаться.

В производственных помещениях при устройстве в них аэрации в инструкции должны быть даны указания по ее эксплуатации (степень открытия фрамуг, режим их открывания в летний, переходный и зимний периоды и пр.).

Для каждой установки необходимо вести журнал эксплуатации. В журнал заносятся данные о режиме работы, о дефектах и жалобах со стороны работающих в цехах. Наблюдение и контроль за состоянием вентиляционных установок ведут специально выделенные для этой цели лица. Ответственность за состояние и нормальное использование вентиляционных установок в цехе несет начальник цеха. Непосредственно за работу вентиляционных установок отвечает энергетик или механик цеха. Он должен следить за своевременным ремонтом, сроками и качеством чистки фильтров, воздуховодов, режимом работы вентиляционных установок в соответствии с инструкцией по эксплуатации их, за соблюдением персоналом предохранительных мер, предусмотренных правилами техники безопасности.

Годовой расход теплоты на подогрев воздуха в приточных системах вентиляции может быть приближенно определен по формуле

$$Q = V\gamma c (t_в - t_{ср.в}) z \text{ ккал}, \qquad \text{(XIX.8)}$$

где V — объем воздуха, проходящий через вентилятор, в $м^3/ч$;
γ — объемный вес воздуха в $кг/м^3$;
$t_в$ — температура поступающего в помещение воздуха;
$t_{ср.в}$ — средняя наружная температура за период работы калориферов;
z — число часов работы калориферов в течение года.

Годовой расход электроэнергии может быть приближенно определен по формуле

$$Э_{вент} = \frac{V p z}{102 \cdot 3600 \eta_в} \text{ квт}, \qquad \text{(XIX.9)}$$

где V — объем воздуха, перемещаемого вентиляторами, в $м^3/ч$;
p — давление, создаваемое вентилятором, в $кг/м^2$;
z — число часов работы вентиляционных установок в течение года;
$\eta_в$ — к. п. д. вентиляционного агрегата.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

РАСЧЕТНЫЕ ВЕЛИЧИНЫ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК НЕКОТОРЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Материалы	Средний объемный вес конструкции в $кг/м^3$	Расчетные коэффициенты: теплопроводности λ в $ккал/м \cdot ч \cdot град$ при условии эксплуатации А	Б	теплоусвоения при периоде 24 ч S в $ккал/м^2 \times ч \cdot град$ при условии эксплуатации А	Б	паропроницаемости μ в $г/м \cdot ч \cdot мм\ рт.\ ст.$
Железобетон	2500	1,2	1,4	12,5	12,4	0,004
Бетон на гравии или щебне из природного камня	2400	1,05	1,25	11,48	12,5	0,004
Бетон на кирпичном щебне	2000	0,8	0,9	9,12	9,8	0,007
Шлакобетон на топливных (котельных) шлаках	1800	0,7	0,75	8,1	8,4	0,01
	1400	0,5	0,55	6,04	6,4	0,012
	1000	0,3	0,35	3,96	4,25	0,018
Шлакобетон на доменных гранулированных шлаках	1800	0,5	0,55	6,85	7,7	0,011
	1200	0,35	0,4	4,68	5	0,014
Керамзитобетон	1800	0,65	0,7	7,82	8,1	0,012
	1200	0,35	0,4	4,68	5	0,014
	800	0,2	0,25	2,89	3,22	0,025
	400	0,12	0,15	1,58	1,75	0,045
Бетон ячеистый	1000	0,3	0,35	3,96	4,25	0,015
	600	0,16	0,18	2,24	2,35	0,023
	300	0,1	0,11	1,25	1,3	0,035
Кирпичная кладка из обыкновенного глиняного кирпича на тяжелом растворе	1800	0,6	0,7	7,7	8,3	0,014
То же, на легком растворе	1700	0,55	0,65	7,15	7,75	0,016
Кладка из силикатного кирпича	1900	0,65	0,75	3,2	8,2	0,014

Продолжение приложения 1

Материалы	Средний объемный вес конструкции в *кг/м³*	Расчетные коэффициенты				
		теплопроводности λ в *ккал/м·ч·град*		теплоусвоения при периоде 24 *ч* S в *ккал/м²* × × *ч·град*		паропроницаемости μ в *г/м·ч·мм рт.ст.*
		при условии эксплуатации				
		А	*Б*	*А*	*Б*	
Кладка из пористого кирпича при объемном весе 1300 *кг/м³*, а также из семищелевых керамических камней и дырчатого кирпича с 31 отверстием на тяжелом растворе . . .	1400	0,45	0,55	5,86	6,5	0,018
Цементно-песчаный раствор или штукатурка из него	1800	0,65	0,8	7,8	8,65	0,012
Известково-песчаный раствор или штукатурка из него	1600	0,6	0,75	7,28	8,15	0,016
Рубероид, пергамин	600	0,15	0,15	2,85	2,85	—
Вата минеральная	150	0,045	0,06	0,56	0,65	0,065
» стеклянная	100	0,04	0,05	0,43	0,48	0,065
Войлок минераловатный	150	0,05	0,055	0,59	0,62	0,065
Плиты минераловатные на битумной связке	400	0,08	0,1	1,23	1,37	0,045
	300	0,07	0,08	0,99	1,06	0,055
Сосна и ель поперек волокон . .	550	0,12	0,15	3,21	3,6	0,082
То же, вдоль волокон	550	0,25	0,3	4,64	5	0,043
Шлак топливный	700	0,15	0,19	2,34	2,6	0,026
Шлак доменный гранулированный	500	0,12	0,14	1,77	1,9	0,027
Керамзит	500	0,15	0,18	1,97	2,16	0,028
	300	0,11	0,13	1,31	1,42	—
Глино-песчаная смазка	1800	0,5	0,6	6,84	7,5	0,013

Примечание. Расчетные значения λ и S принимаются по графам *А*, если здание расположено в сухой зоне (приложение 3) и относительная влажность воздуха в помещении не более 60% или в нормальной влажностной зоне при относительной влажности воздуха в помещении ≤ 50%. Во всех остальных случаях расчетные значения λ и S принимаются по графам *Б*.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

РАСЧЕТНЫЕ ТЕМПЕРАТУРА, КРАТНОСТИ ИЛИ ВЕЛИЧИНЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ОБМЕНОВ В ПОМЕЩЕНИЯХ

Помещения	Расчетная температура в помещении в *град*	Кратность или величина вентиляционного обмена	
		приток	вытяжка
Жилые здания, общежития и пр.			
Комната	18	—	0,5
Номер гостиницы	18	—	1
Спальная комната общежития, гардероб, комната для чистки одежды и обуви, умывальня	18	—	1
Кухня квартиры и общежития; кубовая	15	—	3
Ванная индивидуальная	25	—	25 *м³/ч*
Объединенный санитарный узел . .	25	—	50 *м³/ч*
Умывальня индивидуальная	18	—	0,5
Ванная или душевая общая	25	—	5
Уборная индивидуальная	16	—	25 *м³/ч* на 1 унитаз
Уборная общая	16	—	50 *м³/ч* на 1 унитаз
Вестибюль, коридор	18	—	—
Лестничная клетка	16	—	—
Кладовые в общежитии	16	—	1
Детские сады и ясли			
Детская комната, комната для заболевших детей	20	—	1
Уборная	20	—	5
Умывальня	20	—	2
Горшечная	22	—	1,5
Раздевальня	18	—	1
Комната для администрации . . .	18	—	0,5
Комната для медперсонала	22	—	1
Кухня	15	—	3
Комната для хранения чистого белья	16	—	0,5
Прачечная	18	—	5

Продолжение приложения 2

Помещения	Расчетная температура в помещении в *град*	Кратность или величина вентиляционного обмена	
		приток	вытяжка
Коммунальные бани			
Вестибюль с гардеробом и кассой	18	2	—
Ожидальня	18	2	1
Раздевальня	25	2,5	2
Мыльня	30	8	9
Парильня	30	—	1
Душевые и ванные кабины	25	10	11
Парикмахерская	18	—	1,5
Административные помещения	18	1	1
Дезинфекционное отделение:			
чистое	15	6	2
грязное	15	2	6
Уборная	20	—	50 $м^3/ч$ на 1 унитаз; 25 $м^3/ч$ на 1 писсуар

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

РАСЧЕТНЫЕ КЛИМАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПЕРИОДА

Города	Средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_х$ в °С	Средняя температура наиболее холодных суток t_1 в °С	Продолжительность отопительного периода $n_{о.п}$ в сутках	Средняя температура отопительного периода $t_{о.п}$ в °С	Средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца $v_н$ в *м/сек*	Влажностная зона
Алма-Ата	—24	—25	179	— 3	1,4	Сухая
Архангельск	—32	—34	254	— 4,7	4,5	Влажная
Ашхабад	—11	—14	111	4,9	1,9	Сухая
Баку	— 3	— 5	110	4,8	5,9	»
Верхоянск	—63	—65	281	—24,2	0,7	»
Вильнюс	—21	—26	201	— 0,7	—	Нормальная

Продолжение приложения 3

Города	Средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_х$ в °С	Средняя температура наиболее холодных суток t_1 в °С	Продолжительность отопительного периода $n_{о.п}$ в сутках	Средняя температура отопительного периода $t_{о.п}$ в °С	Средняя скорость ветра за три наиболее холодных месяца $v_н$ в *м/сек*	Влажностная зона
Владивосток	—24	—26	205	—4,7	7,9	Влажная
Волгоград	—25	—30	178	—3,6	6,3	Сухая
Душанбе	—10	—13	109	—3,8	1,5	»
Ереван	—18	—21	151	—0,2	1	»
Иркутск	—35	—38	243	—8,8	2,1	»
Караганда	—32	—32	217	—7,2	4,7	»
Киев	—21	—26	191	—1,2	4,3	Нормальная
Кишинев	—16	—24	167	0,6	4,1	Сухая
Ленинград	—24	—28	223	—2	4,7	Влажная
Минск	—22	—27	206	—1,4	3,5	Нормальная
Москва	—26	—31	212	—3,7	4,9	»
Новосибирск	—39	—41	228	—8,9	3,9	Сухая
Одесса	—15	—23	160	1,1	6,9	»
Рига	—19	—24	212	—0,4	4,6	Нормальная
Ростов-на-Дону	—22	—27	175	—1,4	6,1	Сухая
Таллин	—18	—23	224	—0,6	6,4	Влажная
Ташкент	—13	—16	131	2	1,4	Сухая
Тбилиси	—17	—20	150	—2,3	2,9	»
Фрунзе	—21	—21	159	—0,5	2,9	»
Хабаровск	—33	—35	220	—0,3	3,6	Нормальная
Харьков	—23	—28	190	—2,5	3	Сухая
Челябинск	—32	—37	222	—6,8	4,2	»
Чита	—38	—40	243	—11	1,3	»

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ *K* ЗАПОЛНЕНИЙ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ (ОКОН И БАЛКОННЫХ ДВЕРЕЙ) И НАРУЖНЫХ ДВЕРЕЙ

Конструкция заполнения проемов	$R_о$	Значения *K* для расчета теплопотерь	
		для крупнопанельных зданий	для кирпичных зданий
Одинарное остекление в одинарном переплете	0,2	5	—
Двойное остекление в раздельных двойных переплетах	0,44	2,3	2,7
Двойное остекление в спаренных переплетах	0,4	2,5	3
Наружные деревянные двери одинарные	0,25	4	4
То же, двойные	0,5	2	2
Магазинные витрины	0,25	4	4

Примечание. В таблице величины коэффициентов приведены для окон и балконных дверей с деревянными переплетами и коробками. При применении металлических и железобетонных переплетов и коробок приведенные величины следует увеличивать на 10%.

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

НОРМИРУЕМЫЕ ВЕЛИЧИНЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧЕ $R^{o}_{тр}$ ЗАПОЛНЕНИЯ СВЕТОВЫХ ПРОЕМОВ (ОКОН И БАЛКОННЫХ ДВЕРЕЙ)

Наименование зданий и помещений	Расчетные перепады температур внутреннего и наружного воздуха в *град*	$R^{o}_{тр}$ в *м²·ч·град/ккал*
Жилые здания и школы	Менее 25 От 25 до 49 » 50 » 65 66 и более	0,18 0,36 0,39 0,56
Общественные здания	Менее 30 От 30 до 49 » 50 » 65 66 и более	0,18 0,36 0,39 0,56
Производственные отапливаемые помещения с сухим и нормальным влажностным режимом	При любом перепаде	0,36 на высоте от пола до 2,4 *м*, 0,18 на высоте от пола более 2,4 *м*
Производственные отапливаемые помещения с влажным и мокрым режимом	30 и менее	0,36*
	31 и более	0,36
Производственные помещения с избыточными тепловыделениями, превышающими расчетные теплопотери более чем на 50%, либо когда теплоизбытки превышают 20 *ккал/м³·ч*	При любом перепаде	0,18

* Если рабочих мест у окон нет, величина $R^{0}_{тр}$ принимается 0,18 *м²·ч·град/ккал*.

ПРИЛОЖЕНИЕ 6

ДОБАВКИ К ОСНОВНЫМ ТЕПЛОПОТЕРЯМ ПОМЕЩЕНИЯ НА ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА, ПОСТУПАЮЩЕГО ПУТЕМ ИНФИЛЬТРАЦИИ ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ ОГРАЖДЕНИЙ

Число этажей в здании.	Рассчитываемый этаж							
	1	2	3	4	5	6	7	8
3	5	—	—	—	—	—	—	—
4	10	5	—	—	—	—	—	—
5	10	10	5	—	—	—	—	—
6	15	10	5	5	—	—	—	—
7	20	15	10	5	—	—	5	—
8	20	15	10	10	5	—	—	5

Примечание. В необходимых случаях (например, повышенная степень остекления поверхностей ограждений, число этажей в здании более 8) количество инфильтруемого воздуха следует определить специальным расчетом.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

КОЭФФИЦИЕНТ *n* НА РАСЧЕТНУЮ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР ($t_в - t_н$)

Ограждения	Коэффициент *n*
Наружные стены, бесчердачное покрытие (совмещенные крыши) и перекрытия над проездами	1
Чердачные перекрытия и бесчердачные покрытия (совмещенные крыши) с вентилируемыми продухами .	0,9
Перекрытия над холодными подпольями, расположенными выше уровня земли	0,75
Перекрытия над неотапливаемыми подвалами при наличии окон в наружных стенах подвала	0,6
То же, при отсутствии окон	0,4

ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРИ $\Delta = 1°$, $t_г = 95$ °С и $K = 0{,}2$ *мм* (ПРИВЕДЕНЫ В СОКРАЩЕННОМ ВИДЕ)

Наименование труб	Трубы стальные водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262—62							Трубы стальные, ГОСТ 8372—58							
Диаметр условного прохода в дюймах	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	—	—	—	—	—	—	—	—
Диаметр условного прохода в *мм*	15	20	25	32	40	50	70	57/3,5	76/3	89/3,5	102/4	108,4	133/4	152/4,5	168/5
Потери от трения на 1 *м* в *кг/м²*	Верхняя строка — количество тепла, проходящего по трубе, в *ккал/ч* или количество воды в *л/ч*, нижняя строка — скорость воды в трубе в *м/сек*														
0,2	24 0,033	53 0,042	111 0,054	203 0,057	304 0,064	606 0,078	1137 0,087	540 0,073	1286 0,093	1983 0,104	2951 0,116	3947 0,121	6290 0,142	9024 0,154	11 745 0,166
0,24	26 0,037	59 0,046	120 0,057	223 0,062	338 0,071	671 0,087	1258 0,096	595 0,084	1440 0,104	2210 0,116	3267 0,128	3853 0,134	6841 0,155	9947 0,17	12 973 0,184
0,26	27 0,039	62 0,048	126 0,06	234 0,064	353 0,074	700 0,091	1317 0,1	623 0,09	1498 0,11	2300 0,12	3414 0,134	4031 0,14	7119 0,16	10 370 0,177	13 501 0,19
0,32	31 0,044	72 0,058	140 0,068	263 0,073	396 0,083	774 0,102	1483 0,114	689 0,097	1673 0,121	2569 0,135	3827 0,15	4475 0,155	7953 0,18	11 637 0,199	15 176 0,215
0,4	35 0,05	85 0,066	146 0,073	299 0,082	448 0,094	861 0,115	1667 0,128	766 0,108	1906 0,138	2902 0,153	4271 0,167	5049 0,175	8968 0,203	13 033 0,222	17 244 0,244
0,5	40 0,057	95 0,073	157 0,074	366 0,093	507 0,107	971 0,13	1898 0,145	865 0,122	2139 0,154	3285 0,173	4825 0,189	5094 0,197	10 116 0,229	14 698 0,251	18 895 0,267
0,6	44 0,063	103 0,08	168 0,082	373 0,103	559 0,118	1081 0,144	2090 0,16	962 0,126	2372 0,171	3587 0,188	5323 0,209	6266 0,217	11 033 0,25	16 184 0,276	20 526 0,291
0,7	48 0,069	111 0,086	184 0,089	406 0,112	601 0,126	1172 0,149	2269 0,174	1043 0,146	2564 0,185	3878 0,204	5764 0,226	6838 0,237	11 949 0,271	17 568 0,3	22 156 0,314
0,8	55 0,082	113 0,088	199 0,097	434 0,12	642 0,135	1263 0,161	2450 0,187	1124 0,158	2756 0,199	4175 0,22	6206 0,243	7299 0,253	12 866 0,291	18 797 0,32	23 794 0,3371
0,9	57 0,084	119 0,092	212 0,103	463 0,128	0,684 0,144	1354 0,171	2598 0,199	1205 0,168	2927 0,211	4471 0,235	6606 0,259	7760 0,269	13 726 0,311	19 873 0,339	25 424 0,36

Продолжение приложения 8

Наименование труб	Трубы стальные водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262—62							Трубы стальные, ГОСТ 8372—58							
Диаметр условного прохода в дюймах	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	—	—	—	—	—	—	—	—
Диаметр условного прохода в *мм*	15	20	25	32	40	50	70	57/3,5	76/3	89/3,5	102/4	108,4	133/4	152/4,5	168/5
Потери от трения на 1 *м* в *кг/м²*	Верхняя строка — количество тепла, проходящего по трубе, в *ккал/ч* или количество воды в *л/ч*, нижняя строка — скорость воды в трубе в *м/сек*														
1	59 0,087	126 0,097	225 0,109	490 0,135	725 0,151	1445 0,182	2744 0,21	1286 0,179	3078 0,222	4703 0,247	6966 0,273	8221 0,285	14 487 0,328	20 825 0,355	27 055 0,384
1,2	63 0,093	140 0,108	248 0,12	537 0,149	809 0,17	1583 0,201	3011 0,23	1409 0,197	3378 0,214	5280 0,272	7686 0,301	9018 0,313	15 909 0,36	22 728 0,388	29 695 0,421
1,4	67 0,098	151 0,117	269 0,131	579 0,16	876 0,184	1720 0,218	3246 0,148	1531 0,214	3679 0,266	5629 0,296	8302 0,325	9783 0,339	17 232 0,39	24 250 0,420	32 059 0,454
1,6	70 0,103	163 0,126	289 0,141	621 0,172	937 0,197	1858 0,236	3482 0,266	1654 0,231	3950 0,285	6020 0,317	8925 0,349	10 474 0,363	18 272 0,414	26 534 0,453	34 424 0,488
1,8	74 0,108	174 0,135	309 0,15	663 0,184	997 0,21	1974 0,251	3718 0,284	1757 0,246	4191 0,303	6904 0,337	9451 0,37	11 114 0,385	19 312 0,437	28 438 0,485	36 781 0,521
2	77 0,144	184 0,142	322 0,161	705 0,195	1058 0,222	2090 0,165	3953 0,302	1859 0,26	4433 0,32	6781 0,357	9987 0,391	11 704 0,406	20 352 0,461	30 062 0,513	38 680 0,548
2,8	91 0,135	221 0,171	398 0,19	840 0,233	1261 0,265	2465 0,312	4702 0,35	2194 0,307	5283 0,381	8064 0,424	11 838 0,464	13 936 0,483	24 511 0,555	35 440 0,605	45 986 0,652
3,4	102 0,15	245 0,189	428 0,208	933 0,258	1405 0,296	2727 0,345	5196 0,397	2427 0,34	5846 0,423	8914 0,469	13 073 0,512	15 191 0,527	27 056 0,612	39 475 0,673	50 588 0,72
3,6	106 0,156	256 0,195	441 0,214	964 0,267	1444 0,304	2814 0,356	5350 0,409	2505 0,35	6002 0,433	9165 0,482	13 397 0,525	15 609 0,541	27 808 0,629	40 535 0,681	52 098 0,738
	112 0,164	267 0,206	467 0,226	1026 0,284	1524 0,321	2973 0,37	5667 0,433	2646 0,37	6317 0,456	9669 0,509	14 045 0,55	16 446 0,570	29 311 0,664	42 656 0,728	55 105 0,781

Продолжение приложения 8

Наименование труб	Трубы стальные водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262—62							Трубы стальные, ГОСТ 8372—58							
Диаметр условного прохода	в дюймах	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	—	—	—	—	—	—	—	—
	в *мм*	15	20	25	32	40	50	70	57/3,5	76/3	89/3,5	102/4	108,4	133/4	152/4,5	168/5
Потери от трения на 1 *м* в *кг/м²*	Верхняя строка — количество тепла, проходящего по трубе, в *ккал/ч* или количество воды в *л/ч*, нижняя строка — скорость воды в трубе в *м/сек*															
5	126 0,186	297 0,23	530 0,257	1149 0,318	1710 0,36	3336 0,422	6339 0,485	2969 0,416	7108 0,513	10 832 0,57	15 666 0,614	18 538 0,643	30 072 0,749	47 960 0,818	61 076 0,865	
6	139 0,205	324 0,25	593 0,288	1270 0,352	1866 0,393	3690 0,468	6971 0,533	3283 0,462	7829 0,565	11 767 0,619	17 286 0,677	20 630 0,715	36 198 0,819	52 398 0,894	66 928 0,948	
6,5	146 0,215	337 0,261	614 0,298	1320 0,365	1944 0,409	3844 0,486	7253 0,555	3421 0,48	8161 0,589	12 198 0,642	18 097 0,709	21 387 0,742	37 678 0,853	54 618 0,932	69 850 0,990	
7	151 0,223	351 0,271	635 0,308	1365 0,379	2022 0,426	3988 0,504	7534 0,576	3549 0,498	8493 0,613	12 630 0,664	18 907 0,741	22 143 0,768	39 159 0,886	56 337 0,969	72 779 1,031	
8	162 0,239	377 0,291	677 0,328	1467 0,406	2178 0,458	4276 0,54	8066 0,618	3805 0,534	9069 0,655	13 494 0,71	20 178 0,791	23 656 0,82	42 119 0,953	60 904 1,039	77 925 1,104	
9,5	178 0,262	417 0,328	739 0,359	1593 0,441	2370 0,499	4645 0,589	8819 0,675	4152 0,583	9826 0,709	14 807 0,778	21 915 0,859	25 920 0,899	45 680 1,034	66 369 1,132	84 983 1,204	
12	201 0,295	469 0,362	835 0,405	1786 0,494	2674 0,563	5250 0,664	9899 0,757	4673 0,657	10 929 0,789	16 951 0,892	24 812 0,972	29 384 1,019	51 415 1,164	74 594 1,272	95 500 1,353	
14	216 0,318	507 0,392	904 0,438	1939 0,537	2895 0,609	5686 0,719	10 584 0,81	5060 0,712	11 812 0,853	18 308 0,963	27 003 1,058	31 738 1,1	55 532 1,257	80 589 1,374	103 123 1,461	
18	243 0,358	584 0,451	1028 0,499	2201 0,609	3294 0,693	6473 0,818	11 953 0,914	5761 0,811	13 574 0,98	20 780 1,092	30 619 1,2	35 990 1,248	62 967 1,425	91 356 1,558	116 958 1,657	
22	270 0,397	643 0,497	1141 0,553	2448 0,678	3084 0,775	7159 0,904	13 323 0,019	6371 0,896	15 121 1,091	22 950 1,207	33 849 1,327	39 792 1,38	69 612 1,576	101 001 1,723	129 310 1,832	

КОЭФФИЦИЕНТЫ МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

(приближенные значения)

Наименование местного сопротивления	Значение ζ (для всех диаметров)	Эскизы
Радиаторы двухколонные	2	
Котлы:		
чугунные	2,5	
стальные	2	
Внезапное расширение (относится к большей скорости)	1	
Внезапное сужение (относится к большей скорости)	0,5	
Отступы	0,5	
Тройники		
проходные	1	
поворотные на ответвление	1,5	
Крестовины:		
на противотоке	3	
проходные	2	
поворотные	3	
Компенсаторы:		
П-образные и лирообразные	2	
сальниковые	0,5	

Продолжение приложения 9

Запорно-регулирующая аппаратура	Значение ς при условном проходе труб в *мм*					
	15	20	25	32	40	50 и более
Вентили:						
обыкновенные	16	10	9	9	8	7
прямоточные	3	3	3	2,5	2,5	2
Краны:						
проходные	4	2	2	2	—	—
двойной регулировки с цилиндрической пробкой	4	2	2	2	—	—
Задвижки параллельные	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5
Отводы:						
90° и утка	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
двойные узкие	2	2	2	2	2	2
» широкие	1	1	1	1	1	1
Скобы	3	2	2	2	2	2

Примечание. Для точных расчетов коэффициенты местных сопротивлений принимают по справочнику Сантехпроекта.

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ ТРУБОПРОВОДОВ ВОДЯНЫХ СИСТЕМ

(при $\gamma_{ср}=983{,}2$ *кг/м³* $t_г=95°C$)

Скорость воды в *м/сек*	Потери давления в *кг/м²* при сумме коэффициентов местных сопротивлений									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,03	0,045	0,09	0,135	0,18	0,226	0,271	0,316	0,361	0,206	0,45
0,04	0,08	0,16	0,241	0,321	0,401	0,481	0,561	0,642	0,722	0,802
0,05	0,125	0,251	0,376	0,501	0,626	0,752	0,877	1,002	1,128	1,253
0,06	0,18	0,36	0,54	0,72	0,9	1,08	1,26	1,44	1,62	1,8
0,07	0,25	0,5	0,74	0,98	1,23	1,47	1,72	1,96	2,21	2,46
0,08	0,32	0,64	0,96	1,28	1,6	1,92	2,25	2,57	2,89	3,21
0,09	0,41	0,81	1,22	1,62	2,03	2,44	2,84	3,25	3,65	4,06
0,1	0,5	1	1,5	2	2,31	3,01	3,51	4,01	4,51	5,01
0,11	0,61	1,21	1,82	2,43	3,03	3,64	4,24	4,85	5,46	6,06

Продолжение приложения 10

Скорость воды в *м/сек*	Потери давления в *кг/м²* при сумме коэффициентов местных сопротивлений									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,12	0,72	1,44	2,16	2,89	3,51	4,33	5,05	5,77	6,49	7,22
0,13	0,85	1,69	2,54	3,39	4,23	5,08	5,93	6,78	7,62	8,47
0,14	0,98	1,96	2,95	3,93	4,91	4,89	6,88	7,86	8,84	9,82
0,15	1,13	2,26	3,38	4,51	5,64	6,77	7,89	9,02	10,15	11,28
0,16	1,28	2,57	3,85	5,13	6,41	7,7	8,98	10,26	11,55	12,83
0,17	1,45	2,90	4,34	5,79	7,24	8,69	10,14	11,59	13,03	14,48
0,18	1,62	3,25	4,87	6,49	8,12	9,74	11,4	13	14,6	16,2
0,19	1,81	3,62	5,43	7,24	9,05	10,9	12,7	14,5	16,3	18,1
0,2	2	4,01	6,01	8,02	10	12	14	16	18	20
0,22	2,4	4,9	7,3	9,7	12,1	14,6	17	19,4	21,8	24,3
0,24	2,9	5,8	8,7	11,5	14,4	17,3	20,2	23,1	26	28,9
0,26	3,4	6,8	10,2	13,6	16,9	20,3	23,7	27,1	30,5	33,9
0,29	4,2	8,4	12,6	16,9	21,1	25,3	29,5	33,7	37,9	42,1
0,32	5,1	10,3	15,4	20,5	25,7	30,8	35,9	41,1	46,2	51,3
0,36	6,5	13	19,5	26	32,5	39	45,5	52	58,5	65
0,4	8	16	24,1	32,1	40,1	48,1	56,1	64,1	72,2	80,2
0,43	9,3	18,5	27,8	37,1	46,3	55,6	64,9	74,1	83,4	92,7
0,47	11,1	22,1	33,2	44,3	55,4	66,4	77,5	88,6	99,6	110,7
0,53	14,1	28,2	42,2	56,3	70,4	84,5	98,5	112,6	126,7	140,8
0,6	18	36,1	54,1	72,2	90,2	108,2	126,3	144,3	162,3	180,4
0,7	24,6	49,1	73,7	98,2	122,8	147,3	171,9	196,4	221	245,6
0,8	32,1	64,1	96,2	128,3	160,4	192,4	224,5	256,6	288,7	320,7
0,9	40,6	81,2	121,8	162,4	203,6	243,6	284,1	324,7	365,3	405,9
1	50	100	150	200	251	301	351	401	451	501
1,1	61	121	182	243	303	364	424	485	546	606
1,2	72	144	216	289	361	433	505	577	649	722
1,3	85	169	254	339	423	508	593	678	762	847
1,4	98	196	295	393	491	589	688	786	884	982
1,5	113	226	338	451	564	677	789	902	1 015	1 128
1,6	128	257	385	513	641	770	898	1 026	1 155	1 283
1,7	145	290	434	579	724	869	1014	1 159	1 303	1 448

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

ДАВЛЕНИЕ, ТЕМПЕРАТУРА, УДЕЛЬНЫЕ ОБЪЕМ И ВЕС, ТЕПЛОТА ИСПАРЕНИЯ И ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ВОДЯНОГО ПАРА

Давление в абсолютных атмосферах (*кг/см²*)	Температура в °С	Объем 1 *кг* пара в *м³*	Вес 1 *м³* пара в *кг*	Теплота испарения 1 *кг* пара в *ккал*	Общее теплосодержание 1 *кг* пара в *ккал*
1	99,1	1,722	0,5807	539,7	639,3
1,1	101,8	1,5751	0,6349	538,4	640,7
1,2	104,2	1,4521	0,6887	536,5	641,3
1,4	108,7	1,2571	0,7955	533,7	643,1
1,6	112,7	1,1096	0,9013	531,2	644,7
1,8	116,3	0,9939	1,0062	528,9	646
2	110,6	0,9006	1,1104	526,8	647,2
2,5	126,7	0,731	1,368	522,2	649,9
3	132,8	0,6163	1,6224	518,1	652
3,5	138,1	0,5335	1,8743	514,5	653,8
4	142,8	0,4708	2,1239	511,2	655,4
4,5	147,1	0,4217	2,3716	508,2	656,8
5	151	0,382	2,6177	505,5	658,1
5,5	154,5	0,3494	2,8624	502,9	659,2
6	157,9	0,322	3,1058	500,4	660,2
6,5	161,1	0,2987	3,3481	498,1	661,1
7	164	0,2786	3,5891	495,9	662
7,5	166,8	0,2611	3,8294	493,9	662,8
8	169,5	0,2458	4,0683	491,8	663,5
8,5	172	0,2322	4,3072	489,9	664,2
9	174,4	0,22	4,5448	488,1	664,9

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

ТАБЛИЦА ДЛЯ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДОВ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПРИ $K=0{,}2$ *мм*

(приведена в сокращенном виде)

Наименование труб	Трубы стальные водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262–62									Трубы стальные бесшовные, ГОСТ 8732–58								
Диаметр условного прохода в дюймах	½	¾	1	1¼	1½	2	2½	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Диаметр условного прохода в *мм*	15	20	25	32	40	50	70	57/3,5	76/3	89/3,5	102/4	108/4	134/4	152/4,5	168/5			
Потери от трения на 1 *м* в *кг/м²*	Верхняя строка — количество тепла, проходящего по трубе, в *ккал/ч*, нижняя строка — скорость движения пара в трубе в *м/сек*																	
0,6	697 3,1	1 396 3,15	2 244 3,2	4 982 4,05	7 562 4,65	19 579 5,85	28 209 6,3	12 945 5,35	31 997 6,75	48 136 7,4	71 593 8,2	84 376 8,55	148 893 9,85	217 651 10,85	265 654 11			
0,8	744 3,2	1 528 3,45	2 665 3,8	5 843 4,75	8 619 5,3	22 926 6,85	33 134 7,4	15 123 6,25	37 211 7,85	53 267 8,65	83 380 9,55	98 192 9,95	173 078 11,45	252 756 12,6	310 333 12,85			
1	790 3,4	1 706 3,85	3 016 4,3	6 581 5,36	9 757 6	25 771 7,7	36 940 8,25	17 301 7,15	41 478 8,75	63 422 9,75	93 857 10,75	110 527 11,2	194 527 12,9	280 840 14	352 596 14,6			
1,2	848 3,65	1 883 4,25	3 332 4,75	7 198 5,85	10 896 6,7	28 449 8,5	40 298 9	18 905 7,85	45 507 9,6	69 601 10,7	103 461 11,85	121 383 12,3	212 380 14,05	305 915 15,25	386 406 16			
1,6	941 4,05	2 193 4,95	3 893 5,55	8 303 6,75	12 603 7,75	33 134 8,9	47 015 10,5	22 261 9,2	53 091 11,2	80 985 1245	120 050 13,75	141 120 14,3	246 391 16,3	357 068 17,8	452 820 18,75			
2	1 046 4,5	2 481 5,6	4 454 6,35	9 472 7,7	14 229 8,75	36 983 11,05	53 282 11,9	25 044 10,35	59 728 12,6	91 392 14,05	134 456 15,4	157 896 16	274 355 18,15	405 212 20,2	505 951 20,95			
2,4	1 139 4,9	2 747 6,2	4 839 6,9	10 456 8,5	15 693 9,65	40 665 12,15	58 433 13,05	27 464 11,35	65 653 13,85	100 174 15,4	147 116 16,85	173 192 17,55	302 320 20	441 320 22	557 874 23,1			

Продолжение приложения 12

Наименование труб		Трубы стальные водогазопроводные (газовые), ГОСТ 3262—62							Трубы стальные бесшовные, ГОСТ 8732—58							
Диаметр условного прохода	в дюймах	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	—	—	—	—	—	—	—	—
	в *мм*	15	20	25	32	40	50	70	57/3,5	76/3	89/3,5	102/4	108/4	134/4	152/4,5	168/5
Потери от трения на 1 *м* в *кг/м²*	Верхняя строка — количество тепла, проходящего по трубе, в *ккал/ч*, нижняя строка — скорость движения пара в трубе в *м/сек*															
3		1 278 5,5	3 079 6,95	5 401 7,7	11 681 9,5	17 644 10,85	45 852 13,7	65 821 14,7	30 609 12,65	73 349 15,6	112 583 17,3	165 451 18,95	193 423 19,6	343 889 22,75	495 482 24,7	625 495 25,9
3,6		1 418 6,1	3 390 7,65	5 892 8,4	12 916 10,5	19 423 11,95	50 371 15,05	72 089 16,1	33 755 13,95	80 822 17,05	123 266 18,95	180 293 20,65	210 199 21,3	374 121 24,75	545 632 27,2	689 494 28,55
4		1 499 6,45	3 589 8,1	6 242 8,9	13 778 11,2	20 490 12,6	53 383 15,95	76 343 17,05	35 691 14,75	85 088 17,95	130 096 20	189 024 21,65	221 548 22,45	394 528 26,1	574 719 28,65	723 304 29,95
5,5		1 790 7,7	4 187 9,45	7 505 10,7	16 176 13,15	24 058 14,8	62 754 18,75	90 000 20,1	42 224 17,45	100 968 21,3	152 538 23,45	221 765 25,4	263 489 26,7	255 747 30,15	676 022 33,7	852 509 35,3
7		2 037 8,75	4 718 10,65	8 487 12,1	18 329 14,9	27 239 16,75	71 122 21,25	101 642 22,7	47 789 19,75	114 241 24,1	170 101 26,15	254 606 29,15	298 029 30,2	527 548 34,9	765 289 38,15	966 016 40
8		2 185 9,4	5 073 11,45	9 008 12,9	19 682 16	29 353 18,05	76 309 22,8	108 806 24,3	51 298 21,2	122 063 25,75	181 809 27,95	271 531 31,1	318 753 32,3	566 850 37,5	820 454 40,9	1 032 430 42,75
10		2 464 10,6	5 804 13,1	10 126 14,5	21 835 17,75	32 768 20,15	85 346 25,5	121 791 27,2	57 347 23,8	135 336 28,55	204 901 31,5	302 962 34,7	351 187 36,6	631 093 41,75	916 742 45,7	160 427 48,05
13		2 824 12,45	6 579 14,85	11 592 16,6	24 972 20,3	37 647 23,15	97 562 29,15	138 134 30,85	67 510 27,3	153 112 32,3	237 425 36,5	350 546 40,15	412 010 41,75	720 277 47,65	1 045 126 52,1	1 319 819 54,65
16		3 091 13,3	7 354 16,6	12 954 18,55	27 863 22,65	41 631 25,6	108 607 32,45	151 179 33,9	73 075 30,2	170 889 36,05	263 444 40,5	388 525 44,5	456 912 46,2	799 636 52,9	1 159 468 57,8	1 465 929 60,7
20		3 451 14,85	8 263 18,65	14 456 20,7	31 122 25,3	47 322 29,1	121 325 36,25	170 373 38,05	81 786 33,8	194 115 40,95	294 667 45,3	434 362 49,75	510 695 51,75	893 356 59,1	1 296 879 64,65	1 642 227 68

ПРИЛОЖЕНИЕ 13

ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЯХ *Z* ПРИ РАСЧЕТЕ ПАРОПРОВОДОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Скорость пара в *м/сек*	Потери давления *Z* в *кг/м²* при сумме коэффициентов местных сопротивлений Σ ζ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6	1,17	2,34	3,51	4,68	5,85	7,02	8,2	9,37	10,54	11,7
7	1,6	3,2	4,8	6,4	8	9,6	11,2	12,8	14,4	16
8	2,1	4,2	6,3	8,4	10,5	12,6	14,7	16,8	18,9	21
9	2,64	5,28	7,92	10,56	13,2	15,84	18,48	21,12	23,76	26,4
10	3,26	6,52	9,78	13,04	16,3	19,56	22,82	26,08	29,34	32,6
11	3,94	7,88	11,82	15,76	19,7	23,64	27,58	31,52	35,46	39,4
12	4,7	9,4	14,1	18,8	23,5	28,2	32,9	37,6	42,3	47
13	5,5	11	16,5	22,0	27,5	33	38,5	44	49,5	55
14	6,4	12,8	19,2	25,6	32	38,4	44,8	51,2	57,6	64
15	7,35	14,7	22	29,4	37,6	44,1	51,4	58,8	66,15	73,5
16	8,35	16,7	25	33,4	47,1	50,1	58,4	66,8	75,15	83,5
17	9,4	18,8	28,2	37,6	47,7	56,4	65,8	72,2	84,6	94
18	10,5	21	31,5	42,2	52,5	63	73,5	84	94,5	105
19	11,8	23,6	35,4	47,2	59	71	82,6	94,4	106,2	118
20	13	26	39	52	65	78	91	104	117	130
21	14,4	28,8	43,2	57,6	72	86,4	101	115	129,6	144
22	16	32	48	64	80	96	112	128	144	160
25	20,4	40,9	61,2	81,6	102	122,4	142,8	163,2	183,6	204
28	25,6	51,2	76,8	102,4	128	153,6	179	205	230	256
30	29,2	58,4	87,6	116,8	146	175,2	204,4	233,6	262,8	292

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

ДАННЫЕ ДЛЯ ПОДБОРА ДИАМЕТРОВ КОНДЕНСАТОПРОВОДОВ ПРИ КОЛИЧЕСТВЕ ТЕПЛА В *ккал/ч*, ВЫДЕЛЕННОГО ПАРОМ, ОБРАЗОВАВШИМ КОНДЕНСАТ

Диаметр условного прохода трубы в *мм*	Участок сухого конденсатопровода при паре низкого давления		Мокрый горизонтальный или вертикальный конденсатопровод при общей длине участков расчетного конденсатопровода в *м*		
	горизонтальный	вертикальный	до 50	от 50 до 100	более 100
15	4 000	6 000	28 000	18 000	8 000
20	15 000	22 000	70 000	45 000	25 000
25	28 000	42 000	125 000	80 000	40 000
32	68 000	100 000	270 000	175 000	85 000
40	104 000	155 000	375 000	250 000	115 000
50	215 000	320 000	650 000	440 000	215 000
76/3	500 000	750 000	1 500 000	1 050 000	500 000
89/3,5	750 000	1 120 000	2 250 000	1 500 000	750 000
102/4	1 100 000	1 650 000	3 100 000	2 000 000	1 100 000
114/4	1 400 000	2 100 000	3 900 000	2 600 000	1 400 000

ТЕМПЕРАТУРА t В *град*, ОБЪЕМНЫЙ ВЕС γ *кг/м³*, ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ d В *г/кг* ПРИ ПОЛНОМ НАСЫЩЕНИИ ВОЗДУХА И ДАВЛЕНИИ 760 *мм рт. ст.*

t	γ	d	t	γ	d
—20	1,396	0,8	13	1,235	9,35
—19	1,394	0,86	14	1,23	9,97
—18	1,385	0,93	15	1,226	10,6
—17	1,379	1,04	16	1,222	11,4
—16	1,374	1,11	17	1,217	12,1
—15	1,368	1,2	18	1,213	12,9
—14	1,363	1,3	19	1,209	13,8
—13	1,358	1,4	20	1,205	14,7
—12	1,353	1,5	21	1,201	15,6
—11	1,348	1,65	22	1,197	16,8
—10	1,342	1,8	23	1,193	17,7
— 9	1,337	1,93	24	1,189	18,8
— 8	1,332	2,08	25	1,85	20
— 7	1,372	2,25	26	1,181	21,4
— 6	1,322	2,4	27	1,177	27,6
— 5	1,317	2,6	28	1,173	24
— 4	1,312	2,8	29	1,169	25,6
— 3	1,308	3,1	30	1,165	26,2
— 2	1,303	3,3	31	1,161	28,8
— 1	1,298	3,58	32	1,157	30,6
0	1,293	3,9	33	1,154	32,5
1	1,288	4,15	34	1,15	34,4
2	1,284	4,48	35	1,146	35,6
3	1,279	4,77	36	1,142	38,8
4	1,275	5,1	37	1,139	41,1
5	1,27	5,4	38	1,135	43,5
6	1,265	5,79	39	1,132	46
7	1,261	6,21	40	1,128	48,8
8	1,256	6,65	41	1,124	51,7
9	1,252	7,13	42	1,121	54,8
10	1,248	7,63	43	1,117	58
11	1,243	8,15	44	1,114	61,3
12	1,239	8,75	45	1,11	65

ТАБЛИЦА ДЛЯ РАСЧЕТА СТАЛЬНЫХ КРУГЛЫХ ВОЗДУХОВОДОВ

Диаметры воздуховодов в *мм*. Верхняя строка — расход воздуха в *м³/ч*, нижняя строка — сопротивление трению в *кг/м²* на 1 *пог. м* при диаметре воздуховода в *мм*

Скоростное давление в *кг/м²*	Скорость в *м/сек*	100	115	130	140	150	165	195	215	235	265	285	320	375	440	495	545	595
0,0006	0,1	2,8 0,0004	3,7 0,0004	4,8 0,0003	5,5 0,0003	6,4 0,0003	7,7 0,0002	11 0,0002	13 0,0002	16 0,0001	20 0,0001	23 0,0001	29 0,0001	40 0,00008	55 0,00007	69 0,00006	84 0,00005	100 0,00005
0,0025	0,2	5,7 0,001	7,5 0,001	9,6 0,001	11 0,0009	13 0,0009	15 0,0009	22 0,0006	26 0,0006	31 0,0005	40 0,0004	46 0,0004	58 0,0003	80 0,0003	110 0,0002	140 0,0002	170 0,0002	200 0,0002
0,0055	0,3	8,5 0,003	11 0,002	14 0,002	17 0,002	19 0,002	23 0,002	32 0,001	39 0,001	47 0,001	60 0,0009	79 0,0008	87 0,0007	120 0,0006	165 0,0005	210 0,0004	250 0,0003	300 0,0003
0,0098	0,4	11 0,005	15 0,004	19 0,003	22 0,003	25 0,003	31 0,003	43 0,002	52 0,002	62 0,002	79 0,001	92 0,001	115 0,001	160 0,0009	2200 0,0008	275 0,0007	335 0,0006	400 0,0005
0,0153	0,5	14 0,007	19 0,006	24 0,005	28 0,005	32 0,004	39 0,004	54 0,003	65 0,003	78 0,002	99 0,002	115 0,002	145 0,002	200 0,001	275 0,001	345 0,001	420 0,0009	500 0,0008
0,022	0,6	17 0,010	22 0,008	29 0,007	33 0,006	38 0,006	46 0,005	65 0,004	78 0,004	94 0,003	120 0,003	140 0,003	175 0,002	240 0,002	330 0,002	415 0,001	505 0,001	600 0,001
0,030	0,7	20 0,013	26 0,011	33 0,009	39 0,008	45 0,008	54 0,007	75 0,006	91 0,005	110 0,004	140 0,004	160 0,003	205 0,003	280 0,002	385 0,002	485 0,002	590 0,002	700 0,001
0,039	0,8	23 0,016	30 0,014	38 0,012	44 0,011	51 0,010	62 0,009	86 0,007	105 0,006	125 0,066	160 0,005	185 0,004	230 0,004	320 0,003	440 0,003	555 0,002	670 0,002	800 0,002
0,050	0,9	25 0,020	34 0,017	43 0,014	50 0,013	57 0,012	69 0,011	97 0,008	120 0,008	140 0,007	180 0,006	205 0,005	260 0,005	360 0,004	490 0,003	625 0,003	755 0,002	900 0,002
0,061	1,0	28 0,024	37 0,020	48 0,017	55 0,016	64 0,014	77 0,013	105 0,010	130 0,009	155 0,008	200 0,007	230 0,006	290 0,006	395 0,005	545 0,004	690 0,003	840 0,003	1000 0,002
0,074	1,1	31 0,028	41 0,024	53 0,020	61 0,018	70 0,017	85 0,015	120 0,012	145 0,011	170 0,010	220 0,008	255 0,008	320 0,007	435 0,005	600 0,004	760 0,004	925 0,003	1100 0,003
0,088	1,2	34 0,033	45 0,027	57 0,024	67 0,021	76 0,020	92 0,018	130 0,014	155 0,013	185 0,011	240 0,010	275 0,009	345 0,008	475 0,006	655 0,055	830 0,004	1010 0,004	1200 0,004

Продолжение приложения 16

Верхняя строка — расход воздуха в $м^3/ч$, нижняя строка — сопротивление трению в $кг/м^2$ на 1 *пог. м* при диаметре воздуховода в *мм*

Скоростное давление в $кг/м^2$	Скорость в *м/сек*	Диаметры воздуховодов в *мм*																								
		100	115	130	140	150	165	195	215	235	265	285	320	375	440	495	545	595								
0,103	1,3	37 0,038	49 0,032	62 0,027	72 0,025	83 0,023	100 0,020	140 0,016	170 0,015	205 0,013	260 0,011	300 0,010	375 0,009	515 0,007	710 0,006	900 0,005	1090 0,005	1300 0,004								
0,120	1,4	40 0,043	52 0,038	67 0,031	78 0,028	80 0,026	100 0,023	150 0,019	185 0,017	220 0,015	280 0,013	320 0,012	405 0,010	555 0,008	765 0,007	970 0,006	1180 0,005	1400 0,005								
0,138	1,5	42 0,048	56 0,041	72 0,035	83 0,032	95 0,029	115 0,026	160 0,021	195 0,019	235 0,017	300 0,014	345 0,013	435 0,011	595 0,09	820 0,008	1140 0,007	1260 0,006	1500 0,005								
0,157	1,6	45 0,054	60 0,045	76 0,039	89 0,036	100 0,033	125 0,029	170 0,023	210 0,021	250 0,019	320 0,016	365 0,015	465 0,013	635 0,010	875 0,008	1110 0,007	1340 0,006	1600 0,006								
0,177	1,7	48 0,060	64 0,050	81 0,043	94 0,040	110 0,036	130 0,032	175 0,026	220 0,023	265 0,021	335 0,018	390 0,018	490 0,014	675 0,012	930 0,009	1180 0,008	1430 0,007	1700 0,006								
0,198	1,8	51 0,066	57 0,056	86 0,048	100 0,044	115 0,040	140 0,036	195 0,029	235 0,026	280 0,023	355 0,020	414 0,018	520 0,016	715 0,013	985 0,010	1250 0,009	1510 0,008	1800 0,007								
0,221	1,9	54 0,073	71 0,061	91 0,053	105 0,048	120 0,044	145 0,039	205 0,032	250 0,028	295 0,025	375 0,022	435 0,020	550 0,017	755 0,014	1040 0,011	1320 0,010	1600 0,009	1900 0,008								
0,245	2,0	57 0,080	75 0,067	96 0,058	110 0,052	125 0,048	155 0,043	215 0,035	260 0,031	310 0,027	385 0,024	460 0,022	580 0,019	795 0,015	1090 0,013	1390 0,011	1680 0,010	2000 0,009								
0,270	2,1	59 0,087	79 0,073	100 0,063	115 0,057	135 0,052	160 0,047	225 0,038	275 0,033	330 0,030	415 0,026	480 0,024	610 0,020	835 0,017	1150 0,014	1450 0,012	1760 0,010	2100 0,009								
0,296	2,2	62 0,094	82 0,079	105 0,068	120 0,062	140 0,057	170 0,051	235 0,041	285 0,036	345 0,032	435 0,028	505 0,026	635 0,022	875 0,018	1200 0,015	1520 0,013	1850 0,011	2200 0,010								
0,324	2,3	65 0,102	86 0,086	110 0,073	125 0,067	145 0,061	175 0,055	245 0,044	300 0,039	360 0,035	455 0,030	530 0,028	665 0,024	915 0,020	1260 0,016	1590 0,014	1930 0,012	2300 0,011								
0,353	2,4	68 0,110	90 0,092	115 0,079	135 0,072	155 0,066	185 0,059	260 0,048	315 0,042	375 0,038	475 0,032	550 0,030	695 0,026	955 0,021	1310 0,017	1660 0,017	2020 0,013	2400 0,012								
0,383	2,5	71 0,118	93 0,099	119 0,085	140 0,077	160 0,071	190 0,063	270 0,051	325 0,045	390 0,041	495 0,032	575 0,035	725 0,028	995 0,023	1370 0,019	1730 0,016	2100 0,014	2500 0,013								

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Кирпичные каналы

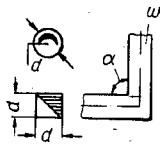
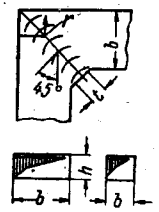
Размеры в кирпичах, $a \times b$	Площадь сечения в $м^2$	Равновеликие диаметры по трению в *мм*	Размеры в кирпичах, $a \times b$	Площадь сечения в $м^2$	Равновеликие диаметры по трению в *мм*
½×½	0,02	140	2×2	0,28	545
1×½	0,038	165	2×2½	0,35	595
1×1	0,073	265	2½×2½	0,43	660
1½×1	0,11	320	2×3	0,42	660

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Коэффициенты местных сопротивлений воздуховодов

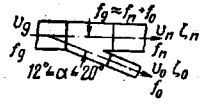
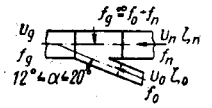
Название сопротивления	Эскиз	Коэффициент сопротивления (учитывает полную потерю давления и отнесен к скорости v, указанной на эскизе)
Вход с поворотом потока (в отверстие с острыми краями)		2
Выход из трубы по прямому направлению		1
Выход с резким поворотом потока		2,5
Выход с плавным поворотом потока (через расширенный насадок)		1 при живом сечении сетки 80%

Продолжение приложения 18

Название сопротивления	Эскиз	Коэффициент сопротивления (учитывает полную потерю давления и отнесен к скорости v, указанной на эскизе)
Отвод		Принимать при $\alpha = 90°$ значение ζ при r/d 0,75; 1; 1,5; 2 соответственно 0,5; 0,3; 0,2; 0,15
Прямоугольный отвод		При $b^*/h \leqslant 1$ принимать по предыдущему пункту. При $b^*/h \geqslant 1$ принимать значение ζ при $\alpha = 90 \div 135°$ соответственно 1,1; 0,55; 0,35
Колено		Значение η при b/h 0,25; 0,50; 0,80; 1 соответственно 1,8; 1,5; 1,17; 1
Прямоугольное колено с направляющими металлическими лопатками		Значение ζ при $\alpha = 90$, 120, 135 и $r/b = 0,25$ соответственно 0,25; 0,13; 0,08

* При определении ζ вместо r/d надо брать отношение b/h. Плоскую сторону во всех случаях обозначать b, а изогнутую сторону h.

Продолжение приложения 18

Название сопротивления	Эскиз	Коэффициент сопротивления (учитывает полную потерю давления и отнесен к скорости v, указанной на эскизе)
Тройник на нагнетании		Значение $\zeta_п$ при $v_д/v_0$ 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1 равно 0; ζ_0 соответственно 2,7; 1,7; 1,1; 0,7; 0,4; 0,25; 0,1
Тройник на всасывании		Значение ζ при $v_д/v_0$ 0,6; 0,8; 1 соответственно; $\zeta_п$ 0,4; 0,35; 0,20; ζ_0 1,8; 0,7; 0,30

ПРИЛОЖЕНИЕ 19

Потери давления в местных сопротивлениях при движении воздуха

Скорость воздуха в *м/сек*	Потеря давления для $\Sigma\zeta$ в *кг/м²*				
	1	2	3	4	5
0,2	—	0,01	0,1	0,01	0,01
0,3	0,01	0,01	0,2	0,02	0,03
0,4	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
0,5	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08
0,6	0,02	0,04	0,07	0,9	0,1
0,7	0,03	0,06	0,09	0,09	0,2
0,8	0,04	0,08	0,1	0,1	0,2
0,9	0,05	0,1	0,1	0,2	0,3
1	0,06	0,1	0,2	0,2	0,3
1,2	0,09	0,2	0,3	0,4	0,4
1,4	0,12	0,2	0,4	0,5	0,6
1,6	0,15	0,3	0,5	0,6	0,8
1,8	0,2	0,4	0,6	0,8	1
2	0,2	0,5	0,7	1,0	1,2
2,25	0,3	0,6	0,9	1,5	1,6
2,5	0,4	0,8	1,27	1,5	1,9
2,75	0,5	0,9	1,4	1,9	2,3
3	0,6	1,1	1,7	2,2	2,8
3,5	0,8	1,5	2,3	3,0	3,8
4	1	2,0	2,9	3,9	6,9
4,5	1,2	2,5	3,7	5,0	7,2
5	1,5	3,1	4,6	6,1	7,7
6	2	4,4	6,6	8,8	11
7	3	6	9	12	15

ПРИЛОЖЕНИЕ 20

Стандартные вентиляционные жалюзийные решетки

Решетки		Пропускная способность в $м^3/ч$ при скорости воздуха в живом сечении в $м/сек$						
размер в *мм*	живое сечение в $м^2$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
100×150	0,0087	12,5	15,6	18,7	21,8	25	28	31
150×150	0,0130	18,7	23,4	28	32,7	37	42	47
150×200	0,0173	24,9	31,2	37,4	43,6	50	56	62
150×250	0,0217	31,4	39	46,8	54,6	62	70	78
150×300	0,0260	37,4	46,8	56,2	65,6	75	84	94
200×200	0,0231	33,2	41,6	49,8	58,2	67	75	83
200×250	0,0289	41,6	52	62,4	72,8	83	94	104
200×300	0,0346	49,9	62,3	74,8	87	100	112	125
200×350	0,0405	58,3	73	87	102	117	132	146
250×250	0,0361	52	65	78	91	104	117	130

ПРИЛОЖЕНИЕ 21

Данные для подбора калориферов. Конструктивные характеристики калориферов

Количество рядов труб по ходу воздуха	Модель и номер калорифера	Размеры по оси фланца в *мм*			Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Живое сечение для прохода теплоносителя в $м^2$
		высота	ширина	глубина			
3	КФС-2 КМС-2	600	390	200	9,9	0,115	0,0046
	КФС-3 КМС-3	600	510	200	13,2	0,154	0,0061
	КФС-5	750	640	200	20,9	0,244	0,0012
	КФС-6	900	640	200	25,3	0,295	0,0076
	КФС-7	900	760	200	30,4	0,354	0,0076
	КФС-8	1050	880	200	35,7	0,416	0,0092
	КФС-9 КМС-9	1050	880	200	41,6	0,486	0,0092 0,0107
	КФС-10 КМС-10	1200	880	200	47,8	0,558	0,0015 0,0107 0,0015
4	КФБ-2 КМБ-2	600	390	240	12,7	0,115	0,0061 0,002
	КФБ-3 КМБ-3	600	510	240	16,9	0,154	0,0082 0,0016
	КФБ-5	750	640	240	26,8	0,244	0,0102
	КФБ-6 КМБ-6	900	640	240	32,4	0,295	0,0102 0,002
	КФБ-7	900	760	240	38,9	0,334	0,0122
	КФБ-8	1050	760	240	45,7	0,416	0,0122

Продолжение приложения 21

Количество рядов труб по ходу воздуха	Модель и номер калорифера	Размеры по оси фланца в *мм*			Поверхность нагрева в $м^2$	Живое сечение для прохода воздуха в $м^2$	Живое сечение для прохода теплоносителя в $м^2$
		высота	ширина	глубина			
4	КФБ-9 КМБ-9	1050	880	240	53,3	0,486	0,143 0,002
	КФБ-10 КМБ-10	1200	880	240	61,2	0,558	0,0143 0,002
3	КФСО-4	750	510	200	17	0,153	0,0084
	КФСО-5	750	640	200	21,7	0,187	0,0107
	КФСО-8	1050	760	200	35,3	0,318	0,0122
	КФСО-9	1050	880	200	41,9	0,375	0,0145
	КФСО-10	1200	880	200	48,2	0,431	0,0145
	КФСО-11	1200	1010	200	55,8	0,499	0,0168
4	КФБО-4	750	510	240	20,7	0,143	0,0107
	КФБО-5	750	640	240	26,9	0,182	0,0135
	КФБО-8	1050	760	240	47	0,318	0,0165
	КФБО-9	1050	880	240	55,8	0,375	0,0193
	КФБО-10	1200	880	240	64,3	0,431	0,0193
	КФБО-11	1200	1010	240	71	0,475	0,0213

ПРИЛОЖЕНИЕ 22

Теплотехнические характеристики калориферов

Модель калорифера	Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя в $м/сек$	Коэффициент теплопередачи в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$ при весовой скорости воздуха в $кг/м^2 \cdot сек$								
			4	5	6	7	8	9	10	11	12
КФС, КМС	Вода	0,01	9	9,6	10,1	10,7	11	11,5	11,8	12,4	12,5
КФБ, КМБ	»	0,03	11,5	12,2	12,8	13,5	14	14,5	15,1	15,6	16
То же	»	0,06	13,4	14,3	15,8	15,9	16,4	17,3	17,7	18,1	18,7
»	»	0,1	15,1	16	16,9	17,8	18,5	19,2	19,8	20,7	21
»	»	0,2	17,6	18,7	19,7	20,4	21,5	22,4	23,1	24,2	24,4
»	»	0,3	19,3	20,5	20,2	22,8	23,6	24,6	25,2	26,5	26,8
»	Пар	—	17,9	19,7	21,2	22,6	24	25,1	26,3	27,4	28,4
КФСО и КФБО	Вода	0,01	12	13,1	14,1	14,9	15,6	16,4	17,1	17,7	18,3
То же	»	0,03	15,4	16,8	18	18	20	20,9	21,8	22,6	23,3
»	»	0,05	18	19	21	22,2	23,3	24,6	25,5	26,4	27,3
»	»	0,1	20,1	21,9	23,5	24,9	26,1	27,4	28,5	29,6	30,6
»	»	0,2	23,5	25,6	27,5	29,1	30,5	32	33,3	34,5	35,7
»	»	0,3	25,8	28,1	30,1	31,8	33,5	35,1	26,5	37,8	39
»	Пар	—	25,5	29,6	33,6	37,2	40,8	44,1	47,4	50,3	53,6

ПРИЛОЖЕНИЕ 22а

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЛОРИФЕРОВ

Модель калорифера	Сопротивление одного ряда калориферов по воздуху в H в *кг/м²* при весовой скорости в *кг/м²·сек*								
	4	5	6	7	8	9	10	11	12
КФС и КМС	1,4	2,1	2,9	3,8	4,8	5,8	7	8,3	9,7
КФБ и КМБ	1,9	2,8	3,8	5	6,2	7,7	9,2	10,8	12,7
КФСО	5,4	8,5	11,6	16,8	21,9	27,5	34,2	41,2	49,5
КФБО	6,6	10,1	14,3	19,4	24,9	31,4	38,8	46,1	55,2

Модель калорифера	Сопротивление калориферов проходу воды в *кг/м²* при скорости воды в трубах в *м/сек*										
	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
КФС и КФСО	6,5	29	104	218	—	—	—	—	—	—	—
КФБ и КФБО	4	17	66	147	—	—	—	—	—	—	—

ПРИЛОЖЕНИЕ 23

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ АГРЕГАТОВ В *мм*

Марка агрегата	A_1	Б	B_1	Г	Д	А	Ж	Е	И	Л	К×К	Штуцера, трубная резьба в дюймах	Вес в *кг*
АПВС 50-30	540	532	470	410	400	610	635	368	306	404	470×470	1½	100
АПВС 70-40	696	682	626	526	600	816	735	475	405	606	626×612	2	163
АПВС 110-80	852	852	772	708	700	—	737	490	420	707	782×782	2½	220

Примечания: 1. Технические показатели см. в приложении 25.
2. Теплоноситель не должен иметь давление пара более 6 *кгс/см²* (избыточное) и температуру воды более 150° С.
3 Агрегат может быть подвешен на петлях или установлен на кронштейнах.

ПРИЛОЖЕНИЕ 24

ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ АГРЕГАТОВ В *мм*

Марка агрегата	А	Б	В	Г	Д	Е	$Ж_{макс}$	И	Л	М	а×а	Штуцера, трубная резьба в дюймах	Вес в *кг*
АПВ 200-140	1080	904	1010	750	800	1242	1191	560	808	200	630×996	2½	600
АПВ 280-190	1230	1100	1160	860	1000	—	1304	620	1010	240	640×146	3	813

Примечания. 1. Технические показатели см. в приложении 25.
2. Теплоноситель не должен иметь давление пара более 6 *кгс/см²* (избыточное) и температуру воды более 150° С.
3. Агрегат может быть подвешен или установлен на кронштейнах.

ПРИЛОЖЕНИЕ 25

ТЕХНИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ АГРЕГАТОВ АПВС и АПВ

Модель агрегата	Производительность агрегата по воздуху при начальной температуре 16°С		Теплопроизводительность Q и конечная температура воздуха $t_к$ при обогреве паром давлением в *кг/см²*						Теплопроизводительность и конечная температура при обогревании водой T_1=130°, T_2=70°		Скорость выхода воздуха в *м/сек*	Установочная мощность в *квт*
			p=0,1		p = 1		p = 2					
	в *м³/ч*	в *кг/ч*	в *ккал/ч*	$t_к$	в *ккал/ч*	$t_к$	в *ккал/ч*	$t_к$	в *ккал/ч*	$t_{кон}$		
АПВС 50-30	3 300	3 960	40 000	58,2	45 000	63,3	50 000	68,6	30 000	47,6	4,1	1
АПВС 70-40	3 900	4 680	50 000	60,7	58 000	67,6	68 500	77	39 000	50,8	2,9	1
АПВС110-80	6 900	8 300	—	—	100 000	66,2	110 000	71,3	80 000	56,2	3,1	1,7
АПВ200-140	13 900	16 700	140 000	51	170 000	58,5	200 000	66	14 000	50,8	6,1	2,8
АПВ 280-190	18 800	22 600	190 000	51	240 000	60,2	280 000	67,7	190 000	51	7,1	2,8

ПРИЛОЖЕНИЕ 26

ХАРАКТЕРИСТИКА ОБОРУДОВАНИЯ АГРЕГАТОВ

Модель агрегата	Тип вентилятора	Электродвигатель		Калорифер		Количество калориферов
		марка	число оборотов в *мин*	марка	поверхность нагрева в *м²*	
АПВС 20-30	МЦ-4	АОЛ31-2	2860	Спирально-навивной	10,85	1
АПВС 70-40	МЦ-6	А32-4	1410	То же	18,3	1
АПВС 110-80	МЦ-7	А41-4	1420	»	29,4	1
АПВ 200-140	МЦ-8	А42-4	1420	КФС-9	41,6×2= =83,2	2
				КФС-11	54,6	1
АПВ 280-190	МЦ-10	А51-6	950	КФС-12	69,9	1

ПРИЛОЖЕНИЕ 27

ХАРАКТЕРИСТИКА АГРЕГАТА СТД-300М

Модель агрегата	Производительность по воздуху в *м³/ч*	Теплопроизводительность в *ккал/ч*		Электродвигатель		Штуцера, трубная резьба в дюймах	Вес в *кг*
		теплоноситель пар 2 *кг/см²*	теплоноситель вода T_1=130°С, T_2=70° С	мощность в *квт*	скорость вращения в *об/мин*		
СТД-300М	28 800	256 000	316 000	2,8	1420	1¼	720/1068

ЛИТЕРАТУРА

1. Каменев П. Н. и др. Отопление и вентиляция, ч. I. Стройиздат, 1965.
2. Каменев П. Н. Отопление и вентиляция, ч. II. Стройиздат, 1966.
3. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция, ч. I. «Высшая школа», 1963.
4. Белоусов В. В. и Михайлов Ф. С. Основы проектирования систем центрального отопления. Стройиздат, 1962.
5. Справочник проектировщика «Отопление, водопровод и канализация» Стройиздат, 1964.
6. Гусев Ю. Л. и Копьев С. Ф. Котельные установки и тепловые сети. Стройиздат, 1962.
7. Орлов А. И. Теплоснабжение и вентиляция. Стройиздат, 1957.
8. Киссин М. И. Отопление и вентиляция, ч. I. Стройиздат, 1955.
9. Бромлей М. Ф. и Щеглов В. П. Проектирование отопления и вентиляции производственных зданий. Стройиздат, 1965.
10. Лейв Ж. и др. Справочная книга по санитарной технике. Лениздат, 1966.
11. Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. Стройиздат, 1965.
12. Кострюков В. А. Отопление и вентиляция, ч. II. Стройиздат, 1965.
13. Сенатов И. Г. Санитарно-техническое оборудование предприятий общественного питания. Гос. изд-во торговой литературы, 1963.
14. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. «Высшая школа», 1965.
15. Копьев С. Ф. и Качанов Н. Ф. Основы теплогазоснабжения и вентиляции. Стройиздат, 1964.
16. Белоусов В. В. Отопление и вентиляция, ч. I. Стройиздат, 1967.
17. Гамбург П. Ю. Таблицы и примеры для расчета трубопроводов отопления и горячего водоснабжения. Госстройиздат, 1961.
18. Копьев С. Ф. Теплоснабжение. Госстройиздат, 1953.
19. Смухнин П. Н. и др. Курс отопления и вентиляции ВИА, 1961.
20. СНиП II-Г. 7-62. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.
21. СНиП II-А. 6-62. Строительная климатология и геофизика.
22. СНиП II-А. 7-62. Строительная теплотехника.
23. СНиП II-В. 6-62. Ограждающие конструкции.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Введение 3

Глава I. **Тепловой режим зданий** 7

§ 1. Метеорологические условия в помещении 7
§ 2. Основы теплопередачи 12
§ 3. Теплопередача через ограждения 15
§ 4. Теплоустойчивость ограждения 19
§ 5. Значения основных характеристик теплопередачи через ограждения 21
§ 6. Теплозащитные свойства ограждений 25
§ 7. Тепловлажностный режим ограждений 33
§ 8. Определение потерь тепла через отдельные ограждения, а также помещением и зданием 37

Глава II. **Основная классификация систем отопления** 48

§ 9. Виды систем отопления 48

Глава III. **Нагревательные приборы** 52

§ 10. Виды и конструкции нагревательных приборов 52
§ 11. Теплопередача нагревательного прибора 57
§ 12. Эквивалентный квадратный метр и показатель тепловой напряженности металла нагревательного прибора 65
§ 13. Выбор и установка нагревательных приборов в помещении 66
§ 14. Расчет необходимой поверхности нагревательных приборов 67
§ 15. Регулировка теплоотдачи нагревательных приборов . . . 74

Глава IV. **Системы водяного отопления** 76

§ 16. Классификация систем водяного отопления 76
§ 17. Разновидности систем водяного отопления 76
§ 18. Детали устройства систем водяного отопления 81
§ 19. Область применения систем водяного отопления 87
§ 20. Технико-экономические показатели различных видов систем водяного отопления 88

Глава V. **Расчет трубопроводов систем отопления** 90

§ 21. Циркуляционное давление в системах водяного отопления 90
§ 22. Гидравлический расчет трубопроводов систем водяного отопления 96
§ 23 Особенности гидравлического расчета трубопроводов однотрубных систем водяного отопления 112

Глава VI. **Системы парового отопления** 117

§ 24 Принцип работы системы парового отопления 117
§ 25. Классификация систем 118
§ 26. Виды устройств парового отопления низкого давления . . 118
§ 27. Методика расчета систем парового отопления низкого давления 121
§ 28. Понятие о системах парового отопления высокого давления 127
§ 29. Методика расчета трубопроводов парового отопления высокого давления 131

Стр.

Глава VII. **Панельно-лучистое отопление** 134
§ 30. Расположение панелей в помещении 136
§ 31. Особенности тепловой обстановки в помещении при панельно-лучистом отоплении 137
§ 32. Особенности режима работы и схемы трубопроводов панельно-лучистых систем 139

Глава VIII. **Воздушное отопление** 142
§ 33. Классификация систем воздушного отопления. Виды устройства, достоинства и недостатки 142
§ 34. Применение систем 143
§ 35. Расчет воздушных систем отопления 144

Глава IX. **Котлы и компоновка котельных установок** 151
§ 36. Современные конструкции отопительных котлов 151
§ 37. Дымовые трубы и борова 156
§ 38. Предохранительные приспособления 157
§ 39. Определение годового расхода топлива 159
§ 40. Размещение котлов и основного оборудования в котельных 159

Глава X. **Теплоснабжение** 162
§ 41. Централизованное теплоснабжение от районных котельных и ТЭЦ 162
§ 42. Схемы тепловых сетей 163
§ 43. Способы прокладки теплопроводов 164
§ 44. Присоединение потребителей к тепловым сетям 167
§ 45. Оборудование тепловых вводов 169

Глава XI. **Монтаж и эксплуатация систем отопления** 174
§ 46. Основные методы организации монтажных работ 174
§ 47. Испытание систем отопления 174
§ 48. Эксплуатация систем отопления 176

Глава XII. **Свойства воздуха и процессы изменения его состояния** 178
§ 49. Воздух и его свойства 178
§ 50. Процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха 183

лава XIII. **Определение воздухообмена** 192
§ 51. Вредные выделения и предельно допустимые концентрации их в помещениях 192
§ 52. Определение необходимых воздухообменов 198

Глава XIV. **Основные виды вентиляции** 203
§ 53. Классификация систем вентиляции 203
§ 54. Конструктивное оформление систем вентиляции 205

Глава XV. **Системы естественной вентиляции и их расчет** 214
§ 55. Виды устройства 214
§ 56. Метод расчета 215

Глава XVI. **Системы механической вентиляции и их расчет** . . . 222
§ 57. Особенности устройства 222
§ 58. Метод расчета 224

Глава XVII. **Оборудование систем вентиляции для очистки подаваемого и извлекаемого воздуха и для его нагревания** 230
§ 59. Обеспыливающие устройства 230
§ 60. Устройства для нагревания воздуха 235

Стр.

Глава XVIII. **Виды систем кондиционирований воздуха и их устройство** 243
§ 61. Классификация систем кондиционирования воздуха . . . 244
§ 62. Центральные системы кондиционирования 245
§ 63. Местные кондиционеры 253
§ 64. Регулирование установок кондиционирования воздуха . . 256

Глава XIX. **Монтаж, испытание, регулирование и эксплуатация систем вентиляции** 263
§ 65. Организация монтажных работ 263
§ 66. Применяемая для испытаний контрольно-измерительная аппаратура 265
§ 67. Эксплуатация систем вентиляции 271

Приложения 273

Литература 300

Богословский Вячеслав Николаевич,
Щеглов Владимир Порфирьевич

ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

* * *

Стройиздат
Москва, К-31, Кузнецкий мост, д. 9

* * *

Редактор издательства *И. М. Замышляева*
Внешнее оформление художника *Н. Власика*
Технический редактор *Д. М. Касимов*
Корректоры *С. Г. Левашова, Л. С. Лелягина*

Сдано в набор 4/IX 1969 г. Подп. к печати 25/III 1970 г.
Т-04235 Формат бумаги 60×90¹/₁₆ д. л. 9,5 бум. л.
19 печ. л. (19,3 уч.-изд. л.)
Тираж 30 000 экз. Изд. № AI-356 Зак. тип. 621
Цена 87 коп.

Московская типография № 4 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Б. Переяславская, 46