628.81
О-66

А. И. ОРЛОВ
ДОЦ. КАНД. ТЕХН. НАУК

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ
И
ВЕНТИЛЯЦИЯ

Допущено
Министерством высшего образования СССР
в качестве учебника
для инженерно-строительных вузов и факультетов
(кроме специальности «Теплоснабжение
и вентиляция»)

36895

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО ЛИТЕРАТУРЫ
ПО СТРОИТЕЛЬСТВУ И АРХИТЕКТУРЕ
Москва—1951

Рецензенты: проф. *С. В. Ульянинский* и кафедра отопления и вентиляции Московского инженерно-строительного института им. В. В. Куйбышева

Редактор—доц. *В. А. Туркус*

В книге изложены основные сведения по печному и центральному отоплению, вентиляции, теплоснабжению и газоснабжению в объеме, необходимом для инженерно-строительных вузов и факультетов (кроме специальности «Теплоснабжение и вентиляция»).

В книге освещаются также вопросы монтажа, приемки и эксплоатации отопительно-вентиляционных систем.

Последняя—пятая часть книги, предназначенная для специальности «Городское строительство», посвящена вопросу теплоснабжения и вентиляции бань и прачечных.

Книга предназначается в качестве учебника для строительных вузов по курсу «Теплоснабжение и вентиляция».

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 5

Введение 6

Часть первая. Отопление

Глава I. Общие сведения 13

§ 1. Потери тепла зданием 13
§ 2. Теплоустойчивость помещений 28
§ 3. Классификация отопительных систем 31

Глава II. Печное отопление 36

§ 4. Классификация и основные типы современных печей . . . 36
§ 5. Расчет печей 50
§ 6. Размещение и кладка печей и дымовых труб 56

Глава III. Центральное отопление 64

§ 7. Котлы и котельные установки . . . . . —
§ 8. Нагревательные приборы центральных систем отопления . . 81
§ 9. Арматура и трубопроводы 88
§ 10. Водяное отопление 93
§ 11. Паровое отопление 115
§ 12. Воздушное отопление 124
§ 13. Особые приемы отопления зданий 129

Часть вторая. Вентиляция

Глава IV. Общие сведения 136

§ 14. Воздух и его свойства 136
§ 15. Источники загрязнения воздуха в закрытых помещениях . . 140
§ 16. Методы оздоровления воздушной среды 143
§ 17. Приемы определения количества вредностей и воздухообмена в закрытых помещениях 157

Глава V. Обработка воздуха 169

§ 18. Нагревание воздуха . . . . . —
§ 19. Увлажнение, осушка и охлаждение воздуха 174
§ 20. Очистка воздуха от пыли 179

Глава VI. Перемещение воздуха 192

§ 21. Побуждение движения воздуха. Вентиляторы и дефлекторы . . 192
§ 22. Аэрация 200
§ 23. Системы вентиляции с перемещением воздуха по трубам и каналам 211

Часть третья. **Теплоснабжение и газоснабжение**

Глава VII. Районное теплоснабжение 233

§ 24. Сущность централизованного районного теплоснабжения . . 233
§ 25. Тепловые сети 240
§ 26. Абонентские вводы 249
§ 27. Горячее водоснабжение 253

Глава VIII. Газоснабжение 262

§ 28. Сущность газоснабжения 262
§ 29. Наружные газовые сети 265
§ 30. Газовое оборудование и внутридомовые газопроводы . . . 269

Часть четвертая. **Монтаж, приемка и эксплоатация отопительно-вентиляционных систем**

Глава IX. Монтаж систем отопления и вентиляции . . 281

§ 31. Общие сведения по монтажу систем отопления 281
§ 32. Общие сведения по монтажу систем вентиляции 287
§ 33. Методы производства монтажных работ 293

Глава X. Приемка в эксплоатацию 296

§ 34. Общие сведения . . . . . —
§ 35. Предварительная приемка оборудования 302
§ 36. Окончательная приемка оборудования 304

Глава XI. Эксплоатация оборудования 306

§ 37. Общие сведения 306
§ 38. Центральное отопление 307
§ 39. Вентиляция 310

Часть пятая. **Теплоснабжение и вентиляция городских бань и прачечных**

§ 40. Общая и теплотехническая характеристика зданий бань и прачечных 311
§ 41. Теплоснабжение 316
§ 42. Отопление 317
§ 43. Вентиляция 320
§ 44. Горячее водоснабжение 324

Приложения 329

Использованная литература 357

ПРЕДИСЛОВИЕ

Учебник предназначен для строительных факультетов инженерно-строительных вузов.

В учебник включены все вопросы, предусмотренные программами Министерства высшего образования СССР по дисциплине «Теплоснабжение и вентиляция» для специальностей инженерно-строительных вузов и факультетов (кроме специальности «Теплоснабжение и вентиляция»).

В соответствии с учебными планами дисциплина «Теплоснабжение и вентиляция» должна изучаться после следующих дисциплин, знание которых необходимо для усвоения материала данного учебника: физика, теплотехника, архитектура, гидравлика.

Подготовка студентов по указанным выше дисциплинам позволяет дать достаточно глубокое освещение основных вопросов техники теплоснабжения и вентиляции в объеме, необходимом для каждого инженера перечисленных выше специальностей.

В разработке учебника приняли участие: доц. канд. техн. наук Н. Ф. Нестерович (автор § 24—27) и ассистент Т. В. Островидова (автор § 40, 42, 43 и рис. 188).

Автор выражает благодарность рецензентам и всему составу экспертной комиссии Главного управления строительных вузов Министерства высшего образования СССР за их ценные замечания по отдельным вопросам и по всей рукописи в целом.

ВВЕДЕНИЕ

Теплоснабжение и вентиляция представляют собой одну из важнейших отраслей техники, неразрывно связанную с общестроительной техникой. Выдающиеся русские зодчие и строители XVIII и XIX вв., сооружения которых до наших дней охраняются как замечательные памятники инженерного искусства и архитектуры, отлично владели техникой отопления и вентиляции и много сделали для ее прогресса.

Зодчий Н. Н. Львов был автором первого в России (1795 г.) оригинального труда по отопительно-вентиляционной технике. Архитектор И. И. Свиязев считается основоположником теории расчета и конструирования печного отопления (1867 г.). Архитектор и гражданский инженер С. Б. Лукашевич является автором первых в России систематических курсов по строительной механике и по отоплению и вентиляции (1880 г.).

Великая Октябрьская социалистическая революция создала особо благоприятные условия для подлинного расцвета науки и техники в СССР.

Введенный советским государством Кодекс законов о труде обязал все предприятия и учреждения принимать необходимые меры к устранению вредных условий работы, предупреждению несчастных случаев и к содержанию рабочего места в хорошем санитарно-гигиеническом состоянии. Уже в первые годы восстановительного периода ни одно предприятие не могло быть открыто, пущено в эксплоатацию или переведено в другое помещение без разрешения Инспекции труда. Громадная роль в созда-

нии нормальных условий труда на восстанавливаемых и новых фабриках и заводах выпала на долю отопительно-вентиляционной техники, так как фабрики и заводы дореволюционной России, как правило, совершенно не были оборудованы вентиляцией. Известно, например, что до 1917 г. в Москве и Московской губернии насчитывалось лишь 136, а в Петербурге только 34 установки по промышленной вентиляции. Не лучше было состояние отопительно-вентиляционного оборудования и в городских зданиях. Даже в столичных городах царской России, Петербурге и Москве, в жилых домах, как правило, применялось печное отопление.

Осуществление гениальной ленинско-сталинской политики социалистической индустриализации страны и коллективизации сельского хозяйства, рост городов, рост культуры советского народа, организация широкой сети строительных вузов и научно-исследовательских учреждений создали все условия для бурного прогресса новой советской техники теплоснабжения и вентиляции.

Располагая неограниченными возможностями для научно-исследовательской и практической работы, советские специалисты достигли значительных успехов и во многом далеко опередили зарубежную технику теплоснабжения и вентиляции.

Наши достижения были особенно ярко продемонстрированы на специальном совещании по жилищно-гражданскому строительству, строительным материалам и проектно-изыскательским работам, проведенном МК ВКП(б) в январе 1951 г., на котором обсуждались наиболее рациональные методы возведения в Москве высотных и многоэтажных жилых и общественных зданий, оборудуемых новейшими системами освещения, теплоснабжения, газоснабжения и вентиляции, горячим водоснабжением, пылесосами, мусоропроводами и лифтами с максимальным применением автоматики.

В высотных зданиях, в том числе и во вновь строящемся грандиозном здании Московского университета им. М. В. Ломоносова, предусматриваются для ряда помещений и лабораторий автоматически действующие установки, которые будут создавать в них искусственный климат независимо от времени года. Эти установки, оснащенные новейшей советской техникой, дадут возможность проводить такого рода научные исследования, которые откроют новые горизонты для дальнейшего про-

гресса советской науки и техники. Созыв январского совещания в МК ВКП(б) служит новым проявлением повседневной заботы партии, правительства и товарища Сталина о всемерном улучшении культурно-бытовых условий жизни трудящихся, о развитии науки и техники в СССР.

Техника теплоснабжения и вентиляции так быстро развивается, что в наше время уже нельзя требовать от специалистов-строителей и архитекторов исчерпывающих знаний столь большой области техники во всех ее разновидностях. Однако взаимная связь между техникой теплоснабжения и вентиляции, с одной стороны, и общестроительной техникой, с другой, не только не исчезает, а, наоборот, становится еще более тесной, еще более необходимой для правильного решения комплекса вопросов фабрично-заводского, городского и колхозного строительства.

Повседневно сталкиваясь с вопросами техники теплоснабжения и вентиляции в возводимых в натуре и проектируемых зданиях и сооружениях и активно участвуя в разрешении этих вопросов, каждый инженер-строитель и архитектор должен быть вооружен знаниями основ этой техники, должен ясно представлять себе современное ее состояние и перспективы дальнейшего развития.

Ни одно здание независимо от его назначения и места постройки не может быть принято в эксплоатацию без соответствующего отопительно-вентиляционного оборудования. Это оборудование необходимо для создания наиболее благоприятных условий жизни и деятельности человека, для обеспечения нормального срока эксплоатации самого здания и отдельных его строительных конструкций, а в производственных зданиях — для нормального хода технологического процесса.

Русская техника отопления и вентиляции всегда отличалась ярко выраженной самобытностью. Вся история развития этой техники еще в дореволюционной России свидетельствует о могучих творческих силах русского народа.

Русские мастеровые люди уже в XVIII столетии овладели вершинами самобытного печного искусства. Это искусство перенималось передовыми странами Западной Европы.

Великий русский ученый Михаил Васильевич Ломоносов является основоположником современной общепризнанной теории гравитационного движения воздуха и газов в каналах и трубах

Работы Ломоносова позволили русским ученым научно обосновать теорию расчета систем воздушного отопления и вентиляции и разработать совершенно оригинальные конструкции этих систем.

Можно привести очень много примеров, неопровержимо свидетельствующих о передовой роли русских ученых и русского народа в общем прогрессе отопительно-вентиляционной техники, начиная с XVIII столетия и до наших дней.

У нас в России (1795 г.) были впервые установлены принципы вентилирования помещений через неплотности наружных ограждений под влиянием теплового и ветрового давления.

В 1799 г. Н. А. Львов значительно раньше ученых Западной Европы указал правильные принципы устройства воздушного отопления зданий.

Всемирную известность получил центробежный вентилятор повышенного давления, сконструированный в 1832 г. русским ученым генерал-майором А. А. Саблуковым.

В середине прошлого столетия оригинальные системы огневоздушного отопления Аммосова, Свиязева, Быкова, Войницкого получили широкое распространение в странах Западной Европы.

Печных дел мастер Давыдов (1874 г.) и инж. Лешевич (1875 г.) впервые осуществили оригинальную систему водяного отопления отдельной квартиры от котелка, вмазанного в кухонный очаг. Сейчас такие системы широко применяются во всех странах.

В 1905 г. инж. В. А. Яхимович изобрел и затем многократно осуществил в натуре систему отопления, которая в наши дни известна во всех странах под названием лучистого и панельного отопления.

В дореволюционной России имелись достойные подражания образцы совершенно оригинальных устройств отопления и вентиляции отдельных крупных зданий, а также образцовые установки по теплоснабжению из одного центра значительного числа зданий, как, например, больницы им. Мечникова (17 корпусов) или учебных корпусов Политехнического института (постройки 1902 г.) в Петербурге и др.

Однако творческие силы русского народа во всех областях науки и техники могли получить надлежащее развитие только после Великой Октябрьской социалистической революции.

Развернувшаяся после Великой Октябрьской социалистической революции подготовка кадров по отопительно-вентиляционной технике в СССР связана с именами советских ученых проф. В. М. Чаплина и проф. Б. М. Аше, воспитавших многие сотни высококвалифицированных специалистов. Им принадлежат капитальные труды и стабильные учебники по отоплению и вентиляции для вузов.

Школа проф. Чаплина оказала большое влияние на развитие отопительно-вентиляционной техники в СССР.

Реконструкция и благоустройство городов и в первую очередь городских предместий, строительство крупных центров советской промышленности с новыми рабочими поселками и городами, бурный рост всех видов жилищно-коммунального строительства открыли широкие перспективы развития в СССР строительной физики, строительной теплотехники и техники теплоснабжения и вентиляции.

Работы советских ученых О. Е. Власова по теплоустойчивости строительных ограждений и В. Д. Мачинского по общим вопросам строительной теплотехники со всей убедительностью доказали неразрывную связь между современной общестроительной техникой и техникой отопления и вентиляции зданий.

Труды О. Е. Власова по теплоустойчивости ограждений дали возможность Л. А. Семенову разработать новую теорию расчета печного отопления жилых и общественных зданий.

За годы Сталинских пятилеток в нашей стране была создана и получила широкое развитие новая отрасль вентиляционной техники — промышленная вентиляция, имеющая основной целью оздоровление воздушной среды и борьбу с производственными вредностями на заводах и фабриках.

В капиталистических странах владельцы фабрик и заводов считают совершенно излишним проявление какой-либо заботы о здоровье и охране труда рабочих.

«Промышленной вентиляцией» там называют устройства, при помощи которых достигаются лишь наиболее благоприятные условия для технологических процессов, например, повышение влажности и температуры воздуха в текстильных предприятиях для улучшения качества пряжи или тканей и т. п. Очень часто такая «промышленная вентиляция» еще более ухудшает и без того плохие общие санитарно-гигиенические условия труда рабочих.

Бурное развитие у нас техники промышленной вентиляции служит ярким выражением повседневной заботы партии, правительства и товарища Сталина о всемерном улучшении условий жизни и труда советских граждан.

Проявлением той же заботы об улучшении условий труда и быта советских граждан служит развитие тепло- и газоснабжения и теплофикации городов и промышленных центров СССР.

Протяженность наших тепловых сетей, т. е. подземных трубопроводов, по которым горячая вода или пар транспортируются для целей теплоснабжения городских и промышленных зданий, измеряется сейчас тысячами километров.

По темпам развития теплофикации и по общей протяженности наружных тепловых сетей СССР занимает первое место в мире. Советские ученые создали стройную научно обоснованную теорию теплофикации, разработали оригинальные методы проектирования и расчета тепловых сетей, овладели техникой управления сложным тепловым хозяйством городов.

К 1947 г. экономия от теплофикации превысила 1,5 млн. *т* условного топлива в год, что составляет около 150 тыс. вагонов натурального угля и торфа.

Большие заслуги в разрешении сложных проблем советской теплофикации имеют пионеры этой области техники проф. В. В. Дмитриев и инж. Л. Л. Гинтер, а также много других советских инженеров и техников, работающих в научно-исследовательских институтах и лабораториях, в проектных и производственных организациях Советского Союза. Развитие теплофикации не только служит показателем достижений нашей советской науки и техники но еще и еще раз свидетельствует о неоспоримых преимуществах социалистической структуры народного хозяйства. При капиталистическом строе с его частной собственностью на землю и средства производства совершенно исключается возможность планового развития теплофикации городов.

Новая отрасль советской промышленности — газовая промышленность — уже занимает видное место в топливно-энергетическом хозяйстве СССР. Газоснабжение блестяще разрешает проблему борьбы с задымленностью городов и промышленных центров. Газ прочно вошел в быт не только жителей Москвы, Ленинграда, Киева, Львова, Саратова и многих других крупных городов Советского Союза, но и проникает уже в рабочие поселки и колхозы, прилегающие к трассам магистральных газо-

проводов, протяженность которых измеряется тысячами километров.

Огромное развитие газоснабжения ставит перед специалистами теплогазоснабжения, вентиляции и отопления новые проблемы, быстрейшее разрешение которых в значительной мере зависит от непосредственного участия в этой работе инженеров промышленного и гражданского строительства, инженеров и архитекторов, занимающихся вопросами планировки, строительства и благоустройства городов, промышленных площадок, колхозных центров и других населенных мест СССР.

Еще более тесного содружества работников науки и техники требуют исторические решения правительства о великих стройках коммунизма на Волге, Аму-Дарье, Днепре и на Дону. Строительство этих гигантских сооружений свидетельствует о возрастающих темпах развития нашей промышленности и сельского хозяйства, об экономической мощи Советского государства и настоятельно требует дальнейшего прогресса всех отраслей науки и техники в СССР.

Громадные достижения советской науки и техники теплоснабжения и вентиляции могут быть осознаны лишь в процессе их глубокого изучения. Поэтому более подробные сведения о наших достижениях в этой области техники даются в соответствующих разделах учебника.

Часть первая

ОТОПЛЕНИЕ

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1. ПОТЕРИ ТЕПЛА ЗДАНИЕМ

В холодное время года здание теряет тепло через наружные ограждения, т. е. через строительные конструкции, отделяющие отапливаемые помещения от воздушной среды с более низкой температурой.

Рассмотрим более подробно процесс перехода тепла через строительную конструкцию в виде плоской стенки (рис.1).

Обозначим температуру воздуха с внутренней стороны стенки через $t_в$ и с наружной стороны через $t_н$. Если $t_в > t_н$, то тепловой поток будет иметь направление справа налево, как указано на чертеже стрелкой, причем очевидно, что температура внутренней поверхности стены t_1 всегда будет несколько ниже температуры $t_в$, а температура наружной поверхности стены t_2 — выше, чем температура $t_н$.

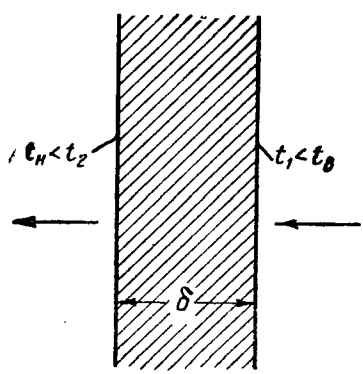


Рис. 1

Количество тепла, воспринимаемого в единицу времени (1 час) внутренней плоскостью стены, будет пропорционально поверхности стены F в $м^2$, разности температур $t_в - t_1$ (в градусах) и коэфициенту теплоперехода $\alpha_в$ в *ккал/час м² град*, характеризующему условия передачи тепла от окружающей среды к внутренней поверхности стены.

Аналитически количество тепла, воспринимаемого внутренней плоскостью стены, может быть выражено уравнением

$$Q_1 = \alpha_в F (t_в - t_1) \quad ккал/час$$

или

$$\frac{1}{\alpha_в} \frac{1}{F} Q_1 = t_в - t_1. \qquad (1)$$

Величина, обратная коэфициенту теплоперехода $\alpha_в$, т. е. $\frac{1}{\alpha_в}$ *м² град час/ккал,* называется коэфициентом сопротивления теплопереходу от окружающей среды к внутренней поверхности стены.

Второй этап перехода тепла (через толщу стены) характеризуется коэфициентом теплопроводности λ *ккал/час м град* и толщиной δ *м* каждого материального слоя стены.

Количество тепла, проходящего через толщину стены, состоящей из однородного материала, будет равно:

$$Q_2 = \frac{\lambda}{\delta} F(t_1 - t_2) \text{ ккал/час} \qquad (2а)$$

или

$$\frac{\delta}{\lambda} \frac{1}{F} Q_2 = t_1 - t_2 . \qquad (2б)$$

Величина $\frac{\delta}{\lambda}$ *час м² град/ккал* представляет собой сопротивление теплопроницанию материального слоя стены. Это сопротивление возрастает с увеличением толщины стены δ и уменьшением коэфициента теплопроводности λ материала стены.

Если стена состоит из нескольких материальных слоев, то сопротивление теплопроницанию такой стены будет равно сумме сопротивлений всех ее материальных слоев ($\Sigma \frac{\delta}{\lambda}$). Равным образом необходимо учитывать также сопротивление теплопроницанию всех воздушных прослойков ($\Sigma \frac{1}{\Delta}$), если таковые имеются в рассматриваемой строительной конструкции.

Таким образом, уравнение (2б) в общем виде может быть представлено:

$$\left(\sum \frac{\delta}{\lambda} + \sum \frac{1}{\Delta}\right) \frac{1}{F} Q_2 = t_1 - t_2 . \qquad (2)$$

Количество тепла, переходящего от наружной плоскости стены к воздуху, можно определить из выражения:

$$Q_3 = \alpha_н F(t_2 - t_н) \text{ ккал/час},$$

где $\alpha_н$ — коэфициент теплоперехода от наружной поверхности стены к окружающей среде в *ккал/час м² град*

Это выражение можно также написать в виде:

$$\frac{1}{\alpha_н} \frac{1}{F} Q_3 = t_2 - t_1 \text{ град} . \qquad (3)$$

Величина $\frac{1}{\alpha_н}$ называется коэфициентом сопротивления теплопереходу от наружной поверхности стены к окружающей среде.

В подавляющем большинстве случаев подсчет потерь тепла через наружные ограждения производится в предположении, что температуры $t_в, t_1, t_2$ и t (см. рис. 1) остаются постоянными, т. е. имеется установившийся тепловой поток. При установившемся тепловом потоке количества тепла Q_1, Q_2 и Q_3 в *ккал/час* будут равны между собой.

Учитывая это и складывая левые и правые части уравнений (1), (2) и (3), получим:

$$\left(\frac{1}{\alpha_в} + \sum\frac{\delta}{\lambda} + \sum\frac{1}{\Delta} + \frac{1}{\alpha_н}\right)\frac{1}{F}Q = t_в - t_н . \qquad (4)$$

Выражение в скобках в левой части уравнения (4) представляет собой общее сопротивление перехода тепла от одной воздушной среды к другой через многослойную плоскую строительную конструкцию. Это общее сопротивление теплопереходу принято обозначать через R (в *час м² град/ккал*) и рассматривать как величину, обратную коэфициенту теплопередачи k (в *ккал/час м² град*), т. е.

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_в} + \sum\frac{\delta}{\lambda} + \sum\frac{1}{\Delta} + \frac{1}{\alpha_н} \quad ккал/час\ м^2\ град . \qquad (5)$$

Следовательно, уравнение (4) можно представить в виде:

$$\frac{1}{k}\frac{1}{F}Q = t_в - t_н \quad град$$

или

$$Q = kF(t_в - t_н) \quad ккал/час . \qquad (6)$$

Уравнение (6) является основным для подсчета потерь тепла через наружные ограждения отапливаемых помещений.

Для наружных ограждений стандартной конструкции значение коэфициента теплопередачи k можно взять из официальной (ОСТ 90008-39) или справочной и учебной литературы по отопительной технике.

В табл. I приложения даны значения коэфициентов k для некоторых строительных конструкций. Для нестандартных конструкций коэфициент k приходится подсчитывать по уравнению (5), причем значение коэфициентов теплоперехода $\alpha_в$ и $\alpha_н$ для различных наружных ограждений могут быть взяты по

данным рис. 2, коэфициенты теплопроводности λ —по табл. II приложения, а сопротивление теплопроницанию воздушной прослойки $\frac{1}{\Delta}$ —по табл. III приложения.

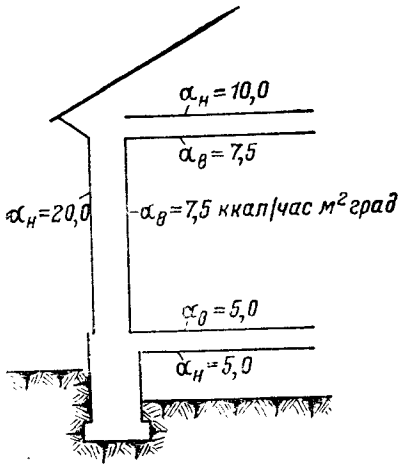


Рис 2

Пример 1. Определить коэфициент теплопередачи для чердачного перекрытия, изображенного на рис. 3.

В сечении *1—1* перекрытия тепловой поток преодолевает сопротивление теплопроницанию шести материальных слоев, порядковые номера которых указаны на рисунке, и, кроме того, сопротивление воздушной прослойки толщиной 40 *мм*.

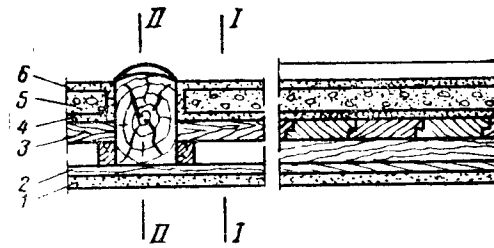


Рис. 3

Для сечения *1—1* уравнение (5) переписываем в следующем виде:

$$R_1 = \frac{1}{k_1} = \frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \ldots + \frac{\delta_6}{\lambda_6} + \frac{1}{\Delta} + \frac{1}{\alpha_н}. \qquad (а)$$

По рис. 2 находим значение $\alpha_в = 7{,}5$ *ккал/час м² град* и $\alpha_н = 10{,}0$ *ккал/час м² град.*

Из табл. II приложения находим значение коэфициентов теплопроводности материальных слоев, входящих в рассматриваемую конструкцию перекрытия:

первый слой ($\delta_1 = 0{,}02$ *м*)
штукатурка по драни $\lambda_1 = 0{,}45$ *ккал/час м град*

второй слой ($\delta_2 = 0{,}02$ *м*)
подшивка $\lambda_2 = 0{,}12$ *ккал/час м град*

третий слой ($\delta_3 = 0{,}035$ *м*)
дощатый настил $\lambda_3 = 0{,}12$ *ккал/час м град*

четвертый слой ($\delta_4 = 0{,}015$ *м*)
смазка глиношлаковая $\lambda_4 = 0{,}45$ *ккал/час м град*

пятый слой ($\delta_5 = 0{,}2$ *м*)
засыпка котельным шлаком $\lambda_5 = 0{,}25$ *ккал/час м град*

шестой слой ($\delta_6 = 0{,}015$ *м*)
смазка глиношлаковая $\lambda_6 = 0{,}45$ *ккал/час м град.*

Из табл. III приложения находим сопротивление теплопроницанию воздушной прослойки толщиной 4 *см* при потоке тепла снизу вверх:

$$\frac{1}{\Delta} = 0{,}18 \text{ ккал/час м}^2 \text{ град}$$

Подставляя все эти данные в уравнение (а), получим

$$R_{\text{I}} = \frac{1}{k_{\text{I}}} = \frac{1}{7{,}5} + \frac{0{,}02}{0{,}45} + \frac{0{,}02}{0{,}12} + \frac{0{,}035}{0{,}12} + \frac{0{,}015}{0{,}45} + \frac{0{,}2}{0{,}25} + \frac{0{,}015}{0{,}45} + \frac{1}{10} = 1{,}61 \text{ час м}^2 \text{ град/ккал};$$

отсюда

$$k_{\text{I}} = \frac{1}{1{,}61} = 0{,}62 \text{ ккал/час м}^2 \text{ град}.$$

В сечении *II—II* тепловой поток преодолевает сопротивление теплопроницанию лишь трех материальных слоев, а именно: штукатурки по драни, подшивки и балки ($\delta = 0{,}30$ *м*).

Общее сопротивление теплопередачи для сечения *II—II* будет равно:

$$R_{\text{II}} = \frac{1}{k_{\text{II}}} = \frac{1}{7{,}5} + \frac{0{,}02}{0{,}45} + \frac{0{,}02}{0{,}12} + \frac{0{,}30}{0{,}12} + \frac{1}{10} = 2{,}93 \text{ час м}^2 \text{ град/ккал};$$

следовательно:

$$k_{\text{II}} = \frac{1}{2{,}93} = 0{,}31 \text{ ккал/час м}^2 \text{ град}.$$

Чтобы не подсчитывать потери тепла через площадь перекрытия, занимаемую балками, и отдельно через конструкцию между балками, можно определить среднее значение коэфициента k по выражению:

$$k = \frac{k_{\text{I}} F_{\text{I}} + k_{\text{II}} F_{\text{II}}}{F_{\text{I}} + F_{\text{II}}} \text{ ккал/час м}^2 \text{ град}, \qquad (б)$$

где F_{I} и F_{II} — площади, соответствующие значениям k_{I} и k_{II}.

В нашем примере при расстоянии между осями балок 1,1 *м* (максимально допустимое) на каждый погонный метр длины балки получим площадь

$$F_{\text{I}} = 0{,}2 \cdot 1 = 0{,}2 \text{ м}^2 \text{ и } F_{\text{II}} = (1{,}1 - 0{,}2)\,1 = 0{,}9 \text{ м}^2,$$

следовательно:

$$k = \frac{0{,}34 \cdot 0{,}2 + 0{,}62 \cdot 0{,}9}{1{,}1} = 0{,}57 \text{ ккал/час м}^2 \text{ град}.$$

Для различных климатических районов и различных по назначению помещений отапливаемого здания теплотехнические требования к строительным конструкциям будут различны.

Одно из главнейших требований строительной теплотехники сводится во всех случаях к выбору таких наружных ограждений, которые предотвращали бы возможность выпадения конденсата из воздуха помещения на внутренних поверхностях этих ограждений, т. е. чтобы температура t_1 (см. рис. 1) всегда была несколько выше температуры точки росы водяных паров, находящихся в воздухе помещения.

Очевидно, что температура t_1 внутренней поверхности ограждения непосредственно зависит от коэфициента теплопередачи k и от значения температур воздуха с той и с другой стороны ограждения ($t_в$ и $t_н$), а температура точки росы зависит от температуры $t_в$ и относительной влажности φ внутреннего воздуха.

Учитывая это, можно составить таблицы или графики, которые позволят быстро определить максимальное значение коэфициента теплопередачи наружного ограждения в зависимости от местных условий, и затем подобрать конструкцию самого ограждения.

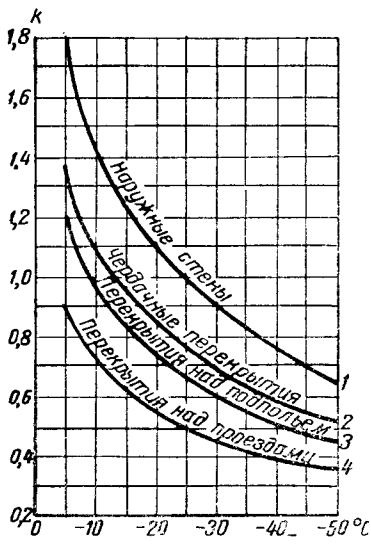


Рис. 4

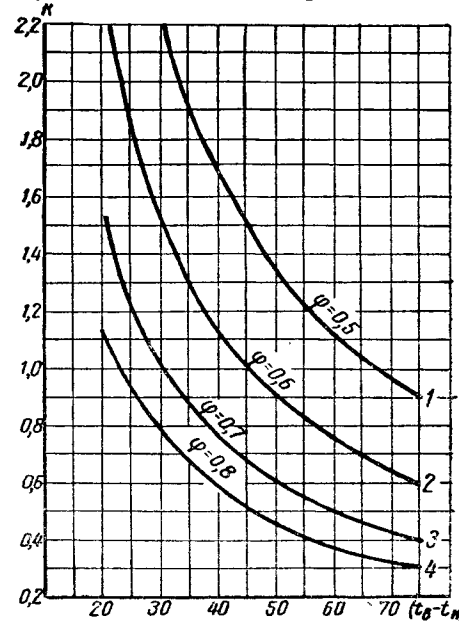


Рис. 5

На рис. 4 даны максимальные значения коэфициента теплопередачи k (по ОСТ 90008-39) в зависимости от наружной расчетной температуры $t_н$ для жилых и общественных зданий, в которых относительная влажность обычно колеблется в пределах $\varphi = 0{,}5 \div 0.6$*.

Для промышленных зданий коэфициент теплопередачи k наружных ограждений можно определить по рис. 5 в зависимости от расчетной разности температур $(t_в - t_н)$ и фактической относительной влажности (φ) внутреннего воздуха.

Например, изображенное на рис. 3 перекрытие, коэфициент теплопередачи которого равен k=0,57 *ккал/час м² град*, можно применить для промышленного здания (рис. 5) при $t_в - t_н$ =40° и φ =80% или при $t_в - t_н$=54° и φ =70%, а для жилого и общественного здания (рис. 4) при $t_н$= —38°.

* При меньшем значении относительной влажности допускается увеличение коэфициентов k (см. рис. 4), но не более чем на 15%. Это объясняется санитарно-гигиеническими соображениями, не допускающими слишком большой разницы между температурой помещения и температурами внутренних ограждений. В частности, по отношению к поверхности пола указанная разница температур не должна превышать 3°, так как в противном случае пол помещения будет казаться слишком холодным.

Расчетная наружная температура $t_н$, входящая в основное уравнение (6), выбирается в соответствии с действующими официальными нормами. В настоящее время эта температура принимается по ОСТ 90008-39 (табл. IV приложения), где она подсчитана по эмпирической формуле проф. В. М. Чаплина:

$$t_н = 0{,}4\, t_{сх} + 0{,}6\, t_{ам}. \qquad (7)$$

Здесь $t_{сх}$ — средняя температура наиболее холодного месяца за последние 10 лет;

$t_{ам}$ — абсолютно минимальная температура в данной местности.

Позднейшие исследования советских специалистов показали, что расчетная наружная температура $t_н$ должна определяться на основании более глубоких теоретических соображений.

Расчетная внутренняя температура помещения $t_в$ также нормирована и принимается в зависимости от назначения помещения согласно табл. V приложения.

В тех случаях, когда строительная конструкция отделяет рассматриваемое помещение от какого-либо другого помещения, температура которого не поддается определению, но заведомо несколько выше, чем $t_н$, приходится при пользовании формулой (6) вводить соответствующий поправочный коэфициент к расчетной разности температур $(t_в - t_н)$ а именно:

а) для чердачного перекрытия при железной кровле — 0,8, при черепичной или шиферной кровле—0,75 и при гольщементной кровле — 0,7;

б) для перекрытий над холодными подвалами без окон или над подпольем—0,5, а над подвалами с окнами—0,6;

в) для стен и перегородок, граничащих с неотапливаемыми не сообщающимися с наружным воздухом помещениями поправочный коэфициент принимают равным 0,4, а при помещении, сообщающемся с наружным воздухом (например, лестничные клетки, тамбуры и т. п.),—0,7.

Ввиду приближенного значения приведенных выше поправочных коэфициентов, а также вследствие наличия других факторов, влияющих на точность подсчетов, на практике обычно пренебрегают потерями тепла через ограждение в тех случаях, когда разность температур воздуха с той и другой сторон ограждения не превышает 5°.

Обмер тепловоспринимающей поверхности F (в $м^2$) [уравнение (6)] производится также с соблюдением определенных правил, а именно: размеры окон и дверей берутся по наименьшему строительному проему в стене [$l_1 \times l_2$ (рис. 6)], размеры полов и потолков определяются между осями внутренних стен и от внутренней поверхности наружной стены до оси противоположной внутренней стены [$l_3 \times l_4$ (рис. 6)]. Следовательно, в результате подсчета потерь тепла по всему этажу будет

учтена площадь, ограниченная внутренним периметром наружных стен здания.

Поверхность наружных стен замеряется таким образом, чтобы при подсчете потерь тепла по всему зданию была учтена длина всего периметра здания по наружному обмеру, а высота — от нижней поверхности перекрытия над подвалом до верха засыпки на чердаке, т. е. вся так называемая строительная высота здания.

Исходя из этого правила, длину наружных стен в отдельных помещениях измеряют между осями внутренних поперечных стен, а для угловых помещений—от внешней грани наружной стены до оси внутренней стены l_5 (рис. 6).

Высота стены в отдельных помещениях измеряется: для промежуточных этажей — от отметки чистого пола помещений до отметки чистого пола вышерасположенного этажа, а для верхнего этажа — до верха засыпки на чердаке; высота стены нижнего этажа принимается с учетом толщины перекрытий над подвалом или подпольем l_6 (рис. 6).

Потери тепла через пол, расположенный непосредственно на грунте, можно подсчитать с достаточной для практики точностью по эмпирической формуле:

$$Q = k_{усл} F_{зоны} (t_в - t_н) \text{ ккал/час}, \quad (8)$$

где $k_{усл}$ — условный коэфициент теплопередачи[1] в *ккал/час м² град*, численное значение которого принимается 0,4—0,2—0,1 и 0,06 *ккал/час м² град* соответственно для первой и второй, третьей и четвертой зоны площади F, как указано на рис. 7 (ширина каждой зоны принимается 2 *м*);

$t_в - t_н$ — расчетная разность температур для наружных стен.

Потери тепла через холодный пол на лагах подсчитываются по формуле (8) с поправочным коэфициентом 0,8.

При подсчете по уравнению (6) потерь тепла отдельными наружными ограждениями приходится вводить дополнительные поправочные множители, учитывающие неблагоприятные условия расположения этих ограждений, а именно:

1) добавки на страны света в размере 10% для всех наружных ограждений (стены, окна, двери), обращенных на север, восток, северо-восток и северо-запад, и 5% для ограждений, обращенных на юго-восток и запад;

2) добавки на высоту помещения (но не для лестничной клетки), вызываемые тем, что температура воздуха в верхней зоне помещений всегда несколько выше, чем у пола, исчис-

[1] «Условным» коэфициентом k называется потому, что в данном случае передача тепла происходит непосредственно в грунт, а не через ограждение, отделяющее одну воздушную среду от другой, как это было принято при выводе уравнения (6). Уравнение (8), аналогичное уравнению (6), применяется исключительно для упрощения подсчетов.

ляются в размере 2% на каждый лишний метр высоты сверх 4 *м* (но не более 15%) и относятся к суммарным теплопотерям помещений;

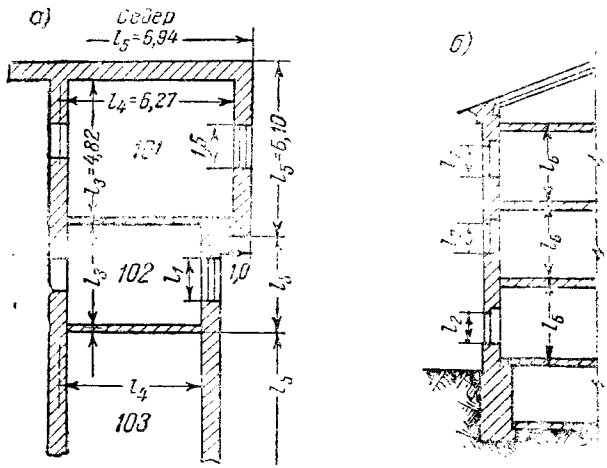


Рис. 6

3) добавки на открытое расположение наружного ограждения в размере 10%, когда это ограждение обращено к площади или подвержено интенсивному обдуванию ветром (например, на берегу озера) со скоростью до 5 *м/сек*, и в размере 5%, когда ограждение обращено на улицу или во двор шириной более 40 *м*;

4) добавки к теплопотерям через наружные входные двери, компенсирующие врывание холодного воздуха при открывании дверей. Эти добавки (при двойной наружной двери) принимаются в размере:

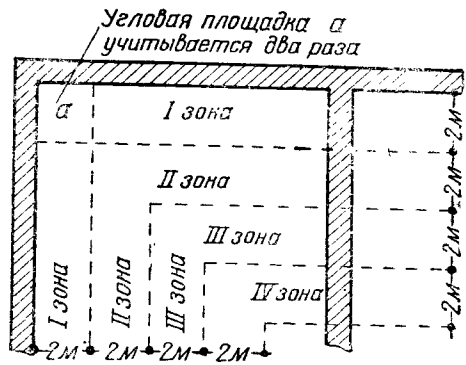


Рис. 7

	100	200	250	300	350%
при	1	2	3	4	5 этажах здания.

При одинарной двери указанные добавки уменьшаются в 1,5 раза.

Добавки к теплопотерям через наружные входные двери зависят от этажности здания потому, что с увеличением числа этажей лестничная клетка обслуживает большее число граждан и на-

ружные двери чаще открываются. Кроме того, с увеличением числа этажей, а следовательно, и высоты лестничной клетки увеличивается количество воздуха, поступающего снаружи через входные двери. Хотя процент добавок при одинарных дверях уменьшается в 1,5 раза, абсолютная величина добавки на открывание дверей увеличивается, так как коэфициент теплопередачи одинарной двери в 2 раза больше, чем двойной (см. табл. I приложения).

Проникновение холодного наружного воздуха в отапливаемые помещения может происходить также через неплотности наружных ограждений. Это явление, называемое инфильтрацией, происходит, главным образом, за счет ветра и частично за счет разности удельных весов холодного (наружного) и теплого (внутреннего) воздуха.

В жилых и общественных зданиях с двойным застеклением и тщательно уплотненными притворами окон охлаждением помещений от инфильтрации можно пренебречь.

В фабрично-заводских зданиях количество инфильтруемого воздуха может быть подсчитано в зависимости от скорости ветра из тех соображений, что на каждый погонный метр длины щели притворов фонарей и окон, расположенных с наветренной стороны здания, количество инфильтруемого воздуха по опытным данным составляет при одинарных рамах в деревянных переплетах:

	4	6,5	8	9	12,5 *м³/час*
при скорости ветра	1	2	3	4	5 *м/сек*

Указанные объемы воздуха следует умножить на коэфициенты:

для двойных окон и фонарей в металлических переплетах	0,33
„ одинарных „ „ „ „ „ „	0,65
„ двойных окон и фонарей в деревянных „	0,5
„ притворов ворот и дверей	2

Расход тепла на подогрев инфильтруемого холодного воздуха до температуры помещения можно подсчитать по формуле:

$$Q = 0{,}31\,(t_в - t_н)\,L \quad ккал/час, \tag{9}$$

где 0,31 *ккал/м³ град* — средняя объемная теплоемкость воздуха;

$t_в$ и $t_н$ — соответственно температура наружного и внутреннего воздуха;

L — объем воздуха, проникающего в помещение, в *м³/час*.

Из всего сказанного по вопросу охлаждения помещений ясно, что результаты наших подсчетов теплопотерь не могут претендовать на абсолютную точность, а потому при вычислениях вполне достаточно определять теплопотери и температуру только в целых числах; линейные размеры брать с точностью до двух знаков; площади—до одного знака, а коэфициенты теплоперехода и теплопередачи (α и k)—с точностью до двух знаков после запятой.

Все подсчеты и замеры должны оформляться в виде таблицы, образец которой дан в примере, приведенном ниже.

Для подсчета потерь тепла необходимо иметь следующие исходные материалы: поэтажные планы здания (масштаб 1/100) с указанием назначения помещений; разрезы здания в количестве, выявляющем конфигурацию отдельных элементов здания; выкопировку из генерального плана с ориентировкой по странам света и указанием географического пункта постройки здания; исчерпывающие сведения о конструкциях всех наружных ограждений здания и отдельных его помещений.

Располагая этими данными, прежде всего следует приступить к определению расчетной наружной температуры ($t_н$) и проверке наружных ограждений с точки зрения их соответствия требованиям строительной теплотехники (см. графики рис. 4 и 5) в зависимости от назначения здания и климатических условий, внося в некоторых случаях те или иные изменения в конструкцию отдельных наружных ограждений.

Подсчет теплопотерь производится по этажам, отдельно для каждого помещения, причем все помещения в каждом этаже предварительно нумеруются. Каждой лестничной клетке присваивается особый порядковый номер (или литера)— общий для всех этажей, так как теплопотери подсчитываются сразу для всей лестничной клетки, а не по этажам.

Пример 2. Подсчитать потери тепла для трехэтажного жилого здания, часть которого изображена на рис. 6. Здание расположено в районе Москвы, северной стеной примыкает к соседнему, а восточной обращено к площади. Наружные стены толщиной $2^1/_2$ кирпича—на холодном растворе, штукатурка—двусторонняя. Подвал не отапливается. Кровля железная. Перекрытие над подвалом имеет коэфициент теплопередачи k=0,56 *ккал/час м² град*, чердачное перекрытие (см. рис. 3) имеет k=0,57 *ккал/час м² град*.

По табл. IV приложения находим расчетную наружную температуру (для Москвы) $t_н = -30°$.

Пользуясь графиком (см. рис. 4), определяем максимально допустимые значения коэфициентов теплопередачи основных ограждений при $t_н = -30°$:

для наружных стен:
$k_{макс} = 0{,}9$ *ккал/час м² град;*
для чердачного перекрытия:
$k_{макс} = 0{,}7$ *ккал/час м² град;*
для перекрытия над подвалом:
$k_{макс} = 0{,}6$ *ккал/час м² град.*

По табл. I приложения находим коэфициент теплопередачи для стены толщиной в $2^1/_2$ кирпича на холодном растворе с односторонней (внутренней) штукатуркой k=0,89 *ккал/час м² град*. По заданию эта стена имеет еще наружную штукатурку (δ=0,02 *м*, λ=0,75 *ккал/час м град*).

В этом случае

$$k = \frac{1}{\frac{1}{0{,}89} + \frac{0{,}02}{0{,}75}} = 0{,}87 \text{ ккал/час м² град},$$

что удовлетворяет теплотехническим требованиям

($k_{макс} = 0{,}9$ *ккал/час м² град*).

Переходим к чердачному перекрытию. Если в соответствии с заданием принять конструкцию перекрытия по рис. 3, то для него k=0,57 *ккал/час м² град*, в то время как при $t_н$ =—30° допускается $k_{макс}$ =0,7 *ккал/час м² град*. Следовательно, толщина термоизоляционной засыпки на чердаке (см. рис. 3) может быть принята несколько меньше чем 20 *см*. Излишнюю в данном случае толщину засыпки δ_1, можно определить из выражения:

$$\frac{\delta_1}{\lambda_{зас}} = \frac{1}{k} - \frac{1}{k_{макс}},$$

$$\delta_1 = \lambda_{зас}\left(\frac{1}{k} - \frac{1}{k_{макс}}\right) = 0{,}25\left(\frac{1}{0{,}57} - \frac{1}{0{,}7}\right) = 0{,}08\ м.$$

Оставшаяся толщина засыпки, при которой коэфициент теплопередачи перекрытия k $k_{макс}$ =0,7 *ккал/час м² град*, будет равна 0,2—0,08=0,12 *м*.

Перекрытие над подвалом задано непосредственно коэфициеитом его теплопередачи k=0,56 *ккал/час м² град*, что удовлетворяет теплотехническим требованиям ($k_{макс}$ =0,6 *ккал/час м² град*).

Из табл. I приложения находим коэфициент теплопередачи для окна с двойным застеклением в деревянных переплетах— k=2,3 *ккал/час м² град*.

Далее из табл. V приложения видно, что внутренние расчетные температуры для всех помещений жилого дома равны $t_в$ =18°, за исключением кухни (15°) и уборной (16°).

Затем нумеруем все помещения в каждом этаже здания и переходим непосредственно к подсчету теплопотерь с заполнением табл. 1. В этой таблице дан пример подсчета теплопотерь только для одного помещения. Совершенно аналогично ведется подсчет и для всех остальных помещений здания. Следует обратить внимание на то, что в целях ускорения подсчета площадь наружной стены, обращенной на восток, вычислена без вычета из иее площади окна, а чтобы исправить допущенную ошибку соответственно уменьшен коэфициент теплопередачи через окно и приият равным 2,3—0,87=1,43 *ккал/час м² град*. Таким образом, суммарные теплопотери через стену и окно получаются правильными.

Для ориентировочных подсчетов в отопительной технике очень часто пользуются так называемой удельной тепловой характеристикой здания, определяемой по формуле:

$$q_0 = \frac{\Sigma Q}{V(t_в - t_н)}\ ккал/час\ м^2\ град, \qquad (10)$$

где ΣQ — суммарные теплопотери здания в *ккал/час;*

V — строительный объем здания в $м^3$;

$t_в - t_н$ — расчетная разность температур для наружных стен при характерной для здания внутренней температуре $t_в$.

Таким образом, удельная тепловая характеристика определяет часовой расход тепла на отопление 1 $м^3$ здания при 1° расчетной разности температур.

При соблюдении общестроительных стандартов значение удельной тепловой характеристики для определения объема и назначения здания колеблется в ограниченных пределах, как это видно из табл. VI приложения.

Таблица 1

Таблица подсчета теплопотерь при $t_н = -30$

№ помещения	Помещение	$t_в$ в град.	Наружное ограждение: наименование и страны света	Наружное ограждение: размеры $a \times b$ в $м$	Наружное ограждение: площадь F в $м^2$	k в $\frac{ккал}{час \cdot м^2 \cdot град}$	$t_в - t_н$ в град.	Q в ккал/час	Множитель a	$a\,Q$ в ккал/час	Примечание
			1 э т а ж								
101	Жилая комната	18	Наружная стена С	6,94 × 4,0	27,8	0,87	48	1 162	1,1	1 278	10%
			Наружная стена В	6,1 × 4,0	24,4	0,87	48	1 020	1,15	1 173	10% + 5%
			Двойное окно В	1,5 × 2,6	3,9	2,3 - 0,87	48	268	1,15	308	10% + 5%
			Наружная стена Ю	1,0 × 4,0	4,0	0,87	48	167	1,05	175	5%
			Пол	6,27 × 4,82	30,5	0,56	48 - 0,5	405	-	405	
										3339	

Наличие такой таблицы позволяет при детальном расчете теплопотерь здания сопоставить полученную для этого здания удельную тепловую характеристику с табличными значениями характеристик для аналогичных зданий и при значительном расхождении с табличными данными—искать причину такого несоответствия. Кроме того, пользуясь данными табл. VI приложения, можно быстро подсчитать для любого здания ориентировочную величину суммарных теплопотерь по уравнению (10).

Пример 3. Требуется определить ориентировочный расход тепла на отопление жилого здания кубатурой 16 000 *м*³, намеченного к постройке в районе Москвы. По табл. VI приложения находим, что в данном случае удельная тепловая характеристика здания колеблется в пределах 0,27—0,33 *ккал/час м³ град.* Принимаем для подсчета q_0=0,33 ***ккал/час м³ град.*** Далее по табл. IV и III приложения находим для нашего случая $t_в$=18° и $t_н$=—30°.

Подставляя эти данные в уравнение (10), получим ориентировочный расход тепла на отопление всего здания:

$$\Sigma Q = q_0 V (t_в - t_н) = 0{,}33 \cdot 16\,000\,(18 + 30) = 253\,000 \text{ ккал/час.}$$

Такие подсчеты по укрупненным измерителям очень часто применяются в инженерной практике, например, для определения ориентировочного расхода тепла и топлива на отопление группы зданий и целых поселков, для определения размеров котельной, а также для заявок на основные материалы отопительного оборудования зданий и т. п.

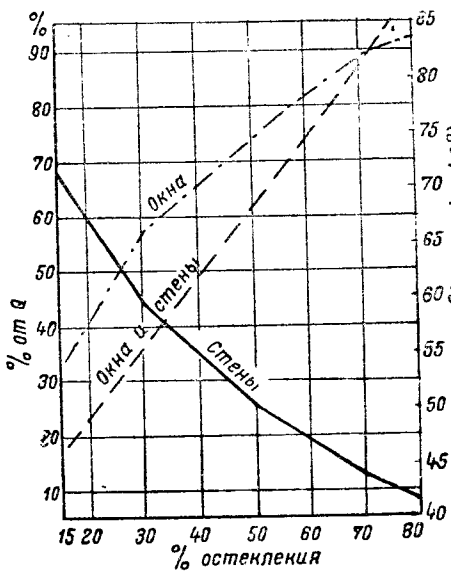


Рис. 8

Величина удельной тепловой характеристики здания зависит от целого ряда факторов и прежде всего от теплотехнических качеств и общей площади наружных ограждений, причем особое влияние имеют световые застекленные площади этих ограждений (окна, фонари верхнего света). С увеличением процента застекления здания резко увеличивается его удельная тепловая характеристика по той причине, что коэфициент теплопередачи через окно в 2—3 раза больше, чем через наружную стену (рис. 8).

При одинаковом строительном объеме зданий общая площадь наружных ограждений каждого здания зависит от соотношения между длиной периметра наружных стен и высотой здания. Площадь наружных ограждений и удельная тепловая

характеристика здания будут уменьшаться по мере приближения внешней формы здания к форме куба, имеющего, как известно, наименьшую (после шара) поверхность.

Доля тепла, теряемого отдельными наружными ограждениями здания, в общей потере тепла в зависимости от числа этажей и высоты каждого этажа может быть иллюстрирована рис. 9,*а*. В данном случае подсчет произведен для общественного здания площадью застройки 4 000 *м*^{2}.

Наружные стены здания приняты в 2½ кирпича с двусторонней штукатуркой, окна—с двойным остеклением, коэфициент теплопередачи для перекрытия над подвалами принят k=0,6 *ккал/час м*^{2} *град*, а для чердачных перекрытий k=0,7 ***ккал/час м*^{2} *град.***

Относительная площадь застекления здания принята равной 30%.

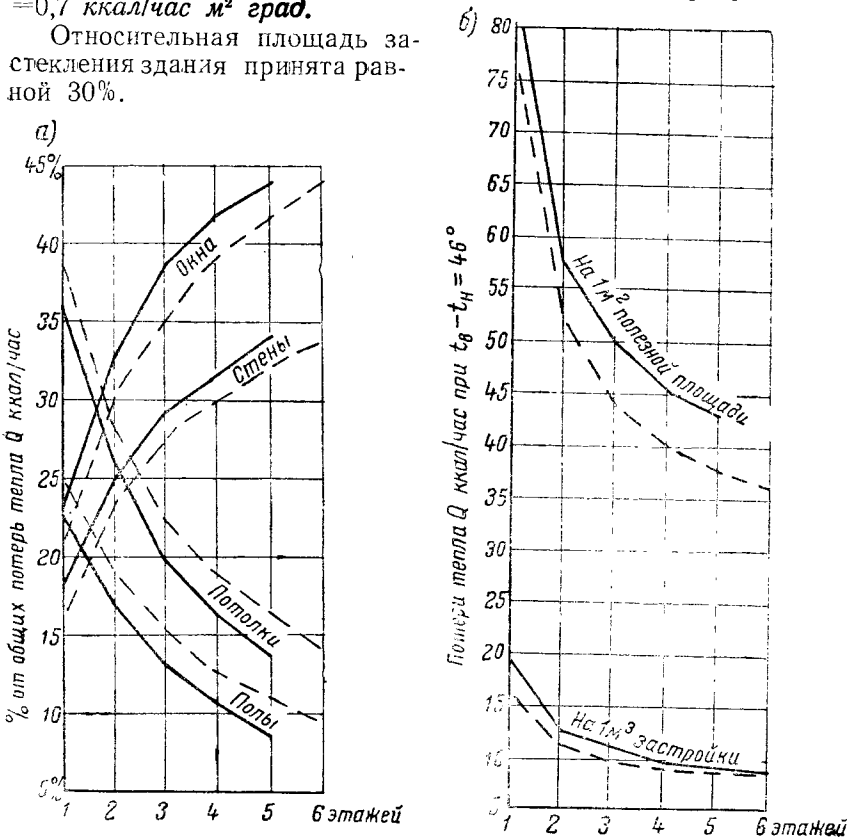


Рис. 9

График построен для здания с высотой каждого этажа 4,2 *м* (сплошные линии) и 3,5 *м* (пунктирные линии). Из рис. 9,*а* видно, как резко меняется доля потерь тепла через отдельные наружные ограждения в общей потере тепла здания в зависимости от числа его этажей.

На рис. 9,*б* даны фактические расходы тепла на 1 $м^3$ застройки ($ккал/час\ м^3$) и на 1 $м^2$ полезной площади ($ккал/час\ м^2$) для того же здания при расчетной разнице температур $t_в - t_н = 16 - (-30) = 46°$.

§ 2. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ПОМЕЩЕНИЙ

Уравнение (6) для подсчета потерь тепла через наружные ограждения отапливаемых помещений было получено нами в предположении, что расчетные температуры внутреннего и наружного воздуха $t_в$ и $t_н$, а также температуры в любой точке самого ограждения остаются неизменными.

В действительности температура наружного воздуха изменяется не только в течение отопительного сезона, но иногда и в течение суток в довольно резких пределах. По этой причине, а также вследствие неравномерной теплоотдачи приборов отопления происходит колебание и внутренней температуры отапливаемых помещений.

Допустимая величина амплитуды колебания внутренней температуры определяется санитарно-гигиеническими соображениями с учетом назначения помещения и способа его отопления. Так, например, в жилых лечебных и детских учреждениях при печном отоплении амплитуда колебаний температуры допускается[1] $A_t \leqslant 2{,}5°$. Это значит, что температура воздуха в указанных помещениях может быть в некоторые периоды суток на 2,5° выше или ниже нормальной расчетной температуры (например, в жилых комнатах, отопление которых рассчитывается на поддержание температуры 18°, колебания температуры могут быть от 15,5° до 20,5°).

Для помещений, оборудованных центральной системой отопления, амплитуда колебаний обычно допускается в пределах $A_t \leqslant 2°$.

Согласно теории О. Е. Власова амплитуда колебаний внутренней температуры зависит от теплотехнических свойств (от теплоустойчивости) наружных ограждений и от колебаний теплового потока, проходящего через наружные ограждения.

Основы теории теплоустойчивости О. Е. Власова изучаются в соответствующем разделе курса «Архитектура». Поэтому остановимся кратко лишь на тех исходных положениях и выводах, которые имеют непосредственное отношение к отопительной технике.

Если в помещение поступает от какого-либо отопительного прибора тепловой поток, величина которого меняется по времени, то колебания этого теплового потока всегда могут быть представлены в виде гармонической функции, определяющей

[1] ГОСТ 4037-40.

амплитуду и период колебаний теплового потока, проходящего через наружные ограждения.

Амплитуда колебаний A_q (в *ккал/час*) теплового потока любого отопительного прибора может быть выражена в долях от среднечасового расхода тепла Q_z (в *ккал/час*) за полный период z часов теплоотдачи приборов:

$$A_q = MQ_z \; ккал/час, \tag{11}$$

где M — коэфициент неравномерности теплоотдачи прибора; при $M = 0$ амплитуда колебания теплового потока также будет равна нулю.

Колебание теплового потока, характеризующееся величиной A_q, определяет в соответствии с теорией О. Е. Власова амплитуду колебания температуры A_τ внутренней поверхности ограждения.

Величина

$$\frac{A_q}{A_\tau} = Y_в \; ккал/час \; м^2 \; град \tag{12}$$

названа О. Е. Власовым коэфициентом теплоусвоения внутренней поверхности ограждения.

Очевидно, что этот коэфициент ($Y_в$) равен амплитуде колебания теплового потока при амплитуде колебания температуры внутренней поверхности $A_\tau = 1°$.

Коэфициент теплоусвоения внутренней поверхности $Y_в$ зависит от конструкции ограждения и от периода колебаний теплового потока.

Как известно, коэфициент $Y_в$ является основным критерием для определения теплоустойчивости наружных ограждений.

Если амплитуду теплового потока A_q (в *ккал/час*) разделить на амплитуду колебаний температуры воздуха в помещении A, то по аналогии с уравнением (12) мы получим коэфициент теплопоглощения поверхности ограждения:

$$B = \frac{A_q}{A} \; ккал/час \; м^2 \; град. \tag{13}$$

Очевидно, что коэфициент B равен амплитуде колебаний теплопоглощения поверхности ограждения при амплитуде колебаний температуры воздуха $A = 1°$.

С некоторым приближением уравнение (13) может быть представлено в ином виде, а именно:

$$B = \frac{A_q}{A_\tau} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{1}{Y_в}} \; ккал/час \; м^2 \; град, \tag{13а}$$

где $\alpha_в$ — коэфициент теплопередачи от окружающей среды к внутренней поверхности ограждения (см. рис. 2), в *ккал/час м² град*.

Так как коэфициент теплопоглощения B (в *ккал/час м² град*) отнесен к 1 $м^2$ поверхности ограждения, то теплопоглощение какой-либо поверхности размерами F_0 (в $м^2$) будет равно:

$$BF_0 \text{ ккал/час град}. \qquad (а)$$

Очевидно, что общая теплоустойчивость всех строительных ограждений помещения может быть определена как сумма:

$$\Sigma BF_0 = B_1F_{01} + B_2F_{02} + \cdots + B_nF_{0n} \text{ ккал/час град}. \qquad (б)$$

Значение коэфициента теплопоглощения B для наиболее часто встречающихся строительных конструкций в зависимости температуры от перечисленных выше факторов была дана в от периода колебаний температур в помещении (B_1 — для периода z=24 часа и B_2—для z=12 час.)[1] дано в табл. VII приложения.

Аналитическая зависимость амплитуды колебания внутренней 1943 г. Л. А. Семеновым на основе более ранних работ (1923 г.) О. Е. Власова в следующем виде:

$$A_t = \frac{0{,}7\,MQ}{\Sigma BF} \text{ град}. \qquad (14)$$

Поправочный коэфициент 0,7 в значительной мере учитывает влияние на амплитуду колебаний наличия в помещении мебели и бытового тепла.

Из выражения (14) видно, что снижение амплитуды колебания температуры в помещении может быть достигнуто за счет увеличения коэфициентов теплопоглощения ограждений B, за счет уменьшения теплопотерь помещения Q и, наконец, за счет более равномерной подачи тепла в помещение, т. е. за счет оборудования здания системой отопления, обладающей меньшим коэфициентом неравномерности теплоотдачи M отопительных приборов. Первые два фактора, влияющие на уменьшение величины A_t, являются мощным орудием в руках инженера-строителя и архитектора, проектирующих и строящих здание.

Пример. Требуется определить амплитуду колебания температуры в жилой комнате 101 (рис. 6). Комната отапливается печью, коэфициент неравномерности теплоотдачи которой M_2=0,48 при двукратной топке в сутки. Прочие данные те же, что и в примере 2 § 1 (табл. 1), а именно: при наружной расчетной температуре $t_н$=—30° теплопотери комнаты равны Q=3 339 *ккал/час*.

Определяем общую теплоустойчивость всех строительных ограждений помещения, т. е. величину ΣBF, входящую в знаменатель правой части уравнения (14); все данные о конструкции и размерах каждого ограждения берем из примера § 1 и рис. 6, а значение величины B_2 (в *ккал/час м² град.*) (z=12 час.)—из табл. VII приложения.

Для всех кирпичных оштукатуренных изнутри стен B_2=4,5, для окон B_2=2,3, для одинарной деревянной двери B_2=2,7, для деревянной оштука-

[1] Указания о методах подсчета коэфициентов B и $У$ см. В. Д. Мачинский. Теплотехнические основы строительства, Стройиздат, 1949, стр. 169.

туренной перегородки, отделяющей комнату 101 от комнаты 102, B_2=3,9, для верхнего перекрытия деревянного оштукатуренного B_2=3,6, для нижнего перекрытия, заканчивающегося деревянным настилом из 40-*мм* досок, B_2=2,4.

Площади поверхностей теплопоглощения определяем по внутренним размерам комнаты в соответствии с рис. 6; например, площадь пола или потолка, омываемая комнатным воздухом, будет равна: F_0=6,0 · 4,77= =28,6 *м*². Все данные и результаты подсчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

Подсчет теплоустойчивости ограждений комнаты 101 (рис. 6)

№ помещения	Наименование ограждения	Размеры ограждения в *м*	F_0 в *м*²	B_2 *ккал/час м² град*	$B_2 F_0$
101	Потолок	6,0 × 4,77	28,6	3,6	103
	Пол	6,0 × 4,77	28,6	2,4	69
	Окно	1,5 × 2,3	3,5	2,3	8
	Дверь	1,3 × 2,2	2,9	2,7	8
	Кирпичные стены (за вычетом окон и дверей	(4,77 · 2 + 6,0 + 1) 3,2 — (3,5 + 2,9)	46,6	4,5	209
	Деревянная оштукатуренная перегородка	5,0 × 3,2	16,0	3,9	62
				$\sum B_2 F_0 =$	459

Подставляя в уравнение (14) значения величин: M=0,48, Q=3 339 *ккал/час*, B_2F_1=459 *ккал/час град*, получим:

$$A_t = \frac{0{,}7 \cdot 0{,}48 \cdot 3\,339}{459} = 2{,}4 \ .$$

Как упоминалось выше, такая амплитуда колебаний температуры при печном отоплении помещения удовлетворяет санитарно-гигиеническим требованиям.

§ 3. КЛАССИФИКАЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Техника отопления развивалась и совершенствовалась в течение многих столетий и в настоящее время располагает весьма совершенными способами для создания и поддержания требуемой температуры в закрытых помещениях в холодное время года.

Наиболее распространенным способом отопления закрытых помещений следует считать размещение в этих помещениях теплоотдающих поверхностей, нагреваемых тем или иным источником тепла.

Если источник тепла расположен непосредственно в отапливаемом помещении, то такое отопление называется местным.

Характерным примером местного отопления является обычная комнатная печь, теплоотдающие поверхности которой нагреваются в результате сжигания топлива непосредственно в самой печи.

В качестве источника тепла при местном отоплении могут быть использованы различные виды топлива, в том числе горючие газы (газо-печное отопление), а также электрическая энергия (электропечное отопление).

Выбор того или иного источника тепла в значительной мере определяет конструкцию и внешнее оформление местного отопительного прибора.

В тех случаях, когда источник тепла расположен вне отапливаемых помещений, отопление называется центральным или централизованным, причем степень централизации такого отопления может быть весьма различной в зависимости от радиуса действия системы. Так, например, радиус действия системы может ограничиваться отдельной квартирой (квартирное отопление), отдельным зданием, группой зданий, группой кварталов, районом города (районное теплоснабжение), рабочим поселком, фабрично-заводской площадкой и, наконец, громадной, измеряемой километрами территорией современного города (городское теплоснабжение).

При центральном отоплении в качестве первичного источника тепла может служить любой вид твердого, жидкого или газообразного топлива, сжигаемого в топках котлов, а также электрическая энергия (электрокотлы).

Для транспортировки тепла от теплового центра до отапливаемых зданий и отдельных помещений используется вода, пар или воздух, называемые теплоносителями. Воздух в качестве теплоносителя используется в том лишь случае, когда радиус действия центральной системы ограничивается отдельным зданием или группой помещений.

В зависимости от вида принятого теплоносителя центральное отопление называется водяным, паровым или воздушным. На рис. 10 показана схема центрального водяного отопления отдельного здания. Эта система отопления состоит из следующих основных элементов: котел *1*, служащий для нагрева воды; нагревательные приборы *2*, устанавливаемые в отапливаемых помещениях; трубопроводы *3* и *4*, соединяющие котел с нагревательными приборами, и расширительный сосуд *5*, служащий для вмещения прироста объема воды при ее нагревании.

Если воду, заполняющую всю систему, нагревать в котле, то вследствие изменения своего объемного веса она будет перемещаться в сети трубопроводов в направлении, указанном стрелками, транспортируя тепло из котла к нагревательным приборам по трубам *3* и возвращаясь после охлаждения в приборах по трубам *4* для повторного нагревания в котле.

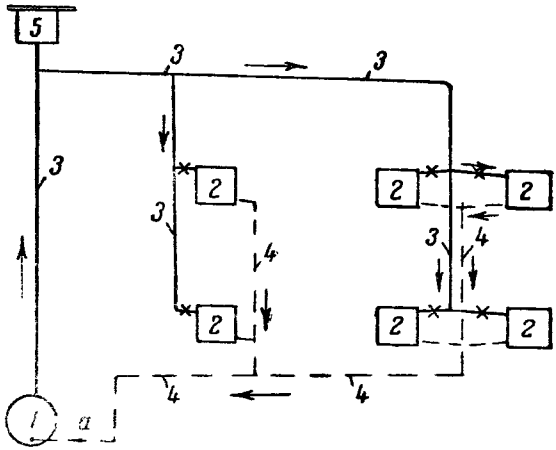


Рис. 10

В случае надобности (например, при значительном протяжении системы) циркуляция греющей воды осуществляется насосом, установленным в точке *a*, т. е. перед входом охлажденной воды в котел.

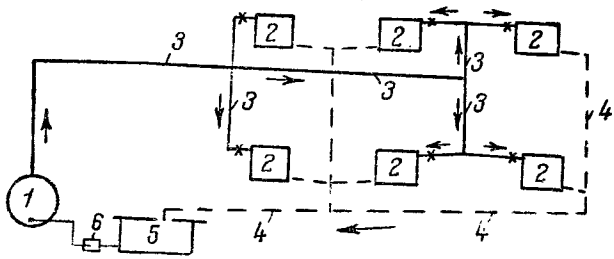


Рис. 11

Схематический чертеж системы парового отопления представлен на рис. 11. Водяной пар из котла *1* по паропроводам *3* поступает в нагревательные приборы *2*, в которых отдает тепло (скрытую теплоту парообразования), и в виде конденсата стекает по трубам *4* в бак *5*, из которого перекачивается насосом *6* в котел.

На рис. 12 дана схема воздушного отопления. Нагреваясь в камере *1*, воздух по каналу *2* поступает в отапливаемое помещение *3*, где охлаждается и затем возвращается по каналу *4* опять в камеру для повторного нагрева.

Таким образом, в отличие от других центральных систем отопления, при воздушном отоплении, осуществленном по схеме рис. 12, специальных нагревательных приборов, расположенных непосредственно в отапливаемых помещениях, не имеется.

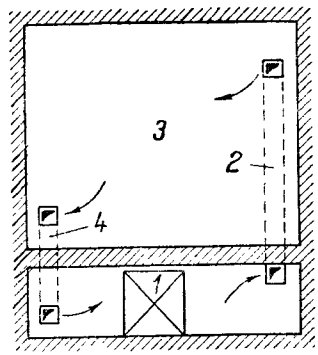


Рис. 12

В камере *1* может быть установлен огневой, паровой, водяной, газовый или электрический воздухонагреватель (калорифер). В зависимости от типа воздухонагревателя и само отопление называется огневоздушным, паровоздушным, водовоздушным и т. д.

Совершенно аналогично и центральное водяное отопление (см. рис. 10) может быть пароводяным, водоводяным, электроводяным и т. д. в зависимости от принятого способа нагрева воды.

Область применения той или иной системы отопления определяется технико-экономическими и санитарно-гигиеническими соображениями. При технико-экономической оценке обязательно учитывается не только первоначальная и эксплоатационная стоимость отопительного оборудования, но также пожарная безопасность и особые требования, предъявляемые к отоплению назначением или внутренней архитектурной отделкой здания и отдельных его помещений.

Санитарно-гигиенические требования сводятся к тому, чтобы в плане и по высоте отапливаемых помещений поддерживалась равномерная во времени температура и чтобы отопительное оборудование не являлось источником порчи воздуха (например, местом вредной для здоровья сухой возгонки содержащейся в воздухе органической пыли при оседании ее на слишком горячих поверхностях отопительных приборов).

Советское законодательство, проникнутое заботой о создании наиболее благоприятных условий труда и быта для всех

граждан, в значительной мере предопределяет выбор той или иной системы отопления зданий с учетом указанных выше санитарно-гигиенических и технико-экономических требований. Так, например, все вновь возводимые жилые и общественные здания высотой более трех этажей должны согласно ГОСТ быть оборудованы центральным, а не печным отоплением, причем паровое отопление, при котором температура нагревательных приборов получается выше 100°, допускается устраивать лишь в зданиях и помещениях с кратковременным пребыванием в них людей и в производственных цехах без значительного выделения в них органической пыли. Поэтому наиболее гигиенической считается система водяного отопления, при которой средняя температура поверхностей приборов в зависимости от времени года колеблется в пределах от 40 до 82°.

Глава II

ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 4. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ТИПЫ СОВРЕМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Печное отопление применяется в малоэтажных деревянных и каменных зданиях. Отопительные печи, созданные советскими конструкторами, отличаются весьма высоким к. п. д., экономичны, просты в обслуживании и обладают хорошими санитарно-гигиеническими качествами.

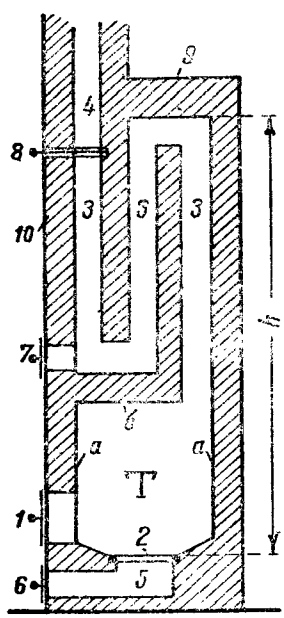


Рис. 13

Наиболее простая по своей конструкции современная комнатная отопительная печь состоит из следующих основных элементов (рис. 13): топливника *Т*, в который через топочную дверцу *1* закладывается топливо на колосниковую решетку *2*, и дымооборотов (каналов) *3*, по которым отводятся из топливника продукты горения в дымовую трубу *4*.

Воздух для горения топлива подводится каналом *5* (поддувалом) снизу колосниковой решетки. Во время топки поддувальная дверца *6* открыта, а топочная дверца *1* закрыта. Дверца *7* служит для очистки горизонтальной части дымооборотов печи от сажи. Для отсоединения печи от дымовой трубы *4* в перерывах между топками служит задвижка (шибер) *8*. Верх печи *9* называется перекрышкой, а нижняя плоскость топливника *Т*, в которой расположена колосниковая решетка *2*, — подом топливника. Нагревательными поверхностями печи служат наружные стенки *10*.

Печь можно устраивать различной формы в плане: круглую,

прямоугольную, многоугольную и угловую (треугольную). Если толщина наружных стенок печи равна 12 *см* или больше ($^1/_2$ кирпича), то наружная поверхность печи может быть только оштукатурена, в противном случае печь должна быть покрыта стальным кожухом или изразцами (из соображений прочности и пожарной безопасности).

По современной классификации[1] комнатные отопительные печи делятся на две категории: печи теплоемкие и нетеплоемкие.

Теплоемкими считаются печи с толщиной наружных стенок не менее 6 *см* — в области топливника и не менее 4 *см* — над

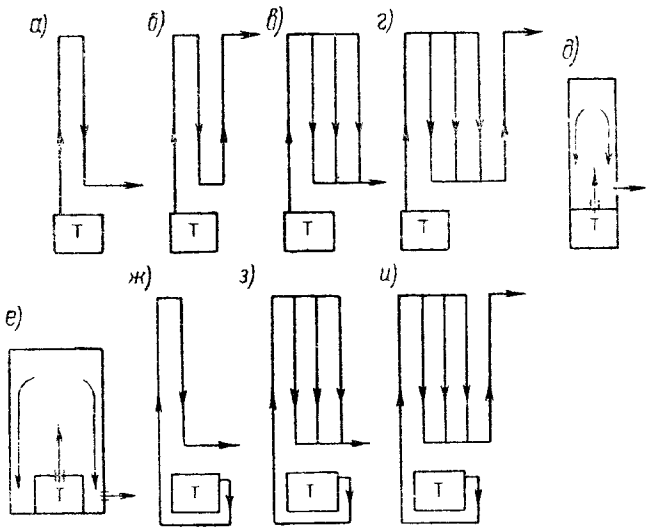


Рис. 14

топливником, причем так называемый активный объем теплоемкой печи также должен быть не менее 0,2 $м^3$. Активный объем печи получается в результате перемножения площади поперечного сечения печи на высоту h, указанную на рис. 13 (считая от колосниковой решетки до низа перекрышки печи).

По схеме движения дымовых газов теплоемкие печи могут быть однооборотные и двухоборотные с последовательным и параллельным движением газов по каналам.

Устраиваются также печи вообще без каналов со свободным движением газов во внутренней полости печи.

Схематично основные разновидности дымооборотов печей даны на рис. 14.

На рис. 14,*а* показана однооборотная печь с последовательным движением дымовых газов; 14, *б* — двухоборотная печь также с последовательным движением газов; 14,*в* — одно-

[1] ГОСТ 2127-47.

оборотная и 14, *г* — двухоборотная печь с параллельным движением газов; 14, *д* и *е* — колпаковые печи без каналов, отличающиеся друг от друга лишь тем, что тип *д* предусматривает отвод дыма над топливником, а тип *е* — в нижней части печи. Типы печей, показанные на рис. 14, *ж*, *з*, *и*, отличаются от рассмотренных выше лишь тем, что дымовые газы по выходе из топливника обогревают сначала низ печи, а затем уже попадают в дымообороты над топливником.

Замечательно, что все современные варианты печей, представленные на рис. 14, были впервые предложены и затем усовершенствованы русскими техниками, которые, начиная с XVIII в. и до наших дней, сделали очень много для общего прогресса печного искусства не только в СССР, но и в других странах.

Русские «печных дел мастера» еще в 1736 г. создали конструкцию многооборотных печей на 10—12 «колодцев» (современный тип — рис. 14, *б*) и обучили затем искусству кладки этих печей во Франции и Германии.

Именно эти созданные русскими мастерами многооборотные печи в начале XVIII в. стали облицовывать дешевыми шведскими, а затем голландскими изразцами, присвоив им чуждое название «шведских» и «голландских» печей, хотя конструкция этих печей оставалась прежней — чисто русской.

В английской технической литературе начала прошлого века можно найти чертежи и описание наших печей с параллельными дымооборотами (рис. 14, *в*, *г*) с указанием, что такие печи применяются в России.

Печи с преимущественно нижним обогревом (рис. 14, *ж*, *з*, *и*) были изобретены в 1883 г. русским инженером Степановым и лишь через несколько десятилетий (в 1917 г.) появились в Германии. Колпаковые печи (рис. 14, *д*, *е*) — также впервые были предложены в России инж. Быльчинским, а затем усовершенствованы проф. Грум-Гржимайло и инж. Подгородниковым.

Комнатные отопительные печи с дымооборотами, осуществленными по различным вариантам рис. 14, многократно подвергались в СССР тщательным испытаниям и получили широкое применение в строительстве.

Советские техники отчетливо сознают отдельные конструктивные и эксплоатационные недостатки некоторых отопительных комнатных печей и упорно работают над устранением этих недостатков. Так, например, известно, что печи с последовательными дымооборотами (рис. 14, *а*, *б*) уступают печам с параллельными дымооборотами (рис. 14, *в*, *г*) в равномерности прогрева наружных теплоотдающих поверхностей, а также имеют несколько большее газовое сопротивление даже при наличии всего двух последовательных оборотов (рис. 14, *б*).

Колпаковые печи (рис. 14, *д*, *е*) также нуждаются в улучшении, так как при длительной эксплоатации во внутренней

полости этой печи происходит интенсивное выпадение сажи, что резко снижает ее общий к. п. д.

Печь с нижним обогревом (рис. 14,*ж*, *з*, *и*) обладает весьма значительным газовым сопротивлением (до 2 *мм* вод. ст.).

Вследствие значительного газового сопротивления печи с нижним обогревом и печи с последовательными дымооборотами требуют для увеличения тяги более высокой дымовой трубы, чем печи с параллельными дымооборотами.

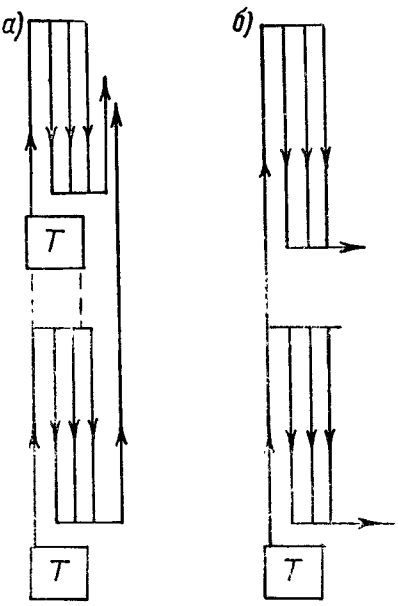


Рис. 15

Еще в середине XVIII в. русские печных дел мастера освоили оригинальные конструкции печей, известных в наше время под названием многоярусных и многоэтажных.

На рис. 15,*а* схематично показана многоярусная печь, состоящая из двух печей, расположенных одна над другой, каждая со своим топливником, а на рис. 15,*б*—многоэтажная печь с одним топливником в первом или подвальном этаже.

Многоэтажные печи могут применяться, например, для отопления общежитий в двух-трехэтажных зданиях. Преимущества этих печей по сравнению с обычными одноэтажными — удобство в обслуживании и меньшая пожарная опасность.

Многоярусные печи дают возможность расположить печь верхнего этажа непосредственно на массиве печи нижнего этажа, что особо существенно в деревянных или облегченного типа зданиях, в которых устройство специального основания под печи верхнего этажа представляет иногда значительные затруднения.

Ознакомимся с конструкцией современных наиболее типичных комнатных отопительных печей.

На рис. 16 изображена однооборотная печь с параллельным движением дымовых газов (схема рис. 14,*в*). Печь имеет в плане прямоугольную форму и оштукатуренные наружные поверхности. Дымовые каналы (один подъемный и два опускных) расположены только над топливником.

Печь рассчитана на топку углем, вследствие чего внутренние стенки топливника выложены из огнеупорного кирпича (перекрестная штриховка).

Теплоотдача этой печи около 1 500 *ккал/час* при одной топке в сутки и около 2 300 *ккал/час* при двух топках в сутки.

На рис. 17 представлена печь системы П. Н. Смухнина, отвечающая схеме рис. 14,*з*, т. е. с нижним обогревом, однооборотная с параллельным движением дымовых газов в каналах над топливником и с двумя сквозными камерами *А—А*. Движение газов показано на чертеже стрелками.

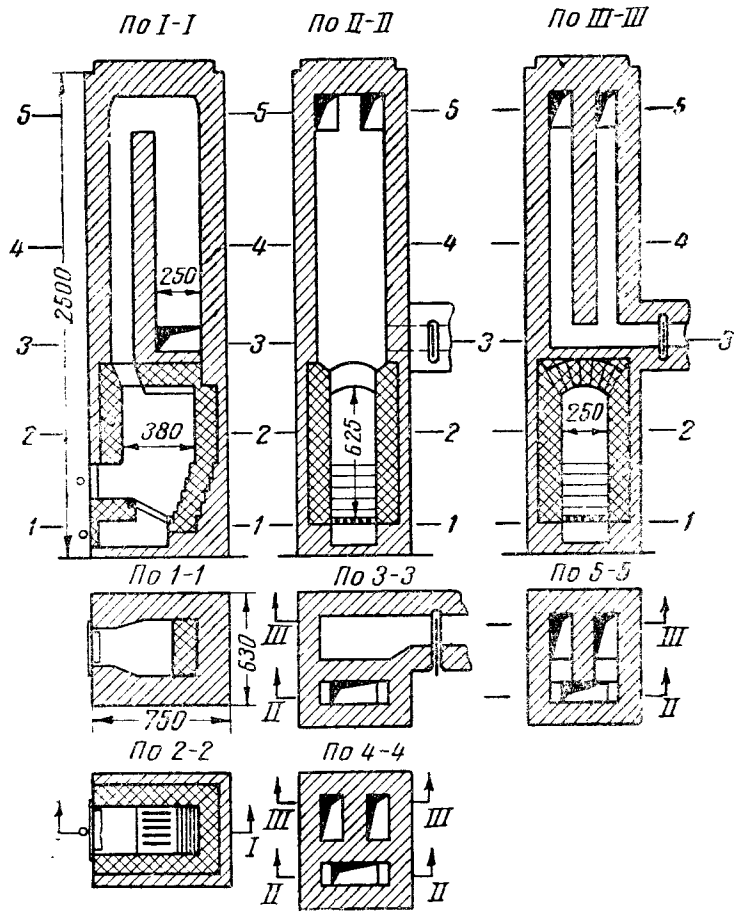


Рис. 16

Топливом могут служить дрова или каменный уголь. Теплоотдача печи при топке ее два раза в сутки 1 900 *ккал/час*.

Так как наружные стенки печи выложены в $^1/_4$ кирпича, то печь должна выполняться в металлическом кожухе.

Дверца над топливником в сечении *2—2* служит для периодической очистки горизонтальных каналов от сажи.

На рис. 18 показана колпаковая бесканальная печь системы проф. Грум-Гржимайло (схема рис. 14,*д*). Печь—круглая в пла-

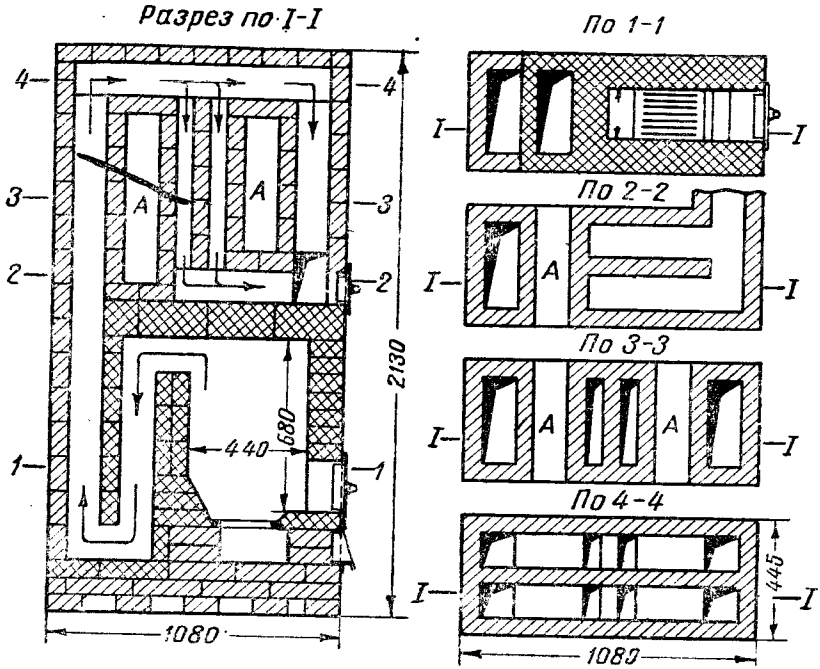

Разрез по I-I
По 1-1
По 2-2
По 3-3
По 4-4
4
3
2
1
A
680
440
2130
1080
I
445

Рис. 17

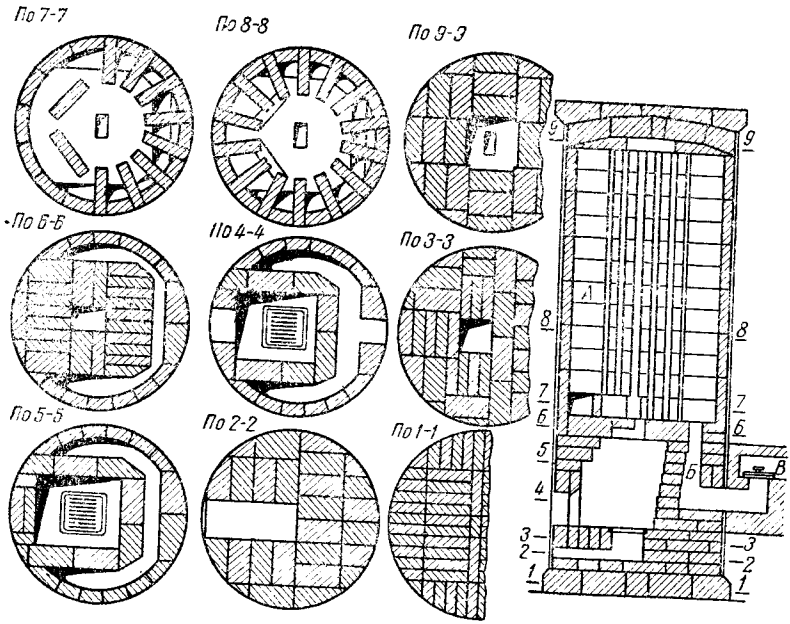

По 7-7
По 8-8
По 9-9
По 6-6
По 4-4
По 3-3
По 5-5
По 2-2
По 1-1
9
8
7
6
5
4
3
2
1

Рис. 18

не, в металлическом кожухе. Колпак над топливником оформлен в виде радиально расположенных контрфорсов (из кирпича на ребро).

Горячие дымовые газы выходят из топливника через небольшое прямоугольное отверстие в центре перекрышки топливника

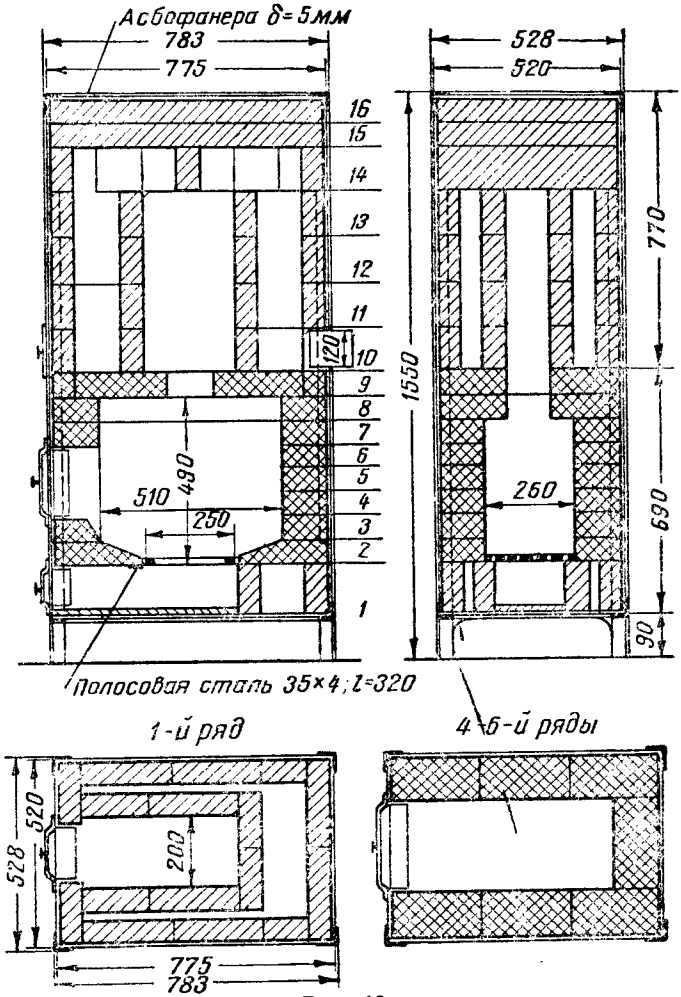


Рис. 19

(см. разрезы по *7—7*, *8—8*, *9—9*), поднимаются по центральному свободному пространству под перекрышку колпака, вытесняя более холодные и, следовательно, более тяжелые дымовые газы вниз по зазорам *А* между контрфорсами и затем через канал *Б* в дымовую трубу *В*.

На рис. 19 показана современная каркасная кирпичная печь системы Л. А. Семенова.

Печь выкладывается в каркасе из угловой стали 35×35×5 *мм* с покрытием наружных поверхностей листом асбофанеры толщиной 5 *мм*. По схеме дымооборотов печь — однооборотная с параллельным движением дымовых газов (рис. 14,*в*). При сравнительно небольших размерах и общем весе 1 000 *кг* теплоотдача печи достигает 1 500 *ккал/час* при однократной и 2 500 *ккал/час* при двукратной топке в сутки.

На рис. 20 показана двухэтажная печь системы И. С. Подгородникова. Эта печь, как и все многоэтажные печи (рис. 15,*б*), имеет одну топку, расположенную в нижнем этаже. В каждом этаже печь оформлена в виде колпака без оборотов.

Для первоначального регулирования дымовых газов, поступающих в полость колпака верхнего этажа, имеется дверца *Г*, через которую можно частично заложить кирпичом отверстие, сообщающее канал *А* с топливником печи. Для уменьшения веса печи и экономии кирпича в кладке оставлены свободные полости *И*. Отверстие *К* в боковой стенке топливника служит для частичного отвода дымовых газов из топливника непосредственно в нижние сборные каналы *Ж* в целях улучшения тяги, особенно в период растопки печи.

Повышенные темпы современного жилищного строительства выявили необходимость индустриализации работ по изготовлению отопительных печей.

Еще задолго до Великой Отечественной войны научно-исследовательские институты начали систематическую работу по выявлению типов и конструкций печей, которые могли бы собираться на месте из крупных блоков, заготовляемых заводским способом без применения обычного кирпича.

Наибольшие трудности возникли в разработке рецептуры материалов для массового изготовления печных блоков, которые не требовали бы последующего обжига их и сложного производственного оборудования.

В настоящее время этот этап работы еще нельзя считать пройденным, хотя уже предложено несколько вариантов конструкции крупных печных блоков, которые можно изготовлять из вполне доступных материалов, преимущественно из жаростойких бетонов специального состава. Так, например, для массового жилищного строительства рекомендуются сборные печи из жаростойкого бетона, приготовляемого из следующих составных частей (по весу).

Первый вариант. 1 ч. силикатцемента марки 400; 1/3 часть цемянки (молотый кирпич); 2 ч. кирпичного песка с крупностью зерен от 0,15 до 5 *мм*; 4 ч. кирпичного щебня с крупностью зерен от 5 до 20 *мм*. Водоцементное отношение — 1,4.

Второй вариант. 8 ч. силикатцемента марки 400; 2 ч. цемянки (молотый кирпич); 1 ч. мела; 9 ч. кварцевого песка; 9 ч. кирпичного щебня от 0,15 до 15 *мм*. Водоцементное отношение — 1,4.

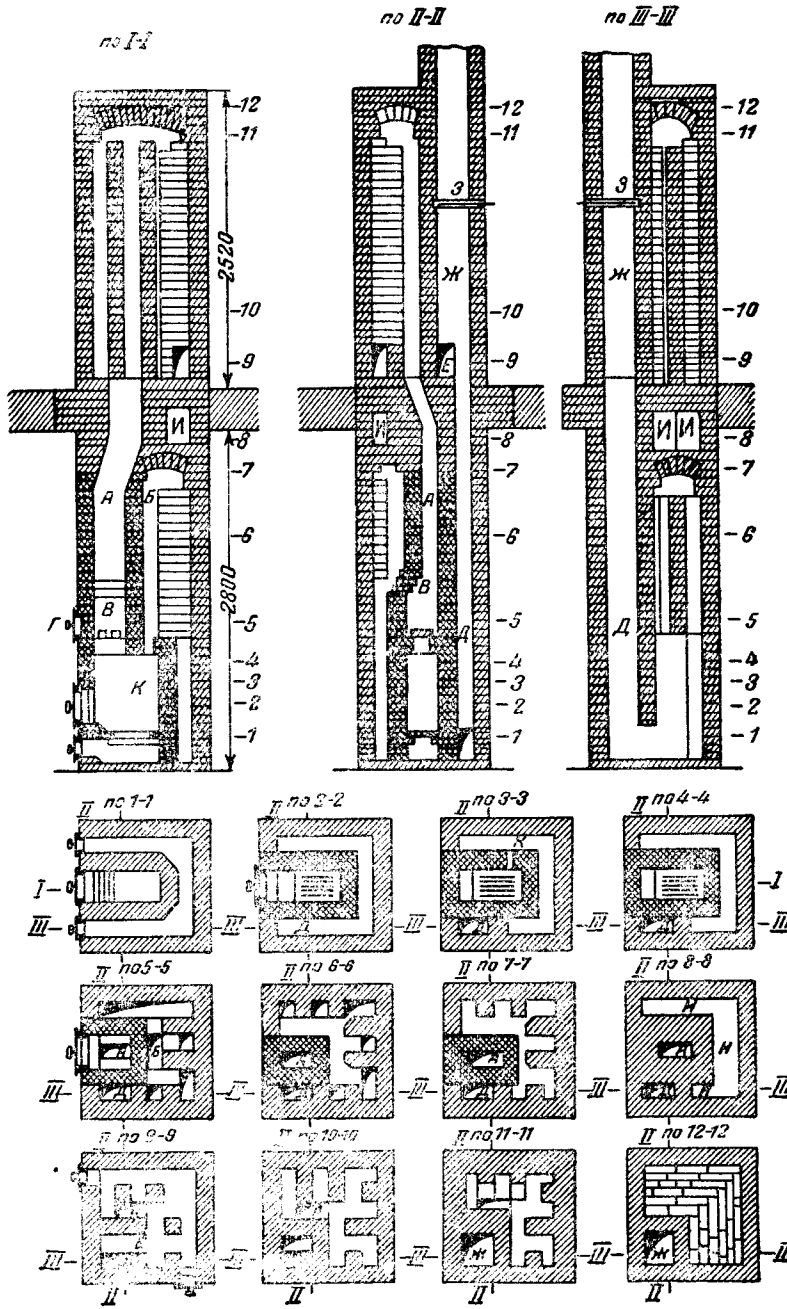

по I-I
по II-II
по III-III
2520
2800
И
А
Б
В
Г
Д
Е
Ж
З
К
-12
-11
-10
-9
-8
-7
-6
-5
-4
-3
-2
-1
II по 1-1
II по 2-2
II по 3-3
II по 4-4
II по 5-5
II по 6-6
II по 7-7
II по 8-8
II по 9-9
II по 10-10
II по 11-11
II по 12-12

Рис. 20

В обоих случаях рекомендуется добавка (5% по весу) низкосортного асбеста № 6.

Наружная поверхность блоков печи покрывается в процессе изготовления блоков специальным цветным облицовочным цементным слоем толщиной 5 *мм*[1].

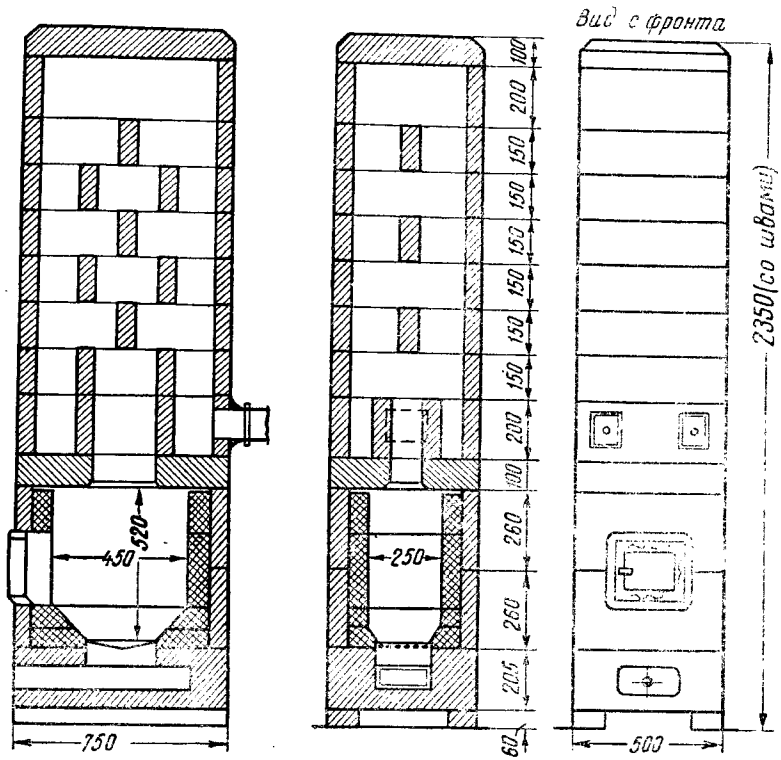


Рис. 21

На рис. 21 в виде примера показана колпаковая прямоугольная в плане блочно-сборная печь. Топливник имеет футеровку огнеупорным кирпичом. Из 10 типов блоков печь может быть выложена высотой от 2 040 до 2 350 *мм* и имеет в первом случае теплоотдачу 2 100 *ккал/час*, а во втором 2 500 *ккал/час* при двукратной топке в сутки.

На рис. 22 даны чертежи и характеристика сборно-блочной печи системы Н. Н. Репина. По конструкции эта печь многооборотная с горизонтальными дымооборотами.

---

[1] Более подробные сведения об изготовлении блоков см. „Сборно-блочные и каркасные отопительные печи", альбом чертежей, Государственное архитектурное издательство, 1948.

Для отопления малоэтажных зданий очень часто применяют печи, служащие одновременно и для приготовления пищи.

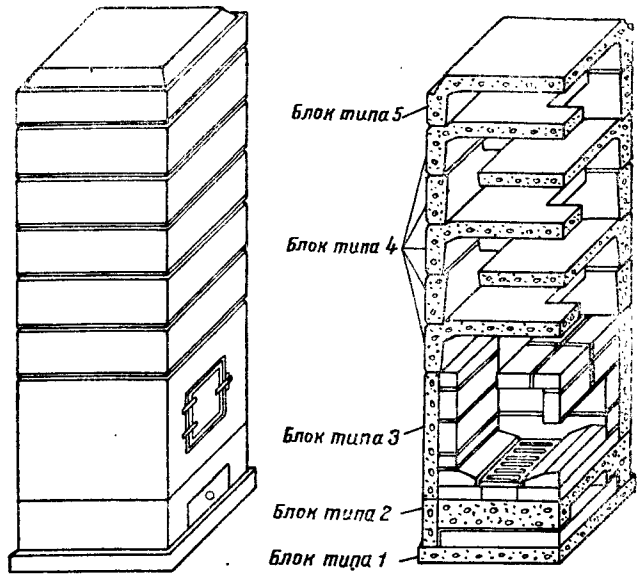


Рис. 22

В сельской местности, а иногда и в городах для этой цели применяют так называемую универсальную русскую печь, созданную и совершенствуемую русским народом на протяжении многих столетий. Русская печь (рис. 23) состоит из варочной камеры *1*, являющейся одновременно топливником, с топочным отверстием *2* и шестком *3*, над которым расположен щиток *4*, переходящий в дымовую трубу *5*. Свободное пространство *6* (подпечек) оставляется для экономии кирпича и служит для хранения печного инвентаря (кочерга, ухваты и т. п.), а также для некоторого запаса топлива. В перерывах между топками труба *5* перекрывается задвижкой *7* или каким-либо другим устройством для отключения трубы от печи. Топочное отверстие *2* закрывается со стороны щитка *3* стальным листом-заслонкой. Размеры

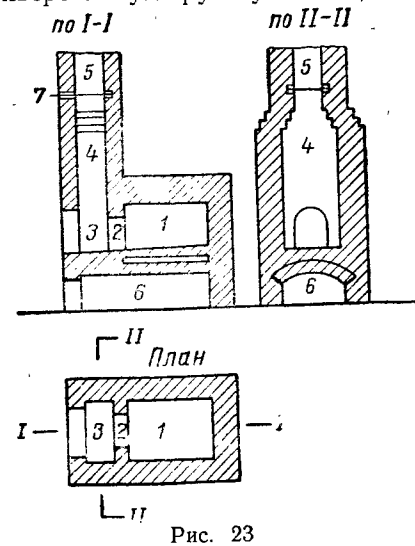


Рис. 23

печи принимают различные, чаще всего 1,25×1,50 *м* в плане при общей высоте 1,8 *м*. Печь топится при открытой заслонке, причем воздух для горения топлива входит в топливник через нижнюю часть топочного отверстия *2*, а продукты горения выходят через верхнюю часть этого отверстия под щиток и затем в дымовую трубу, подсасывая по пути весьма значительное количество комнатного воздуха. Вследствие этого температура уходящих в трубу дымовых газов резко снижается (до 80—90°). Таким образом, русская печь служит одновременно не только для отопления, но и для интенсивного проветривания (вентиляции) помещения в часы топки.

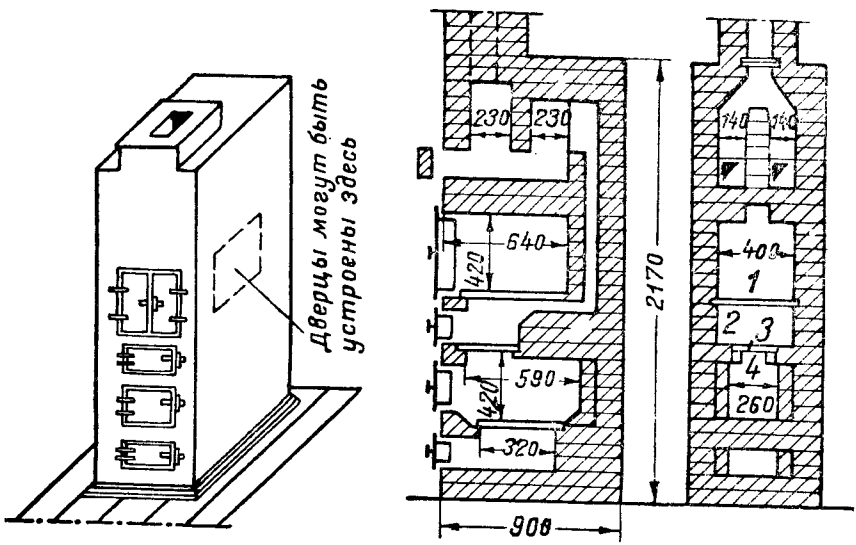


Рис. 24

Несмотря на предельную простоту конструкции и простоту обслуживания, русская печь обладает весьма высоким к. п. д. (до 0,75).

Однако русская печь имеет и некоторые недостатки, над устранением которых работают наши специалисты, а именно:

1) ограниченность видов топлива; в печи с глухим подом можно сжигать лишь дрова, солому и кизяк;

2) низ печи от пола помещения до уровня пода не прогревается.

Первый недостаток часто устраняется путем устройства в шестке печи обычной кухонной плиты с отдельной топкой, расположенной под шестком.

В городских малоэтажных зданиях в последнее время вновь получили распространение пищеварно-отопительные комнатные печи, которые были известны в России еще во времена Петра I.

Одна из многочисленных современных конструкций такой печи представлена на рис. 24. Эта печь, разработанная инж.

В. Н. Ляховым, снабжена варочной камерой *1*, расположенной над топливником *2* со съемной колосниковой решеткой *3*. Второй (нижний) топливник *4* эксплоатируется лишь в зимнее время года, когда требуется прогрев нижней части печи. На этот период колосниковая решетка *3* снимается.

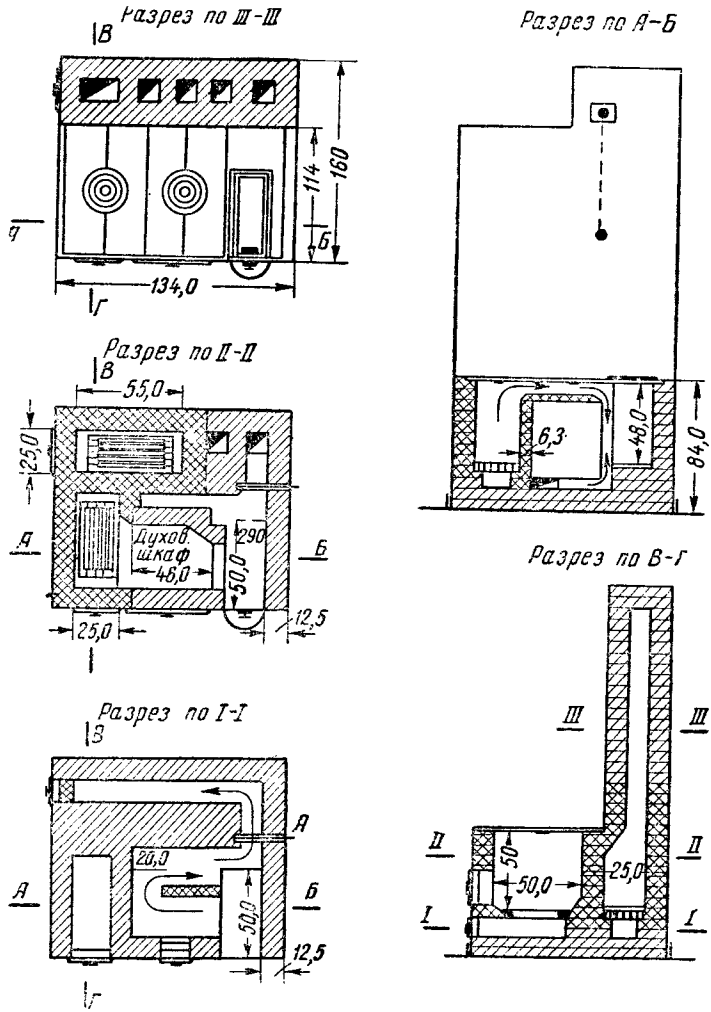


Рис. 25

Периодическая прочистка горизонтальной части дымохода над варочной камерой осуществляется через отверстие в передней стенке печи, снабженное дверцей или просто закладываемое кирпичом, как это схематично указано на рис. 24.

В городских условиях помещение кухни обычно отапливается плитой, служащей для приготовления пищи. Очень часто та-

кая плита дополняется особым отопительным щитком, обогреваемым или дымовыми газами от плиты или от отдельного топливника. Пример такого устройства плиты со щитком дан на рис. 25, не требующем особых пояснений.

Трубы для отвода дымовых газов от отопительных печей и кухонных очагов могут быть трех различных типов: насадные, коренные и внутристенные.

Насадные трубы возводятся непосредственно над печью (как, например, это показано на рис. 24 и 25).

Вследствие того что нагрузка насадной трубы целиком передается на массив печи, такой способ отвода дыма допускается лишь в одноэтажных зданиях или в верхних этажах малоэтажных зданий.

Внутристенные дымовые каналы устраиваются лишь в кирпичных и каменных зданиях.

Коренные дымовые трубы возводятся только в тех случаях, когда по местным условиям нельзя осуществить насадную трубу или внутристенный дымовой канал. Коренная труба представляет собой выложенный на самостоятельном фундаменте кирпичный прямоугольный в плане столб, внутри которого оставлены вертикальные каналы для отвода дымовых газов.

Возведение кирпичной коренной трубы, особенно на один-два дыма, зачастую удорожает почти в 2 раза стоимость печного отопления и, кроме того, удлиняет сроки строительства здания.

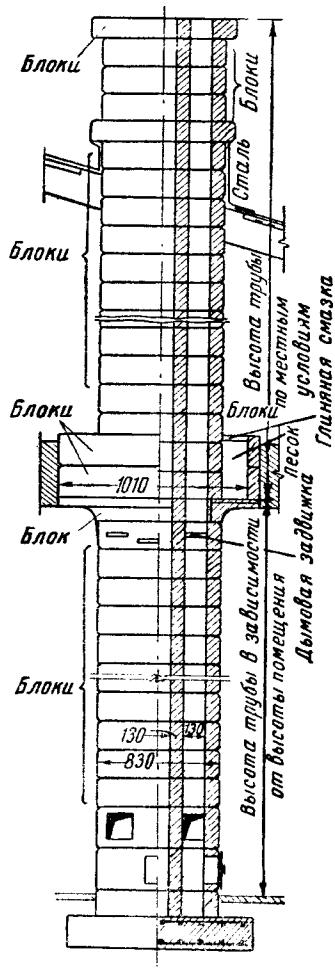


Рис. 26

Удачная конструкция стандартных бетонных блоков для сборки из них коренных труб на два, четыре и шесть дымов показана на рис. 26. К сборной (из бетонных блоков) трубе может быть присоединено соответствующее число печей, расположенных в различных этажах здания.

Для того чтобы на чердак не попадали атмосферные осадки через щель в кровле, по периметру трубы предусмотрена обычная в строительстве загибка кровельной стали под блок № 5,

заменяющий в данном случае напуск кладки («выдру»), устраиваемый при кирпичных дымовых трубах.

§ 5. РАСЧЕТ ПЕЧЕЙ

Точный теплотехнический расчет отопительной печи представляет собой крайне сложную задачу, так как в данном случае мы имеем дело с нестационарным тепловым режимом печного массива, нагреваемого периодически в часы топки печи и постепенно остывающего в перерывах между топками. Вследствие этого расчет печи базируется, главным образом, на опытных данных и лишь частично на общетеоретических соображениях. Необходимость выполнения даже такого расчета возникает лишь при разработке печи какой-либо новой конструкции, но и в этом случае каждая новая печь должна быть подвергнута последующему лабораторному испытанию, в результате которого и выявляются ее теплотехнические качества.

В данное время мы располагаем весьма большим количеством уже испытанных и проверенных на практике комнатных отопительных печей самых различных конструкций и размеров. Однако при подборе этих печей для отопления отдельных помещений часто приходится производить некоторые проверочные подсчеты отдельных ее элементов.

В настоящее время все теплоемкие печи конструируются и подбираются на две топки в сутки при расчетной наружной температуре в данной местности (см. табл. IV приложения). При этом среднечасовая теплоотдача печи должна соответствовать расчетным теплопотерям помещения, обогреваемого печью, а амплитуда колебания температуры воздуха в помещении не должна превышать величины, допускаемой санитарно-гигиеническими нормами ($A_t \leqslant \pm 2{,}5^\circ$).

Средняя часовая теплоотдача печи зависит от площади наружных теплоотдающих поверхностей печи, а также от коэфициентов теплоотдачи этих поверхностей и может быть подсчитана по формуле:

$$Q_{час} = \Sigma \alpha F \ ккал/час, \qquad (15)$$

где F — элемент наружной поверхности в $м^2$;

α — соответствующий коэфициент теплоотдачи поверхности печи в $ккал/час\ м^2$.

Коэфициент теплоотдачи α зависит от температуры наружной поверхности печи, а также от скорости движения комнатного воздуха, омывающего эту поверхность. Для так называемых открытых поверхностей печи, т. е. отстоящих от стен помещения

на 13 *см* и более, коэфициент теплоотдачи α на основании лабораторных исследований принимается равным:

при толстостенных не покрытых изразцами печах — 400—[illegible] ккал/час м²
» » изразцовых печах — 500—600 »
» тонкостенных печах весом 1 000 *кг* и более — 500—600 »
» » » » до 1 000 *кг* — 450—550 »

В случае, если какая-либо поверхность печи находится от стены лишь на расстоянии от 7 до 13 *см*, и зазор (отступка) между печью и стеной оставлен открытым, то для этой поверхности указанные выше коэфициенты теплоотдачи α уменьшаются на 25%. При закрытой отступке, снабженной вверху и внизу решетками для циркуляции воздуха, коэфициенты α уменьшаются уже на 50%. Необходимо особо подчеркнуть, что теплоотдающей считается только та поверхность печи, которая находится в пределах «активной» высоты этой печи, т. е. омывается с одной стороны воздухом, а с другой — прогревается через кладку дымовыми газами.

Перекрышка печи учитывается как теплоотдающая поверхность (с уменьшением коэфициента α на 50%) только в тех случаях, когда общая высота печи не более 2,1 *м*, а толщина самой перекрышки не более 21 *см*.

Из вышеизложенного ясно, что фактическая средняя часовая теплоотдача одной и той же печи в значительной степени зависит от местных конкретных условий. Например, устройство из архитектурных соображений закрытых отступок снижает в 2 раза теплоотдачу поверхностей печи, выходящих в такую отступку, не говоря уже о том, что устройство закрытых отступок не может быть рекомендовано и с санитарно-гигиенической точки зрения, так как в этих отступках всегда в изобилии скапливается пыль, а иногда и мусор, попадающий сюда через нижнюю решетку, предусматриваемую для циркуляции воздуха в отступке.

Если средняя часовая теплоотдача печи, определяемая путем лабораторных испытаний или по уравнению (15), соответствует теплопотерям помещения, то, прежде чем принять эту печь к установке, необходимо проверить, какая при данной печи будет амплитуда колебания температуры воздуха в помещении. Эта проверка производится по уравнению (14) § 2:

$$A_t = \frac{0{,}7\,MQ}{\Sigma BF_0} \text{ град.}$$

Подставляя в данное уравнение максимально допустимое значение A =2,5°, находим, что любая теплоемкая печь должна во всех случаях иметь коэфициент неравномерности теплоотдачи

$$M \leqslant 3{,}6\,\frac{\Sigma BF_0}{Q}, \qquad (16)$$

где ΣBF_0 — теплоустойчивость всех строительных ограждений помещения в *ккал/час град*;

Q — теплопотери помещения в *ккал/час*.

Коэфициент неравномерности теплоотдачи M каждой печи определяется лабораторными испытаниями.

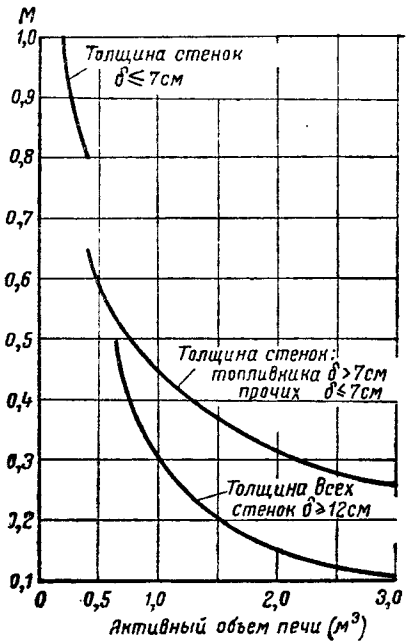


Рис. 27

Однако для практических расчетов можно определять значение коэфициента M непосредственно в зависимости от активного объема печи по графику (рис. 27), составленному по данным Л. А. Семенова (для двух топок в сутки).

Так, например, если теплоустойчивость строительных ограждений помещения равна ΣBF_0=459 *ккал/час град*, а теплопотери этого помещения Q=3 339 *ккал/час* (взято из ранее рассмотренного примера 2 § 1), то по уравнению (16), коэфициент неравномерности теплоотдачи печи, устанавливаемой в этом помещении, должен быть меньше или равен

$$k = 3{,}6\,\frac{459}{3\,339} = 0{,}5.$$

Из графика (рис. 27) видно, что этому условию удовлетворяет любая теплоемкая печь, активный объем которой равен или более 0,8 $м^3$. В частности, в данном случае может быть принята к установке отопительно-пищеварная печь, изображенная на рис. 24, имеющая активный объем 0,92 $м^3$ ($M \approx 0{,}48$) и теплоотдачу до 3 000 *ккал/час* при двух топках в сутки. Некоторое несоответствие теплоотдачи печи теплопотерям помещения ($\pm 10\%$) практически вполне допустимо.

Конструирование или детальная проверка основных элементов теплоемкой печи производятся на основании следующих соображений.

Количество тепла, которое должна воспринять печь в часы топки, определяется по уравнению:

$$Q_{расч} = 12\,Q_{час}\ ккал, \qquad (17)$$

где 12 — число часов между топками (двукратная топка в сутки);

$Q_{час}$ — расчетная теплоотдача печи.

Расход топлива на одну топку печи:

$$B_{расч} = \frac{Q_{расч}}{Q_н^р \eta \gamma} \; м^3, \qquad (18)$$

где $Q_н^р$ — низшая рабочая теплотворная способность топлива в *ккал/кг*;

η — к. п. д. печи, принимаемый для печей с колосниковой решеткой при антраците 0,75, а при других видах топлива — 0,7;

γ — объемный вес топлива в *кг/м*^{3}.

Значения $Q_н^р$ и γ для различного топлива даны в табл. VIII приложения.

Все топливо $B_{расч}$ или по крайней мере 75% его объема загружают в топливник сразу же при растопке. Зная наиболее эффективную для сжигания высоту слоя топлива h *м* (см. табл. VIII приложения), можно определить площадь пода топливника:

$$F_{под} = \frac{B_{расч}}{h} \; м^2. \qquad (19)$$

Для лучшего сгорания летучих над слоем топлива всегда оставляют свободное пространство, принимая полную высоту топливника в зависимости от вида топлива по данным табл. VIII приложения. Ширина топливника принимается обычно от 19 до 27 *см* для печей с теплоотдачей до 3 000 *ккал/час* и более 27 *см* при теплоотдаче печи более 3 000 *ккал/час*.

При топке дровами следует предусматривать возможность горизонтальной укладки дров, и потому длина топливника принимается не менее 40 *см* из того расчета, что при распиловке на три части метровых швырков длина полена получается в среднем 35 *см*.

Определив, таким образом, длину, ширину и высоту топливника, необходимо проверить его объем на тепловое напряжение топочного пространства E *ккал/м*^{3}*час* по формуле:

$$V_т = \frac{B_{расч} \gamma Q_н^р \eta_т}{nE} \; м^3, \qquad (20)$$

где $\eta_т$ — к. п. д. топливника, принимаемый для печи с колосниковой решеткой равным 0,9;

E — тепловое напряжение топочного пространства, принимаемое по табл. VIII приложения, в *ккал/м*^{3} *час*;

n — продолжительность топки печи, зависящая от вида топлива и средней часовой теплоотдачи печи $Q_{час}$ *ккал/час*.

Для дров длительность топки принимают: 1 час—при $Q_{час} \leqslant$ $\leqslant 1\,500$ *ккал/час*; 1,25 часа—при $1\,500 < Q_{час} < 3\,000$ *ккал/час*; 1,6 часа—при $3\,000 < Q_{час} < 5\,000$ *ккал/час* и 2 часа—при $Q_{час} > 5\,000$ *ккал час*.

Для каменных углей, процесс горения которых всегда более медленный, указанная длительность топки увеличивается в 1,5, а для антрацита — в 2 раза.

Пользуясь данными табл. VIII приложения, легко определить площадь колосниковой решетки по выражению:

$$f = \frac{B_p^{\sim}}{пр}, \qquad (21)$$

где p — так называемое тепловое напряжение колосниковой решетки *кг/м² час*, т. е. количество топлива в килограммах, которое может сгореть в течение 1 часа на 1 *м²* площади решетки (табл. VIII приложения).

Площадь поддувала так же, как и площади сечения всех дымовых каналов внутри печи, подбирается по скорости проходящих по ним воздуха или дымовых газов в соответствии с данными табл. VIII приложения, в которой указаны и температуры газов в дымоходах печи.

Длина, а следовательно, и омываемая горячими газами поверхность всех дымоходов печи определяется из тех соображений, чтобы за часы топки было обеспечено требуемое тепловосприятие всеми внутренними поверхностями печи.

Если обозначить поверхности, омываемые газами, через f *м²* и соответствующие этим поверхностям коэфициенты тепловосприятия через β (*ккал/час м²*), то общее количество тепла, воспринятое печью за n часов топки, будет равно

$$Q_в = (\beta_1 f_1 + \beta_2 f_2 + \beta_3 f_3 + \beta_4 f_4) n \text{ ккал}. \qquad (22)$$

Индексы при β и f относятся: 1 — к топливнику, 2 — к первому дымоходу, 3 — к остальным дымоходам и 4 — к колпаку бесканальных печей. Значения коэфициентов тепловосприятия β могут быть взяты из табл. VIII приложения.

При правильном расчете количество тепла, воспринятое во время топки всеми внутренними поверхностями печи ($Q_в$ *ккал*), должно соответствовать $Q_{расч} = 12\ Q_{час}$ [уравнение (17)].

В процессе топки массив (кладка) печи нагревается от начальной средней температуры $t_{н.ср}$ до конечной средней (наивысшей) температуры $t_{к.ср}$

Для обеспечения нормальной эксплоатации печи считают, что колебание температуры массива печи должно быть в пределах: $t_{к\,ср} - t_{н\,ср} = 80°$ — для толстостенных печей, 120° — для тонкостенных весом 1 000 *кг* и более и 160° — для тонкостенных теплоемких печей весом до 1 000 *кг*.

Соблюдение этого условия обеспечивается подбором соответствующего веса G (в *кг*) кладки печи в пределах ее активного объема.

Очевидно, что

$$G = \frac{Q_{расч}}{c(t_{к.ср} - t_{в.ср})} \text{ кг}, \qquad (23)$$

где $Q_{расч}$ —расчетная теплоотдача печи в *ккал* [уравнение (17)];

c—удельная теплоемкость нагревающегося массива печи в *ккал/кг град* (при кирпичной кладке c = =0,21 *ккал/кг град*).

Нетеплоемкие и, в частности, металлические передвижные или переносные печи, применяемые для просушки и временного отепления вновь строящихся зданий, рассчитываются обычно на длительную (непрерывную) топку. Для удобства надзора за состоянием верхнего покрытия высота этих печей принимается не более 1,7 *м*. Часто такие печи состоят лишь из одного топливника с гладкой или оребренной наружной поверхностью, а для увеличения теплоотдачи они присоединяются к дымовым каналам при помощи стальных рукавов диаметром от 130 до 250 *мм* и длиной до 10 *м*.

При заводском изготовлении теплотехническая характеристика нетеплоемких печей дается непосредственно заводом. При отсутствии этих данных, а также для печей кустарного изготовления коэффициент теплоотдачи α (в *ккал/час м*^{2}) наружных поверхностей печи можно ориентировочно принимать по табл. IX приложения.

Часовой расход топлива для нетеплоемкой печи определяется по формуле:

$$B_{час} = \frac{Q_п}{Q_н^р \eta_п} \text{ кг/час}, \qquad (24)$$

где $Q_п$ —теплоотдача печи в *ккал/час;*

$Q_н^р$ —теплотворная способность топлива в *ккал/кг* (см. табл. VIII приложения);

$\eta_п$ —к. п. д. печи, который колеблется в пределах от 0,6 до 0,75.

Размеры топливника определяются так же, как и для обычных теплоемких печей, но на часовую загрузку топлива $Q_{час}$ по уравнению (24), если печь не снабжена специальным бункером для топлива.

При подборе печей для просушки вновь возводимых зданий или для отопления зданий в целях производства внутренних отделочных работ необходимо учитывать весьма значительный расход тепла на испарение влаги (например, при штукатурных работах). Этот расход тепла зачастую в несколько раз превышает теплопотери обогреваемых помещений.

§ 6. РАЗМЕЩЕНИЕ И КЛАДКА ПЕЧЕЙ И ДЫМОВЫХ ТРУБ

Размещение отопительных печей в здании должно удовлетворять ряду требований, из которых основными являются теплотехнические требования, сводящиеся к тому, чтобы расположенные в каждом помещении теплоотдающие поверхности печи соответствовали теплопотерям отапливаемого помещения и чтобы колебание внутренней температуры при эксплоатации печей не выходило за допустимые пределы ($\pm$ 2,5°).

Следует решительно избегать такого размещения печей, при котором часть постоянно занятых помещений отапливалась бы «вторым теплом», т. е. от смежной комнаты, в которой расположена печь. Это допустимо лишь для помещений такого назначения, как уборные, кладовые и т. п.

Санитарно-гигиенические требования указывают на целесообразность размещения печей у внутренних стен помещения в непосредственной близости от входных дверей, чтобы сократить до минимума засорение основной площади помещений топливом и золой при эксплоатации печи.

Лучший вариант — устройство топки печи из передней или коридора, — к сожалению, далеко не всегда может быть осуществлен в натуре, однако к такому решению следует всегда стремиться при разработке проекта внутренней планировки здания.

Технико-экономические требования сводятся к тому, чтобы первоначальная и эксплоатационная стоимость печного отопления была минимальной. Учитывая эти требования, целесообразно внутри каждой квартиры размещать печи ближе друг к другу и максимально сокращать число печей, т. е. отапливать каждой печью по возможности две-три смежные комнаты (в индивидуальных квартирах).

При таком решении получается экономия не только в материалах и стоимости самих печей, но весьма существенная экономия на дымовых трубах даже в том случае, если здание кирпичное с внутристенными, а не с насадными и тем более не с коренными трубами.

При близком расположении печей друг от друга представляется возможным разместить несколько дымовых каналов от печей в одном стояке (в коренной трубе или внутри капитальной стены) и тем самым сократить число дымовых стояков в пределах чердака и над крышей здания. Этими же соображениями следует руководствоваться и при размещении печей в различных этажах здания, причем в отдельных случаях следует допускать устройство под потолком помещений так называемых перекидных рукавов длиной до 2 *м*, чтобы отвести дым от печи к коренной трубе или внутристенному каналу.

Технико-экономические требования вынуждают также избегать устройства так называемых закрытых отступок между печью и стеной помещения, так как при закрытой отступке ме-

нее эффективно используются активный объем кладки и теплоотдающие поверхности печи.

Экономическими соображениями также вполне оправдывается отмеченная выше установка печей у внутренних, а не у наружных стен, так как при таком решении печь занимает более темную часть полезной площади комнаты, не говоря уже о том, что при расположении печей у наружных стен дымовые трубы пришлось бы выводить над крышей непосредственно у карниза в ущерб архитектурному оформлению здания.

Из всего сказанного об основных принципах размещения печей в здании видно, что рациональное решение проекта печного отопления зависит исключительно от инженера-строителя, разрабатывающего проект самого здания.

Еще при разработке строительных чертежей и затем при возведении здания должны быть предусмотрены требования, обеспечивающие возможность оборудования здания печным отоплением. Это в первую очередь относится к рациональному размещению и устройству внутристенных дымовых каналов в каменных зданиях или коренных труб в деревянных зданиях, а также устройству оснований под печи во всех этажах здания.

Дымовые каналы могут быть размерами 13×13 *см* (½×½ кирпича) для печей с теплоотдачей до 3 000 *ккал/час*; 13×19 *см* при теплоотдаче от 3 000 до 4 500 *ккал/час*; 13×26 *см* при теплоотдаче до 6 000 и 19×26 *см* при теплоотдаче печи более 6 000 *ккал/час*.

Дымовые каналы выкладываются по отвесу и должны иметь гладкую неоштукатуренную поверхность. Отвод («увод») дымового канала в сторону внутри капитальной стены допускается не далее 1 *м* и под углом к горизонту не менее 60°, так как в противном случае будет затруднена чистка трубы от сажи.

Во всех случаях по противопожарным соображениям дымовая труба должна возвышаться над кровлей не менее чем на 50 *см*, а для обеспечения хорошей тяги общая высота трубы (считая от колосниковой решетки до устья трубы) должна быть не менее 5 *м* с доведением устья трубы до соответствующей отметки, указанной на рис. 28.

В местах прохода дымовых каналов и труб через междуэтажные сгораемые перекрытия устраиваются противопожарные горизонтальные разделки в виде напуска кирпичной кладки из того расчета, чтобы расстояние от дыма до сгораемых конструкций было не меньше 25 *см*, если эти конструкции дополнительно покрыты войлоком, вымоченным в жидкой глине, или листом асбеста, и не меньше 38 *см*—при отсутствии такой дополнительной изоляции.

Варианты горизонтальных разделок кирпичных труб показаны на рис. 29, а сборно-блочных коренных труб — на рис. 26.

Аналогичные разделки в междуэтажных перекрытиях обязательно предусматривают и у многоэтажных или у многоярусных печей.

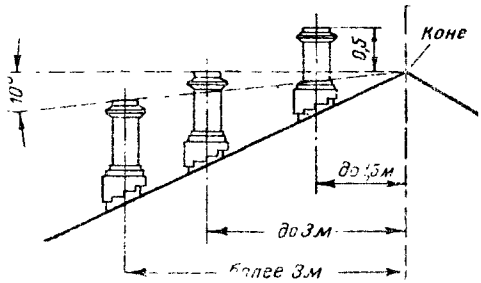


Рис. 28

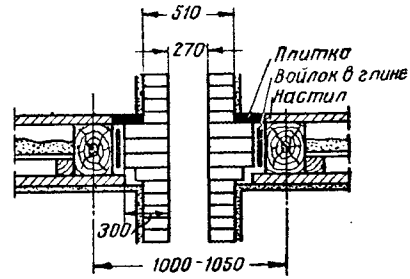


Рис. 29

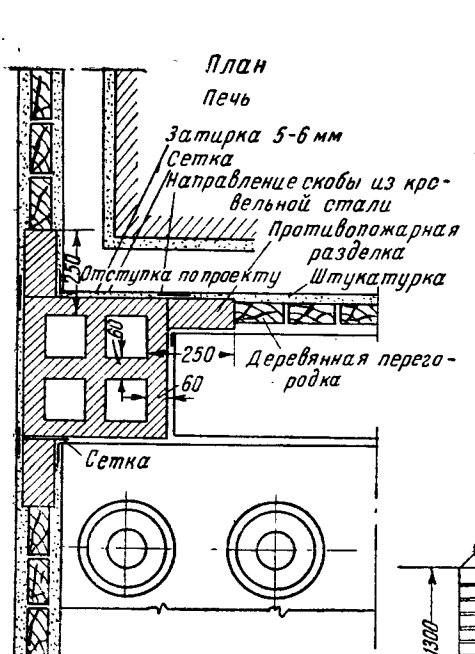
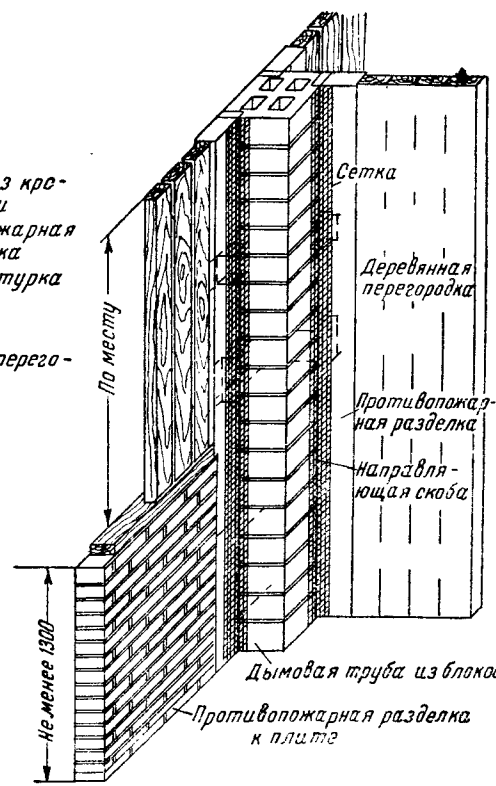


Рис. 30



Если дымовая труба или отопительная печь перерезает деревянную перегородку или примыкает к ней, то необходимо устраивать противопожарные вертикальные разделки. Удачная конструкция таких разделок для сборно-блочных труб показана на рис. 30.

При открытой отступке коренной трубы примыкающая к ней сгораемая стена обивается войлоком, вымоченным в глине, и кровельной сталью, как это указано на рис. 31, а при закрытой отступке выкладывается дополнительно «холодная четверть»— из кирпича на ребро, с оставлением воздушной прослойки в 7 *см* (рис. 32). Эти правила устройства закрытых отступок распространяются и на печи, примыкающие к деревянным стенам.

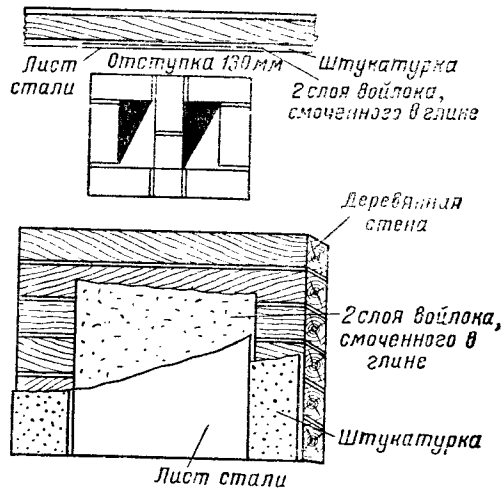


Рис. 31

В пределах чердака от деревянных строительных конструкций до наружной поверхности дымовых стояков оставляют свободное расстояние не менее 10 *см*, причем наружные поверхности дымовых стояков должны быть побелены, чтобы легче было обнаружить трещины в кладке трубы.

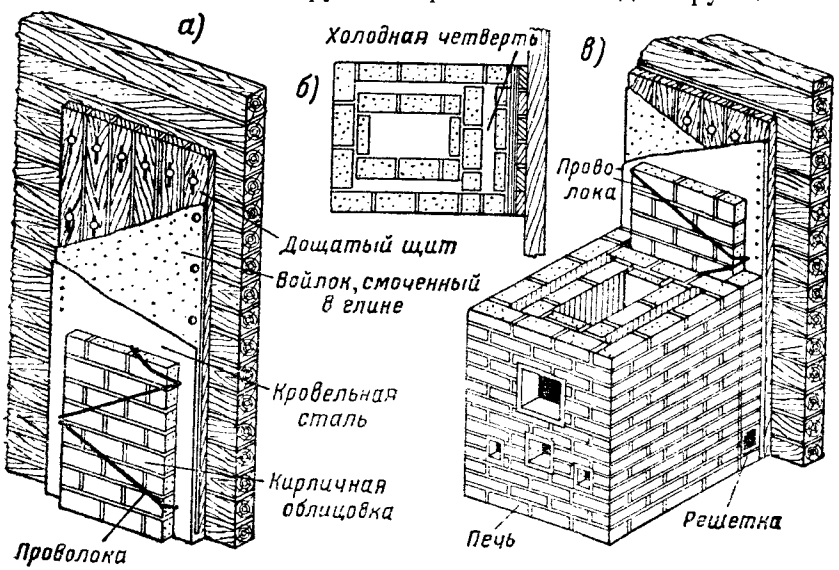


Рис. 32

Один из вариантов сопряжения дымовой трубы с кровлей показан на рис. 26, а также на рис. 33.

Коренные трубы должны возводиться на собственном фундаменте. Зазор между фундаментом трубы и фундаментом ближайшей стены принимается не менее 5 *см* и засыпается песком.

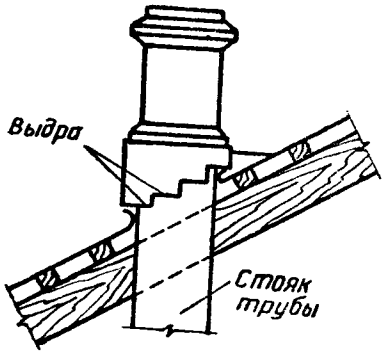


Рис. 33

Приемы устройства оснований под отопительные печи диктуются прежде всего весом массива каждой печи. Если общий вес печи не превышает 750 *кг*, то такая печь может быть установлена непосредственно на чистый пол помещения[1] (с предварительной проверкой прочности пола), хотя и в этих случаях всегда следует предпочитать установку печей на отдельном настиле по балкам перекрытия для предотвращения расстройства кладки печи от неизбежных сотрясений чистого пола. Отопительные печи весом более 750 *кг* устанавливают или на собственном фундаменте (в первом этаже), или на консольных металлических балках *1*, заделываемых в капитальные стены (рис. 34,*а*). В целях пожарной безопасности рекомендуется слань заменять бетонным или кирпичным сводом (рис. 34,б).

При коренных трубах (рис. 35) печи устанавливаются на консольных железобетонных плитах.

При особо неблагоприятной внутренней планировке здания приходится иногда, даже при наличии коренной трубы, устанавливать печь верхнего этажа на массив нижерасположенной печи, что, во-первых, не экономично, а во-вторых, затрудняет ремонт печи, служащей основанием для расположенной над ней печью.

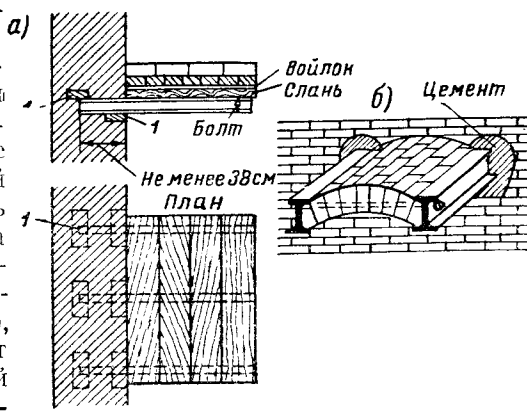


Рис. 34

Во всех случаях дымообороты (и колосниковая решетка) печи должны быть расположены на высоте не менее 21 *см* от отметки чистого деревянного пола помещения.

---

[1] ГОСТ 4058-48.

Перед топочной дверкой печи сгораемый настил пола покрывается металлическим листом размерами 70×50 *см*.

Расстояние от верха печи до оштукатуренного сгораемого междуэтажного перекрытия должно быть не менее 25 *см* при печах весом более 750 *кг* и 35 *см* при печах весом до 750 *кг*, а в случае отсутствия штукатурки на потолке—соответственно 35 и 45 *см*. При этом толщина перекрышки печи должна быть не менее 21 *см*[1].

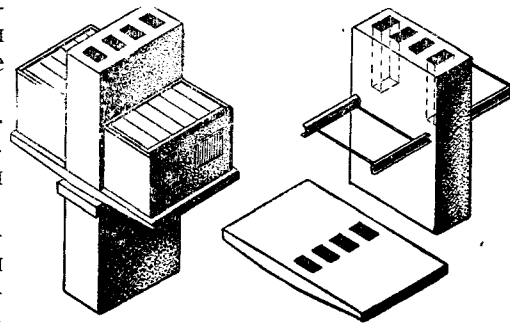


Рис. 35

Основными материалами для возведения обычных кирпичных печей служат:

1) хорошо обожженный правильной формы красный кирпич, (для футеровки топливников — огнеупорный кирпич), глина и мелкий, без органических примесей, желательно горный, а не речной песок;

2) кровельная сталь или изразцы в случае выкладки печей в футлярах или облицовки наружных поверхностей печи изразцами;

3) печные приборы: печные, поддувальные, вьюшечные и прочистные дверцы; колосниковые решетки; устройства для отключения печи от дымовой трубы;

4) вспомогательные материалы: хорошо отожженная мягкая проволока толщиной 1,5 *мм* для крепления дверок и изразцов; прутковая проволока (5—6 *мм*) и пачечная сталь для крепления изразцов; гвозди длиной 8—10 *см* для укрепления проволоки в кладке; угловая сталь для крепления перекидных рукавов.

Кладка печи ведется строго по отвесу из хорошо вымоченного в воде красного кирпича на глиняном растворе с возможно тонкими швами (не более 0,5 *см*) и обязательной перевязкой швов по вертикали.

При толщине наружных стенок менее полкирпича печь должна выкладываться в металлическом футляре или облицовываться изразцами.

В сейсмических районах печи выкладывают в каркасе из угловой стали.

Внутренние стенки топливника и дымооборотов печи должны иметь гладкую поверхность, без штукатурки, которая все равно обвалилась бы под воздействием высокой температуры дымовых газов.

---

[1] Более подробные сведения о противопожарных мероприятиях при печном отоплении имеются в ГОСТ 4058-48.

При выкладке печей в металлических футлярах особое внимание следует обращать на тщательность заполнения глиняным раствором зазора между футляром и кладкой в целях улучшения прогрева наружных поверхностей печи.

Не менее тщательно следует заполнять раствором и тыльную часть изразцов («рюмки»), а также свободные полости между бортами рюмок, служащих исключительно для укрепления изразцов путем схватывания их скобами *а* (рис. 36) и печной проволокой *б*, обматываемой вокруг штырей *в* и заделываемой в кладку печи при помощи гвоздей *г*.

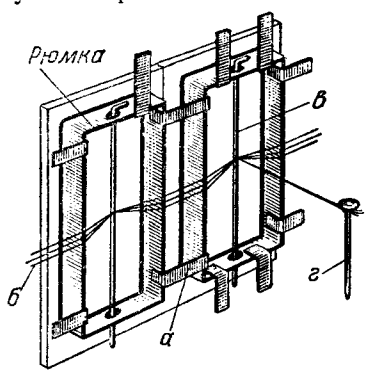


Рис. 36

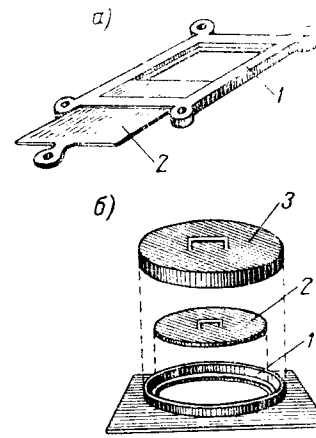


Рис. 37

Все дверки печи устанавливают на место в процессе кладки и укрепляют при помощи заделываемой в кладку печной проволоки или же при помощи отлапок.

Дверки изготовляют стальные и чугунной отливки обычные и герметические, причем всегда следует отдавать предпочтение дверкам чугунным, которые долговечнее стальных, так как не коробятся от воздействия высокой температуры (топочные дверки).

Колосниковые решетки изготовляются только чугунные или в виде целой отливки, или из отдельных колосников. Стандартные размеры всех печных приборов, в том числе и устройств для отсоединения печи от дымовой трубы, даются в ГОСТ 3017-45.

Для перекрытия дымовой трубы обычно применяют или чугунную задвижку (рис. 37,*а*), состоящую из рамки *1* и движка *2*, или вьюшку (рис. 37,*б*), состоящую из рамки *1*, блинка *2* и крышки *3*.

Для достижения большей плотности перекрытия трубы задвижки и вьюшки рекомендуется ставить в горизонтальной или наклонной, а не в вертикальной плоскости.

Металлические печи-времянки, применяемые для просушки или отепления зданий при производстве внутренних отделочных работ, можно устанавливать на ножках высотой не менее 20 *см*

непосредственно на чистый пол помещения, предохраняемый от возгорания путем обивки его кровельной сталью по листовому асбесту или двум слоям войлока, вымоченного в глиняном растворе. Минимальное расстояние от стенок и рукавов металлической печи до оштукатуренных деревянных конструкций должно быть 70 *см*, а до конструкций, не защищенных от возгорания,— 100 *см*.

Отвод дыма от временных печей в вентиляционные каналы категорически запрещается.

Глава III

ЦЕНТРАЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 7. КОТЛЫ И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В кратком обзоре систем отопления (§ 3) отмечалось, что для приготовления горячей воды или пара, используемых в качестве теплоносителей в центральных отопительных системах, служат паровые и водогрейные котлы.

В зависимости от параметров, т. е. от развиваемой в котлах температуры и давления воды или пара, все котлы делятся на две группы: взрывобезопасные и взрывоопасные. К взрывобезопасным относятся водогрейные котлы, температура воды в которых всегда ниже 100°, и паровые котлы с давлением пара до 1,7 *ата*—при условии оборудования этих котлов соответствующими предохранительными устройствами.

Взрывоопасными считаются котлы, служащие для нагревания воды до температуры свыше 100°, и паровые котлы при давлении пара более 1,7 *ат*. Эти котлы находятся на учете и под наблюдением Котлонадзора и должны удовлетворять ряду технических требований как в отношении прочности, так и в части их эксплоатации.

Взрывобезопасные котлы могут быть чугунной отливки или изготовляться из стали любого качества. Эти котлы находят широкое применение для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения отдельных городских общественных и жилых зданий.

Чугунные котлы отливаются в виде отдельных секций, соединенных между собой при помощи конических ниппелей.

Для оборудования котельной малых размеров применяются чугунные секционные котлы с внутренней топкой (рис. 38).

Каждый из этих котлов может быть водогрейным или паровым. В последнем случае котел снабжается сухопарником, как показано на рис. 38, *б*.

Котлы с внутренней топкой для уменьшения теплопотерь изолируют стальным листом по асбестовому картону. На рис. 39

даны продольный, поперечный и горизонтальный разрезы водогрейного котла с внутренней топкой, собранного из шести секций с прилитыми к ним полыми колосниками. Дверка *1* служит для загрузки топлива, *2* — для шуровки топлива на колосниковой решетке, а дверка *3* — для выгреба золы. Воздух для горения топлива подается через дверку *4*, степень открытия которой может регулироваться автоматически при помощи термостати-

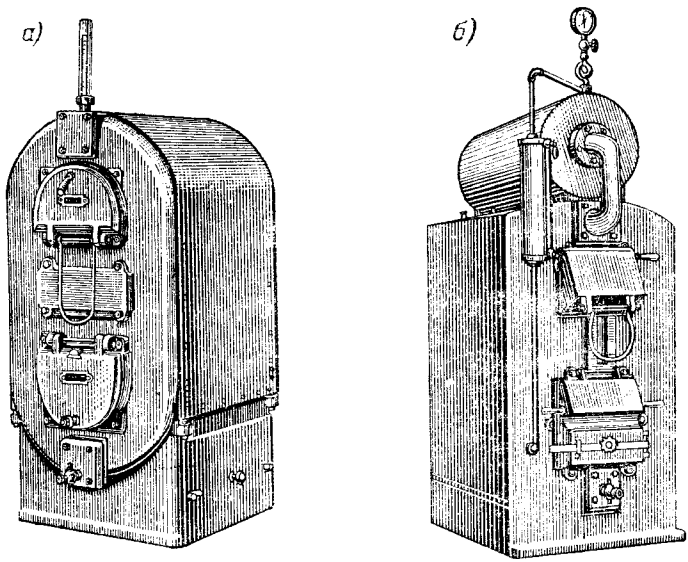


Рис. 38

ческого прибора *5*. Продукты горения удаляются из топливника *6* по вертикальным каналам *7* между секциями котла и горизонтальным (надпольным или подпольным) боровком *8* в дымовую трубу. Нагреваемая в котле вода поступает через штуцер *а* в нижние ниппельные проходы *б* между секциями, поднимается затем по полостям секций *в* до верхних ниппельных проходов и уходит из котла через штуцер *г* в соответствующий трубопровод, к которому присоединен котел. Температура воды, уходящей из котла, контролируется по термометру *9*.

Варианты присоединения котлов этого типа к дымоотводящим трубам показаны на рис. 40.

Вследствие весьма ограниченных размеров топливника в котлах с внутренней топкой можно сжигать с удовлетворительным эффектом лишь такие виды топлива, как дрова, кокс и антрацит.

Габариты и поверхности нагрева рассмотренных котлов даны в табл. X приложения. В зависимости от сорта топлива теплосъем с 1 $м^2$ этих котлов принимается от 4 000 до 7 000 *ккал/час* $м^2$.

Чугунный секционный котел НРч (системы Н. Н. Ревокатова) имеет значительные преимущества перед котлами с внутренней топкой, так как может работать на любом топливе. Как видно из рис. 41, топка *Т* в котле НРч опущена вниз и ей можно придать любые размеры в зависимости от вида сжигаемого

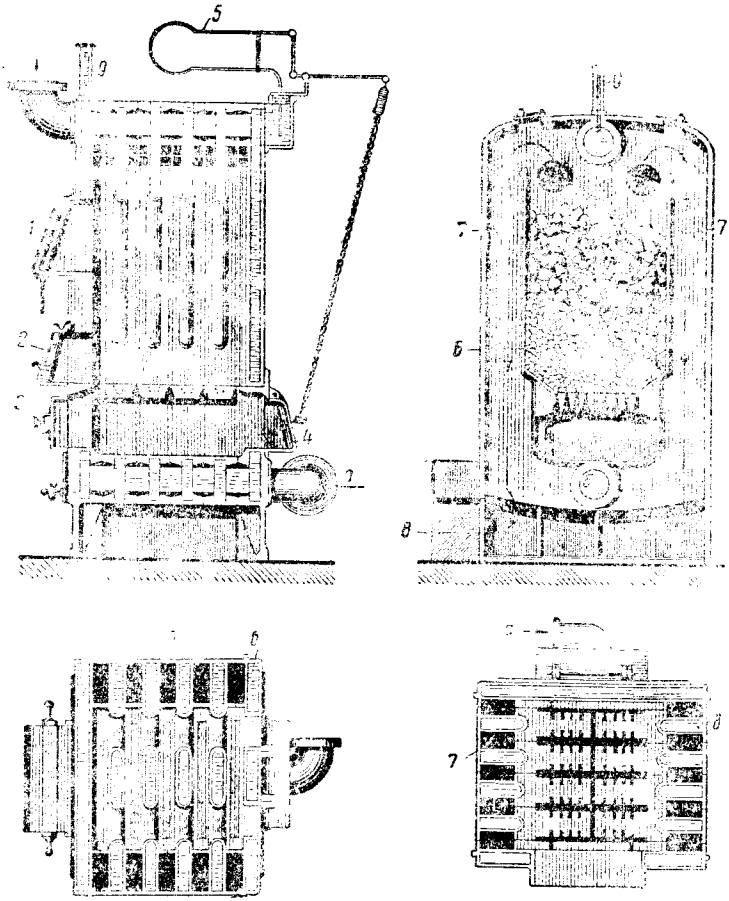


Рис. 39

топлива. Эти котлы допускают устройство дутья, т. е. механической подачи воздуха под колосниковую решетку котла. Последнее мероприятие бывает необходимым при сжигании некоторых видов топлива, оно резко повышает тепловое напряжение поверхности нагрева котла (до 15 000 *ккал/час м*²).

Схема присоединения к трубопроводам водяного котла НРч дана на рис. 42, где приняты следующие обозначения: *1*—секции котла, *2*—ниппельные соединения между секциями, выведенные наружу в виде патрубков с заглушкой *3*, *4*—питательный

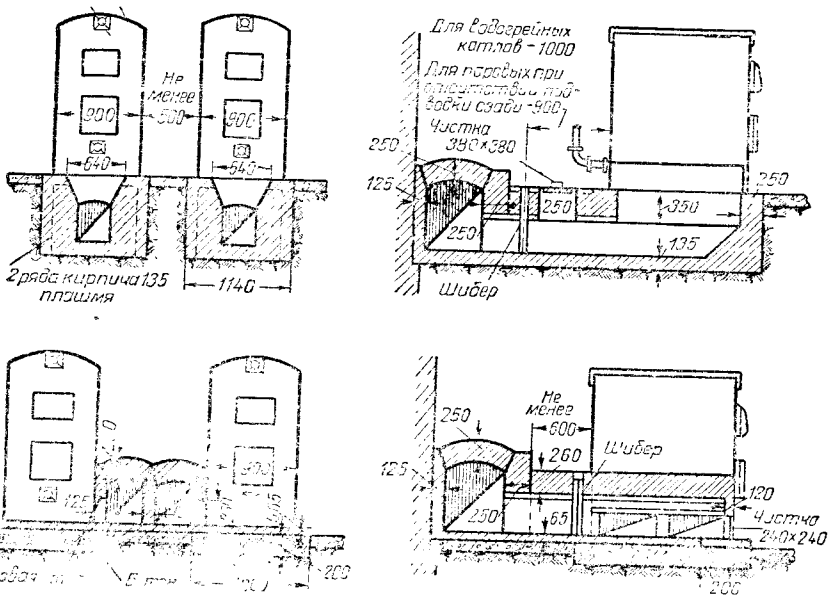

Не менее 500
900
900
540
540
2 ряда кирпича 135 плашмя
1140
Для водогрейных котлов - 1000
Для паровых при отсутствии топки сзади - 900
Чистна 380×380
250
125
250
250
350
250
135
Шибер
Кладка плашмя
Не менее 600
250
260
Шибер
125
120
250
65
Чистна 240×240
200

Рис. 40

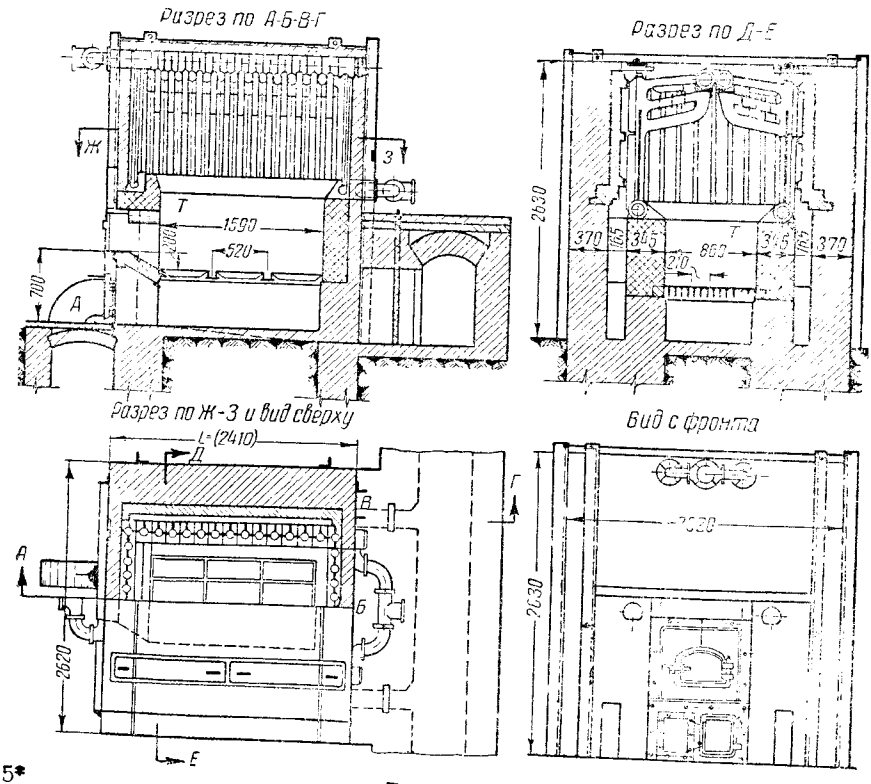

Разрез по А-Б-В-Г
Ж
З
Т
1590
520
700
А
Разрез по Д-Е
2630
370
365
365
Т
860
20
365
370
Разрез по Ж-З и вид сверху
L-(2410)
Д
А
В
Г
Б
2620
Е
Вид с фронта
2630
2630

Рис. 41

трубопровод, по которому вода подводится к котлу для нагревания, *5*—фасонные части, соединяющие питательный трубопровод с котлом, *6*—фасонные части, по которым нагретая в котле вода отводится в систему отопления через кран (задвижку) *7*. Вокруг задвижки *7* предусмотрено устройство обводной петли *8* с обратным клапаном, который предохраняет котел от повышения в нем давления при случайной растопке котла с закрытыми задвижками. Аналогичным предохранительным устройством в виде обводной петли с обратным клапаном снабжаются водогрейные чугунные секционные котлы с внутренней топкой. Вторым предохранительным устройством для котлов НРч является аварийная труба *9*, на которой установлен запорный кран *10*.

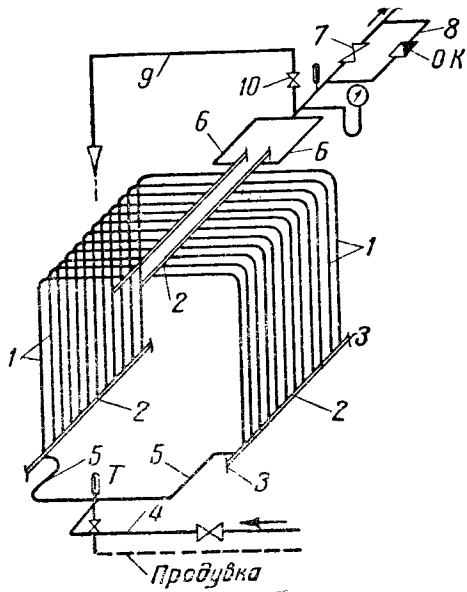


Рис. 42

Всесоюзный научно-исследовательский институт санитарно-технического оборудования (ВНИИСТО) в послевоенное время провел большую работу по конструированию и внедрению в производство новых, более совершенных типов чугунных отопительных котлов. В результате модернизации котлов системы Н. Н. Ревокатова (см. рис. 41) были созданы чугунные секционные котлы «Универсал» и «Пламя».

Общий вид и поперечный разрез котла «Пламя» представлены на рис. 43.

От котла НРч прежней конструкции котел «Пламя» существенно отличается тем, что секции котла дополнены продольными буртиками, образующими дымообороты, вследствие чего верхняя часть котла «Пламя» имеет лишь наружный стальной кожух с асбестовой изоляцией. Кроме того, с фронта котла предусмотрены лазы для периодической очистки дымооборотов. Аналогичную конструкцию имеет и чугунный котел «Универсал» с той лишь разницей, что кирпичная наружная обмуровка у этого котла полностью заменена стальным кожухом с асбестовой изоляцией. В зависимости от числа секций чугунный котел «Универсал» имеет поверхность нагрева от 12 до 24,6 $м^2$ и теплосъем (при механическом дутье) с 1 $м^2$, в 1,5 раза больший, чем у котлов с внутренней топкой (рис. 38), при повышенном к. п. д. и значительно меньшем весе (на 20%).

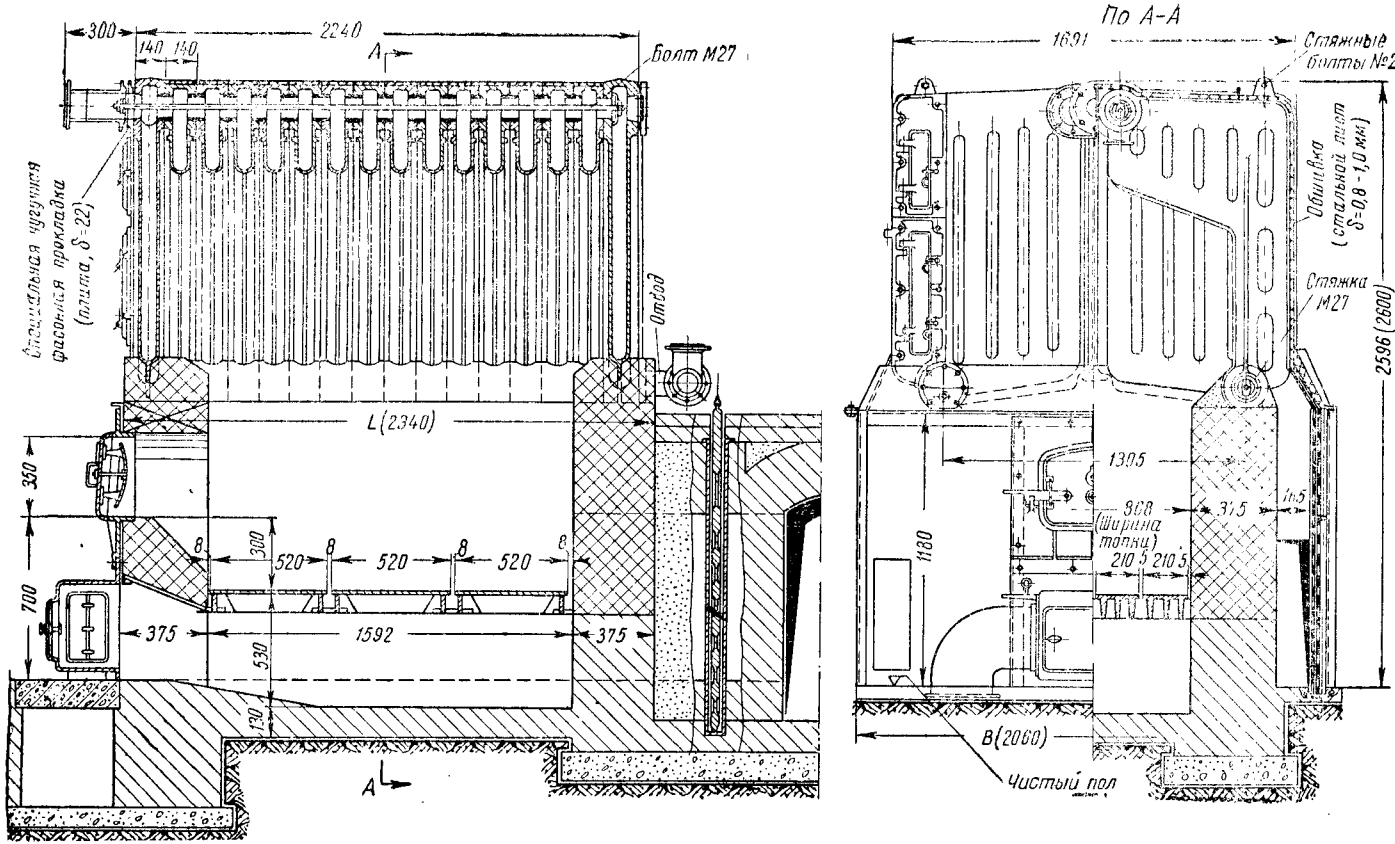

300
140
140
2240
А
Болт М27
Асбестовая прокладка
Фасонная прокладка
(плита, δ=22)
Отвод
L(2340)
350
700
8
380
520
520
520
375
1592
375
530
130
А
По А-А
1691
Стяжные
болты №27
Обшивка
(стальной лист
δ=0,8-1,0 мм)
Стяжка
М27
2596 (2600)
1305
908
(ширина
топки)
315
165
210,5
210,5
1180
В(2060)
Чистый пол

Рис. 43

Котлы «Пламя» с поверхностью нагрева 61, 49 и 37 $м^2$ изготовляются Тульским заводом.

Теплосъем с этих котлов даже при низкосортном подмосковном угле (и при дутье) равен 10 000 *ккал/час* $м^2$.

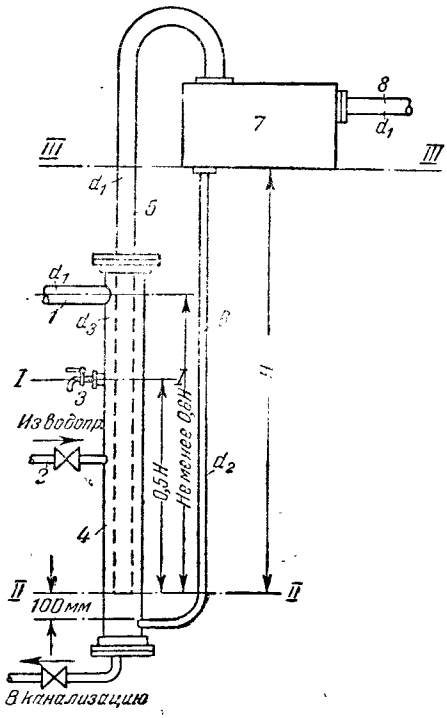


Рис. 44

Паровые чугунные котлы всех систем также должны быть снабжены специальными автоматически действующими предохранителями в виде водяного затвора, один из вариантов которых изображен на рис. 44. Этот предохранитель присоединяется к паровому пространству котла трубой *1*, на которой не должно быть никаких запорных приспособлений. Через трубу *2* петля *4—6* предохранителя заполняется водой до уровня *I—I*, что проверяется открыванием крана *3*.

Под давлением пара в котле и трубе *1* уровень воды в трубе *4* предохранителя понижается, а в трубах *5* и *6* соответственно повышается. Если давление пара будет больше, чем давление столба воды высотой *H*, то вода в трубе *4* опустится ниже уровня *II—II*, и излишний пар будет уходить из котла через трубы *1*, *4*, *5* в бачок *7* и из последнего через трубу *8* в атмосферу. При последующем понижении давления пара вода из бачка *7* опять заполнит предохранительную петлю через трубу *6*. Таким образом, высота затвора *H* определяет величину максимально возможного давления пара в котле. Например, если $H=5$ *м*, то пар будет выбрасываться через предохранитель при давлении $P=0{,}5$ *ати*.

Как упоминалось выше, предельно допустимое давление пара для взрывобезопасных котлов установлено 0,7 *ати*. Следовательно, максимальная высота предохранительного затвора может быть $H=7$ *м*. Таким предохранительным водяным затвором должен быть снабжен каждый паровой котел.

Водогрейные и паровые отопительные котлы, изготовляемые из стали, могут быть по своей конструкции жаротрубными цилиндрическими, водотрубными и смешанного типа.

Цилиндрический котел с одной жаровой трубой, в которой размещена топка, представлен на рис. 45.

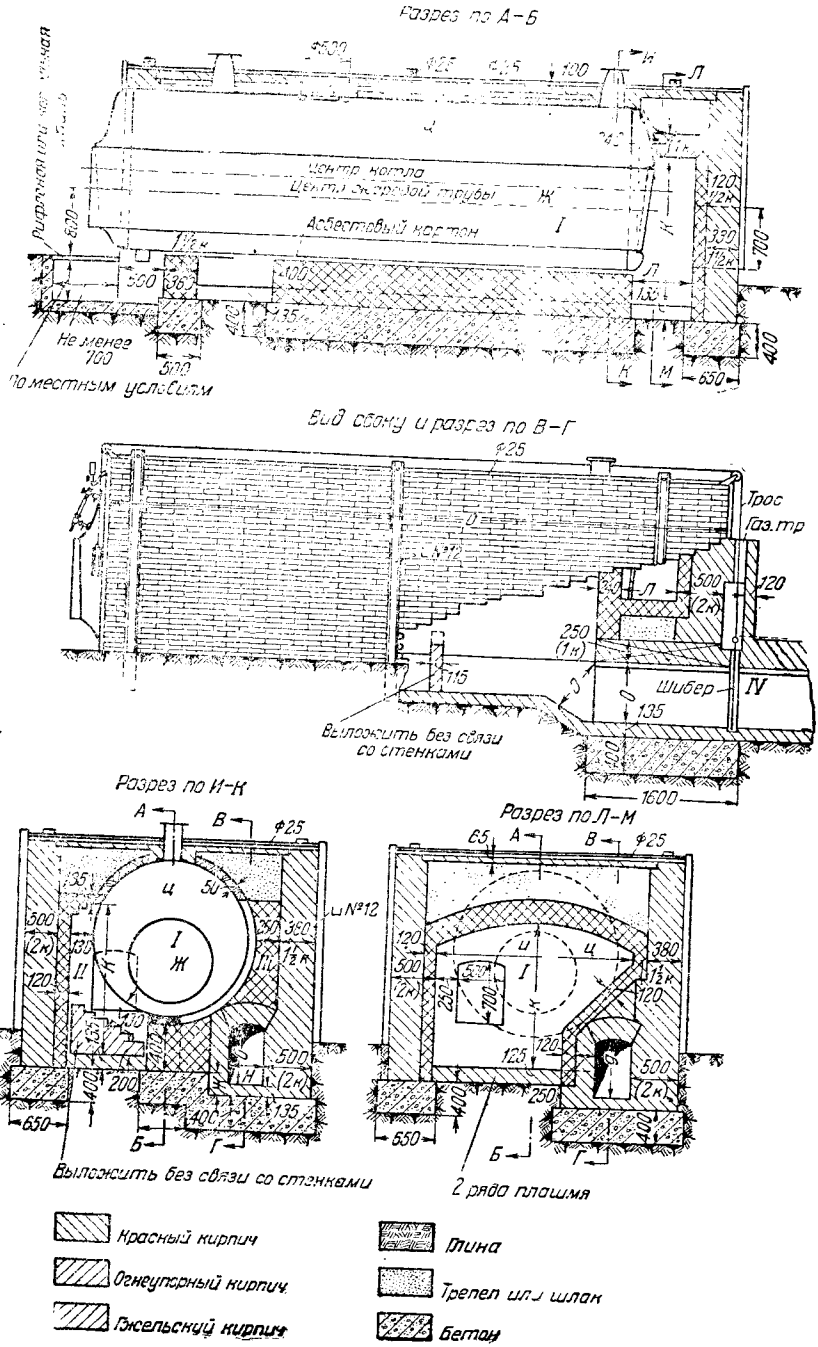

Разрез по А–Б
Асбестовый картон
Не менее 700
По местным условиям
Вид сбоку и разрез по В–Г
Трос газ. тр
Шибер
Выложить без связи со стенками
Разрез по И–К
Разрез по Л–М
Выложить без связи со стенками
2 ряда плашмя
Красный кирпич
Огнеупорный кирпич
Гжельский кирпич
Глина
Трепел или шлак
Бетон

Рис. 45

Топка этих котлов может быть оборудована механическим дутьем с подачей под колосниковую решетку воздуха, необходимого для горения топлива. Дымовые газы отводятся из топки по жаровой трубе *I*, затем омывают боковые наружные стенки котла (каналы *II* и *III*) и отводятся в дымовую трубу через горизонтальный дымоход (боров) *IV*.

Эти котлы изготовляются с одной и двумя жаровыми трубами и могут быть использованы как паровые или как водогрейные. Жаротрубные котлы имеют значительно бо́льшие размеры, чем рассмотренные выше чугунные секционные котлы, но просты в изготовлении, могут быть использованы для различных видов топлива и при наличии дутья обладают теплопроизводительностью от 10 000 до 15 000 *ккал/час м*^{2}.

В период Великой Отечественной войны были разработаны конструкции водогрейных и паровых отопительных котлов, свариваемых из стальных труб диаметром от 60 до 100 *мм*. Значительное количество таких котлов различных конструкций было изготовлено и смонтировано в отопительных котельных промышленных и гражданских зданий в 1945—1946 гг. Эти котлы просты в изготовлении, могут быть приспособлены для сжигания любого вида топлива, обладают большой теплопроизводительностью, могут во всех случаях применяться для нагрева воды до 100° и для выработки пара с давлением до 0,5 *ати*, а при тщательной сварке труб могут быть использованы как паровые с давлением до 5 *ати* и как водогрейные с температурой нагрева воды до 150°. Трубчатые сварные котлы в большинстве случаев имеют небольшую высоту и вполне пригодны для установки в подвальных помещениях зданий высотой до 3,5 *м*.

Академия коммунального хозяйства РСФСР в 1948 г. опубликовала чертежи и технические данные оригинальных трубчато-сварных котлов как своей системы, так и систем, разработанных другими организациями и отдельными лицами, в том числе котлов конструкции Л. К. Рамзина, М. М. Щеголева, П. Н. Каменева, И. С. Болотина, А. В. Хлудова, Н. Н. Ревокатова и др.

Для установок с большой теплопроизводительностью применяют крупные горизонтально-водотрубные и вертикально-водотрубные котлы.

В виде примера на рис. 46 показан разрез вертикально-водотрубного котла системы КРШ[1]. Котлы КРШ имеют два барабана $Б_1$ и $Б_2$, расположенные перпендикулярно оси котла. Трубы, соединяющие барабаны между собой, ввальцованы в боковые стенки барабанов и расположены в шахматном порядке. Топка экранирована трубчатыми регистрами *В*. Технические данные о котлах КРШ приведены в табл. XI приложения.

Помещение и оборудование котельной должны удовлетворять ряду требований, в значительной мере зависящих от назначения самой котельной.

[1] Котел КРШ разработан инженерами Курочко, Рассудовым и Шафран.

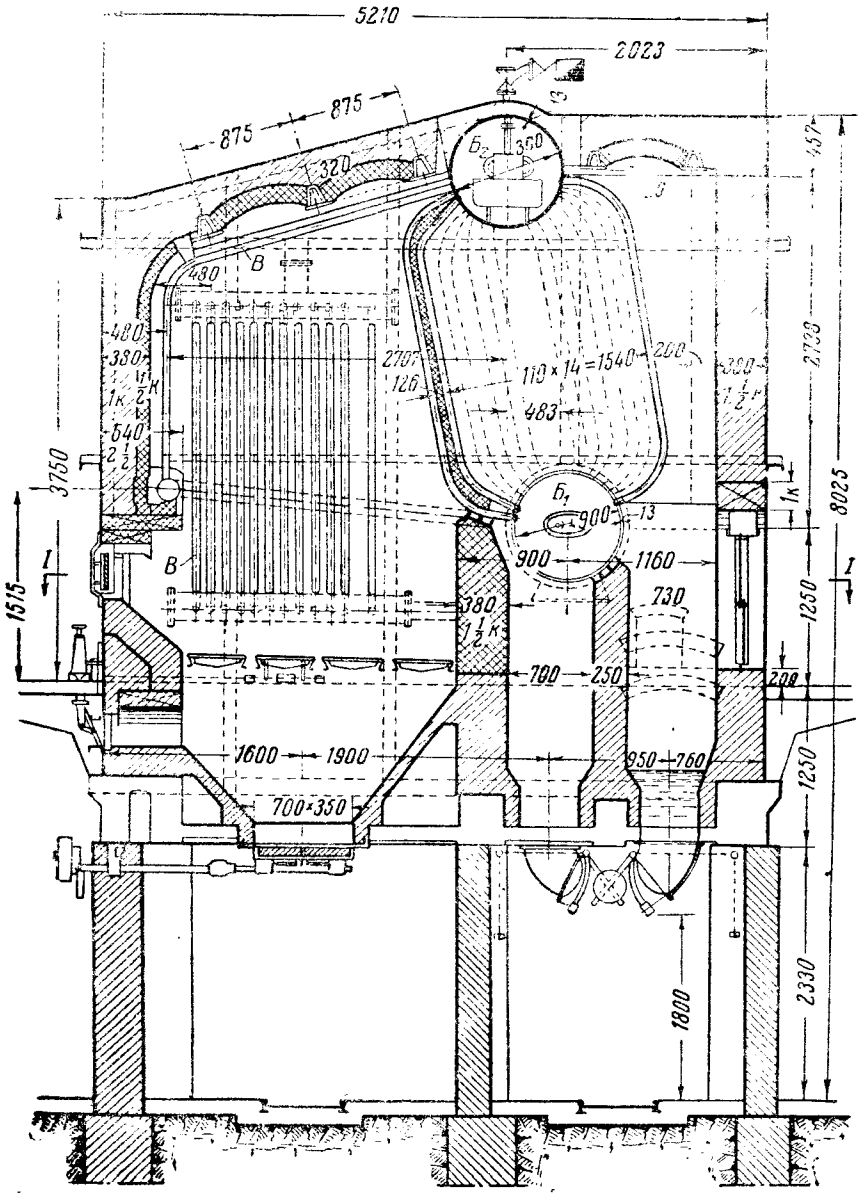


Рис. 46

Согласно требованиям Котлонадзора котельная может быть расположена под обитаемыми помещениями (в первом или подвальном этаже здания) лишь в том случае, если она оборудова-

на взрывобезопасными котлами, т. е. водогрейными котлами с температурой воды до 100° или паровыми котлами с давлением пара до 0,7 *ати*, причем эти котлы должны быть снабжены соответствующими предохранительными устройствами, о которых говорилось выше.

Взрывоопасные котлы можно устанавливать только в отдельных одноэтажных зданиях. Во всех случаях строительные ограждения котельной (стены, полы, потолки) должны быть огнестойкой конструкции, а в случае расположения котельной под обитаемыми помещениями конструкция перекрытия котельной должна быть, кроме того, газонепроницаемой. Выход из котельной устраивается непосредственно наружу, а не через общую для дома лестничную клетку.

Высота котельной при расположении ее в первом или подвальном этаже здания должна быть на 1 *м* больше высоты устанавливаемых в ней котлов, а при чугунных секционных котлах с внутренней топкой (см. рис. 38) не менее 3 *м*. Длина и ширина котельной зависят от числа и габаритов устанавливаемых котлов, а также от типа последних и принятого варианта расположения боровов.

Так, например, при упомянутых выше чугунных секционных котлах с внутренней топкой и при размещении боровов под полом котельной проход между котлами желательно принимать 0,5—0,7 *м*, хотя в крайних случаях допускается установка «спаренных» котлов с зазором между ними 5—10 *см* и проходами между каждой парой котлов в 0,5—0,75 *м* при одном боковом проходе шириной не менее 1 *м*. Расстояние от линии фронта этих котлов до наружной стены рекомендуется принимать 2,5 *м* (минимально 2,25 *м*), а за котлами 1,5 *м*. Один из вариантов размещения котлов с внутренней топкой показан на рис. 47.

На рис. 48 дан вариант размещения тех же котлов, но с боковым отводом дыма и надпольными боровами.

На рис. 49 дается в виде примера план и разрез котельной, оборудованной цилиндрическими жаротрубными водогрейными котлами с механической подачей под котлы необходимого для процесса горения воздуха, забираемого под потолком котельной[1].

Для организованной подачи свежего наружного воздуха под потолком помещения, за котлами, предусмотрено отверстие размером 80×70 *см*, благодаря чему осуществляется и интенсивная вентиляция котельной.

Глубина фундаментов под котлы определяется расчетом за исключением случаев установки чугунных секционных котлов с внутренней топкой и боковым отводом дыма (см. рис. 48), когда достаточно предусмотреть устройство фундаментной плиты

[1] Рис. 48 и 49 заимствованы из книги П. А. Спышнова «Санитарная техника», Государственное архитектурное издательство, 1947.

толщиной до 20 *см* из тощего бетона с выстилкой поверх плиты одного ряда огнеупорного кирпича. Сечения подпольных и надпольных боровов в крупных котельных установках также определяются теплотехническим расчетом.

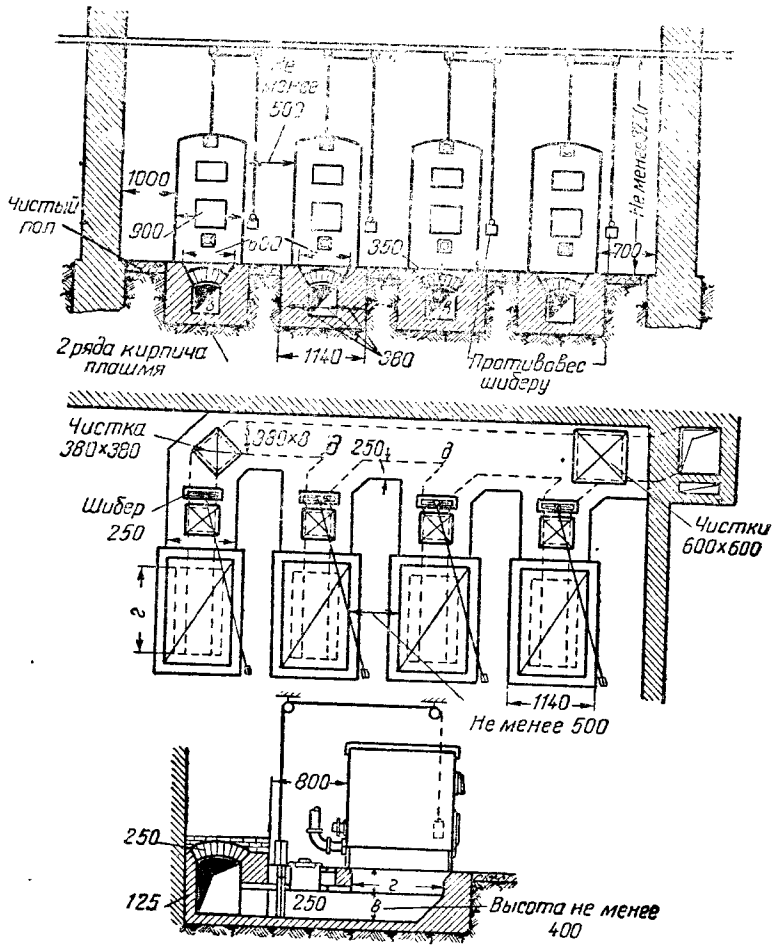


Рис. 47

При установке мелких котлов сечение борова, отводящего дымовые газы от каждого котла, можно принимать по опытным данным (табл. X приложения), а сечение общего борова от нескольких котлов принимать равным сумме площадей всех примыкающих к нему боровов. У каждого котла предусматривается шибер для регулирования тяги и перекрытия борова. Стенки боровов выкладываются толщиной в $1\frac{1}{2}$ кирпича, а

свод—в 1 кирпич с засыпкой поверх свода шлаком слоем 20—25 *см* и последующей заливкой глиняным раствором или цементом. Для очистки боровов от сажи предусматриваются специальные отверстия, закрываемые крышкой или закладываемые кирпичом без перевязки с кладкой стенок борова.

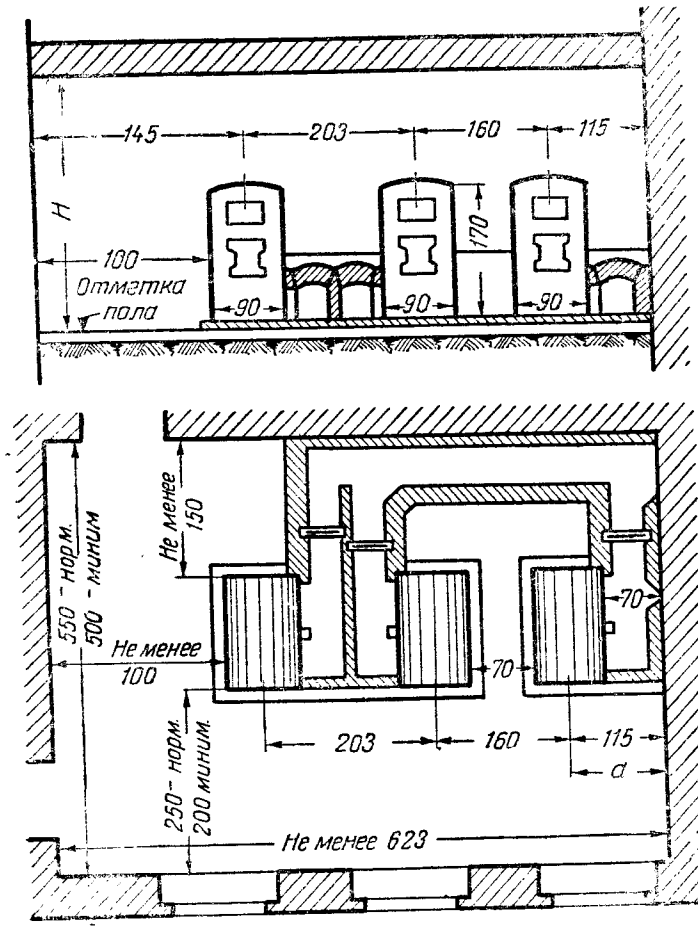


Рис. 48

Кладка надпольных боровов должна выполняться особо тщательно во избежание ухудшения тяги дымовой трубы вследствие подсоса в дымоходы воздуха из котельной.

Дымовые трубы, по которым отводятся дымовые газы из топки котлов в атмосферу, могут быть расположены внутри здания и конструктивно увязаны с внутренними капитальными

стенами этого здания или же вынесены за пределы здания. Последнее решение обычно встречается при отдельно стоящих котельных.

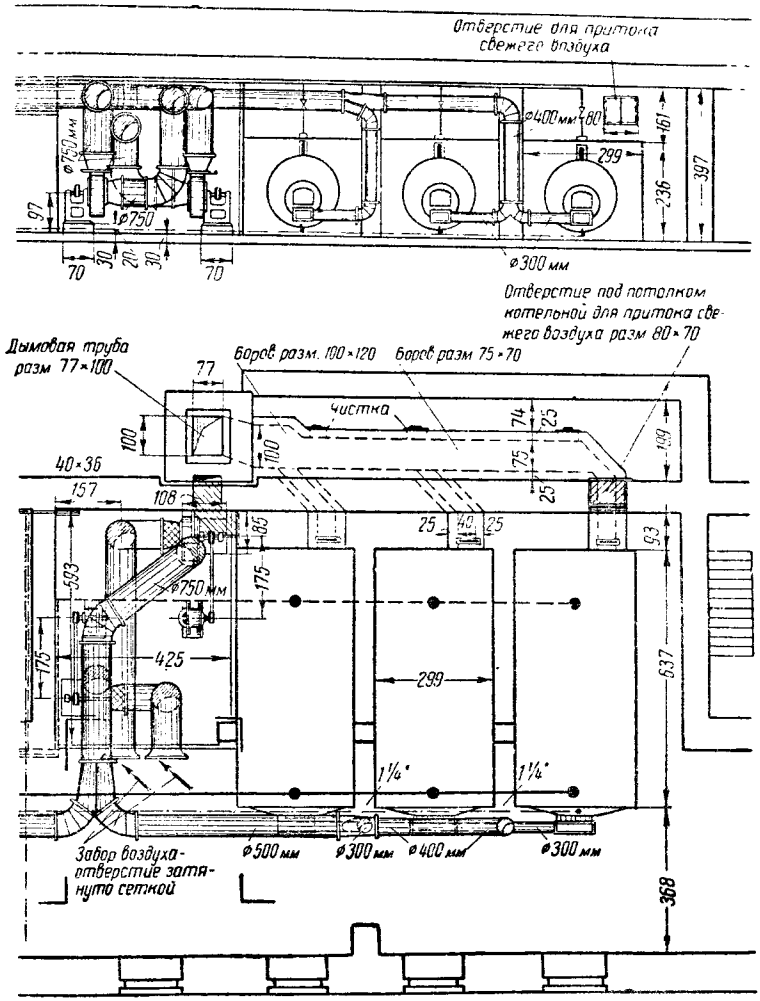


Рис. 49

Отдельно стоящие трубы бывают кирпичные, стальные или железобетонные, чаще всего круглого сечения, а трубы, расположенные внутри здания, выкладываются из кирпича прямоугольного сечения непосредственно в толще стены или же (при значительных размерах трубы) около внутренней капитальной стены, без перевязки с последней, на самостоятельном фунда-

менте. Толщина стенок трубы, размещенной внутри здания, должна быть не менее чем $1^1/_2$ кирпича, причем во избежание перегрева помещений, через которые проходит труба, стенки трубы выкладывают с воздушным прослойком шириной до 5 *см*. Сечение и высота дымовой трубы определяются теплотехническим расчетом. Очень часто высоту трубы, проходящей внутри здания, задают исходя из архитектурных и конструктивных соображений (не менее 1 *м* над коньком здания) и затем определяют сечение трубы по эмпирической формуле (ОСТ 90036-39):

$$F = \frac{0{,}03\ \Sigma Q}{\sqrt{H}}\ см^2, \qquad (25)$$

где ΣQ — общая теплопроизводительность котлов, обслуживаемых трубой, в *ккал/час;*

H — высота дымовой трубы от уровня колосниковой решетки котла до устья трубы в *м*.

В отдельных случаях при крупных котельных оказывается экономически выгодным сознательно ограничивать высоту дымовой трубы, а для обеспечения отвода дымовых газов предусматривать дымосос, т. е. специальной конструкции вентилятор, который засасывает дымовые газы из общего борова от котлов и выбрасывает их затем под повышенным давлением через дымовую трубу в атмосферу[1]. Понятно, что установка дымососа вызывает дополнительные эксплоатационные расходы энергии на его работу.

Для определения поверхности нагрева и количества котлов, устанавливаемых в котельной, необходимо знать общий расход тепла ΣQ *ккал/час* в зданиях, обслуживаемых этой котельной, и количество тепла q *ккал/час м*^{2}, которое можно получить с 1 *м*^{2} котла. Величина q зависит от типа котла, от вида и сорта топлива, от степени совершенства и интенсивности процесса горения топлива, в частности, от наличия искусственного дутья у котлов.

Зная ΣQ *ккал/час* и q *ккал/час м*^{2}, можно подсчитать требующуюся поверхность нагрева всех котлов по формуле:

$$F = \frac{a\ \Sigma Q}{q}\ м^2. \qquad (26)$$

Поправочный множитель a учитывает дополнительные потери тепла горячими поверхностями самих котлов и трубопроводов котельной, а также трубопроводов, по которым теплоноситель (пар или горячая вода) доставляется к местам его использования. В зависимости от местных условий коэфициент a принимают равным от 1,05 до 1,2.

[1] В целях уменьшения загрязнения воздуха городов высота отдельно стоящих дымовых труб принимается не менее 40 *м*.

После выявления общей поверхности нагрева котлов, легко определить число котлов. При этом всегда желательно принимать к установке не один, а два или три котла, учитывая неравномерный расход тепла в течение года, а также возможность периодического ремонта котлов без прекращения эксплоатации котельной и без установки дополнительных запасных котлов.

При котельной предусматриваются следующие вспомогательные помещения: склад для топлива, помещение для установки дутьевых вентиляторов, конденсационных баков (при паровых котлах) и насосов для питания котлов или циркуляционных насосов (при насосно-водяной системе отопления), а для крупных котельных также бытовые помещения для обслуживающего персонала: уборная, душевая кабинка, комната для приема пищи. При наличии свободной площади целесообразно выделять также помещение для мастерской.

При планировке всех этих помещений следует стремиться к тому, чтобы они имели естественное освещение и обеспечивали максимальные удобства для обслуживающего персонала: удобный и наиболее короткий путь для подвозки на тачках или в вагонетках топлива из склада к фронту котлов, удобное обслуживание дутьевых и насосных агрегатов и т. д.

Площадь для склада топлива при котельной определяется из того расчета, чтобы обеспечить котлы первоочередным запасом топлива на 600 час. работы котлов с максимальной нагрузкой. Остальной запас топлива должен храниться на специальном складе. Максимальный часовой расход топлива можно определить по формуле:

$$B = \frac{a_p \Sigma Q}{q_н \eta \gamma} \quad м^3/час, \tag{27}$$

где ΣQ и a_p —те же значения, что и в уравнении (26);

$q_н$ —низшая теплотворная способность топлива (табл. VIII приложения);

η —к. п. д. котельной, принимаемый обычно 0,6;

γ —объемный вес топлива в $кг/м^3$ (табл. VIII приложения).

Следовательно, площадь склада топлива при котельной должна быть равна:

$$F = \frac{600 B}{h} \quad м^2, \tag{28}$$

где h—высота в $м$ слоя топлива, принимаемая обычно до 2 $м$.

Размеры помещения для установки прочего оборудования котельной (насосы, дутьевые вентиляторы, баки и т. п.) определяются в зависимости от габаритов оборудования. Не рекомендуется устанавливать моторы, вентиляторы и насосы на крон-

штейнах, заделанных в стены здания, их следует располагать на самостоятельных фундаментах во избежание распространения шума от работающих механизмов в смежные и вышерасположенные помещения.

При проектировании строительных чертежей намечаемого к постройке здания встречается необходимость заранее предусмотреть в подвале этого здания размещение котельной и всех вспомогательных помещений при ней. В таких случаях прибегают к ориентировочным подсчетам размеров упомянутых помещений, а также и размеров дымовой трубы, если последняя проектируется внутри самого здания.

В § 1 уже отмечалась возможность определения ориентировочного расхода тепла (ΣQ *ккал/час*) для отопления какого-либо здания при помощи так называемой удельной тепловой характеристики этого здания.

Зная ΣQ *ккал/час,* легко определить площади котельной, склада топлива и сечение дымовой трубы для этого здания. Покажем последовательность таких подсчетов на конкретном примере.

Пример. Требуется определить размеры котельной и вспомогательных помещений при ней, а также сечение дымовой трубы для центрального водяного отопления двух жилых пятиэтажных зданий объемом 16 000 *м*^{3} каждое, намеченных к постройке в районе Москвы. Оба здания расположены рядом и должны обслуживаться от котельной в подвале одного из зданий. Из примера 3 § 1 видно, что ориентировочный расход тепла для отопления одного такого здания может быть принят равным:

$$\Sigma Q = q_0 V (t_в - t_н) = 0{,}33 \cdot 16\,000\,(18 + 30) = 253\,000 \text{ } ккал/час .$$

Расход тепла на два здания:

$$\Sigma Q = 253\,000 \cdot 2 = 506\,000 \text{ } ккал/час .$$

Известно, что в районе Москвы местным топливом является подмосковный уголь теплотворностью $Q^{р}_{н}$ =3 000 *ккал/кг* и объемным весом γ =700 *кг/м*^{3} (табл. VIII приложения). Это топливо может удовлетворительно сгорать лишь при наличии искусственного дутья и непригодно для чугунных секционных котлов с внутренней топкой.

Ограниченность глубины помещений в подвальных этажах жилых зданий указывает на целесообразность принятия к установке котлов малых габаритов, например, чугунных секционных котлов «Пламя».

Тепловое напряжение поверхности нагрева этих котлов q=10 000 *ккал/час м*^{2}.

По уравнению (26) общая поверхность нагрева котлов в нашем случае должна быть равна:

$$F = \frac{a \Sigma Q}{q} = \frac{1{,}2 \cdot 506\,000}{10\,000} = 61{,}0 \text{ } м^2 .$$

Принимаем к установке два котла «Пламя» с поверхностью нагрева по 37 *м*^{2}, т. е. F=37 · 2=74 *м*^{2}.

Габариты каждого котла (в обмуровке) в *мм:* длина—1 815, ширина—2 060, высота от пола котельной—2 596.

Перед фронтом котлов должно быть предусмотрено минимальное расстояние 3,0 *м,* а за котлами 1,5 *м.*

Следовательно, минимальная глубина помещения котельной должна быть 3,0+1,8+1,5=6,3 *м.*

Принимая расстояние между котлами и один из боковых проходов по 0,7 *м*, а второй боковой проход в 1,0 *м*, получим требуемую длину помещения $2 \cdot 2{,}1 + 0{,}7 \cdot 2 + 1{,}0 = 6{,}6$ *м*.

Минимально допустимая высота котельной 2,6+1,0=3,6 *м*. Максимальный часовой расход топлива [уравнение (27)]:

$$B = \frac{a \sum Q}{q_н^p \eta \gamma} = \frac{1{,}2 \cdot 506\,000}{3\,000 \cdot 0{,}6 \cdot 700} = 0{,}48 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Площадь склада топлива, рассчитанная на 600 час. эксплоатации котлов с максимальной нагрузкой:

$$F = 600 \frac{B}{h} = 600 \frac{0{,}48}{2{,}0} = 144 \text{ м}^2.$$

Сечение дымовой трубы может быть также определено по уравнению (25). Учитывая, что здание имеет пять этажей и котельная расположена в подвале высотой 4,0 *м*, принимаем высоту трубы $H = 25$ *м*. Тогда сечение трубы должно быть:

$$F = \frac{0{,}03\, a \sum Q}{\sqrt{H}} = \frac{0{,}03 \cdot 1.2 \cdot 506\,000}{\sqrt{25}} = 3\,640 \text{ см}^2 \approx 0{,}36 \text{ м}^2.$$

При наличии в нашем случае дутья найденное сечение дымовой трубы может быть уменьшено на 20%, т. е.:

$$F = 0{,}36 \cdot 0{,}8 = 0{,}29 \text{ м}^2.$$

Принимаем сечение трубы размерами $2 \times 2^1/_2$ кирпича.

Приемы для определения размеров помещений для установки циркуляционных насосов и дутьевых вентиляторов будут указаны в дальнейшем. Здесь можно лишь отметить, что минимальные размеры каждого из этих помещений должны быть 4×3 *м*. Размеры остальных вспомогательных помещений при котельной определяются по общестроительным нормам проектирования. В нашем случае можно принять размеры уборной $0{,}7 \times 0{,}7$ *м*, душевой $0{,}7 \times 1$ *м* и комнаты для приема пищи $1{,}5 \times 2$ *м*.

§ 8. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Нагревательные приборы, устанавливаемые в закрытых помещениях, должны удовлетворять теплотехническим, экономическим, гигиеническим и архитектурным требованиям, которые в совокупности характеризуют качество прибора.

Теплотехнические качества любого нагревательного прибора характеризуются его коэфициентом теплопередачи k (*ккал/час м² град*). Чем выше этот коэфициент, тем выше качество нагревательного прибора. Современные нагревательные приборы имеют коэфициент теплопередачи (в зависимости от их материала, конструкции, способов установки и вида теплоносителя) $k = 4 \div 15$ *ккал/час м² град*.

Экономические требования, предъявляемые к нагревательному прибору, состоят в том, чтобы его теплоотдача, отнесенная к

единице веса, т. е. тепловое напряжение материала прибора q *ккал/кг час град,* было возможно более высоким. Для современных нагревательных металлических приборов величина теплового напряжения металла колеблется в пределах $q=0{,}3 \div 0{,}5$ *ккал/кг час град.*

Технико-производственные требования предусматривают наиболее благоприятные условия для массового изготовления и транспортировки нагревательных приборов, а также паро- и водонепроницаемость приборов при возможно большей величине давления пара и воды внутри прибора. Этим требованиям в большей степени отвечают нагревательные приборы, изготовленные из металла.

Эстетические требования сводятся к тому, чтобы открыто поставленные нагревательные приборы не ухудшали внутреннего вида отапливаемых помещений.

Гигиенические требования заставляют отдавать предпочтение тем приборам, внешняя форма и отделка которых способствуют содержанию приборов в чистоте и наименьшему отложению пыли на их поверхностях.

Удовлетворить одновременно всем перечисленным выше требованиям весьма трудно, чем и объясняются большое разнообразие применяемых в настоящее время нагревательных приборов и не прекращающиеся в течение многих десятилетий работы научно-исследовательских организаций и отдельных лиц над созданием новых, более совершенных нагревательных приборов.

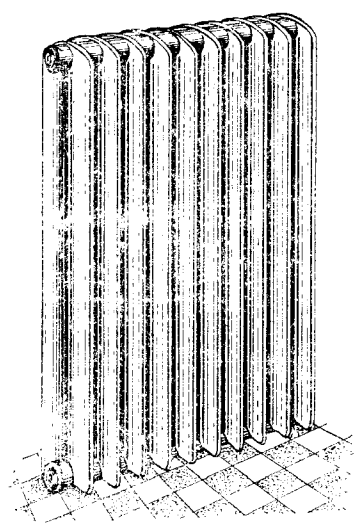


Рис. 50

Наибольшее распространение имеют нагревательные приборы, отливаемые из чугуна в виде отдельных секций, собираемых затем для получения требуемой поверхности нагрева.

На рис. 50 дан общий вид одного из нагревательных приборов старого образца, собранного из 10 отдельных секций. Этот прибор, известный под названием радиатора типа «Польза», удовлетворяет, да и то не в полной мере только двум последним из перечисленных выше требований, предъявляемых к нагревательным приборам. Основным недостатком его является чрезмерно большой вес (1 $м^2$ поверхности нагрева весит до 40 *кг*), а следовательно, этот прибор характеризуется низким тепловым напряжением металла.

На рис. 51 показан горизонтальный и вертикальный разрезы радиатора «Польза», собранного из трех секций. Как видно из рисунка, каждая секция состоит из двух полых внутри колонок каплеобразной формы, объединяемых вверху и внизу полыми шейками с двусторонней внутренней резьбой. Шейки двух смежных секций плотно прижимаются друг к другу при помощи ниппелей *а*, снабженных наружной резьбой. Обращенные наружу ниппельные отверстия в крайних элементах радиатора снабжаются сквозными радиаторными пробками *б* для присоединения радиатора к трубопроводам сети отопления или же закрываются глухими пробками *в*. Технические данные о радиаторах типа «Польза» приведены в табл. XII приложения. Эти радиаторы испытываются на заводах-изготовителях гидравлическим давлением в 6 *ати*.

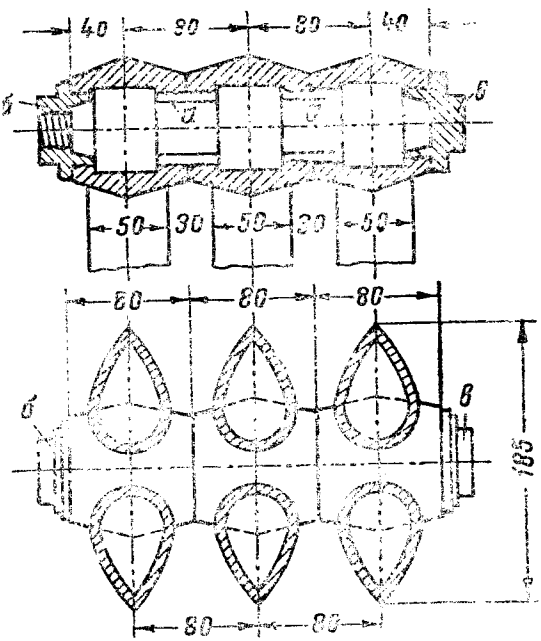


Рис. 51

Общий вид новейших чугунных радиаторов отечественного производства дан на рис. 52. Эти радиаторы выгодно отличаются от прежних образцов меньшим весом и лучшим внешним видом.

Радиатор «Москва» (рис. 52,*а*), изготовляемый Московским заводом им. Войкова, имеет строительную высоту 500 *мм*, строительную глубину 132 и 150 *мм* и предназначен для оборудования жилых и общественных зданий. Вес 1 $м^2$ радиатора «Москва» — 30—32 *кг*.

Для отопления зданий с повышенными санитарно-гигиеническими требованиями (больницы, санатории, детские дома и т. п.) могут быть применены гигиенические одноколонные радиаторы с увеличенным прозором между секциями (рис. 52,*б*). Эти радиаторы имеют строительную высоту 500 *мм* и строительную глубину 134 *мм*.

Третьему типу радиаторов (рис. 52,*в*) присвоено название ЛОР-2. Это двухколонные чугунные радиаторы, выпускаемые Липецким заводом, имеющие строительную высоту 500 *мм*, глу-

банку 150 *мм*, вес 33—35 *кг/м*² и предназначенные для оборудования многоэтажных зданий.

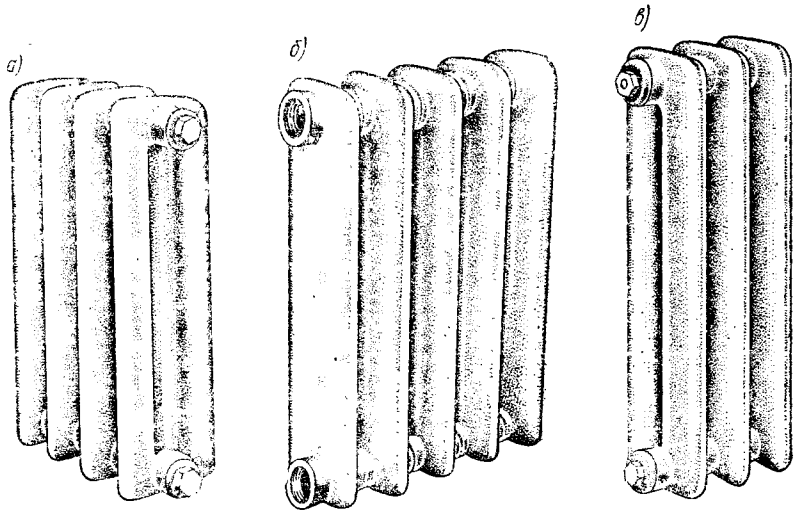


Рис. 52

Для отопления помещений с повышенной влажностью (бани, прачечные) или помещений, предназначенных для кратковременного пребывания людей (например, кино), а также для отопления фабрично-заводских зданий, производственные процессы в

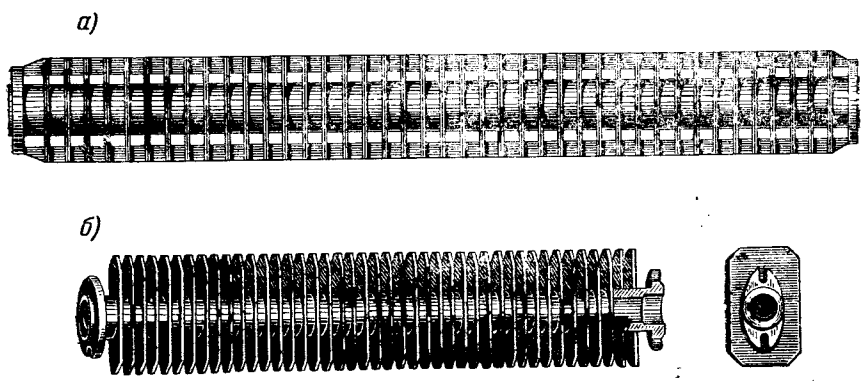


Рис. 53

которых не сопровождаются большим выделением пыли, широко применяют нагревательные приборы в виде ребристых труб (рис. 53). Чугунные ребристые трубы изготовляются различной длины с круглыми (рис. 53,*а*) или прямоугольными (рис. 53,*б*)

ребрами и присоединяются к отопительной сети при помощи концевых фланцев на болтах. Технические данные о ребристых трубах приведены в табл. XIII приложения.

В промышленных и общественных зданиях ребристые, а также обычные гладкие трубы очень часто прокладывают по периметру фонарей верхнего света для предотвращения холодных токов воздуха и конденсации водяных паров на остекленных поверхностях фонаря.

Еще до Великой Отечественной войны наши научно-исследовательские организации стали уделять значительное внимание вопросам конструирования и испытания особых видов нагревательных приборов, называемых конвекторами.

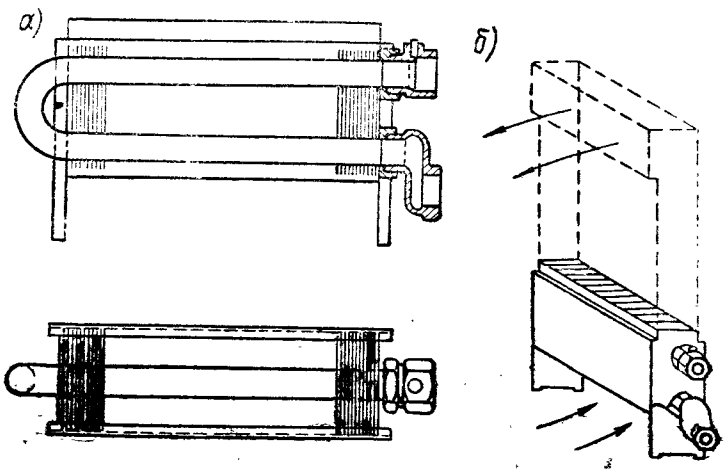


Рис. 54

Конвектор состоит из нагревательного элемента (рис. 54,*а*), расположенного в нижней части плоского металлического кожуха (рис. 54,*б*), имеющего открытую нижнюю щель для входа в конвектор комнатного воздуха и верхнюю щель или решетку для выхода из конвектора нагретого воздуха. Нагревательный элемент представляет собой оребренную стальную или чугунную V-образную трубу, присоединяемую к водяной или паровой системе отопления.

На рис. 55 представлены два варианта внешнего вида конвектора отечественного производства. У этих конвекторов нагревательные элементы изготовлены из листовой стали толщиной 0,8—1,0 *мм* и труб диаметром до 1″, а кожух из листовой стали толщиной до 1,15 *мм*. Вариант, показанный на рис. 55,*б*, предусматривает возможность регулирования количества воздуха, проходящего через прибор, путем прикрытия подвижных жалюзи в верхней части конвектора.

Количество тепла Q (*ккал/час*), отдаваемого любым нагревательным прибором, может быть подсчитано по формуле:

$$Q = kF(t_{ср} - t_в) \text{ ккал/час}, \qquad (а)$$

где k—коэфициент теплопередачи прибора в *ккал/час м² град*;
F—поверхность прибора, омываемая комнатным воздухом, в *м²*;
$t_{ср}$—средняя температура теплоносителя, проходящего через прибор (полусумма температур теплоносителя при входе в прибор и выходе из него);
$t_в$—внутренняя температура помещения.

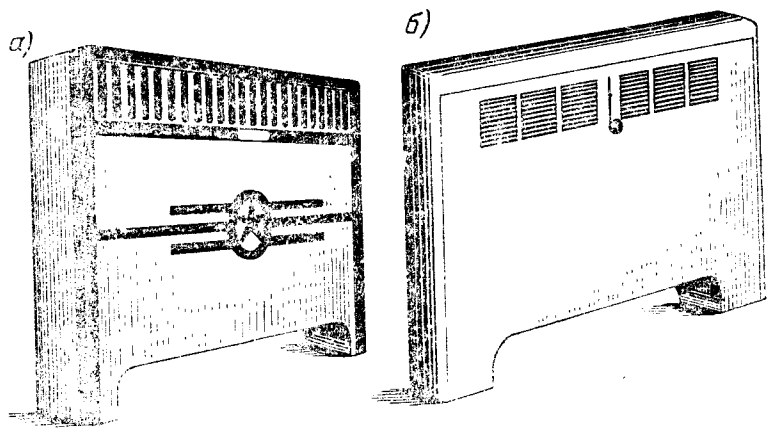


Рис. 55

Количество тепла, которое должны отдавать приборы, обычно известно, так как оно должно соответствовать теплопотерям помещения. Поэтому указанное уравнение удобнее представить в следующем виде:

$$F = \frac{Q}{k(t_{ср} - t_в)} \text{ м}^2. \qquad (29)$$

Очевидно, что знаменатель уравнения (29) выражает собой количество тепла, отдаваемого 1 *м²* нагревательного прибора, при данной разности температур $t_{ср} - t_в$.

Многочисленные исследования показали, что коэфициент теплопередачи k зависит от конструкции прибора, от способа установки и степени укрытия прибора и, кроме того, от величины $(t_{ср} - t_в) = \Delta t$, при которой эксплоатируется прибор.

Значения коэфициентов k для открыто установленных приборов различной конструкции при различных Δt даны в табл. XIV приложения, а зависимость этого коэфициента от степени укры-

тия прибора может быть иллюстрирована рис. 56. На этом рисунке показаны наиболее часто встречающиеся на практике способы укрытия прибора и дана в процентах соответствующая величина P уменьшения его коэфициента теплопередачи по сравнению с прибором, расположенным открыто.

Пример. Нагревательный прибор типа «Польза» № 3, установленный открыто у стены помещения, должен отдавать 960 *ккал/час*. Требуется определить поверхность нагрева и число элементов этого прибора при обогреве его водой. Температура воды при входе в прибор $t_г=95°$, а при выходе из прибора $t_в=70°$. Температура в помещении $t_в=18°$.

Находим среднюю температуру воды в приборе:

$$t_{ср}=\frac{95+70}{2}=82{,}5°$$

и

$$t_{ср}-t_в=82{,}5-18=64{,}5°.$$

Из табл. XIV приложения видим, что при $\Delta t=64{,}5°$ радиатор «Польза» № 3 имеет коэфициент теплопередачи $k=7{,}0$ *ккал/час м² град.*

По уравнению (29) имеем:

$$F=\frac{Q}{k(t_{ср}-t_в)}=\frac{960}{7{,}0\,(82{,}5-18)}=\frac{960}{451}=2{,}12\ м^2.$$

Так как поверхность нагрева каждой секции радиатора «Польза» № 3 равна 0,25 $м^2$ (см. табл. XII приложения), то в данном случае радиатор должен быть собран из

$$n=\frac{2{,}12}{0{,}25}=8{,}5\approx 9\ \text{секций}.$$

Если бы этот радиатор должен был быть установлен в каком-либо укрытии, то для получения той же теплоотдачи поверхность нагрева (и число секций) его пришлось бы увеличить в соответствии с конструктивным оформлением укрытия (рис. 56).

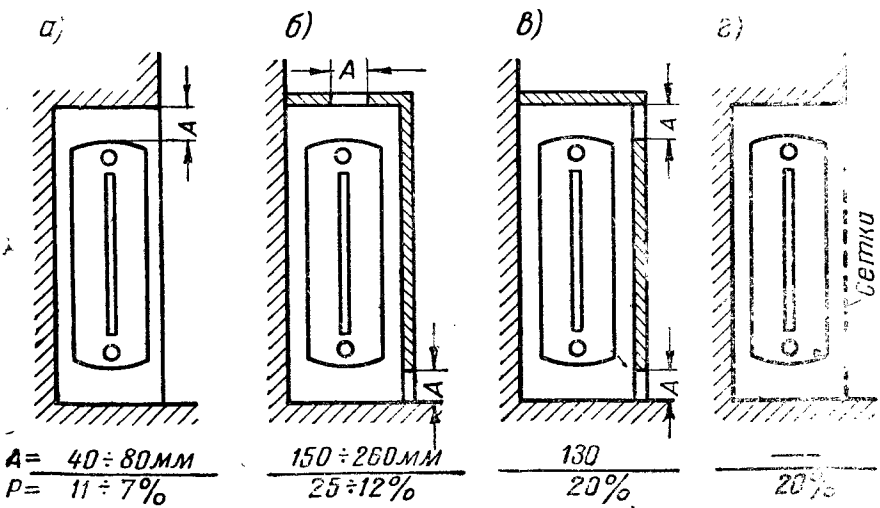


Рис. 56

При монтаже системы отопления иногда встречается необходимость заменить предусмотренный проектом нагревательный прибор прибором какого-либо другого типа без изменения расчетной теплоотдачи прибора. Это легко сделать на основании следующих соображений. Обозначим через F_1 и k_1 и соответственно через F_2 и k_2 поверхности нагрева и коэфициенты теплопередачи двух каких-либо приборов различного типа. Так как теплоотдача того и другого прибора должна быть одинакова, то согласно уравнению (а) и (29) имеем:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{k_2}{k_1}, \qquad (б)$$

т. е. поверхности нагрева приборов в данном случае изменяются обратно пропорционально их коэфициентам теплопередачи.

Для экономии полезной площади помещения всегда желательно устанавливать приборы в нишах нормальной глубиной полкирпича, оставляемых для этой цели в капитальных стенах здания, преимущественно под оконными проемами. Высота ниши должна быть на 10—15 *см* больше полной высоты прибора, чтобы между верхним и нижним обрезами ниши и прибором оставались зазоры в 5—7,5 *см* для обеспечения нормальной теплоотдачи прибора и возможности периодической очистки его от пыли. Для размещения в пределах ниши регулировочной арматуры общая длина прибора должна быть на 30—40 *см* меньше длины ниши.

В лестничных клетках нагревательные приборы размещаются преимущественно в нижних этажах в соответствии с данными табл. XV приложения с учетом того явления, что теплый воздух устремляется в верхнюю зону лестничной клетки.

Технико-экономические соображения вынуждают всегда предпочитать открытую установку прибора. Укрытие приборов какими-либо декоративными панелями и решетками допускается лишь в тех случаях, когда это оправдывается повышенными требованиями к архитектурной отделке помещения. Однако и в этих случаях ОСТ 90036-39 допускает применение такого типа укрытия, при котором уменьшение теплоотдачи прибора было бы не более 15%.

§ 9. АРМАТУРА И ТРУБОПРОВОДЫ

Для регулирования количества проходящего по трубам теплоносителя и для отключения отдельных участков труб системы отопления на паропроводах устанавливаются вентильные краны (рис. 57) или паровые клапаны аналогичной конструкции, а на трубопроводах, по которым транспортируется вода, — резьбовые пробочные краны (рис. 58, *а*) или вентильные краны с наклонным шпинделем (рис. 58, *б*) и фланцевые задвижки (рис. 58, *в*).

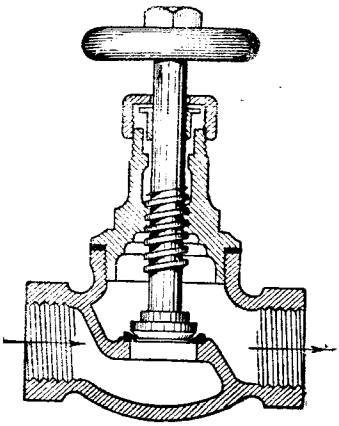


Рис. 57

Непосредственно у нагревательных приборов для регулирования теплоотдачи последних также устанавливаются краны или вентили различной конструкции. На рис. 59 показан весьма распространенный кран двойной регулировки, устанавливаемый на трубе, подводящей горячую воду к нагревательному прибору.

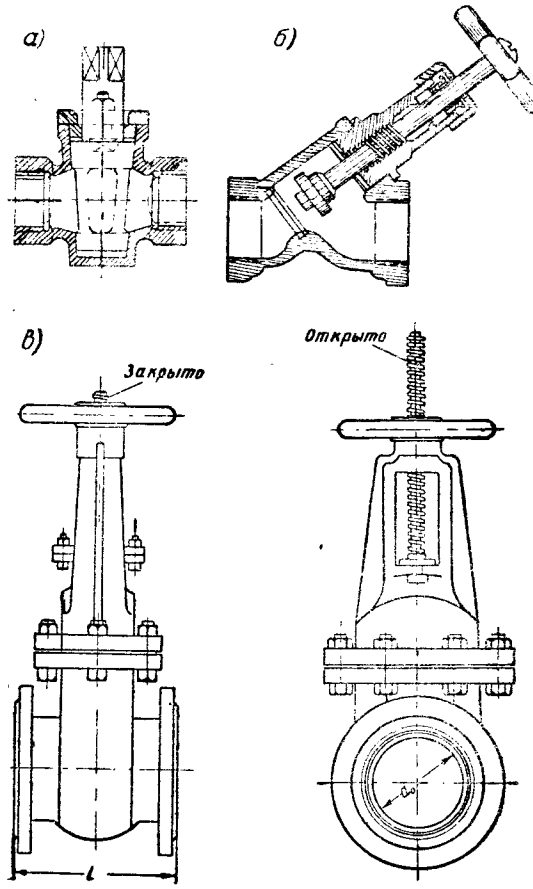


Рис. 58

В корпусе этого крана на пути движения воды помещен бронзовой отливки стакан *а* с двумя боковыми прорезями. Путем перемещения стакана по вертикали можно установить прорезь на различной высоте в теле крана и тем самым частично уменьшить отверстие для прохода воды через кран (первая регулировка). Дальнейшее уменьшение и даже закрытие прохода для воды (вторая регулировка) может быть осуществлено поворотом рукоятки крана в пределах ¼ окружности. На рис. 60 дан разрез углового крана двойной регулировки. В этом кране проходное отверстие *1* для воды (или пара) перекрывается золотником *2*, насаженным на шпиндель *3*.

При обогреве паром на подводке к прибору может быть установлен также вентильный кран (см. рис. 57) или вентильный кран с косым шпинделем (см. рис. 58,*б*), обладающий значительно меньшим сопротивлением.

Трубы, применяемые в отопительной технике, изготовляются из мягкой стали с толщиной стенок не менее 2,75 *мм*. Эти трубы имеют небольшую абсолютную шероховатость внутренней поверхности (0,2 *мм*) и легко поддаются холодной и горячей обработке.

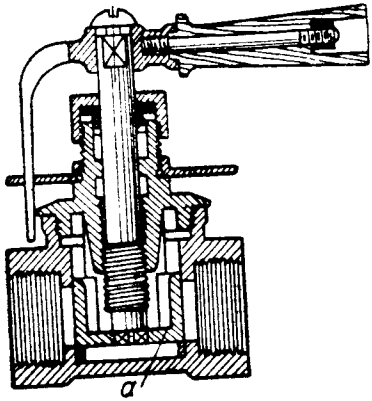


Рис. 59

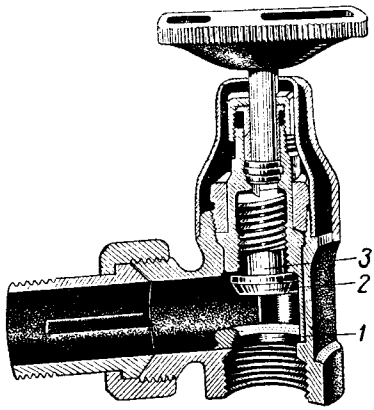


Рис. 60

Из гидравлики известно, что при движении по трубопроводам вода или пар преодолевают двоякого рода сопротивления: линейные сопротивления, вызываемые трением движущейся жидкости о стенки трубы, и сопротивления местные, вызываемые изменениями направления или скорости движения жидкости (отводы, тройники, крестовины, нагревательные приборы, краны и т. п.).

Сопротивление от трения любой движущейся по трубопроводу жидкости может быть определено по формуле:

$$lR=\frac{\lambda}{d}\,l\,\frac{w^2\gamma}{2g}\ кг/м^2, \qquad (30)$$

где l—длина трубопровода в *м*;
d—диаметр трубопровода в *м*;
λ—коэфициент трения;
w—скорость движения среды в трубе в *м/сек*;
γ—удельный вес жидкости в *кг/м*^{3};
g—ускорение силы тяжести в *м/сек*^{2}.

Коэфициент трения λ, входящий в формулу (30), может быть подсчитан по уравнению:

$$\lambda=\frac{0{,}3164}{Re^{0{,}25}}, \qquad (31)$$

где Re—отвлеченное число, равное произведению скорости движения жидкости w (*м/сек*) на диаметр трубопровода d (*м*), деленному на коэфициент кинематической вязкости ν(*м*^{2}*/сек*) жидкости, т. е. $Re=\frac{wd}{\nu}$.

Уравнение (31) применимо лишь для тех случаев, когда

$$\mathrm{Re} < 68\frac{d}{K},$$

где K — абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубы.

Когда $\mathrm{Re} > 68\frac{d}{K}$, пользуются формулой, предложенной проф. Б. Л. Шифринсоном (Москва):

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{K}{d}\right)^{0{,}25}. \qquad (31а)$$

По формулам (30), (31), и (31а) можно составить таблицы или номограммы, которые значительно облегчают и ускоряют подсчет потерь давления на преодоление трения любой жидкости, движущейся с различной скоростью по трубопроводам различных диаметров. На рис. 61 дана такая номограмма для определения потерь давления на трение R *кг/м²* на 1 *пог. м* трубопроводов для воды средней температуры 82,5° (γ=970,25 *кг/м³*), а на рис. 62 — номограмма для расчета паропровода низкого давления и конденсатопроводов (по ОСТ 90036-39). Исходя из того, что в среднем скрытая теплота парообразования r=540 *ккал/кг*, на шкале номограммы указывают количество тепла, которое может выделить пар при своей конденсации.

Потеря давления на преодоление местных сопротивлений определяется по формуле:

$$z = \zeta\frac{w^2\gamma}{2g}\ кг/м^2, \qquad (32)$$

где ζ — коэфициент, характеризующий данное местное сопротивление (табл. XVI приложения);

w — скорость воды в трубопроводе, на котором расположено данное местное сопротивление, в *м/сек*.

Для облегчения подсчета потери давления на преодоление местных сопротивлений на номограммах для воды и пара (рис. 61 и 62) даны дополнительные шкалы, связывающие величины скорости w и скоростного давления $\frac{w^2\gamma}{2g}$.

Пример. По трубопроводу диаметром 1½″ проходит горячая вода в количестве 2 000 *кг/час*. Определить, какое количество пара низкого давления может перемещаться по этому же трубопроводу при той же удельной потере давления.

По номограмме рис. 61 находим, что 2 000 *кг/час* воды будет течь по трубопроводу 1½″ со скоростью w=0,43 *м/сек* и при этом удельная потеря давления на трение равна R=6,8 *кг/м²м*. Из номограммы (рис. 62) для расчета паропроводов видно, что при том же значении R=6,8 *кг/м² м* и

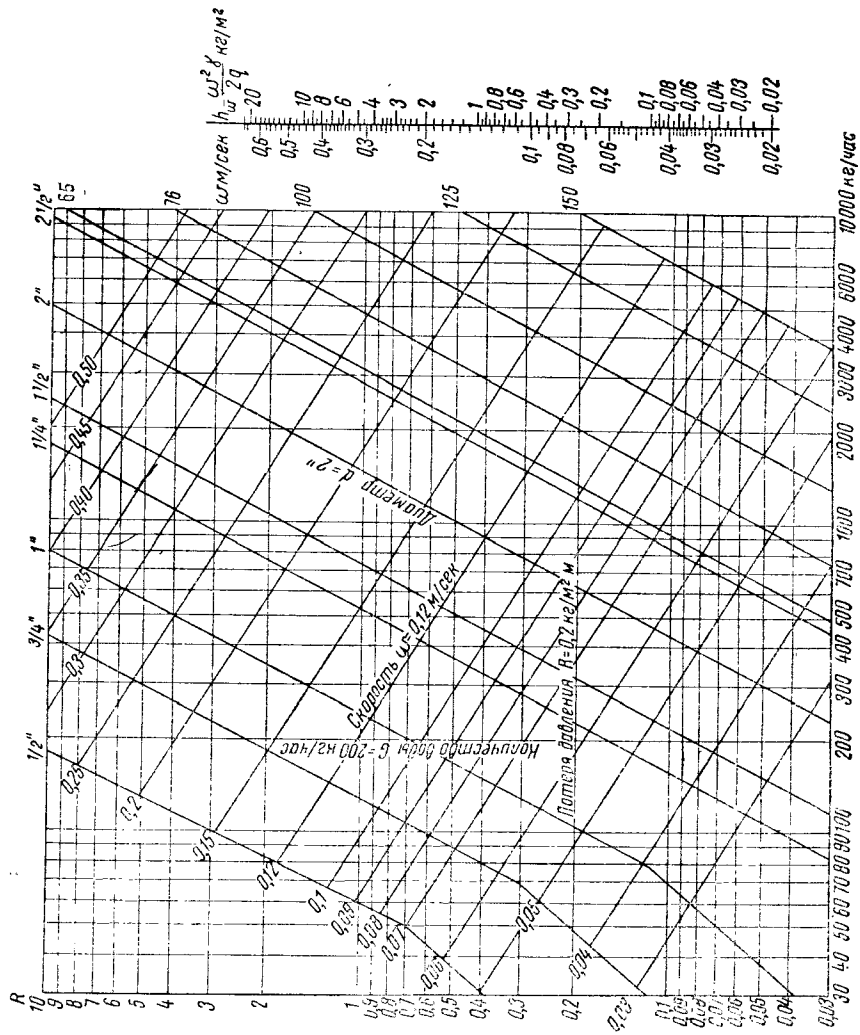


Рис. 61

$d=1^1/_2''$ пар будет транспортироваться со скоростью 19,0 *м/сек* в количестве, обеспечивающем отдачу тепла (при конденсации) $Q=30\,000$ *ккал/час*.

Так как скрытая теплота парообразования равна в данном случае $r=540$ *ккал/кг*, то по указанному паропроводу будет ежечасно проходить количество пара, равное

$$G = \frac{30\,000}{540} = 56 \text{ кг/час}.$$

Если бы на паропроводе был установлен, например, вентильный кран с прямым шпинделем, для которого коэфициент сопротивления согласно табл. XVI приложения равен $\zeta=8$, то потеря давления при проходе пара через этот кран определяется следующим образом. Зная, что скорость пара

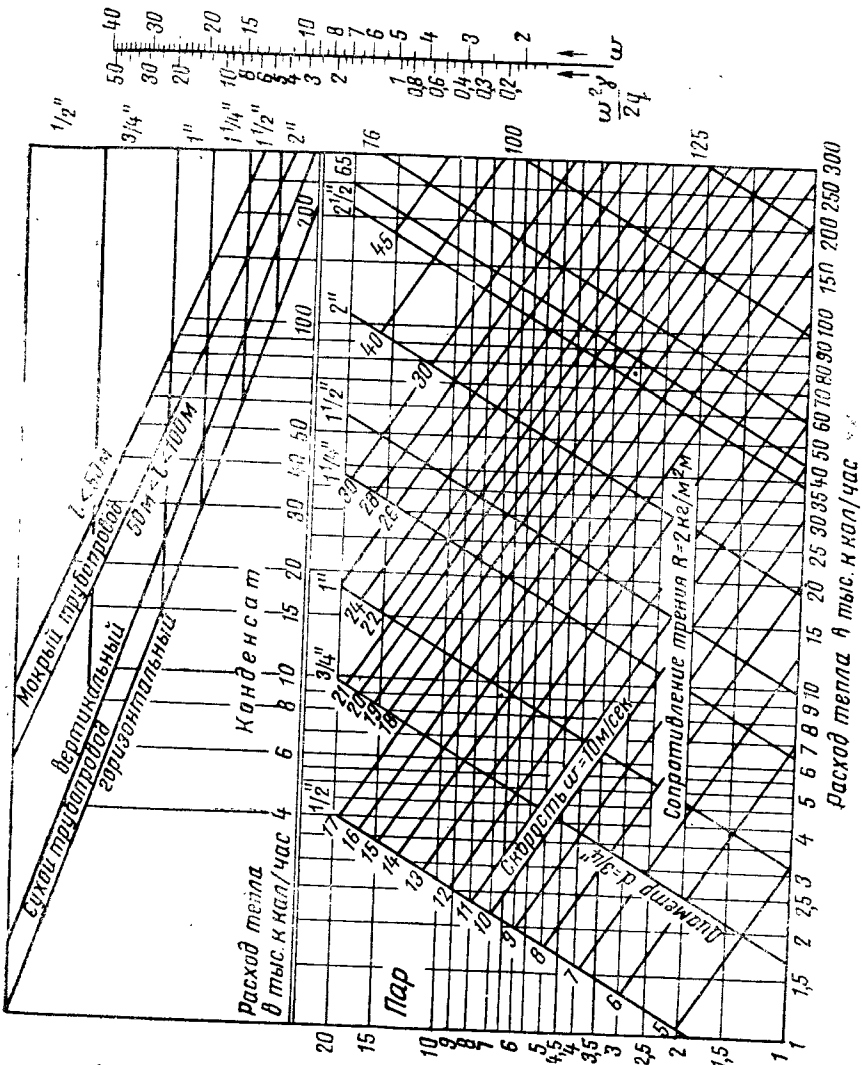


Рис. 62

в трубе равна $w=19{,}0$ *м/сек*, находим по дополнительной шкале номограммы (рис. 62) значение скоростного давления $\frac{w^2\gamma}{2g}=11{,}5$ *кг/м²*.

По уравнению (32) имеем:

$$z=8\frac{w^2\gamma}{2g}=8\cdot 11{,}5=92{,}0\ кг/м^2.$$

§ 10. ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Все современные схемы водяного отопления зданий можно разделить на две основные группы: схемы однотрубные и схемы двухтрубные. При однотрубной схеме греющая вода проходит

последовательно через несколько приборов и затем возвращается в котел для повторного нагревания. При двухтрубной схеме греющая вода из каждого прибора направляется по сборному трубопроводу в котел.

На рис. 63 представлено два наиболее часто встречающихся варианта двухтрубной системы водяного отопления, а именно: с верхней разводкой так называемых горячих магистральных трубопроводов *2* (правая часть рис. 63) и с нижней разводкой этих магистральных трубопроводов *2* (левая часть рис. 63).

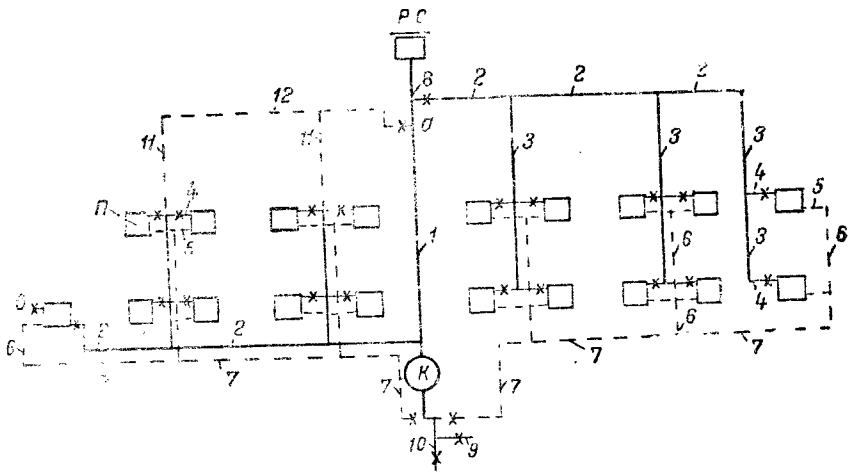


Рис. 63

Отдельные элементы сети трубопроводов любой системы водяного отопления имеют название в зависимости от их назначения или положения в системе, а именно (рис. 63): главный стояк *1*, горячие магистральные трубы *2*, подающий горячий стояк *3*, подающая ветка к прибору *4*, обратная ветка от прибора *5*, обратный стояк (стояк охлажденной воды) *6*, обратная (сборная) магистраль *7*, расширительная труба (соединяет систему отопления с расширительным сосудом) *8*, труба для наполнения системы водой (наполнительная труба) *9*, труба для спуска воды из системы (спускная труба) *10*, воздушная труба (отводит воздух из системы) *11*, воздушная магистраль *12*.

При верхней разводке горячие магистральные трубопроводы прокладываются на чердаке здания, а обратные под полом первого этажа (в подвале или в подполье, или в специальных каналах, перекрытых съемными щитами).

Приборы *П*, а также отдельные ветки системы отопления обычно снабжаются запорными кранами или задвижками для

того, чтобы была возможность регулировки или временного отключения каждой ветки на случай ремонта.

При нижней разводке горячие и обратные магистральные трубопроводы прокладываются ниже всех нагревательных приборов, т. е. в подвале или подполье.

При верхней разводке удаление воздуха из системы во время ее наполнения водой и в последующий период эксплоатации осуществляется через горячие магистральные трубопроводы *2*, которые через трубу *8* сообщаются с открытым расширительным сосудом.

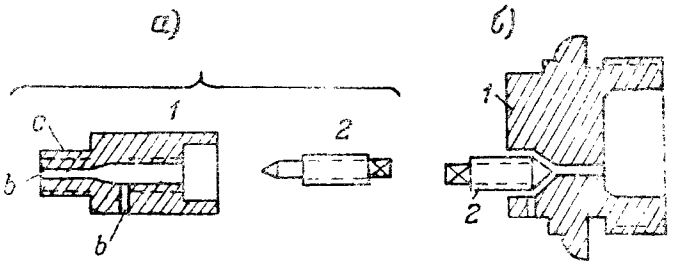


Рис. 64

При нижней разводке для удаления воздуха из верхних точек системы приходится устраивать специальную воздухоотводящую сеть *11*, *12*, которая монтируется обычно из труб диаметром ½″. Для того чтобы эта сеть не была заполнена водой, а заполнялась только воздухом, ее присоединяют к главному подъемному стояку в пониженной точке *а*, как показано на рис. 63.

В отдельных случаях удаление воздуха из системы с нижней разводкой может осуществляться при помощи воздуховыпускных кранов *в*, устанавливаемых в верхних пробках радиаторов, как это указано у верхнего прибора слева на рис. 63. Краны для выпуска воздуха могут быть автоматического и ручного действия. В качестве примера на рис. 64 даны два варианта (64,*а* и *б*) кранов ручного действия. При варианте рис. 64,*а* деталь *1* крана ввертывается резьбой *с* в пробку радиатора, причем канал *в—в*, служащий для выпуска воздуха, может закрываться деталью *2*, поворачиваемой при помощи торцевого ключа. При варианте рис. 64,*б* деталью *1* служит непосредственно радиаторная пробка.

На рис. 65 показаны два варианта однотрубной схемы водяного отопления. Вариант рис. 65,*а* предусматривает вертикальное, а вариант рис. 65,*б* — горизонтальное расположение трубопроводов, к которым последовательно присоединены нагревательные приборы. Наиболее часто встречающиеся в однотрубных

системах водяного отопления способы присоединения нагревательных приборов даны на рис. 66.

Первый вариант (рис. 66) предусматривает транзитный проход всей греющей воды через каждый нагревательный прибор (проточная система), второй вариант дает возможность во всех случаях пропускать через приборы только часть воды вследствие

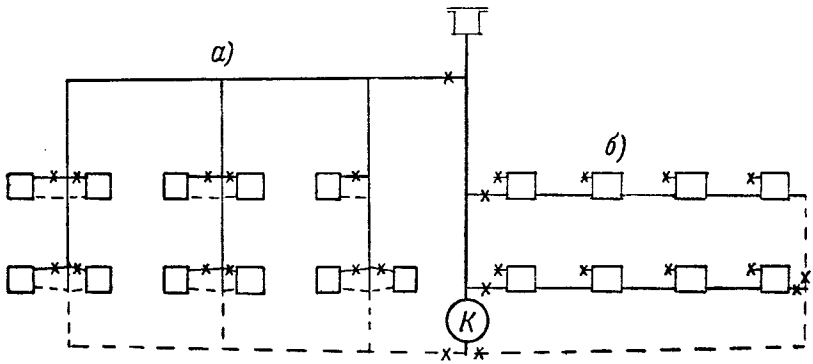


Рис. 65

наличия у каждого прибора обходной ветки *а;* третий вариант с установкой у каждого прибора трехходового крана позволяет частично или полностью пропускать воду или через прибор, или мимо прибора, по обходной ветке.

Как видно из рис. 66, все горизонтально-однотрубные схемы обладают весьма существенным недостатком, а именно, у каждого нагревательного прибора должен быть установлен кран для выпуска воздуха. Кроме того, эти схемы имеют еще и другие конструктивные недостатки, над устранением которых усиленно работают наши рационализаторы.

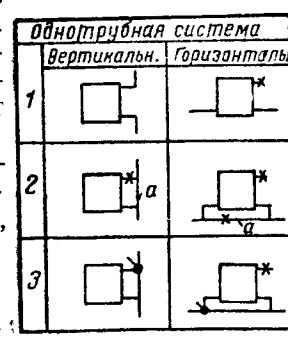


Рис. 66

Индивидуальная регулировка теплоотдачи нагревательных приборов при горизонтальных и вертикальных схемах, изображенных на рис. 66*(1)* и 65*б*, возможна лишь при помощи частичного или полного закрытия прибора специальными шторами или занавесками, так как при этих схемах нет обходных веток для пропуска воды мимо приборов, а потому нет и местных регулировочных кранов.

Из всех вариантов однотрубных систем в СССР для отопления многоэтажных зданий широко применялась до последнего времени вертикальная схема с обходными участками у нагрева-

тельных приборов, снабженных индивидуальными регулировочными кранами (рис. 65,*а*). Сейчас эта система постепенно вытесняется однотрубно-вертикальной системой отопления, у которой роль обходных веток выполняют первые элементы радиатора, снабженные специальными переключательными клапанами или кранами.

В зданиях с небольшим числом этажей чаще всего устраиваются двухтрубные системы водяного отопления с нижней или верхней разводкой (см. рис. 63).

Вследствие незначительной величины давления системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды применяются лишь в зданиях с небольшой площадью застройки. Радиус действия этих систем, т. е. протяженность горячей магистрали в каждой отдельной ветке, обычно не превышает 30—40 *м*.

Как указывалось выше, каждая система водяного отопления снабжается расширительным сосудом, служащим для вмещения прироста объема воды, заполняющей всю систему, и, кроме того, для удаления из системы воздуха.

Прирост объема воды при ее нагревании будет пропорционален коэфициенту расширения воды ($\alpha \approx 0{,}0006$), степени нагрева воды (Δt) и общему количеству нагреваемой воды ($V_{сист}$ *л*), определяемому емкостью всех элементов системы отопления.

Принимая $\Delta t = 75°$, получим следующее выражение для определения емкости расширительного сосуда:

$$V = \alpha \Delta t V_{сист} = 0{,}0006 \cdot 75\, V_{сист} = 0{,}045\, V_{сист}. \qquad (33)$$

Для быстрого определения $V_{сист}$ пользуются следующими соображениями. Практически найдено, что на 1 000 *ккал/час* общей тепломощности системы отопления требуется следующее количество воды для наполнения отдельных элементов системы: для чугунных котлов—3 *л*, радиаторов—25 *л*, ребристых труб—6,5 *л*, трубопроводов систем с естественной циркуляцией — 16 *л*, трубопроводов насосных систем — 8 *л*. Таким образом, зная общую тепломощность системы отопления, а также принятые для установки типы котлов и нагревательных приборов, можно определить и потребную емкость расширительного сосуда. Например, если известно, что тепломощность водяной гравитационной системы $Q = 348\,000$ *ккал/час* и что эта система оборудована чугунными котлами и радиаторами, то количество воды, заполняющей систему, будет равно:

$$V_{сист} = \frac{348\,000}{1\,000}(3 + 25 + 16) = 15\,300\ л,$$

а объем прироста воды в расширительном сосуде:

$$V = 0{,}045 \cdot 15\,300 = 690\ л.$$

При определении размеров расширительного сосуда необходимо учитывать, что перед растопкой котлов вся система отоп-

ления заполняется холодной водой до так называемой сигнальной трубы *1* (рис. 67), присоединенной на 5—10 *см* выше дна расширительного сосуда, а верхний уровень горячей воды определяется положением переливной трубы *2*, установленной на 5—10 *см* ниже крышки сосуда.

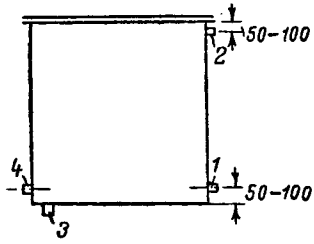


Рис. 67

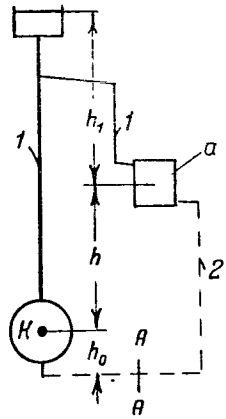


Рис. 68

Расширительный сосуд выполняется из листовой стали со съемной крышкой на болтах или лазом для периодической очистки сосуда и устанавливается на чердаке здания в отепленной будке. Тщательно изолируются все трубы, присоединенные к сосуду: расширительная *3*, сигнальная и переливная. Последние две трубы выводятся к раковине в котельной, причем на сигнальной трубе ($^3/_4''$) устанавливается кран для того, чтобы кочегар мог проверить, заполнена ли система отопления водой. В современных установках вместо сигнальной трубы часто предусматривают электрическую сигнализацию (звонок или зажигание лампочки), действующую автоматически. Если расширительный сосуд отнесен в пределах чердака на значительное расстояние от главного подъемного стояка, то он дополняется циркуляционной трубой *4*, присоединяемой к горячей разводящей магистрали, благодаря чему предотвращается резкое остывание воды в сосуде.

Расчет сети трубопроводов водяной системы отопления заключается в определении диаметров всех труб системы в соответствии с величиной давления, действующего в каждом циркуляционном кольце трубопроводов.

При естественной циркуляции воды давление, возникающее в любом циркуляционном кольце системы отопления, может быть определено, как разность давлений столбов воды, расположенных справа и слева по отношению к сечению трубопровода в низшей точке рассматриваемого циркуляционного кольца.

Рассмотрим в виде примера принципиальную схему рис. 68 системы водяного отопления. Если временно допустить, что все трубопроводы в этой системе идеально изолированы, то темпе-

ратура, а следовательно, и удельный вес воды будет изменяться лишь в двух точках циркуляционного кольца (рис. 68), а именно: в котле K (центр нагрева) и в приборе a (центр охлаждения). Сечение $A—A$ в низшей точке циркуляционного кольца будет испытывать давление столба воды общей высотой (h_0+h+h_1), но справа от сечения $A—A$ это давление будет несколько больше вследствие большего удельного веса охлажденной воды (γ_0) по сравнению с удельным весом горячей воды ($\gamma_г$).

Давление на сечение $A—A$ справа:

$$h_0\gamma_0 + h\gamma_0 + h_1\gamma_г \text{ кг/м}^2,$$

а слева

$$h_0\gamma_0 + h\gamma_г + h_1\gamma_г \text{ кг/м}^2.$$

Следовательно, разность давления, возникающая в циркуляционном кольце, будет равна

$$H = h(\gamma_0 - \gamma_г) \text{ кг/м}^2. \qquad (34)$$

Здесь h—вертикальное расстояние между центром котла и центром нагревательного прибора;

$(\gamma_0 - \gamma_г)$—разность удельных весов охлажденной и горячей воды в рассматриваемом циркуляционном кольце в $кг/м^3$.

В соответствии с действующими нормами проектирования температура горячей воды (при выходе из котла) принимается $t_г = 95°$ ($\gamma_{95} = 961{,}92$ $кг/м^3$), а охлажденной воды $t_0 = 70°$ ($\gamma_{70} = 977{,}81$ $кг/м^3$). Только для больниц с больными, находящимися на постельном режиме, принимают $t_г = 85°$ ($\gamma_{85} = 968{,}65$ $кг/м^3$) и $t_0 = 65°$ ($\gamma_{65} = 980{,}59$ $кг/м^3$).

Следовательно, каждый метр вертикального расстояния между центром котла и центром нагревательного прибора при $t_г - t_0 = 95 - 70 = 25°$ вызывает в циркуляционном кольце давление:

$$H = 1\ (\gamma_{70} - \gamma_{95}) = 977{,}81 - 961{,}92 \approx 16{,}0 \text{ кг/м}^2.$$

Если учесть, что вода охлаждается не только в приборе, но и в трубах, соединяющих прибор с котлом, то подсчитанное по уравнению (34) давление должно быть увеличено в соответствии с опытными данными (табл. XVII приложения).

Рассмотрим более сложные схемы двухтрубной и однотрубной систем отопления (рис. 69).

В двухтрубной схеме рис. 69,*а* имеются уже два циркуляционных кольца: первое кольцо, обслуживающее нижний нагревательный прибор ($K—a—1—б—K$), и второе кольцо ($K—a—2—б—K$), обслуживающее верхний прибор. Очевидно, что в

первом кольце в результате охлаждения воды в приборе *1* возникает давление:

$$H_1 = h_1(\gamma_0 - \gamma_г) \text{ кг/м}^2, \qquad (а)$$

а во втором кольце:

$$H_2 = (h_1 + h_2)(\gamma_0 - \gamma_г) = H_1 + h_2(\gamma_0 - \gamma_г) \text{ кг/м}^2. \qquad (б)$$

Из уравнения (б) видно, что давление во втором циркуляционном кольце значительно больше, чем в первом, так как вертикальное расстояние h_2 между центрами приборов *1* и *2* обычно равно всей высоте этажа отапливаемого здания. Поэтому, чтобы обеспечить надежный прогрев нижних приборов двухтрубной системы водяного отопления, расчет всегда начинают с определения диаметров труб того циркуляционного кольца, которое обслуживает наиболее низко расположенный в здании нагревательный прибор.

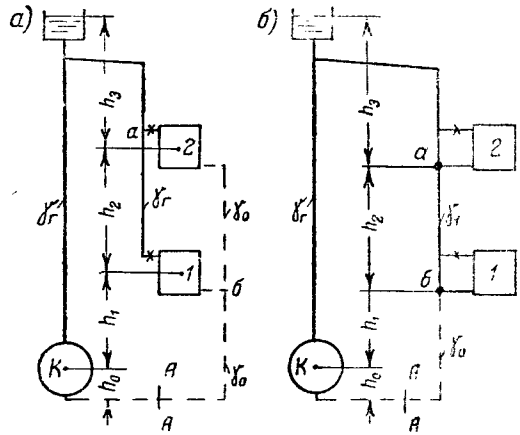


Рис. 69

В однотрубной схеме (рис. 69,*б*) действующее давление уже нельзя определять по уравнению (34), так как здесь имеет место последовательное охлаждение воды в приборах, расположенных в одном циркуляционном кольце *К—а—б—К*. Охлаждение воды в этом кольце происходит в точках *а* и *б* в результате смешивания части воды, проходящей по обходной ветке мимо прибора, и воды, прошедшей непосредственно через прибор. В данном случае для определения давления необходимо опять подсчитать разность давления столбов воды справа и слева на сечение *А—А*.

Давление справа:

$$h_0\gamma_0 + h_1\gamma_0 + h_2\gamma_1 + h_3\gamma_г \text{ кг/м}^2.$$

Давление слева:

$$h_0\gamma_0 + h_1\gamma_г + h_2\gamma_г + h_3\gamma_г \text{ кг/м}^2.$$

Разность давлений (действующий напор):

$$H = h_1(\gamma_0 - \gamma_г) + h_2(\gamma_1 - \gamma_г) \text{ кг/м}^2. \qquad (в)$$

Определение температуры t_1 и удельного веса воды γ_1 в точке *а* (рис. 69,*б*) производится следующим образом.

Обозначим теплоотдачу приборов *1* и *2* соответственно через q_1 и q_2 (в *ккал/час*). Из схемы (рис. 69, *б*) видно, что температура воды, поступающей в стояк, равна $t_г$, а уходящей из стояка t_0. Следовательно, охлаждаясь на 1°, вода отдает тепла:

$$\frac{q_1+q_2}{t_г-t_0} \text{ ккал/час град.}$$

В точке *а*, расположенной ниже прибора *2*, протекает вода, которая уже отдала через прибор *2* q_2 *ккал/час* и понизила свою температуру на

$$q_2 : \frac{q_1+q_2}{t_г-t_0} = \frac{q_2}{q_1+q_2}(t_г-t_0) \text{ град.}$$

Отсюда легко определить, что температура воды в точке *а* будет равна:

$$t_1 = t_г - \frac{q_2}{q_1+q_2}(t_г-t_0) \text{ град.} \qquad (г)$$

Например, если

$t_г = 95$, $t_0 = 70$, $q_1 = 2\,000$ *ккал/час* и $q_2 = 3\,000$ *ккал/час*,

то

$$t_1 = 95 - \frac{3\,000}{2\,000+3\,000}(95-70) = 95-15 = 80^\circ$$

и соответственно

$$\gamma_{80} = 971{,}93 \text{ кг/м}^3.$$

Совершенно аналогично определяют промежуточные температуры и в тех случаях, когда к однотрубному стояку приборы присоединены по какой-либо другой схеме рис. 66.

Из уравнения (в) видно, что в однотрубной системе водяного отопления все приборы, последовательно присоединенные к стояку какого-либо циркуляционного кольца, участвуют в создании давления в этом циркуляционном кольце.

Вследствие этого расчетное давление в однотрубно-вертикальной водяной системе отопления всегда получается значительно бо́льшим, чем в аналогичной двухтрубной системе.

В § 9 уже отмечалось, что возникающее в любом циркуляционном кольце давление полностью расходуется на преодоление сопротивления трения и местных сопротивлений при движении воды по замкнутому кольцу трубопроводов, причем на основании опыта установлено, что на преодоление сопротивления трения расходуется в среднем до 50% от общей величины действующего в кольце давления. Это дает возможность выявить ориентировочное среднее значение удельной потери давления на трение $R_{ср}$ в кольце, общее давление H_0 в котором известно. Очевидно, что

$$R_{ср} = \frac{H_0 \cdot 0{,}5}{\Sigma l} \text{ кг/м}^2, \qquad (35)$$

где 0,5—доля давления (50%), расходуемого в среднем на преодоление сопротивления трения в циркуляционном кольце;

Σl —суммарная длина трубопровода циркуляционного кольца.

Кроме величины R_p, для подбора диаметра трубопровода по номограммам (см. рис. 61) необходимо знать количество воды G *кг/час*, протекающей по этому трубопроводу, длину трубопровода и расположенные на нем местные сопротивления.

Величина G *кг/час* может быть определена в данном случае из выражения:

$$Q = cG(t_г - t_0) \text{ ккал час}, \qquad (36а)$$

где Q—теплоотдача всех приборов, обслуживаемых данным трубопроводом, или, иначе, тепловая нагрузка трубы в *ккал/час;*

c—удельная теплоемкость воды в *ккал/кг град*;

$t_г - t_0$ —перепад температур воды в системе и нагревательных приборах.

Решая уравнение (36а) относительно G с учетом того, что величина $c=1$, получим:

$$G = \frac{Q}{t_г - t_0} \text{ кг час}. \qquad (36)$$

Например, если в двухтрубной схеме на рис. 69, *а* принять теплоотдачу нагревательных приборов *1* и *2* соответственно $q_1 = 2\,000$ *ккал/час* и $q_2 = 3\,000$ *ккал/час*, а перепад температур в системе $t_г - t_0 = 95 - 70 = 25°$, то по участку трубы *а—1—б*, обслуживающему прибор *1*, будет протекать воды

$$G_1 = \frac{q_1}{t_г - t_0} = \frac{2\,000}{25} = 80 \text{ кг/час};$$

по участку трубы *а—2—б*, обслуживающему прибор 2:

$$G_2 = \frac{q_2}{t_г - t_0} = \frac{3\,000}{25} = 120 \text{ кг/час},$$

а по общим для обоих циркуляционных колец участкам труб, соединяющим котел с точками *а* и *б*:

$$G_0 = \frac{q_1 + q_2}{t_г - t_0} = \frac{5\,000}{25} = 200 \text{ кг час}$$

Все исходные данные, необходимые для расчета сети трубопроводов, уточняются предварительно на планах здания и схеме системы отопления.

На поэтажных планах здания указываются места установки и расчетные тепловые нагрузки всех нагревательных приборов, размещение стояков и расположение подводок труб от стояков к приборам. Все стояки снабжаются порядковыми номерами.

На планах чердака и подвала (или подполья) здания соответственно наносится схема прокладки горячих или обратных

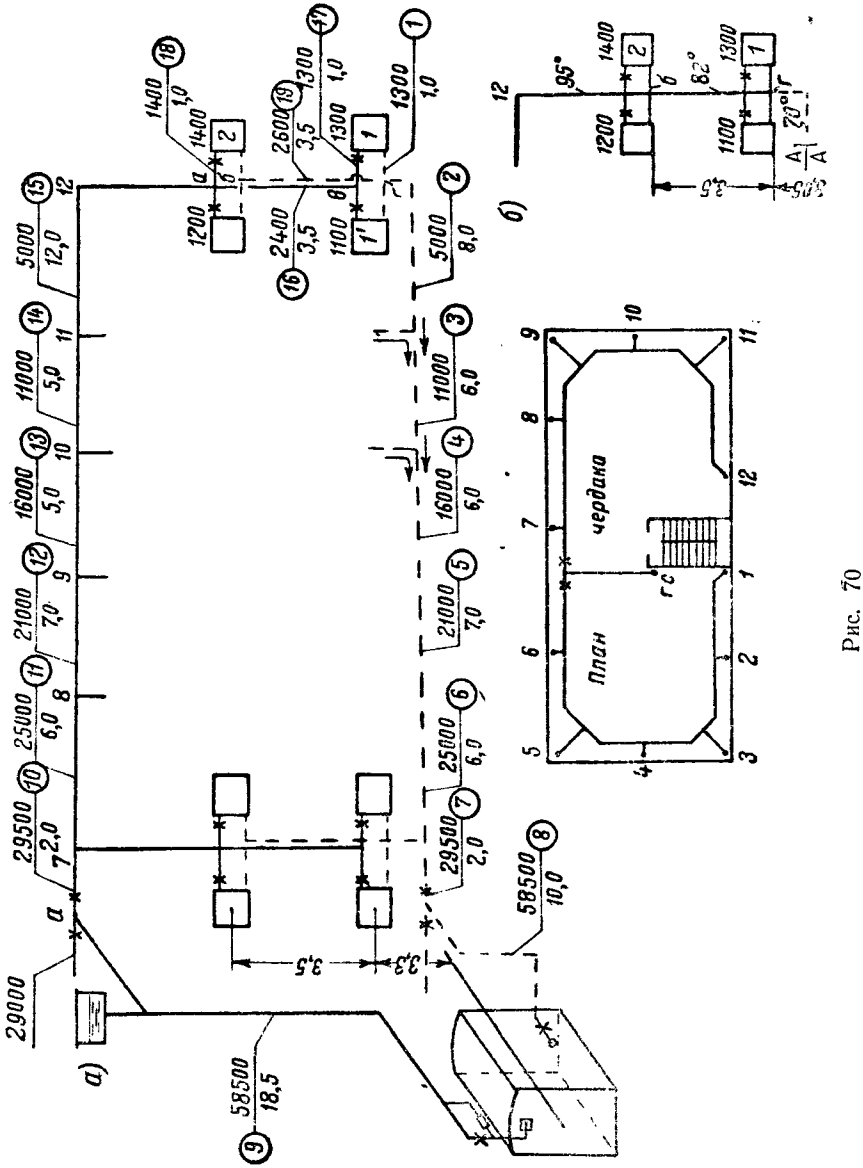


Рис. 70

магистральных труб и ответвлений от них к стоякам. При выполнении этих чертежей следует иметь в виду, что в подвале магистральные трубопроводы прокладываются по периметру наружных стен, а на чердаке магистральные трубы (при верхней разводке) прокладываются на расстоянии около 1 *м* от стен для возможности придания этим трубам соответствующего уклона (рис. 70).

Схема всей системы отопления может быть выполнена или на плоскостной развертке наружных стен здания (если смотреть на эти стены со стороны отапливаемых помещений) с нанесением контура оконных проемов, толщин разрезаемых перекрытий и внутренних стен, или в виде условной плоскостной схемы (например, изображенной на рис. 70), или, наконец, в виде аксонометрической проекции.

На расчетной схеме системы отопления указываются: тепловая нагрузка каждого нагревательного прибора, длина, тепловая нагрузка и номер каждого участка трубопроводов циркуляционного кольца и вся линейная, регулировочно-запорная арматура (краны или задвижка на ветках, на стояках, на трубах у котлов и приборов).

Таким образом, приступая к расчету сети, проектировщик должен иметь абсолютно четкое представление о всей схеме системы отопления в отношении взаимного расположения отдельных элементов отопительного оборудования и связи этого оборудования с конструктивными элементами здания.

Пример. Требуется рассчитать двухтрубную систему водяного отопления, схема которой и все исходные данные указаны на рис. 70. Перепад температур воды в системе:

$$t_Г - t_0 = 95 - 70 = 25^\circ .$$

Радиаторы установлены в нишах с подводкой к ним труб без погибов.

Как видно из рис. 70, система отопления состоит из двух веток по шесть стояков в каждой. Развертка дана лишь правой ветки со стояками *7—12*, причем полностью вычерчены только крайние стояки *7* и *12*, а для остальных стояков указана лишь тепловая нагрузка. За расчетное выбрано циркуляционное кольцо, обслуживающее нижний прибор наиболее удаленного стояка. Это кольцо разбито на 17 участков, каждому из которых дан свой порядковый номер, проставленный в кружке у выносной черты. Над выносной чертой указана тепловая нагрузка, а под чертой — длина участка.

Расчет начинаем с определения величины давления, возникающего в циркуляционном кольце. Так как центр нижнего прибора расположен на высоте 3,3 *м* над центром котла, то в результате охлаждения воды в приборе на 95—70=25° имеем [по уравненню (34)]:

$$H = h(\gamma_0 - \gamma_Г) = 3{,}3\,(977{,}81 - 961{,}92) = 52{,}5\ кг/м^2 .$$

Принимая дополнительное давление от охлаждения воды в трубах (табл. XVII приложения) в 10 *кг/м²*, имеем общее давление в кольце:

$$H_0 = 52{,}5 + 10 = 62{,}5\ кг/м^2 .$$

Длина циркуляционного кольца равняется 105 *м*, а потому ориентировочное среднее значение удельной потери давления на трение получится равным [(уравнение (35)]:

$$R_{ср} = \frac{62{,}5 \cdot 0{,}5}{105} = 0{,}3\ кг/м^2\,м.$$

Ориентируясь на полученное значение $R_{ср}$ и зная количество воды, проходящей по каждому расчетному участку, подбираем диаметры труб циркуляционного кольца с занесением всех данных в табл. 3.

Графы 1—4 таблицы (номер участка, его тепловая нагрузка *Q ккал/час*, количество воды, проходящей по участку, *G кг/час* и длина участка *l*) заполняются на основании исходных данных.

Графы 5—8 (диаметр участка трубы d в дюймах, скорость движения воды в трубе w *м/сек*, скоростное давление $h_w = \frac{w^2}{2g}\gamma$ *кг/м²* и фактическая величина потери давления на трение R *кг/м²м* заполняются по данным номограммы (см. рис. 61). Величина lR *кг/м²* в графе 9 определяется как произведение величин, вписанных ранее в графы 4 и 8. Сумму коэфициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ для заполнения графы 10 находят при помощи табл. XVI приложения. В графу 11, фиксирующую общие потери давления на преодоление всех местных сопротивлений Z *кг/м²* на рассматриваемом участке, вписывают произведение величин из граф 7 и 10. Графу 12 ($lR+Z$) заполняют по данным граф 9 и 11.

Проследим подробно расчет нескольких участков.

Участок 1. Тепловая нагрузка $Q=1\,300$ *ккал/час*. Количество воды, проходящей по участку, $G=\frac{1\,300}{95-70}=52$ *кг/час*. На номограмме рис. 61 величина $R_{ср}=0{,}3$ *кг/м²м* расположена на горизонтальной линии, которая пересекается с перпендикулярной к ней линией $G=52$ *кг/час* около диаметра трубы $^3/_4''$. Поэтому принимаем $d=^3/_4''$.

При данном диаметре трубы и расходе 52 *кг/час* фактическая потеря на трение будет $R=0{,}21$ *кг/м²м*, что и занесено в табл. 3. Попутно из номограммы определяются соответствующие величины $w=0{,}045$ *м/сек* и $h_w=0{,}1$ *кг/м²*. Таким образом заполняются все 9 первых граф табл. 3 для участка 1. Переходим к определению по табл. XVI приложения суммы коэфициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ на участке 1:

выход из прибора	$\zeta = 1{,}0$
ответвление крестовины	$\zeta = 3{,}0$
	$\Sigma\zeta = 4{,}0$

Потерю давления на преодолеиие местиых сопротивлений находим как произведение величии

$$\Sigma\zeta \text{ и } h_w, \text{ т. е. } z = 0{,}1 \cdot 4 = 0{,}4 \text{ кг/м}^2 \text{ (графа 11).}$$

Полная потеря давлеиия на участке 1 (сумма величии граф 9 и 11) 0,2+0,4=0,6 указаиа в графе 12.

Участок 2. Количество воды, проходящее по участку:

$$G = \frac{5\,000}{95-70} = 200 \text{ кг час.}$$

Пересечеиие линий $R_{ср}=0{,}5$ и $G=200$ на номограмме рис. 61 попадает между линиями диаметров $1''$ и $1^1/_4''$; при $d=1''$ величина $R=0{,}69$, а при $d=1^1/_4''$ величииа $R=0{,}15$. Так как ранее для участка 1 мы приняли фактическую величииу потери давлеиия на трение меньше, чем $R_{ср}$ ($0{,}21<0{,}3$), то для участка 2 берем, наоборот, $R>R_{ср}$, т. е принимаем $d=1''$ и соответственно этому $R=0{,}69$; $w=0{,}11$; $h=0{,}6$ и заносим все эти величины в табл. 3.

Сумма коэфициентов местных сопротивлений:

отвод 90°	$\zeta = 1$
тройник без поворота	$\zeta = 1$
	$\Sigma\zeta = 2$

Последние две графы заполняем по известным уже данным граф 9 и 10. Совершенно аналогично производим расчет всех остальных участков циркуляционного кольца.

Необходимо обратить внимание лишь на следующее.

1. Местные сопротивления тройников и крестовин приняго относить лишь к тем расчетным участкам, в которые эти тройники и крестовины входят иаименее загруженной частью. Например, на участке 3 учитывается сопротивление только одного тройника у стояка *10*, так как тройник у сто-

яка *11* входит в участок 3 наиболее загруженной своей частью и был уже учтен нами при расчете участка 2.

В соответствии с этим на участке 16 (от точки *а* до точки *в*) имеются следующие местные сопротивления:

крестовина без поворота (в точке *а*) $\zeta = 2$

скоба диаметром 1″ (обход стояком обратной ветки) $\zeta = 2$

$\Sigma \zeta = 4$

2. Местные сопротивления нагревательных приборов и котлов учитывают в одинаковой мере в каждом примыкающем к ним участке трубопровода. Например, при расчете участков 1 и 17 учтено сопротивление нагревательного прибора коэфициентом $\zeta_1 = 1$ и $\zeta_{17} = 1$, так как согласно данным табл. XVI приложения общий коэфициент местного сопротивления прибора типа «Польза» равен $\zeta = 2$.

Из табл. 3 видно, что общая потеря давления в расчетном циркуляционном кольце получилась равной 59,8 *кг/м²* при действующем давлении 62,5 *кг/м²*. Избыточное давление 2,7 *кг/м²* (до 5%) целесообразно оставить для покрытия дополнительных сопротивлений, которые могут иметь место из-за случайных мелких отклонений от проекта выполненной в здании системы отопления.

Для подбора диаметров труб, обслуживающих все остальные нагревательные приборы стояка *12*, необходимо прежде всего выявить ту долю давления, которая может быть израсходована на участках, примыкающих к этим приборам.

Рассмотрим этот вопрос более подробно. Трубопроводы на участках *в—1′—г*, обслуживающие прибор *1′*, имеют общие точки *в* и *г* с участками *17* и *1*, уже рассчитанными ранее. Так как прибор *1′* расположен на одной высоте с прибором *1*, то и потеря давления при движении воды по пути *в—1′—г* и по пути *в—1′—г* должна быть одинаковой. Согласно данным табл. 3 $(lR + Z)_{17} + (lR + Z)_1 = 0{,}8 + 0{,}6 = 1{,}4$ *кг м²*.

Таблица 3

Расчет трубопроводов водяного отопления (рис. 70)

№ уч.	Q	G	l	d	w	h_w	F	lR	$\Sigma\zeta$	Z	lR+z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	1 300	52	1,0	3/4	0,045	0,1	0,21	0,2	4	0,4	0,6
2	5 000	200	8,0	1	0,11	0,6	0,69	5,5	2	1,2	6,7
3	11 000	440	6,0	1 1/2	0,1	0,5	0,37	2,2	1,5	0,8	3,0
4	16 000	640	6,0	2	0,08	0,3	0,2	1,2	1,5	0,5	1,7
5	21 000	840	7,0	2	0,11	0,6	0,35	2,4	1	0,6	3,0
6	25 000	1 000	6,0	2	0,13	0,8	0,49	2,9	1	0,8	3,7
7	29 500	1 180	2,0	2	0,15	1,1	0,61	1,2	3,5	3,9	5,1
8	58 500	2 340	10,0	76	0,13	0,8	0,24	2,4	3,25	2,6	5,0
9	58 500	2 340	18,5	76	0,13	0,8	0,24	4,5	3,75	3,0	7,5
10	29 500	1 180	2,0	2	0,15	1,1	0,61	1,2	3,5	3,9	5,1
11	25 000	1 000	6,0	2	0,13	0,8	0,49	2,9	1	0,8	3,7
12	21 000	840	6,0	2	0,11	0,6	0,35	2,1	1,25	0,8	2,9
13	16 000	640	5,0	1 1/2	0,14	1,0	0,76	3,8	1,25	1,3	5,1
14	11 000	440	5,0	1 1/2	0,1	0,5	0,37	1,9	1,25	0,6	2,5
15	5 000	200	12,0	1 1/4	0,055	0,15	0,16	1,9	3	0,5	2,4
16	2 400	96	3,5	1	0,05	0,1	0,18	0,6	4	0,4	1,0
17	1 300	52	1,0	3/4	0,045	0,1	0,21	0,2	6	0,6	0,8
							27,1			22,7	59,8
18	1 400	56	1,0	1/2	0,08	0,30	0,85	0,9	8	2,4	3,3
18 а	1 400	56	1	1/2	0,08	0,3	0,85	0,9	4	1,2	2,1
19	2 600	104	3,5	1/2	0,15	1,1	3,0	10,5	5	5,5	16,0
											21,4

Следовательно, и участки труб *а—1′—в*, обслуживающие левый прибор *1′*, должны быть рассчитаны на давление $H=1{,}4$ *кг/м²*.

Прибор *2* присоединен во втором этаже к стояку *12* и обслуживается трубами *а—2—б—г*, имеющими общие точки *а* и *г* с трубами *а—в—1—г*, уже рассчитанными ранее (участки 16, 17, 1). Потеря давления на участках 16, 17, 1 равна $1{,}0+0{,}8+0{,}6=2{,}4$ *кг/м²*.

Но прибор *2* расположен на 3,5 *м* выше прибора *1* и создает дополнительное давление $H_2=3{,}5\ (\gamma_{70}-\gamma_{95})=3{,}5\cdot 15{,}9=55{,}6$ *кг/м²*. Следовательно, трубопроводы *а—2—б—г*, обслуживающие прибор *2*, должны быть рассчитаны на общее давление:

$$H=(lR+Z)_{16,\ 17,\ 1}+H_2=2{,}4+55{,}6=58\ кг/м^2.$$

Из табл. 3 видно, что даже при минимальных диаметрах труб $^1/_2''$ потеря давления на участках 18, 19, обслуживающих прибор *2*, получается равной лишь 21,4 *кг/м²*.

Избыточное давление 58—21,4=36,6 *кг/м²* должно быть погашено путем прикрытия крана двойной регулировки при приборе *2*.

Если здание имеет значительное число этажей, то соответственно возрастают и избыточные давления, создаваемые приборами верхних этажей. Малейшая неточность регулировки кранов повлечет за собой перегрев приборов в верхних этажах и недогрев в нижних. В этом заключается основной недостаток двухтрубных систем водяного отопления, которого не имеют системы однотрубные.

Так как при расчете трубопроводов системы отопления обычно не подсчитывается охлаждение воды по пути ее движения от котла до любого нагревательного прибора, то и поверхность нагревательных приборов определяется в предположении, что средняя температура воды в любом приборе (двухтрубной системы отопления) равняется средней температуре воды в системе отопления. В разобранном примере эта температура будет равна:

$$t_{ср}=\frac{t_г+t_0}{2}=\frac{95+70}{2}=82{,}5^\circ.$$

Такое допущение требует последующей поправки к исчисленной по уравнению (29) поверхности нагрева прибора в сторону увеличения последней на 5—25% в зависимости от схемы разводки сети и числа этажей отапливаемого здания (табл. XVIII приложения).

Если бы рассмотренная в данном примере система водяного отопления была запроектирована в том же здании по однотрубно-вертикальной схеме, то согласно рис. 70,*б* и уравнению (в) расчетное давление для циркуляционного кольца через стояк *12* было бы несколько больше, чем для двухтрубной схемы. Действительно, температура смеси воды в точке *б* стояка *12* будет [по уравнению (г)]:

$$t_1=95-\frac{1\,200+1\,400}{5\,000}(95-70)=82^\circ \text{ и } \gamma_{82}=970{,}57\ кг/м^3.$$

При этих условиях разность давлений на сечение *А—А* обратного трубопровода (рис. 70,*б*) будет равна [по формуле (в)]:

$$H=h_1(\gamma_{70}-\gamma_{95})+h_2(\gamma_{82}-\gamma_{95})=3{,}05(977{,}81-961{,}92)+3{,}5(970{,}57-961{,}92)=78{,}7 кг/м.$$

Прибавляя к этому дополнительное давление 5 *кг/м²* * от охлаждения воды в трубах, получим общее расчетное давление в рассматриваемом циркуляционном кольце:

$$H_0=78{,}7+5=83{,}7\ кг/м^2.$$

Как видим, это давление получилось больше на $\frac{83{,}7}{62{,}5}100=13{,}5\%$, чем в аналогичной двухтрубной водяной системе отопления.

---

* Табл. XVII приложения и примечание 2 к этой таблице.

Расчет однотрубной схемы выполняется совершенно аналогично, как и при схеме двухтрубной. Некоторое затруднение встречает лишь определение количества воды, затекающей из однотрубного стояка в приборы и проходящей мимо приборов. Это распределение воды зависит прежде всего от принятых диаметров ответвлений труб от стояка к приборам, от тепловой нагрузки каждого прибора и от общего количества воды, проходящей по стояку.

Обычно в целях стандартизации оборудования диаметр однотрубного стояка принимают одинаковым по всей длине этого стояка, а ответвления от стояка к приборам принимают диаметром $^3/_4''$ и лишь в отдельных случаях 1″ (при тепловой нагрузке прибора более 1 500 *ккал/час*).

Располагая указанными исходными данными, можно сразу определить перепад температур воды в любом приборе по уравнению:

$$\theta = a + bQ' \text{ град.}, \qquad (д)$$

где Q' — тепловая нагрузка прибора в сотнях *ккал/час*;

Таблица 4

Значения коэфициентов a и b для определения перепада температур воды в приборах „Польза" № 3 однотрубного стояка по уравнению $\theta = a + bQ'$, где Q' — тепловая нагрузка прибора в сотнях *ккал/час*

$d_{обх}$ $d_{отв}$ в дюймах	Общее количество воды, проходящей по стояку, в *кг/час*							
	100		200		300		400	
	a	b	a	b	a	b	a	b
$^1/_2 \cdot ^1/_2$	2,5 3,0	2,1 1,6	1,0 1,2	1,6 1,3	0,5 0,3	1,2 1,1	— —	— —
$^3/_4 \cdot ^1/_2$	2,0 3,5	2,3 1,7	2,0 2,5	1,8 1,5	2,0 2,0	1,6 1,3	1,5 1,5	1,2 1,1
$^3/_4 \cdot ^3/_4$	— 3,5	— 0,9	2,0 2,5	1,1 0,8	2,0 1,5	0,9 0,8	1,0 0,5	0,8 0,7
$1 \cdot ^3/_4$	— —	— —	2,5 3,5	1,1 0,9	2,0 2,5	1,1 0,8	2,0 0,7	0,8 0,8

Примечание. Верхняя строка характеризует двустороннее, а нижняя — одностороннее ответвление от стояка.

a и b — коэфициенты, определяемые по табл. 4, составленной для радиаторов «Польза» № 3, в зависимости от общего количества воды, проходящей по стояку, и от принятых ранее диаметров труб;

$d_{обх}$ — диаметр обходного участка у приборов и $d_{отв}$ — диаметр ответвлений к прибору.

Допустим, что в результате расчета мы получим диаметр стояка *12* (рис. 70,*б*) равным $d_{обх}=3/4''$, и приняли ответвления от стояка ко всем приборам также диаметром $d_{отв}=3/4''$. Количество воды, проходящей по стояку *12*, равно $G=\frac{5\,000}{95-70}200\,кг\,час$. Тогда при помощи табл. 4 (верхняя строка) находим, что перепад температур воды в приборе *1* (рис. 70,*б*) будет равен:

$$\theta_1=2+1{,}1\,\frac{1\,300}{100}=16^\circ,$$

и средняя температура в приборе, по которой должна быть подсчитана его поверхность нагрева:

$$t_{ср1}=82-\frac{\theta}{2}=82-8=74^\circ.$$

Аналогично для прибора *2* (рис. 70,*б*) имеем:

$$\theta_2=2+1{,}1\cdot 14=17^\circ \text{ и } t_{ср.2}=95-8{,}5=86{,}5^\circ.$$

Ограниченный радиус действия систем водяного отопления с естественной циркуляцией вынуждает принимать для оборудования современных зданий большого объема водяное отопление с механическим (насосным) побуждением движения воды.

При побудительной (насосной) циркуляции может быть применена любая из рассмотренных выше схем сети, т. е. двухтрубная с верхней или нижней разводкой и однотрубная вертикальная или горизонтальная схемы.

В некоторых случаях такая система ничем не отличается по внешнему виду от системы с естественной циркуляцией воды за исключением дополнительной установки циркуляционного насоса. Однако большинство насосных систем имеет характерные конструктивные особенности, обусловливаемые следующими соображениями: во-первых, при побудительной циркуляции и значительной скорости движения воды в трубах должны быть приняты особые меры для удаления из системы воздуха и предотвращения возможности вскипания воды в верхних точках системы вследствие разрежения, создаваемого циркуляционным насосом; во-вторых, должны быть приняты меры, обеспечивающие такое распределение давлений в системе, которое позволило бы получить при расчете трубопроводов требуемое распределение количества воды, протекающей в различных циркуляционных кольцах этой системы.

Огромное влияние на распределение в системе добавочного давления или разрежения, создаваемого циркуляционным насосом, имеет выбор точки присоединения к системе расширительного сосуда.

Например, если расширительный сосуд присоединить к системе у всасывающего патрубка насоса, как указано на рис. 71,

то при работе насоса (H) давление в любой точке системы будет больше, чем гидростатическое давление в тех же точках при бездействии насоса.

Под неизменным давлением останется лишь точка, в которой присоединен расширительный сосуд, так как уровень воды в сосуде сохранится на постоянной отметке как при работе, так и при бездействии насоса.

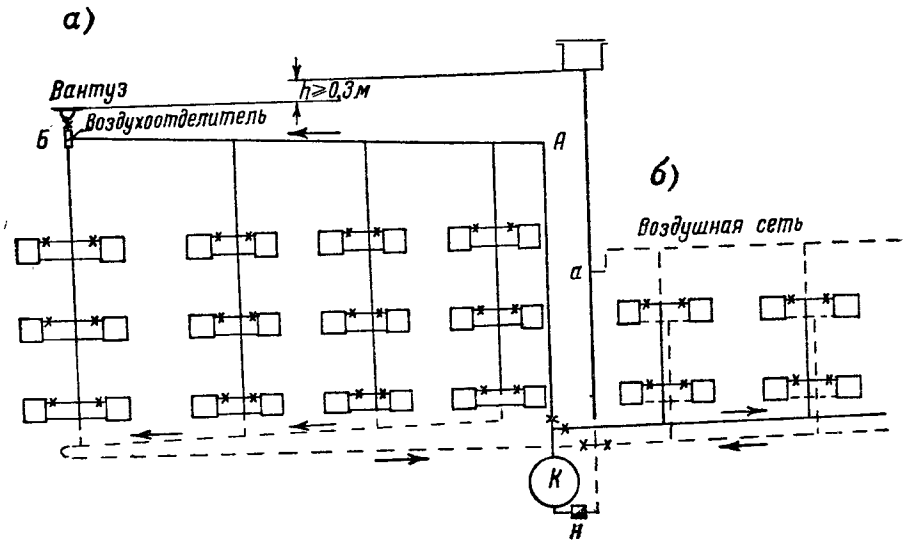


Рис. 71

Расширительный сосуд чаще всего присоединяют к обратной магистрали со стороны всасывающего патрубка насоса, чтобы исключить возможность уменьшения гидростатического давления и парообразования в горячих магистральных трубах насосно-водяной системы отопления с верхней разводкой. В случае присоединения сосуда в какой-либо другой точке системы, например, в точке A (рис. 71), дно расширительного сосуда должно быть приподнято над высшей точкой системы отопления хотя бы на 0,5 *м* для того, чтобы при работе насоса все участки горячего магистрального трубопровода заведомо находились под давлением выше атмосферного и чтобы надежно действовали специальные приборы (вантузы), устанавливаемые для автоматического удаления воздуха из системы.

Таким образом, в насосно-водяных системах отопления расширительный сосуд служит не только для вмещения прироста объема воды при ее нагревании, но и для правильного распределения давлений во всех циркуляционных кольцах системы.

Если в гравитационных системах расширительный сосуд служил также и для отвода воздуха из системы, то при насосном побуждении это может иметь место лишь в отдельных случаях. Чаще всего для выпуска воздуха предусматривают следующие меры: горячие магистральные трубопроводы прокладывают с подъемом от главного к наиболее удаленному стояку, чтобы направление движения воды и воздуха, стремящегося к высшим точкам системы, совпадало; в высшей точке системы (точка *Б* на рис. 71) вода проходит через так называемый воздухоотделитель (обрезок трубы значительного диаметра), в котором благодаря резкому понижению скорости и повороту под углом происходит отделение от воды мелких пузырьков воздуха, устремляющегося вверх, к вантузу.

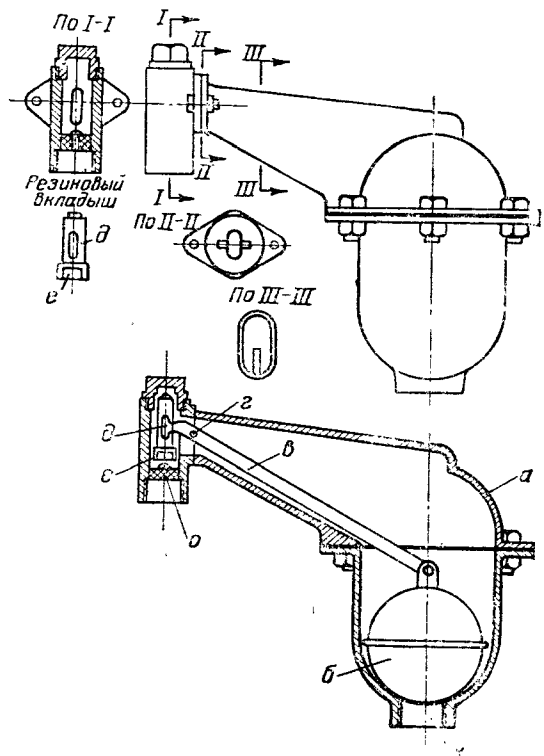


Рис. 72

Из многочисленных конструкций вантузов рассмотрим лишь наиболее надежный в действии рычажно-поплавковый вантуз системы Аникина (рис. 72). Прибор состоит из корпуса *а* разборной чугунной отливки, внутри которого расположен шаровой поплавок *б*, свободно насаженный на длинное плечо рычага *в*, вращающегося на оси *г*. Левое короткое плечо рычага связано с подвижным клапаном *б*, внутри которого находится резиновый вкладыш *е*, плотно закрывающий при опускании короткого плеча рычага ниппельное отверстие *о* для выпуска воздуха.

К трубам системы отопления вантуз присоединяется отверстием *к*, находящимся под шаровым поплавком *б*. Вантуз работает автоматически. Если через отверстие *к* в корпус вантуза поступает воздух, то шаровой поплавок отжимается вниз и воздух свободно уходит через ниппельное отверстие *о* наружу, после чего поплавок под давлением воды, находящейся в системе отоп-

ления, снова поднимается вверх и отверстие для выхода воздуха закрывается.

Вантуз любой конструкции требует определенного ухода, периодического осмотра и мелкого ремонта. Поэтому на трубе, соединяющий вантуз с системой отопления, рекомендуется устанавливать запорный кран для временного отключения вантуза в моменты его осмотра.

Для надежной автоматической работы вантуза требуется, чтобы он всегда находился под гидростатическим давлением не менее чем 0,3 *м* вод. ст., что достигается установкой на соответствующей высоте расширительного сосуда.

Особо следует отметить характерную для насосных систем схему с «попутным движением воды» в магистральных трубопроводах, впервые примененную в СССР проф. В. М. Чаплиным (рис. 71, *а*). В этих схемах в отличие от так называемых «тупиковых» схем (рис. 71, *б*) длина всех циркуляционных колец одинакова, что в значительной мере облегчает расчет сети трубопроводов насосных систем отопления. Очевидно, что подобная схема может быть осуществлена не только с верхней, но и с нижней разводкой при двухтрубной схеме стояков.

На рис. 73 дана принципиальная схема коммуникации насосной. Всегда устанавливают два насоса: один рабочий, а второй запасный. Каждый насос снабжается манометрами *М* и задвижками *З* для контроля и регулирования его работы.

Схема предусматривает, как это часто делается в натуре, непосредственное управление из котельной отдельными ветками *А*, *Б*, *В* системы отопления.

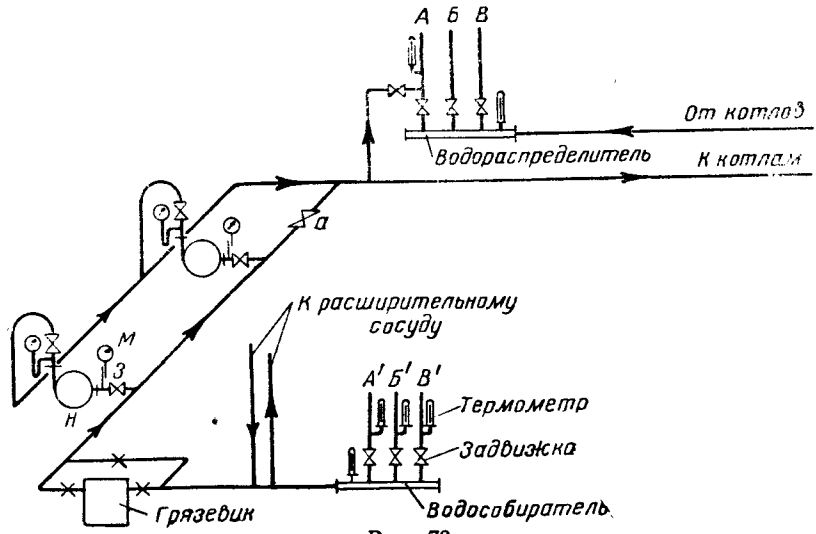


Рис. 73

Обратные магистральные трубопроводы каждой ветки *А'*, *Б'*, *В'* присоединены к общему водосборителю и снабжены термометрами и задвижками. После водосборителя вода проходит через грязевик *Г* и поступает во всасывающий патрубок работающего насоса, а затем подается под напором насоса в котлы для нагревания до требуемой температуры и от котлов—к водораспределителю.

К водораспределителю присоединены горячие ветки *А*, *Б*, *В* системы отопления, снабженные регулировочно-запорными задвижками и термометрами.

На схеме показана возможность частичной подачи охлажденной воды непосредственно от насоса в отдельные горячие ветки *А*, что позволяет в довольно широких пределах регулировать температуру горячей воды в этих ветках.

На случай кратковременного прекращения подачи электроэнергии у насосов предусмотрена специальная обходная линия с задвижкой *а*, открыв которую можно некоторое время продолжать эксплоатацию системы отопления при естественной циркуляции, но, конечно, с пониженным эффектом.

Присоединение расширительного сосуда двумя трубками (расширительная и циркуляционная) показано на участке обратного трубопровода между водосборителем и грязевиком.

В зависимости от местных условий представленная на рис. 73 схема может быть упрощена и видоизменена.

Во избежание передачи шума из насосной в отапливаемое здание основание под насосы и моторы при них никогда не следует жестко связывать со строительными конструкциями здания. Это оборудование всегда желательно устанавливать на самостоятельных фундаментах с устройством вокруг последних зазора, заполняемого песком.

Для предотвращения загрязнения и преждевременного износа от угольной пыли насосы и моторы обычно устанавливают в отдельном помещении справа или слева от фронта котлов.

Метод и последовательность расчета насосно-водяных систем отопления те же, что и систем с естественной циркуляцией воды, причем подбор диаметров труб и определение потерь давления от трения и местных сопротивлений производятся по тем же формулам, таблицам и номограммам, так как расчетные параметры и средний объемный вес воды, циркулирующей в той и другой системе, принимаются одинаковыми.

При выборе расчетного давления циркуляционного насоса следует иметь в виду, что насос работает в уже заполненной водой системе, а потому давление насоса расходуется только на преодоление сопротивлений, которые встречает вода при ее циркуляции. Величина расчетного давления насоса определяется технико-экономическими соображениями. Обычно потеря давления в самой сети (от водораспределителя до водосборителя) не превышает 1 *м* вод. ст., а общее давление насоса с

учетом дополнительных потерь в трубопроводах котельной и насосной чаще всего находится в пределах от 1,5 до 2,5 *м* вод. ст.

Для подбора циркуляционного насоса по каталогам заводов-изготовителей требуется знать не только расчетное давление насоса H *м* вод. ст., но его производительность G *м³/час*.

Если по каталогу производительность и давление, развиваемое насосом при указанном числе его оборотов, не совпадают с расчетными, то путем изменения числа оборотов можно получить требуемую производительность насоса при расчетном или несколько большем давлении. При этом избыточное давление может быть использовано для дополнительного уменьшения диаметров труб на некоторых участках сети (в пределах насосной и котельной) или погашено путем частичного прикрытия задвижки на нагнетательном патрубке насоса.

Для пересчета числа оборотов центробежного насоса можно пользоваться с достаточной для практики точностью следующим равенством соотношений производительности G *м³/час*, числа оборотов n в 1 мин. и давлений H *м* вод. ст. развиваемых насосом:

$$\frac{G}{G_1} = \frac{n}{n_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}}. \qquad (37)$$

Пример. Требуется подобрать циркуляционный насос для системы отопления тепломощностью Q=250 000 *ккал/час*, рассчитанной на перепад температур $t_r - t_o$ =95—70=25°.

Общая потеря давления в системе отопления H=1 300 *кг/м²*. По уравнению (36) определяем производительность насоса:

$$G = \frac{250\,000}{95 - 70} = 10\,000 \text{ кг час}, \text{ или } 10{,}0 \text{ м}^3/\text{час}.$$

По каталогу находим, что центробежный одноступенчатый насос диаметром 65 *мм* при n=680 об/мин дает производительность G=8,5 *м³/час* и давление H=1,0 *м* вод. ст. Этот насос сможет дать G=10,0 *м³/час* при числе оборотов [уравнение (37)]:

$$n_1 = 680\ \frac{10{,}0}{8{,}5} = 800 \text{ об/мин}.$$

При новом числе оборотов давление, развиваемое насосом, будет равно:

$$H_1 = \left(\frac{10}{8{,}5}\right)^2 1\,000 = 1\,380 \text{ кг/м}^2$$

вместо требуемого давления в 1 300 *кг/м²*.

Избыточное давление 1 380—1 300=80 *кг/м²* может быть погашено прикрытием задвижки на нагнетательном патрубке насоса.

Мощность электродвигателя при насосе подсчитывается по формуле:

$$N = \frac{\alpha\, G'\, H}{3\,600 \cdot 102\, \eta_н \eta_п} \text{ квт}, \qquad (38)$$

где G' — производительность насоса в *кг/час*;

H — давление, создаваемое насосом;

α — коэфициент запаса, принимаемый для электродвигателей мощностью до 0,5 *квт* равным $\alpha = 1{,}5$, до 5 *квт* — $\alpha = 1{,}1$;

$\eta_н$ — к. п. д. насоса по данным каталога);

$\eta_п$ — к. п. д. ременной передачи (обычно $\eta_п = 0{,}95$).

Очень часто число оборотов насоса не совпадает со стандартным числом оборотов электродвигателя, что вынуждает прибегать к устройству ременной или клиноременной передачи.

При ременной передаче расстояние между осями шкивов мотора и насоса принимается в среднем около *2 м*, что следует учитывать при определении размеров помещения насосной.

Боковые проходы и проход между насосами обычно принимаются не менее 0,75 *м*, а проход перед насосами для удобства наблюдения за их работой принимается до 1,5 *м*.

Водяное отопление зданий получило в СССР исключительно широкое распространение. Советские специалисты разработали новые оригинальные конструкции и схемы, новые научно-обоснованные методы расчета водяных систем, создали солидную технико-экономическую базу для дальнейшего прогресса этой системы отопления во всех ее разновидностях.

Проведенный научно-исследовательскими организациями и отдельными специалистами глубокий анализ недостатков и преимуществ различных схем системы водяного отопления четко определил область и техническую целесообразность применения той или иной схемы сети с учетом не только экономических, но также эксплоатационных и санитарно-гигиенических показателей, присущих каждой схеме.

§ 11. ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Паровое отопление широко применяется в фабрично-заводских зданиях, а также в городских общественных и коммунальных зданиях (клубы, театры, кино, спортивные залы, бани, прачечные и т. п.), предназначенных для кратковременного пребывания в них людей.

В отличие от других стран, где паровым отоплением зачастую оборудуются из чисто коммерческих соображений жилые дома в поселках и даже крупных городах, в СССР запрещается применение парового отопления в зданиях, к которым предъявляются повышенные санитарно-гигиенические требования. К таким зданиям в первую очередь у нас отнесены: жилые дома, санатории, больницы, школы, детские сады и ясли, а также фабрично-заводские здания, в которых технологический процесс сопровождается выделением органической пыли.

Пыль органического происхождения всегда имеется в некотором количестве в воздухе закрытых помещений. Оседая на поверхности нагревательных приборов, которые при паровом отоплении имеют температуру выше 100°, эта пыль перегорает, что вредно отражается не только на самочувствии, но и на здоровье человека. Именно по этим соображениям наше законодательство и запрещает устройство парового отопления в зданиях и помещениях с длительным пребыванием в них людей,

несмотря на то, что первоначальная стоимость парового отопления значительно меньше (на 30—40%), чем отопления водяного.

В зависимости от давления пара, поступающего в отопительную сеть, паровое отопление может быть низкого давления (до 0,7 *ати*) и высокого давления (более 0,7 *ати*).

Паровое отопление высокого давления устраивается чаще всего в фабрично-заводских зданиях, где этот пар одновременно требуется и для технологических нужд.

В системах парового отопления нагревательные приборы отдают отапливаемому помещению скрытую теплоту пара, которая выделяется в процессе перехода теплоносителя из парообразного в жидкое состояние (т. е. при конденсации пара в приборах). При отоплении низкого давления скрытая теплота парообразования равна в среднем 540 *ккал/кг*.

К преимуществам парового отопления, кроме его экономичности, следует отнести также малую тепловую инерцию этого вида отопления, т. е. быстрый прогрев и столь же быстрое остывание нагревательных приборов при прекращении подачи пара, что бывает необходимо в общественных зданиях и отдельных помещениях при периодическом их заполнении большим числом людей (зрительные залы, залы собраний и т. п.).

Схемы сети парового отопления имеют существенные конструктивные особенности по сравнению со схемами водяного отопления.

Чаще всего применяется на практике так называемая промежуточная (рис. 74, *а*) или нижняя (рис. 74, *б*) разводка паропроводов *П*.

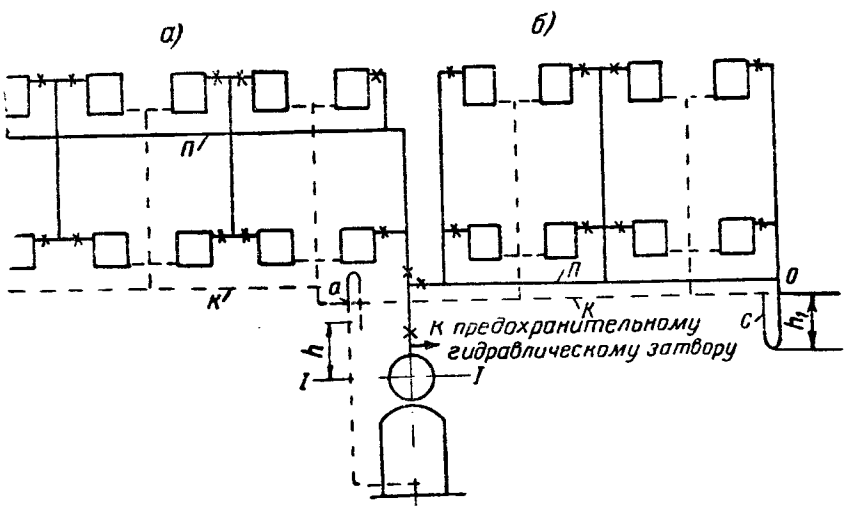


Рис. 74

Верхняя разводка пара, т. е. прокладка магистральных паропроводов выше всех нагревательных приборов, устраивается сравнительно редко как вследствие ее неэкономичности (перерасход труб на устройство стояков в верхнем этаже), так и потому, что прокладка паропроводов на чердаке вызывает чрезмерно большие бесполезные теплопотери, а прокладка этих труб под потолком верхнего этажа не всегда допустима из эстетических соображений.

На рис. 74 представлена схема парового отопления низкого давления с самотечным возвратом конденсата в котел. При данной схеме система сообщается с атмосферой через воздушную трубку, присоединенную к конденсационной линии в точке *а*. Через эту трубку происходит удаление из системы воздуха в момент пуска ее в действие и, наоборот, наполнение системы воздухом при частичном или полном прекращении подачи пара.

Выполнение оборудования по такой схеме возможно лишь в том случае, когда низшая точка конденсационной линии, через которую происходит удаление воздуха (точка *а*), расположена выше уровня воды *I—I* в паровом котле. Вертикальное расстояние точки *а* от линии *I—I* должно быть по крайней мере на 10—15 *см* больше, чем высота столба воды *h*, соответствующая максимальному давлению пара в котле, которое в свою очередь определяется высотой установленного при котле гидравлического предохранительного затвора (см. рис. 44).

Все паропроводы *п* прокладываются с уклоном не менее 1:200 в сторону движения пара, а конденсатопроводы *к*—с таким же уклоном в направлении движения воды.

Так как по пути от котла к нагревательным приборам пар вследствие теплоотдачи труб может частично конденсироваться, то должны быть приняты меры к бесперебойному удалению из труб этого попутного конденсата.

При промежуточной разводке попутный конденсат удаляется из магистрального паропровода через стояки и нижние нагревательные приборы (рис. 74,*а*), а при нижней разводке для осушки паропровода приходится предусматривать устройство специальной петли, отводящей попутный конденсат из низшей точки магистрального паропровода в конденсационную линию. Высота такой петли h_1 должна быть несколько больше высоты столба воды, соответствующего давлению пара в точке *О* присоединения петли. Если, например, давление пара в точке *О* равно 0,02 *ати*, то высота петли h_1 должна быть несколько больше 0,2 *м*.

В качестве линейной арматуры на паропроводах обычно устанавливаются вентильные краны (см. рис. 57), а у нагревательных приборов может также устанавливаться вентильный угловой кран двойной регулировки (см. рис. 60).

На рис. 75 дана схема парового отопления со стоком конденсата в конденсационный бак *КБ* и подпиткой котла водой из этого бака при помощи насоса *Н*. При такой схеме нагревательные приборы могут быть расположены на произвольной высоте, т. е. ниже или выше уровня воды в котле.

Паровое отопление с перекачкой воды в котел может быть и низкого и высокого давления. Слева от котла на рис. 75, *а*

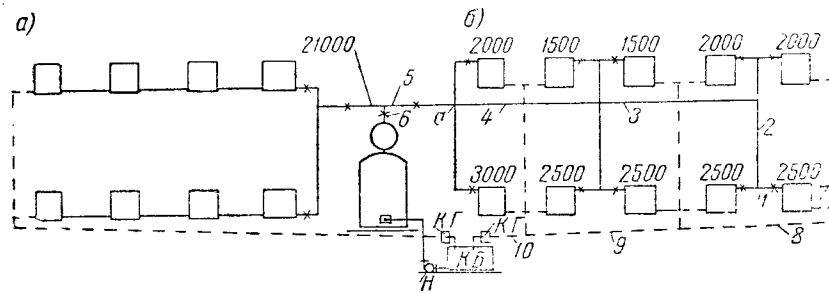


Рис. 75

изображена так называемая однотрубно-горизонтальная схема сети, встречающаяся последнее время на практике. Недостатки этой схемы те же, что и аналогичной однотрубно-горизонтальной водяной системы отопления (см. рис. 65,*б*), с той лишь разницей, что при паровой системе отпадает надобность в местном удалении воздуха из каждого нагревательного прибора, но одновременно увеличивается опасность расстройства резьбовых соединений труб из-за отсутствия необходимой компенсации термического удлинения труб, жестко закрепленных между приборами.

При паровом отоплении низкого и тем более высокого давления во многих случаях не представляется возможным так подобрать диаметры трубопроводов, чтобы пар полностью конденсировался в нагревательных приборах. Чтобы избежать этого нежелательного явления очень часто прибегают к дополнительной установке так называемых парозапирателей (конденсационных горшков), которые, действуя автоматически, пропускают только конденсат или воздух, закрывая проход пару, прорывающемуся в конденсационную сеть.

Существует очень много разнообразных конструкций подобных конденсационных горшков термостатического, поплавкового или комбинированного типа. На рис. 76 показаны два типа конденсационных горшков.

Горшок первого типа (рис. 76,*а*) — термостатического действия, рассчитан на работу при давлении пара от 0 до 6,0 *ати* и может изготовляться различных размеров на производительность от 15 до 1 000 *кг/час* конденсата. Работа горшка основана на

том, что жидкость, находящаяся в герметически закрытом гофрированном цилиндре (сильфонный термостатический элемент *1* на рис. 76), быстро реагирует на изменение температуры окружающей среды, увеличиваясь в объеме при повышении температуры, вследствие чего сильфонный элемент растягивается и золотник *2* закрывает выходное отверстие из конденсационного горшка.

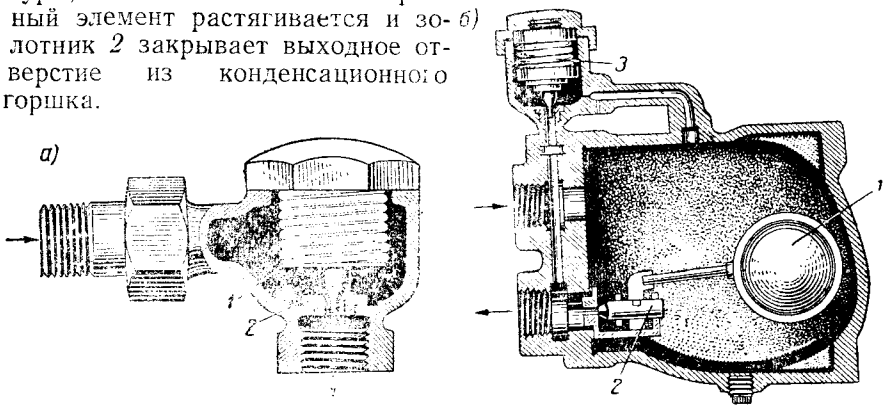


Рис. 76

Горшок термостатического типа может быть установлен у каждого прибора на конденсационной ветке, а также вместо водоотводящей петли для осушки паропровода (точка *0* на рис. 74,*б*) вместо воздушной трубы в паровой системе с самотечным возвратом конденсата в котел (точка *а* на рис. 74, *б*) и, наконец, на отдельной конденсационной ветке у конденсационного бака паровой системы отопления (*КГ* на рис. 75).

Конденсационный горшок комбинированного типа представлен на рис. 76, *б*. Он состоит из плоского полого корпуса чугунной отливки, внутри которого находится герметически закрытый поплавок *1*, закрепленный на конце рычага второго рода. Рычаг в свою очередь шарнирно связан с подвижным золотниковым клапаном *2*, который открывает выход из горшка только в тот момент, когда во внутренней полости горшка имеется достаточное количество конденсата, и поплавок *1* всплывает вверх. Для свободного пропуска воздуха горшок дополнен сильфонным термостатическим элементом *3*, установленным в камере на обходном канале в верхней части горшка. Конденсационные горшки этого типа предназначаются для работы при давлении от 0 до 6 *ати* и в зависимости от своих размеров могут пропускать от 50 до 5 000 *кг/час* конденсата.

На рис. 77 приведен тип горшка системы «Автомат» с открытым поплавком. Работа его протекает следующим образом. Конденсат поступает в отверстие *1* и вливается в чугунный горшок *2*. При подъеме уровня конденсата в горшке стакан (поплавок) *3* всплывает кверху вместе с прикрепленным к его дну

стержнем *4*, имеющим на верхнем конце золотник *5*, которым закрывается отверстие *6*. Стержень *4* имеет направляющие приливы и ходит в трубе *7*. Дальнейший приток конденсата влечет за собой переливание его через край стакана *3*. Стакан становится тяжелее, опускается, открывая отверстие *6* и давая выход конденсату, выжимаемому давлением пара через трубу *7* и ка-

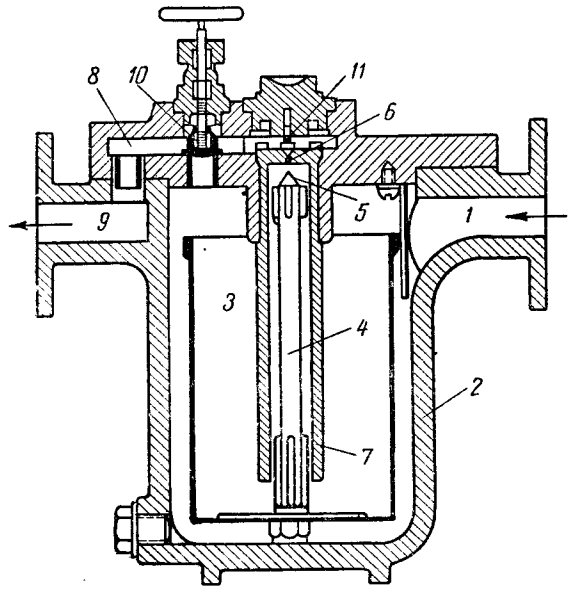


Рис. 77

нал *8* в трубопровод *9*. Как только давление пара выдавит из стакана *3* определенное количество воды, меньше, однако, чем требуется для обнажения нижнего конца трубы *7* (образуя водяной затвор), облегченный стакан *3* выплывает и золотник *5* снова закрывает отверстие *6*. Вентиль *10* служит для выпуска из горшка воздуха и для пропуска больших количеств конденсата, образующихся при работе системы, в обвод поплавка. Обратный клапан *11* позволяет предотвращать затекание конденсата обратно в горшок.

Расчет системы парового отопления сводится к следующему. В зависимости от особенностей планировки здания и назначения отдельных помещений выбираются тип и места размещения нагревательных приборов с уточнением их тепловой нагрузки в соответствии с теплопотерями каждого помещения. Затем уточняются место расположения котельной, тип, число и расстановка котлов в соответствии с указаниями § 7. Далее уточняется схема сети всех трубопроводов с одновременным выяснением возмож-

ности осуществить (при паре низкого давления) самотечный возврат конденсата в котел, что дает значительную экономию первоначальной и эксплоатационной стоимости оборудования.

После вычерчивания схемы сети можно приступить к расчету паропроводов, пользуясь для этого при паре низкого давления номограммой (см. рис. 62).

При паре высокого давления подбор диаметров паропроводов значительно осложняется вследствие резких колебаний величины удельного веса пара γ (в $кг/м^3$), входящей в основные расчетные формулы [уравнения (30)—(32)]. Так как пар высокого давления применяется для внутридомового отопления сравнительно редко, то таблицы и номограммы для подбора диаметров труб этого отопления здесь не рассматриваются.

Диаметры паропроводов отопления низкого давления подбираются из тех соображений, чтобы потери давления от котла до любого нагревательного прибора были равны:

$$\Sigma (lR + z) = p_н - p_к \; кг/м^2, \qquad (39)$$

где $p_н$ — начальное давление пара в $кг/м^2$;

$p_к$ — конечное давление пара в $кг/м^2$.

Конечное давление пара (у входа пара в нагревательный прибор) принимается в зависимости от типа прибора, но не менее чем $p_к = 150 \; кг/м^2$.

Начальное давление пара принимается в зависимости от протяженности сети и в соответствии с местными условиями.

При схеме с самотечным возвратом конденсата в котел начальное давление пара определяется вертикальным расстоянием от уровня воды в котле до низшей точки сборного конденсационного трубопровода (h на рис. 74).

При схеме с перекачкой конденсата максимально возможное давление пара в котле определяется высотой гидравлического предохранительного затвора (см. рис. 44), верхний бачок которого устанавливается под потолком котельной. При этом рабочая высота столба воды в гидравлическом затворе обычно получается на 1 $м$ меньше высоты помещения котельной.

Учитывая условия эксплоатации котла, расчетное начальное давление пара $p_н$ всегда принимают меньше, чем максимально возможная рабочая высота гидравлического затвора.

Расчет паропроводов начинают с наиболее протяженной ветки, т. е. от котла до наиболее удаленного нагревательного прибора, пользуясь, как и при расчете водяного отопления, понятием о средней величине потери давления на трение $R_{ср}$ (в $кг/м^2$) на 1 $м$ длины трубопровода, определяемой по формуле (35):

$$R_{ср} = \frac{0{,}65\,(p_н - p_к)}{\Sigma l} \; кг/м^2 м,$$

где Σl — длина рассчитываемой ветки;
0,65 — коэфициент, учитывающий долю (65%) давления, расходуемого на преодоление сопротивления трения.

Диаметры конденсационных труб подбираются на основании опытных данных по условной тепловой нагрузке каждого участка трубы в зависимости от протяженности, вертикального или горизонтального положения трубы и степени заполнения трубы стекающим по ней конденсатом.

Если конденсат лишь частично заполняет сечение трубы, то последнюю условно называют «сухой» трубой в отличие от так называемой «мокрой» трубы, когда последняя отводит конденсат полным своим сечением.

По номограмме (см рис. 62, верхняя часть) можно определить диаметр вертикального или горизонтального, «мокрого» или «сухого» конденсационного трубопровода протяженностью до 100 *м*.

Емкость конденсационного бака принимается из расчета часового или двухчасового запаса конденсата для питания котлов, т. е. по формуле:

$$G_{КБ} = \frac{(1 \div 2)\Sigma Q}{540} \quad кг/час \ (л/час), \tag{40}$$

где $(1 \div 2)$ — коэфициент запаса;
ΣQ — суммарная теплопроизводительность котлов в *ккал/час;*
540 — скрытая теплота пара низкого давления в *ккал/кг*.

Насос для перекачки конденсата из бака в котел должен иметь часовую производительность не меньше, чем общая емкость бака, т. е.:

$$G_н = G_{КБ} = \frac{(1 \div 2)\Sigma Q}{540} \quad кг/час \ (л/час). \tag{41}$$

Расчетное давление насоса определяется по формуле

$$H_н = p_н + h + \Sigma (lR + z) + 1 \ м \text{ вод. ст.}, \tag{42}$$

где $p_н$ — максимально возможное давление пара в котлах (высота петли гидравлического предохранительного затвора у котла), выраженное в *м* вод. ст.;
h — вертикальное расстояние от низшего уровня воды в конденсационном баке (дно бака) до уровня воды в котле в *м* вод. ст.;
$\Sigma (lR+z)$ — потеря давления в трубопроводе от бака до котла в *м* вод. ст.;
1 *м* вод. ст. — свободный напор на излив воды в котел.

По производительности $G_н$ и давлению $H_н$ можно подобрать по каталогам заводов-изготовителей необходимый насос, а по

уравнению (38) определить мощность электродвигателя для насоса.

Поверхность и затем число элементов нагревательных приборов подбираются, как и при водяном отоплении, по формуле (29), причем средняя температура прибора принимается для парового отопления низкого давления равной $t_{ср} = 100°$.

Пример. Требуется определить диаметры трубопроводов парового отопления правой ветки (рис. 75), а также размер конденсационного бака и характеристику насоса для питания котла по следующим исходным данным: начальное давление пара в котле $p_н = 0{,}05$ *ати*, разность отметок уровней воды в котле и в баке $h = 2$ *м*, потеря давления в подпиточном трубопроводе от конденсационного бака до котла может быть ориентировочно принята равной $\Sigma\ (lR+z) = 0{,}4$ *м* вод. ст. Тепловые нагрузки нагревательных приборов указаны на рис. 75, а длина участков паропроводов от котла до наиболее удаленного прибора l — в графе 3 табл. 5. Нагревательные приборы «Польза» № 3 установлены под окнами без ниши.

В соответствии с исходными данными определяем:

$$p_н = 500\ кг/м^2;\ p_к = 150\ кг/м^2;\ \Sigma l = 30{,}5\ м.$$

Следовательно, средняя величина потери давления на трение на 1 *м* длины трубопровода будет равна:

$$R_{ср} = \frac{0{,}65(p_н - p_к)}{\Sigma l} = \frac{0{,}65\,(500 - 150)}{30{,}5} = 7{,}5\ кг/м^2.$$

Учитывая, что тепловая нагрузка каждого участка паропровода (рис. 75,*б*) равняется суммарной теплоотдаче нагревательных приборов, обслуживаемых этим участком, заполняем графу 2 расчетной табл. 5.

Таблица 5

Расчет паропроводов для схемы рис. 75, *б*

№ участка	Q	l	d	w	h_w	R	lR	$\Sigma\zeta$	z	$lR+z$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	2 500	1,0	1/2	12	3,9	9,0	9	7,5	29	38
2	5 000	3,5	3/4	12,2	4	6,5	23	3	12	35
3	9 000	6,0	1	13,8	6	5,7	34	2	12	46
4	17 000	7,0	1 1/4	15,3	7,8	5,5	38	2	16	54
5	22 000	9,0	1 1/4	18	10,2	7,5	67	3,5	56	123
6	43 000	4,0	2	16,9	9,3	4,0	16	2	19	35
		30,5					187		144	331

Первый участок имеет тепловую нагрузку 2 500 *ккал/час*. По номограмме рис. 62 находим, что линия $Q = 2\,500$ *ккал/час* пересекается с линией $R_{ср} = 7{,}5$ между диаметрами труб 1/2 и 3/4″.

Берем ближайший к точке пересечения диаметр $d = 1/2''$, при котором $R = 9$ *кг/м²м*, $w = 12$ *м/сек* и $h_w = 3{,}9$ *кг/м²*, заносим эти данные в соответствующие графы расчетной таблицы. Сумма коэфициентов местных сопротивлений для первого участка: вентиль ($d = 1/2''$) с косым шпинделем

$\zeta=3$, утка на подводке к прибору $\zeta=1{,}5$, тройник противоточный $\zeta=3{,}0$, итого $\Sigma\zeta=7{,}5$. Сопротивление прибора не учитывается, так как на участке перед прибором уже оставлено свободное давление $p_к=150$ *кг/м²*.

Перемножаем цифры, стоящие в графах 3 и 7, и заполняем графу 8, далее аналогично по данным граф 6 и 9 заполняем графу 10 таблицы, а затем определяем общую потерю давления на участке (графа 11) и переходим к следующим участкам.

Из табл. 5 видно, что общая потеря давления по пути от котла до прибора получилась равной $\Sigma(lR+z)=330$ *кг/м²* вместо заданного давления $p_н-p_к=500-150=350$ *кг/м²*. Для системы парового отопления такая невязка (до 10%) может считаться допустимой.

Диаметры остальных стояков и веток к приборам должны определяться по свободному давлению пара в соответствующих точках рассчитанной уже ветки.

Так, например, для ближайшего к котлу стояка свободное давление в точке *а* будет, очевидно, равно суммарным потерям давления на рассчитанных ранее участках *1—2—3—4*, т. е. по табл. 5:

$$p_a=\Sigma(lR+z)_{1-4}+p_к=173+150=323\ кг/м^2.$$

Для подбора диаметров конденсационных трубопроводов по номограмме рис. 62 необходимо предварительно определить условную тепловую нагрузку каждого участка.

Например, для участков *7—10*, пользуясь верхней частью номограммы («сухой» горизонтальный трубопровод), получим:

для участка *7*

$Q=2\,500$ *ккал/час* и $d=1/2''$;

для участка *8*

$Q=4\,500$ *ккал/час* и $d=1/2''$;

для участка *9*

$Q=13\,000$ *ккал/час* и $d=3/4''$;

для участка *10*

$Q=22\,000$ *ккал/час* и $d=1''$.

Емкость конденсационного бака для всей системы определяем по формуле (40):

$$G_{БК}=\frac{2\Sigma Q}{540}=\frac{2\cdot 43\,000}{540}=160 кг(л).$$

Этой же величине должна соответствовать и минимальная часовая производительность насоса для перекачки конденсата в котел, т. е.:

$$G_н=160\ л/час.$$

Давление насоса определяем по формуле (42). Зная, что начальное (максимальное) давление пара в котле $p_н=0{,}5$ *м* вод. ст., разность отметок уровней воды в котле и баке $h=2$ *м* вод. ст., потеря давления в трубопроводах от бака до котла (по заданию) равна $\Sigma(lR+z)=0{,}4$ *м* вод. ст. можем получить:

$$H_н=p_н+h\Sigma(lR+z)+1=0{,}5+2{,}0+0{,}4+1=3{,}9\approx 4\ м\ вод.\ ст.$$

Иногда в подобных небольших котельных для перекачки конденсата в котел устанавливают вместо центробежного насоса насос ручного действия.

§ 12. ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Воздушное отопление широко применяется в общественных и промышленных зданиях для обслуживания помещений большого объема, как, например, зрительные залы, залы заседаний, механические цехи и т. п.

Основные преимущества воздушного отопления по сравнению со всеми другими способами отопления сводятся к следующему:

1) отсутствие тепловой инерции системы воздушного отопления, т. е. немедленный тепловой эффект при включении системы в действие и столь же быстрое остывание системы при ее выключении; это свойство является особо ценным при отоплении помещений с периодическим заполнением их большим количеством людей;

2) отсутствие в самом отапливаемом помещении каких-либо нагревательных приборов, занимающих полезную площадь и препятствующих иногда надлежащей внутренней архитектурной отделке помещения;

3) экономичность, особенно в тех случаях, когда воздушное отопление может быть совмещено с вентиляцией помещения.

Как уже отмечено было в § 3, принцип действия системы воздушного отопления состоит в том, что через отапливаемое помещение циркулирует воздух, нагреваемый в калориферной (воздухонагревательной) камере. Калориферная камера может быть расположена вне этого помещения, например, в подвале или внутри самого помещения.

В первом случае воздушное отопление называется централизованным, так как обычно обслуживает из одного центра несколько помещений, а во втором случае называется отоплением местным, осуществляемым при помощи так называемых местных воздушно-отопительных агрегатов.

Перемещение (циркуляция) воздуха в системе воздушного отопления может осуществляться или за счет разности удельных весов воздуха различной температуры (тепловое побуждение), или за счет давления, создаваемого вентилятором (механическое побуждение).

Тепловое побуждение вследствие весьма малой своей величины резко ограничивает радиус действия воздушной системы отопления (до 10 *м* в горизонтальном направлении), в то время как механическое побуждение позволяет принимать радиус действия системы до 40 *м* и даже более. По этой причине в настоящее время чаще всего устраивается воздушное отопление с механическим, а не с тепловым побуждением. Принципиальная схема воздушного отопления с тепловым побуждением уже была дана ранее на рис. 12 в § 3.

Давление, под действием которого будет осуществляться циркуляция воздуха в такой системе, определяется как разность веса столбов воздуха слева и справа от сечения *А—А* (рис. 78, *а*).

Совершенно аналогичный прием, базирующийся на теории М. В. Ломоносова, был использован нами и при определении циркуляционного давления в водяных системах отопления (§ 10, рис. 68 и 69).

В соответствии со схемой (рис. 78, *а*) давление столба воздуха слева на сечение *А—А* будет равно:

$$h_1\gamma_0 + h_2\gamma_0 + h_3\gamma_0 \quad кг/м^2 . \qquad (а)$$

При этом учитывается, что нагревание воздуха происходит в центре калорифера, в точке *1*, а охлаждение воздуха — в точке *2*, т. е. на высоте его выхода в помещение через приточный канал. Последнее допущение дает весьма незначительную по-

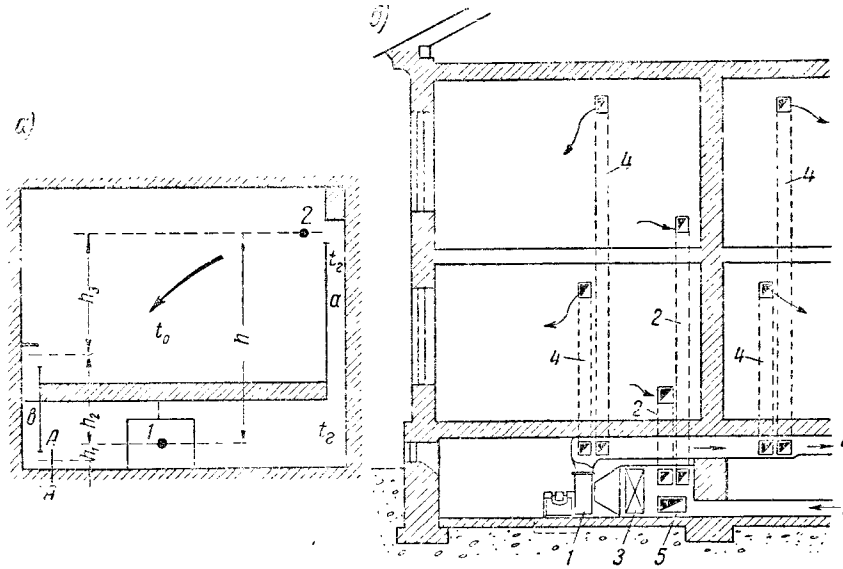


Рис. 78

грешность, так как фактически температура воздуха по высоте помещения при данной воздушной системе отопления будет почти одинаковой.

Давление столба воздуха на сечение *А—А* справа будет:

$$h_1\gamma_0 + h_2\gamma_г + h_3\gamma_г \quad кг/м^2 . \qquad (б)$$

Тогда разность давлений, обеспечивающая циркуляцию воздуха в системе, будет:

$$H = (h_1\gamma_0 + h_2\gamma_0 + h_3\gamma_0) - (h_1\gamma_0 + h_2\gamma_г + h_3\gamma_г)$$

или

$$H = (h_2 + h_3)(\gamma_0 - \gamma_г) = h(\gamma_0 - \gamma_г) \quad кг/м^2 , \qquad (в)$$

где $h = h_2 + h_3$ — вертикальное расстояние между центром нагрева и центром охлаждения воздуха в *м*.

Выражение (в) и по смыслу и по внешнему виду ничем не отличается от основного уравнения (34) (§ 10), служащего для

определения давления в системе водяного отопления с естественной циркуляцией.

На рис. 78, *б* представлена схема централизованного воздушного отопления с механическим побуждением при помощи вентилятора *1*, который забирает воздух через каналы *2* из отапливаемых помещений и после подогрева в калорифере *3* снова возвращает этот воздух в те же помещения по каналам *4*.

Подогрев воздуха в калорифере обычно осуществляется до температуры 40—45° и лишь в отдельных случаях — до 60°, так как при более высокой температуре уже начинается интенсивное разложение органической пыли, содержащейся в воздухе.

Количество воздуха, циркулирующего через отапливаемые помещения, легко подсчитать по уравнению

$$\Sigma Q = 0{,}24\, G (t_n - t_в) \ ккал/час \qquad (43а)$$

или

$$G = \frac{\Sigma Q}{0{,}24\,(t_n - t_в)} \ кг/час, \qquad (43)$$

где ΣQ — суммарные потери тепла отапливаемых помещений и в то же время тепломощность калорифера в *ккал/час*;

0,24 — удельная весовая теплоемкость воздуха в *ккал/кг град*;

t_n — температура поступающего в помещение по каналам *4* приточного воздуха;

$t_в$ — внутренняя температура помещений (температура воздуха, поступающего в камеру для вторичного нагрева);

G — количество воздуха, циркулирующего в системе воздушного отопления, в *кг/час*.

Выше указывалось, что одним из положительных качеств систем воздушного отопления является возможность совместить это отопление с вентиляцией помещений. Так, например, при оборудовании, схематично представленном на рис. 78, *б*, можно использовать канал *5* для подвода к калориферу свежего наружного воздуха, который после подогрева будет направляться вентилятором в помещения по тем же приточным каналам *4*.

Если при этом каналы *2* оставить открытыми, то часть воздуха, подаваемого в помещения, будет возвращаться в камеру для повторного подогрева (рециркуляция), а часть — удаляться из помещений через неплотности в строительных ограждениях. Такой способ воздушного отопления и вентиляции с частичной рециркуляцией воздуха по сравнению с чисто воздушным отоплением (с полной рециркуляцией) требует, конечно, дополнительного расхода тепла на подогрев наружного свежего воздуха[1].

Для воздушного отопления производственных помещений большого объема очень часто применяются так называемые

[1] Основы расчета воздухонагревателей и подбор вентиляторов даются в части второй «Вентиляция».

воздушно-отопительные агрегаты самых различных конструкций и различной теплопроизводительности.

Эти агрегаты размещают непосредственно в отапливаемом цехе на колоннах или на внутренних и наружных стенах, или устанавливают на полу цеха.

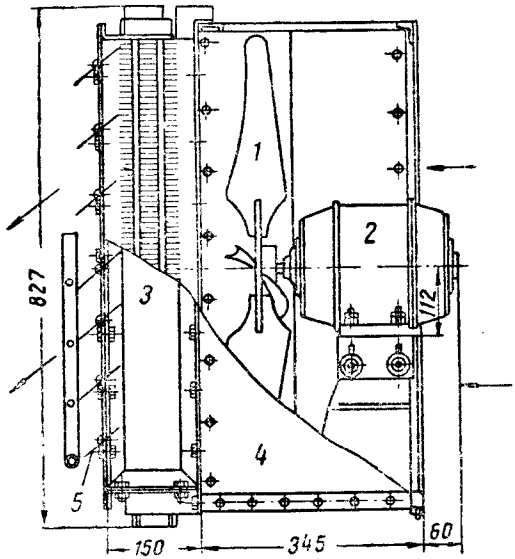


Рис. 79

В виде примера на рис. 79 показан отопительный агрегат подвесного типа, изготовляемый трестом Сантехдеталь. Агрегат состоит из осевого вентилятора *1* на общем валу с электродвигателем *2* и калорифера *3*. Вентилятор с мотором размещены в металлическом кожухе *4* с сеткой со стороны поступления воздуха. Производительность агрегата и направление выхода горячего воздуха могут регулироваться при помощи подвижных жалюзи *5*.

Представленный на рис. 79 агрегат имеет производительность до 3 000 *кг* воздуха в 1 час (при затрате мощности 0,55 *квт*) и может нагревать воздух от 16° (температура помещения) до 50°. Следовательно, этот агрегат может возместить теплопотери помещения в количестве [уравнение (43 а)]:

$$Q = 0{,}24 \cdot 3\,000\,(50 - 16) = 24\,500 \ \textit{ккал/час}.$$

Многие агрегаты имеют конструкцию, предусматривающую возможность частичной или даже полной работы агрегата на свежем наружном воздухе без рециркуляции. Такие агрегаты называются отопительно-вентиляционными.

Наша страна уже более двух столетий занимает ведущее место в развитии техники воздушного отопления, причем отдельные оригинальные устройства этих систем имелись в России еще в XV в. Достаточно напомнить, что современная теория расчета воздушного отопления с тепловым побуждением базируется на трудах М. В. Ломоносова, что в прошлом веке наши приемы конструирования воздушного отопления зачастую копировались в странах Западной Европы, что русские инженеры являлись авторами устройств воздушного отопления в крупней-

ших зданиях постройки второй половины XIX в. в других странах и, в частности, в Германии и Австрии.

После Великой Октябрьской социалистической революции советские инженеры с огромным успехом и технико-экономическим эффектом применили воздушное отопление в промышленных зданиях и значительно усовершенствовали эту отрасль техники.

Еще в 1933 г. наши новаторы смело выдвинули новые идеи воздушного отопления цехов путем сосредоточенной подачи в эти цехи больших масс воздуха взамен установки значительного числа мелких отопительных агрегатов. Эти идеи были практически осуществлены в годы Великой Отечественной войны, а сейчас мы уже имеем в своем распоряжении научно обоснованные и практически проверенные материалы по проектированию и эксплоатации воздушного отопления с сосредоточенной подачей воздуха для однопролетных и многопролетных промышленных цехов длиной от 50 до 150 *м*[1]. Как показали исследования, цехи такой протяженности с большим экономическим и санитарно-гигиеническим эффектом могут отапливаться путем сосредоточенной подачи воздушной подогретой струи на высоте от 4 до 6 *м* от пола с начальной скоростью выхода воздуха от 6 до 12 *м/сек*. При этом колебания температуры воздуха в нижней рабочей зоне по всей громадной площади такого цеха не превышают 1—1,5°, а подвижность воздуха в той же зоне колеблется также в допустимых нормами пределах (0,2—0,5 *м/сек*). Таких установок еще не знает ни Западная Европа, ни Америка.

§ 13. ОСОБЫЕ ПРИЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ЗДАНИЙ

Особые приемы отопления зданий вызываются или специфичностью конструктивного решения самого здания, например, слишком большой высотой этого здания, или резко ограниченным радиусом действия системы центрального отопления, например, отопление отдельной квартиры, отопление небольшого здания павильонного типа и т. п., или, наконец, комплексом особых требований, предъявляемых к самому отопительному оборудованию с архитектурной, санитарно-гигиенической, технико-экономической и других точек зрения.

В соответствии со сказанным в отопительной технике находят применение:

а) для многоэтажных зданий высотой более 60 *м* — комбинированные системы отопления (пароводяные и водоводяные), вакуумпаровые системы отопления и в отдельных случаях для наиболее высоко расположенных этажей здания — электрическое отопление;

---

[1] Р. Н. Гобза, Системы отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. Современные вопросы отопления и вентиляции, Стройиздат, 1949, стр. 163.

б) для отдельных квартир или одноэтажных зданий павильонного типа — водяное отопление от индивидуального незаглубленного котелка, который часто заделывается непосредственно в кухонный очаг и обслуживается самими живущими в квартире;

в) для зданий и помещений, к которым предъявляются особо повышенные санитарно-гигиенические или эстетические требования, — лучистое и панельное отопление с обогревом поверхности потолков, полов или стен этих помещений приборами, непосредственно заделанными в соответствующие строительные конструкции.

Остановимся кратко на основных разновидностях этих систем отопления.

Пароводяное или водоводяное отопление многоэтажных зданий представляет собой, как об этом уже упоминалось в § 3, обычное водяное отопление, но с нагревом циркулирующей в системе воды при помощи пара или воды повышенных параметров. Такой нагрев воды осуществляется в особых теплообменных аппаратах (называемых часто бойлерами) (см. § 26).

Чтобы избежать большого гидростатического давления в отдельных элементах системы водяного отопления, многоэтажное здание (свыше 10—12 этажей) разбивается по высоте на отдельные зоны с устройством в каждой зоне своей зональной отопительной системы.

Современные чугунные нагревательные приборы отечественного производства и регулировочно-запорная арматура испытываются на заводах-изготовителях на гидравлическое давление в 10 *ати*, а в повседневной эксплоатации могут находиться под давлением до 6 *ати*. Следовательно, высота отдельной зоны многоэтажного здания может быть принята до 60 *м*. При этих условиях, как известно, наиболее экономичной будет однотрубная вертикальная система водяного отопления с верхней разводкой, которая и рекомендуется техническими нормами для строительства многоэтажных зданий в Москве.

Для размещения отопительного оборудования и разводки магистральных трубопроводов, а также и для других целей между зонами многоэтажного здания предусматривается устройство так называемых технических этажей высотой до 3 *м*.

На рис. 80 дан схематический чертеж возможного варианта зонального отопления многоэтажного здания, разделенного по высоте на три зоны. Каждая зона обслуживается отдельным пароводяным (или водоводяным) теплообменным аппаратом *1* с обогревом его паром (или водой) из теплосети.

Вакуумпаровое отопление имеет следующие преимущества по сравнению с обычными водяными и паровыми системами отопления.

а) вследствие создания внутри системы разрежения (т. е. давления ниже атмосферного) температура пара, а следовательно, и температура нагревательных приборов, может поддерживаться значительно ниже 100°, т. е. система вакуумпарового отопления может удовлетворять весьма жестким санитарно-гигиеническим требованиям, не уступая в этом отношении обычной системе водяного отопления;

б) система вакуумпарового отопления свободна от внутреннего гидростатического давления, т. е. от того весьма существенного недостатка, который при водяном отоплении вынуждает разбивать многоэтажные здания на отдельные зоны.

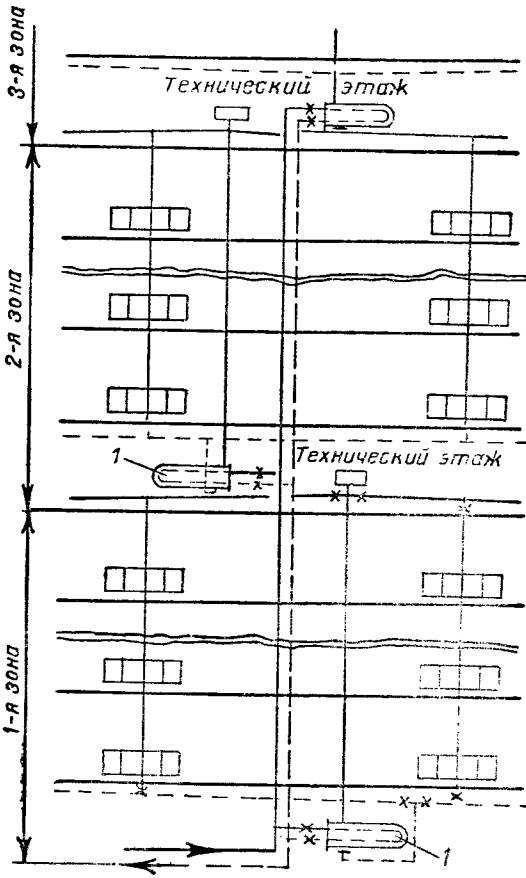


Рис. 80

Отличие вакуумпарового отопления от обычного парового отопления низкого давления состоит в том, что конденсат и воздух отсасываются из системы при помощи мокро-воздушного насоса, пуск в действие и остановка которого осуществляются специальным прибором-автоматом, отрегулированным на требуемую величину вакуума, создаваемого в системе отопления. Чтобы уменьшить подсос атмосферного воздуха внутрь системы, монтаж трубопроводов должен производиться весьма тщательно, причем из этих же соображений рекомендуется принимать к установке нагревательные приборы с наименьшим количеством соединений.

Квартирное отопление. Этот весьма оригинальный способ центрального водяного отопления отдельной квартиры, как указывалось выше, был впервые предложен и осуществлен у нас в России печных дел мастером Давыдовым в 1874 г. и затем инж. Лешевичем — в 1875 г. (Петербург).

Обе системы обслуживались водогрейными котелками, вмазанными непосредственно в кухонный очаг. Позднее такие установки появились и в Западной Европе, где они получили довольно широкое распространение. У нас в СССР применение данной системы отопления практикуется не только в квартирах городского типа, но также в отдельных павильонах санаториев круглогодичного действия и в индивидуальном жилищном строительстве в пригородах.

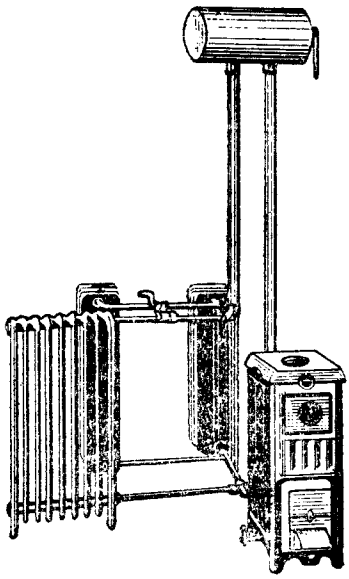


Рис. 81

На рис. 81 дан общий вид весьма компактной установки водяного отопления трех смежных комнат квартиры от отдельного котелка, установленного в кухне. Здесь длина сети трубопроводов сведена к минимуму за счет того, что нагревательные приборы размещены у внутренних стен каждой отапливаемой комнаты, а не под окнами.

При более протяженной сети может быть рекомендована обычная двухтрубная система водяного отопления с верхней разводкой (под потолком квартиры) и с прокладкой обратных трубопроводов под приборами над полом, а в случае необходимости — под полом помещений (рис. 82, *а*). Однако подпольная прокладка труб требует особой конструкции перекрытия, внутри которого под

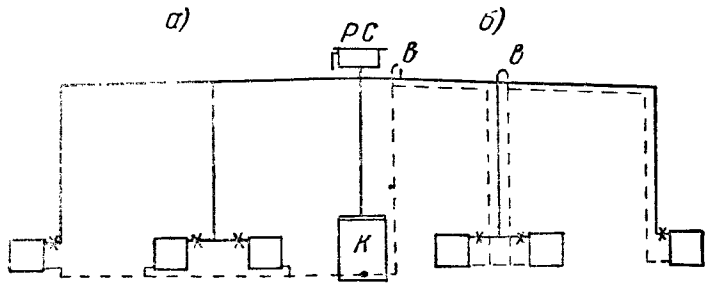


Рис. 82

чистым полом должен быть оставлен канал глубиной в 10—15 *см*. В противном случае при проходе мимо дверных проемов обратный трубопровод приходится поднимать к потолку помещения и осуществлять отопление по схеме рис. 82, *б*. Особен-

ность схемы рис. 82, *б* состоит также в том, что охлажденная в дальних приборах вода не направляется непосредственно в котел, а сбрасывается вниз к ближайшим приборам, смешивается здесь с вышедшей из этих приборов водой и затем уже по общему трубопроводу продолжает движение к котлу. Этот прием обеспечивает надежный и равномерный прогрев всех приборов отопления. Выпуск воздуха из верхних точек обратной магистрали осуществляется при помощи петлеобразных труб *в* (рис. 82, *б*).

Расчет квартирного отопления должен выполняться с максимальной точностью с определением фактической температуры воды в каждом участке циркуляционного кольца, так как тепловое побуждение движения воды в системе создается почти исключительно за счет остывания воды в трубах, а не в нагревательных приборах, расположенных обычно на одной высоте, а иногда и ниже центра котла.

Лучистое и панельное отопление. В этом виде отопления используются в качестве теплоотдающих поверхностей внутренние поверхности строительных ограждений помещения. Оно впервые нашло применение в России еще в 1754 г., когда в одном из частных домов Петербурга было осуществлено отопление двух смежных комнат второго этажа путем устройства дымооборотов от печи непосредственно в толще внутренней капитальной стены. Только в XX в. и опять-таки у нас в России лучистое и панельное отопление было практически освоено благодаря работам инж. Яхимовича, который в период с 1907 по 1911 гг. выполнил более 20 таких установок в больницах, школах и общественных зданиях различных городов России. В этих системах отопления инж. Яхимович осуществлял обогрев внутренних поверхностей строительных ограждений путем заделки в эти ограждения труб, обогреваемых паром или горячей водой от центральной котельной. После удачных опытов инж. Яхимовича лучистое и панельное отопление появилось и в других странах и получило там распространение.

Позднейшие исследования показали, что лучистое отопление (особенно при обогреве плоскости потолка) имеет весьма существенные преимущества перед обычной системой центрального отопления. Главнейшие преимущества этой системы таковы: в помещении совершенно отсутствуют обычные для любой другой системы нагревательные приборы, что в значительной мере способствует внутренней отделке здания и повышает санитарно-гигиенические качества воздушной среды, так как на обогреваемой плоскости потолка, имеющей температуру не выше 50°, не оседает пыль и не происходит ее химического разложения.

При обогреве потолка помещения все другие поверхности строительных ограждений (наружные и внутренние стены и особенно пол помещения), воспринимающие лучистое тепло, имеют более высокую температуру, чем при обычном радиаторном

отопления, что весьма благоприятно действует на самочувствие человека.

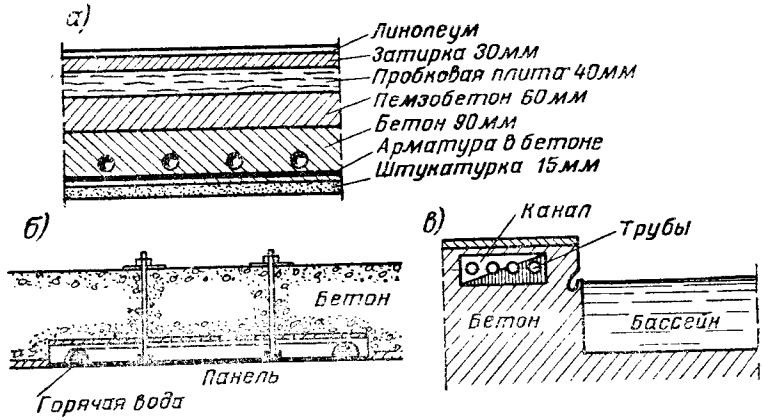


Рис. 83

Для создания при лучистом отоплении условий комфорта внутренняя температура в помещении должна поддерживаться на 2—3° ниже, чем при обычных системах отопления.

В современных установках лучистого отопления в качестве теплоносителя для обогрева тепловых панелей применяются вода, пар и воздух. Кроме того, в трубах, заделанных в строительную конструкцию, могут быть размещены спирали, нагреваемые электрическим током.

На рис. 83 показано несколько вариантов конструктивного оформления панелей лучистого отопления. Вариант рис. 83,*а* предусматривает заделку труб, по которым циркулирует теплоноситель, непосредственно в толщу армированного бетона. Вариант рис. 83,*б* пл-

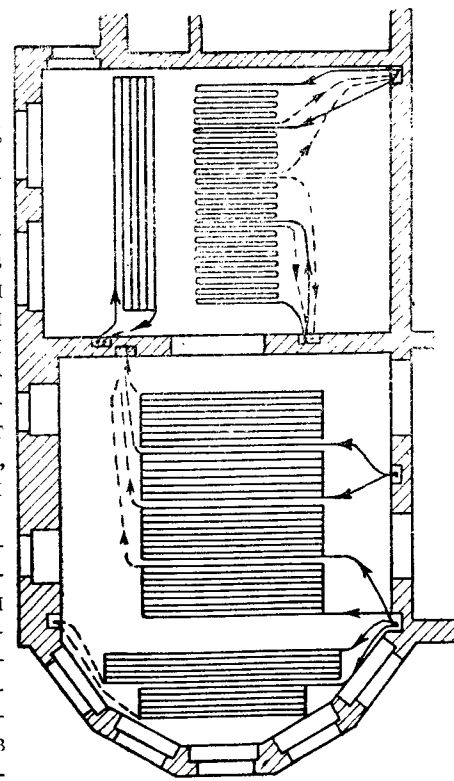


Рис. 84

люстрирует возможность устройства съемных панелей, которые могут быть размещены как в плоскости потолка, так и в стене отапливаемого помещения. Вариант рис. 83,*в* предусматривает прокладку горячих труб в канале, который может быть использован для подачи теплого воздуха к наружным ограждениям (например, под окнами) для предотвращения холодных токов воздуха в нижней зоне помещения и для предотвращения конденсации водяных паров на внутренних поверхностях ограждения (купальные и плавательные бассейны, бани и т. п.).

На рис. 84 дан пример размещения панелей лучистого отопления в плоскости потолка. Прокладка подводящих и обратных труб предусмотрена скрытая — в толще потолка и в каналах внутри стен отапливаемых помещений. Регулирование отопления производится путем отключения отдельных панелей при помощи кранов, установленных на горячих и обратных стояках системы отопления.

Часть вторая

ВЕНТИЛЯЦИЯ

Глава IV

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 14. ВОЗДУХ И ЕГО СВОЙСТВА

Атмосферный воздух представляет собой механическую смесь азота, кислорода, аргона, углекислоты и некоторых других газов.

Кроме того, атмосферный воздух всегда содержит в себе некоторое количество водяного пара, т. е. никогда не бывает абсолютно сухим.

Когда влажный воздух содержит в себе максимально возможное количество водяного пара, он называется насыщенным. В этом состоянии водяной пар обладает максимальным парциальным давлением при данной температуре.

Отношение фактического парциального давления к максимально возможному парциальному давлению водяного пара при той же температуре называется относительной влажностью воздуха.

Очень часто относительную влажность воздуха определяют как отношение веса водяных паров, фактически имеющихся во влажном воздухе, к весу водяных паров при полном насыщении этого воздуха при той же температуре.

Так как влагопоглотительная способность воздуха резко возрастает с повышением его температуры, то, очевидно, одна и та же величина относительной влажности воздуха при различных температурах будет соответствовать различному влагосодержанию воздуха. Например, при одной и той же относительной влажности $\varphi = 80\%$ фактическое влагосодержание воздуха при температуре $t_1 = -10°$ будет в 9 раз меньше, чем при температуре $t_2 = 16°$.

По своим физическим свойствам сухой воздух приближается к идеальным газам.

Вес 1 $м^3$ (т. е. удельный вес) сухого воздуха при 0° и атмосферном давлении равен $\gamma = 1{,}293$ $кг/м^3$. Удельный вес γ_t сухо-

го воздуха при какой-либо температуре t может быть подсчитан по известному из физики уравнению:

$$\gamma_t = \frac{1{,}293}{1 + 0{,}00366\,t} = \frac{\gamma_0}{1+\alpha\,t} \quad кг/м^3, \qquad (а)$$

где $0{,}00366 = \frac{1}{273} = \alpha$ — коэфициент объемного расширения газа.

Объемная теплоемкость сухого воздуха, т. е. количество тепла, необходимое для нагревания 1 $м^3$ воздуха на 1° при обычном атмосферном давлении и при температуре 0°, может быть принята c_0=0,31 *ккал/м³ град,* а весовая теплоемкость сухого воздуха — $c = 0{,}24$ *ккал/кг град.*

Так как объем воздуха меняется с изменением его температуры, то для ускорения подсчетов удобнее пользоваться не объемной, а весовой теплоемкостью с предварительным определением веса воздуха по его начальной температуре при помощи уравнения (а) или по табл. XIX приложения.

Весовая теплоемкость водяного пара, находящегося в атмосферном воздухе, может быть принята равной $c_п$=0,46 *ккал/кг град.*

В вентиляционной технике широко пользуются также понятием о теплосодержании воздуха, отнесенном к температуре 0°.

Теплосодержанием 1 *кг* сухого воздуха при температуре t называется количество тепла, которое требуется отнять или добавить, чтобы перевести воздух из состояния при 0° в состояние при температуре t, т. е.:

$$J_1 = ct = 0{,}24\,t \quad ккал/кг, \qquad (б)$$

где t — фактическая температура воздуха, которая может быть выше или ниже нуля. В первом случае температура берется со знаком плюс, а во втором — со знаком минус.

Теплосодержанием 1 *кг* водяного пара, находящегося в воздухе, называют количество тепла, которое требуется отнять или прибавить для того, чтобы перевести водяной пар из состояния при 0° до заданного состояния при температуре t, включая сюда и расход тепла на скрытую теплоту парообразования. Так как скрытая теплота парообразования при 0° равна 595 *ккал/кг*, то теплосодержание d *кг* водяных паров при температуре t может быть подсчитано по формуле:

$$J_2 = (595 + 0{,}46\,t)\,d \quad ккал/кг. \qquad (в)$$

Влажный воздух представляет собой механическую смесь сухого воздуха с водяным паром. Следовательно, теплосодержа-

ние 1 *кг* сухого воздуха в смеси с d *кг* водяных паров может быть подсчитано как сумма теплосодержаний J_1 и J_2, т. е.:

$$J = J_1 + J_2 = 0{,}24\,t + (595 + 0{,}46\,t)\,d \quad ккал. \tag{44}$$

Пример. Требуется определить теплосодержание 1 000 *м*³ воздуха, имеющего температуру $t=20°$ и относительную влажность $\varphi=0{,}5$ ($\varphi=0{,}5$ соответствует фактическому влагосодержанию $d=0{,}0075$ *кг* водяных паров в 1 *кг* сухого воздуха).

По уравнению (44) находим, что $(1+d)$ *кг* влажного воздуха при температуре $t=20°$ имеет теплосодержание $J=0{,}24\cdot 20+(595+0{,}46\cdot 20)\times 0{,}0075=9{,}35$ *ккал*.

Так как 1 *м*³ сухого воздуха при температуре 20° имеет удельный вес (табл. XIX приложения) $\gamma=1{,}205$ *кг/м*³, то количество тепла в 1 000 *м*³ влажного воздуха будет равно:

$$9{,}35 \cdot 1\,000\,(1{,}205+0{,}0075)=11\,350 \quad ккал.$$

Для облегчения расчетов и наглядности всех процессов изменения состояния влажного воздуха в вентиляционной технике широко пользуются J—d-диаграммой (рис. 85), составленной в 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным по уравнению (44).

Кроме величин, входящих в уравнение (44), на J—d-диаграмме дополнительно указаны кривые относительной влажности воздуха φ (в %) и парциальное давление водяных паров h *мм* рт. ст., находящихся в воздухе при атмосферном давлении $B = 760$ *мм* рт. ст.

На нижней горизонтальной шкале диаграммы указано количество водяных паров d *кг*, приходящееся на 1 *кг* сухого воздуха[1], а на вертикальной шкале — температура воздуха. Линии постоянного влагосодержания d *кг/кг* идут через всю диаграмму вертикально вверх, а линии постоянных температур — слева направо с небольшим подъемом от шкалы температур.

На J—d-диаграмме нанесены также линии J *ккал* постоянного теплосодержания влажного воздуха.

Любому состоянию влажного воздуха, определяемому его температурой t, относительной влажностью φ или абсолютной влажностью d, теплосодержанием J и парциальным давлением h, соответствует какая-то единственная точка на J—d-диаграмме.

Если бы мы рассмотренный выше пример решали при помощи диаграммы, то по заданной температуре воздуха $t = 20°$ и его относительной влажности $\varphi = 50\%$ можно было бы сразу найти на диаграмме точку A, которая будет расположена на пересечении линии $t = 20°$ с кривой $\varphi = 50\%$. Далее, не производя никаких вычислений, определяем по точке A влагосодержание воздуха $d = 0{,}0075$ *кг*, теплосодержание $J = 9{,}35$ *ккал* и парциальное давление водяных паров $h=9$ *мм* рт. ст. Двигаясь от

[1] В J—d-диаграмме, предложенной проф. Л. К. Рамзиным в 1918 г., влагосодержание воздуха было дано не в килограммах, а в граммах, что не меняет существа дела.

точки A вниз по линии $d = 0{,}0075$ *кг* до кривой относительной влажности $\varphi = 100\%$, мы бы нашли для заданного состояния воздуха температуру точки росы ($t = 10°$), при которой теплосодержание воздуха равнялось бы $J_2 = 7{,}0$ *ккал*. Следовательно, для того чтобы $(1+d)$ *кг* воздуха заданных параметров

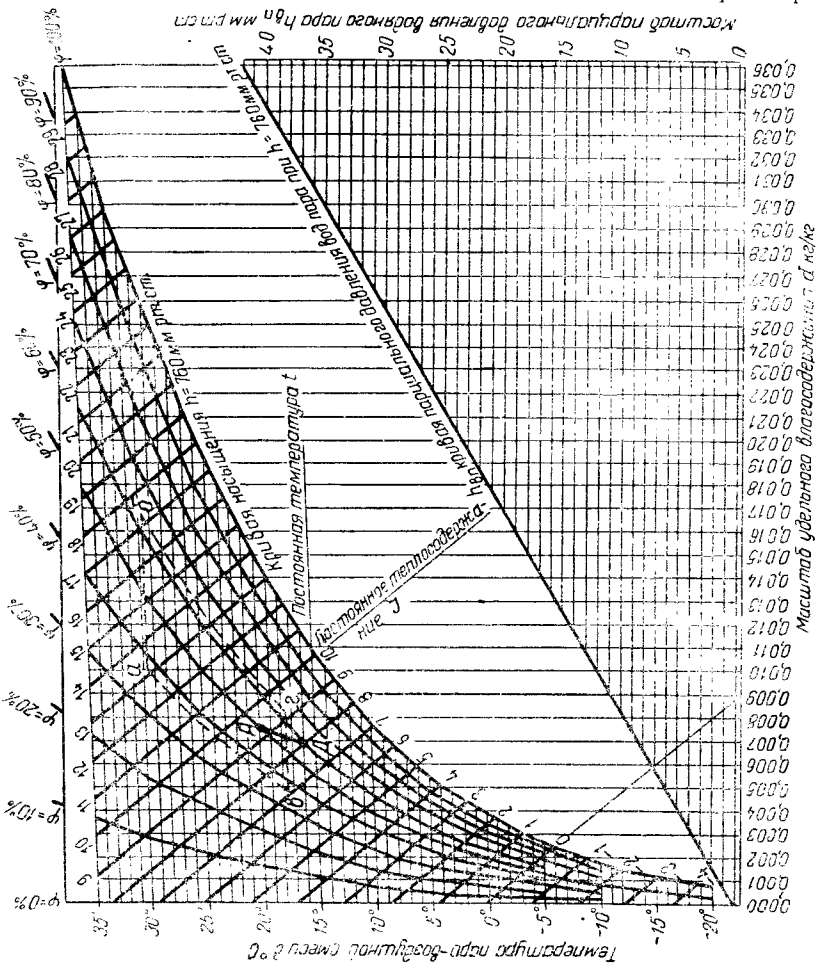


Рис. 85

($t = 20°$, $J_1 = 9{,}35$, $\varphi = 50\%$, $d = 0{,}0075$ *кг*) охладить до температуры точки росы ($t = 10°$, $J_2 = 7{,}0$ ккал, $\varphi = 100\%$, $d = 0{,}0075$ *кг/кг*), надо отнять от него тепла

$$J_1 - J_2 = 9{,}35 - 7{,}0 = 2{,}35 \text{ ккал}.$$

Двигаясь от точки A вправо по линии постоянной температуры $t = 20°$, мы опять дошли бы до кривой $\varphi = 100\%$, но при новом максимально возможном влагосодержании $d_3 = 0{,}015$ *кг/кг*,

которому соответствует парциальное давление $h = 18$ *мм* рт. ст. и теплосодержание $J_3 = 13{,}8$ *ккал*. Так как температура воздуха не изменилась ($t = 20°$), то, очевидно, приращение теплосодержания $J_3 - J_1 = 13{,}8 - 9{,}35 = 4{,}45$ *ккал* произошло исключительно за счет увеличения влагосодержания 1 *кг* воздуха с $d = 0{,}0075$ *кг/кг* до $d_3 = 0{,}015$ *кг/кг*.

Из других многочисленных вариантов возможного изменения состояния воздуха следует дополнительно отметить тот, при котором сохраняется постоянным теплосодержание воздуха ($J = \text{const}$). Например, двигаясь от точки A (рис. 85) по линии $J_1 = 9{,}35$ *ккал*, мы получим при пересечении этой линии с $\varphi = 100\%$ температуру воздуха по влажному термометру, равную в данном случае $t_{вт} = 14°$.

Остановимся более подробно на этом известном из курса физики понятии. Еще в первой половине XVIII в. ученых всего мира интересовал вопрос, почему обычный комнатный термометр, смоченный водой, всегда показывает более низкую температуру воздуха, чем другой термометр, ртутный шарик которого оставлен сухим. В 1747 г. наш соотечественник акад. Г. В. Рихман впервые дал правильное объяснение этому явлению; он доказал, что более низкие показания влажного термометра свидетельствуют о том, что с поверхности влажного термометра происходит испарение воды и при этом расходуется тепло на парообразование.

Дальнейшее изучение этого явления позволило по показаниям сухого и влажного термометров определять относительную влажность воздуха. Это можно сделать и при помощи J—d-диаграммы. Если бы, например, температура воздуха по сухому термометру была равна $t = 20°$, а по влажному $t_{вт} = 10°$, то сначала следует найти на J—d-диаграмме точку пересечения температуры влажного термометра $t_{вт} = 10°$ с кривой $\varphi = 100\%$ и затем двигаться по линии постоянного теплосодержания (в нашем случае по $J = 9{,}35$ *ккал*) до пересечения с линией температуры сухого термометра ($t = 20°$). Этим приемом была бы найдена на диаграмме наша точка A, соответствующая состоянию воздуха $\varphi = 50\%$ и $t = 20°$.

§ 15. ИСТОЧНИКИ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВОЗДУХА В ЗАКРЫТЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Воздушная среда в закрытых помещениях должна отвечать вполне определенным требованиям в зависимости от назначения помещения, от длительности пребывания в нем людей и той работы или производственных процессов, которые могут выполняться в данном помещении.

В результате производственных процессов и процессов жизнедеятельности человеческого организма в помещении происходит загрязнение воздуха, т. е. нарушение тех качеств воздушной

среды, которые считаются наиболее благоприятными для человека и для того или иного производственного процесса. С этой точки зрения воздух в закрытом помещении может считаться загрязненным и непригодным для дальнейшего использования не только в результате выделения в помещении пыли или токсических и ядовитых газов, паров и различных запахов, но и при выделении в воздух или, наоборот, при поглощении из воздуха тепла и влаги, или вообще при нарушении нормального состава механической смеси газов обычного атмосферного воздуха. Например, в помещениях со значительным скоплением людей (театры, кинотеатры, залы собраний и т. п.) происходит весьма интенсивное загрязнение воздуха, так как дыхание человека сопровождается поглощением кислорода и выделением углекислоты и водяных паров, а кроме того, с человеческой кожи и одежды в воздух помещения переносятся органические вещества. Одновременно с этим вследствие теплоотдачи человеческого тела и испарения с поверхности кожи происходит нагревание и дополнительное увлажнение воздуха. При отсутствии надлежащей вентиляции загрязнение воздуха окажется настолько значительным, что может вызвать ощущение усталости, головную боль, тошноту и другие более тяжелые патологические явления.

Переход тепла от человеческого тела в окружающую среду совершается путем конвекции воздуха около поверхности тела, путем лучеиспускания и путем испарения влаги в процессе дыхания и с поверхности кожи.

Еще в 1884 г. наш соотечественник инж. И. И. Флавицкий доказал, что самочувствие человека зависит не только от температуры окружающего воздуха, как до того полагали гигиенисты, но от комплексного воздействия на человеческий организм температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха.

К этим основным положениям И. И. Флавицкого современная наука и техника добавила еще один фактор, имеющий особое влияние на самочувствие человека, а именно: влияние на теплоотдачу человеческого тела лучистого тепла.

Известно, что теплообмен посредством лучеиспускания пропорционален разности четвертых степеней абсолютных температур тела и окружающих предметов. Следовательно, потеря тепла лучеиспусканием с поверхности человеческого тела возможна только при условии, когда температура этой поверхности выше, чем температура окружающих предметов.

В производственной обстановке очень часто имеют место случаи, когда тело человека подвергается облучению со стороны горячих поверхностей оборудования или даже от расплавленного металла, и потому человеческий организм вместо отдачи тепла сам воспринимает весьма значительные количества лучистого тепла. Это оказывает решающее влияние на самочувствие и работоспособность человека.

Очевидно, что в производственных условиях может иметь место выделение в помещение больших количеств не только лучистого, но и конвекционного тепла, а также водяных паров, вредных газов и пыли. Все эти выделения (тепла, газов, влаги и пыли), сопровождающие производственные процессы, могут в различной степени загрязнять воздух помещения и распространяться по всему помещению вследствие диффузии, а главным образом, вследствие интенсивных токов воздуха у горячих поверхностей и у движущихся частей машин и станков.

Разновидности вредных примесей, встречающихся в воздухе промышленных зданий, определяются видом самого производства и характером технологического процесса, а количество выделяющихся вредностей зависит от степени совершенства технологического процесса, от герметичности оборудования и степени механизации производства.

Чаще всего в производственных условиях одновременно выделяются различного рода вредности в известном сочетании друг с другом. Так, например, в металлургической и машиностроительной промышленности приходится встречаться с большими выделениями тепла при одновременном выделении газов (CO, SO_2, ZnO и др.), а также пыли (минеральной и органической); в пищевкусовой промышленности — с пылью органического происхождения (от элеваторов, мельниц, хлебозаводов, сахарных заводов и др.), причем в отдельных случаях одновременно с мучной или сахарной пылью выделяется избыточное тепло, влага (кондитерские фабрики) и газы (CO_2 — на дрожжевых заводах). Особо сильное выделение иногда весьма ядовитых газов имеет место в химической промышленности (пары бензина, скипидара, сернистых соединений) в сочетании с едкой пылью (например, на заводах минеральных красок и лаков). В текстильной промышленности производственные процессы могут сопровождаться большим выделением волокнистой и минеральной пыли (прядильные фабрики), избыточного тепла, влаги и газов (ткацкие фабрики, фабрики искусственного шелка, красильные, ситценабивные фабрики и др.).

Некоторые производственные процессы, например, в текстильной промышленности, сами по себе требуют высокой температуры и высокой относительной влажности в помещении для обеспечения хорошего качества выпускаемой продукции.

Советское законодательство, являющееся ярким выражением повседневной заботы партии и правительства о создании наиболее благоприятных условий труда рабочих, строго регламентирует температуру, влажность и предельно допустимое содержание вредных газов, паров и пыли в воздухе фабрично-заводских зданий[1].

[1] Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий НСП-101-51.

По характеру и количеству выделяющихся вредностей производственные помещения могут быть разделены на следующие основные категории:

1) производственные помещения со значительными и незначительными тепловыделениями, причем к последней категории относятся помещения, в которых выделение тепла примерно соответствует расчетным теплопотерям через наружные ограждения в холодное время года (до 20 *ккал/час м*^{3}), кроме того, в особую группу выделяются помещения, в рабочей зоне которых напряжение лучистой энергии превышает 600 *ккал/час м*^{2};

2) производственные помещения со значительным влаговыделением и с одновременным выделением тепла различной интенсивности;

3) производственные помещения, в которых выделяются ядовитые газы, пары и пыль, и производственные помещения, в которых выделяется нетоксическая пыль.

Производственная пыль может быть органического и минерального происхождения и может обладать различной степенью токсичности. К числу токсичных относятся, например, мышьяковая, свинцовая и цинковая пыль, мельчайшие частицы которых, попадая в организм при вдыхании, вызывают хронические отравления. Вредное действие на легкие оказывает пыль, содержащая свободную кремневую кислоту (стеклянная, карборундовая, асбестовая и т. п.), и в меньшей степени—любая пыль размерами от 0,25 до 2 μ (микрон, 1 μ=0,001 *мм*), проникающая при дыхании в легкие и задерживающаяся в них.

Попутно необходимо отметить, что некоторые газы и сорта пыли в определенной смеси с воздухом могут оказаться взрывоопасными (например, пары бензина или пыль органического происхождения: угольная, сахарная, мучная пыль и т. п.). Так как вредное влияние на организм человека различных химических и механических примесей, находящихся в воздухе, возрастает с увеличением интенсивности и длительности работы, то при санитарной оценке воздушной среды производственных помещений всегда дополнительно учитывается длительность пребывания рабочего в помещении и характер (напряженность) самой работы.

§ 16. МЕТОДЫ ОЗДОРОВЛЕНИЯ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ

Наиболее благоприятные условия труда в производственных помещениях достигаются только в тех случаях, когда над разрешением этой весьма трудной и почетной задачи работают совместно технологи, инженеры-строители, инженеры-специалисты по отопительно-вентиляционной технике и гигиенисты.

Если при проектировании самого здания и производственного оборудования не будут в полной мере учтены санитарно-гигиенические и технологические требования, предъявляемые к воздушной среде производственного помещения, то оздоровление

воздушной среды средствами только отопительно-вентиляционной техники может обойтись слишком дорого, а в некоторых случаях вообще не достигнет цели.

Необходимо всегда помнить, что в конечном итоге экономически целесообразнее заранее, т. е. в процессе проектирования здания и его производственного оборудования, учесть все мероприятия по уменьшению загрязненности воздуха и создать условия для возможности оздоровления воздушной среды наиболее эффективными, наиболее простыми и наиболее экономичными приемами и методами, которыми располагает современная вентиляционная техника.

Это в одинаковой мере относится также к общественным, коммунальным и жилым зданиям, требующим при строительном проектировании вдумчивого отношения к вопросам отопительно-вентиляционной техники.

Работа каждой вентиляционной установки сводится к удалению из помещения загрязненного воздуха и замене его чистым атмосферным воздухом с предварительной обработкой или без обработки последнего.

В отдельных случаях обработке подвергается и загрязненный воздух перед выбросом его в атмосферу.

Частичная замена испорченного воздуха свежим происходит в любом здании естественным путем через неплотности и поры наружных ограждений, а также при периодическом открывании форточек или окон. В этих случаях под влиянием разности удельных весов наружного и внутреннего воздуха и под действием ветра происходит неорганизованная вентиляция помещений, при которой свежий наружный воздух вытесняет часть испорченного воздуха, но интенсивность воздухообмена и направление токов воздуха в отдельных помещениях зависят от ряда случайных факторов (например, от направления и силы ветра или от температуры наружного воздуха).

Вентиляционная техника не только подчиняет воле человека интенсивность обмена и требуемое качество свежего воздуха в отдельных помещениях, но и позволяет выбирать наиболее целесообразные направления и скорость движения воздушных потоков внутри каждого помещения, предусматривая специальные устройства для удаления испорченного, загрязненного воздуха (вытяжная вентиляция) и для подачи в помещение свежего воздуха (приточная вентиляция).

В общем случае вентилируемые помещения могут быть оборудованы и приточной, и вытяжной системами вентиляции, но иногда организованный приток воздуха подается лишь в те помещения, которые не имеют явно выраженных и интенсивных источников загрязнения, с одновременным устройством организованной вытяжки из смежных, более загрязненных вредными выделениями помещений. К последней категории помещений

относятся, например, курительные, уборные, кухни в гражданских зданиях. Таким приемом часто пользуются на практике, чтобы предотвратить проникновение вредных выделений в смежные помещения с более чистым составом воздушной среды.

Устройство лишь одной вытяжной вентиляции без организованной подачи хотя бы в смежные помещения приточного воздуха всегда вызывает подсос неподогретого наружного воздуха через неплотности строительных ограждений, а поэтому допускается лишь в помещениях, не являющихся местом постоянного и длительного пребывания людей, или в помещениях, требующих извлечения незначительного объема воздуха.

Так, например, одна вытяжная вентиляция (из помещений уборных, ванн и кухонь) без организованного притока часто устраивается в обычных жилых зданиях.

Как вытяжную, так и приточную систему вентиляции можно устраивать в известных случаях с тепловым и ветровым побуждением или с побуждением механическим при помощи вентиляторов.

Каждая из этих систем в свою очередь может осуществляться без устройства специальных каналов и с каналами, по которым удаляется испорченный или, наоборот, подается в помещения свежий воздух.

Весьма удачное применение теплового и ветрового давления для организованной и управляемой человеком вентиляции производственных цехов можно видеть в многочисленных устройствах так называемой аэрации (т. е. организованного проветривания) промышленных зданий и помещений с большими теплоизбытками.

Идея устройства аэрации может быть иллюстрирована рис. 86, из которого видно, что под влиянием ветрового давления, а также разности удельных весов наружного и внутреннего воздуха происходит организованное проветривание помещения, в котором основной вредностью является избыточное тепло. Путем открытия специально предусмотренных для этой цели проемов на различной высоте наружных ограждений с наветренной и подветренной сторон здания можно изменять в широких пределах количество свежего воздуха, поступающего в помещение.

При рассмотрении систем воздушного отопления (§ 12) уже указывалось на непосредственную связь между этим видом отопления и вентиляцией. Здесь отметим дополнительно, что чисто вентиляционная система может быть также осуществлена с частичной рециркуляцией воздуха, как и комбинированная система воздушного отопления и вентиляции. Различие между этими системами определяется лишь степенью нагрева воздуха, подаваемого в помещение. Если температура приточного воздуха будет равна или ниже расчетной температуры помещения, то

система называется вентиляционной, если же воздух подается с более высокой температурой, чем температура в помещении, и, следовательно, используется для возмещения теплопотерь этого помещения, то такая система называется отопительно-вентиляционной.

Совершенно очевидно, что любая система воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, может в период эксплоатации выполнять только функции одной вентиляции, что экономически бывает весьма целесообразно. Так, например, помещения, предназначенные для периодического использования (зрительные залы, залы собраний и т. п.), в свободные от работы часы нуждаются только в отоплении, а при большом скоплении на-

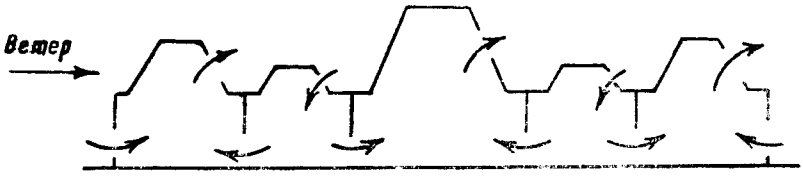


Рис. 86

рода—только в вентиляции, так как теплопотери помещения восполняются в этом случае тепловыделениями присутствующих людей. При частичном заполнении помещения система может одновременно работать как отопительная и вентиляционная. В таких случаях расчет системы воздушного отопления должен быть соответственно увязан с расчетом системы вентиляции.

Борьба средствами вентиляции с загрязнением воздушной среды в помещении может производиться следующими основными способами:

а) удалением вредностей в месте их образования (местная вентиляция) с организованной или неорганизованной подачей в помещение приточного воздуха;

б) разбавлением вредностей, поступающих в помещение, свежим воздухом до пределов, установленных нормами (общеобменная вентиляция, например, при помощи аэрации, см. рис. 86);

в) подачей свежего воздуха в ограниченное число заранее фиксированных мест в целях надлежащего оздоровления воздушной среды только в этих местах (местная приточная или местная вытяжная вентиляция).

Во многих случаях применяются одновременно все или некоторые из указанных выше способов вентиляции в самых различных вариантах.

Наиболее эффективным и в то же время наиболее экономичным следует считать первый способ, т. е. удаление вредностей непосредственно в месте их образования.

Иллюстрацией этого способа вентиляции может служить, например, химический лабораторный шкаф, закрытый со всех сто-

ром и оборудованный вытяжкой для удаления из него различных газов и паров, выделяющихся в процессе каких-либо химических реакций. Однако даже при таком, казалось бы, наиболее совершенном способе удаления вредностей во многих случаях часть вредных паров и газов может проникать через неплотности укрытия и, главным образом, через смотровые и рабочие отверстия в помещение, и тогда возникает необходимость в оборудовании помещения дополнительной общеобменной вентиляцией.

При работе и обслуживании производственных машин и станков источники выделения вредностей далеко не всегда могут быть полностью изолированы путем устройства соответствующего укрытия (местного отсоса), например, шкафа с местной зы-

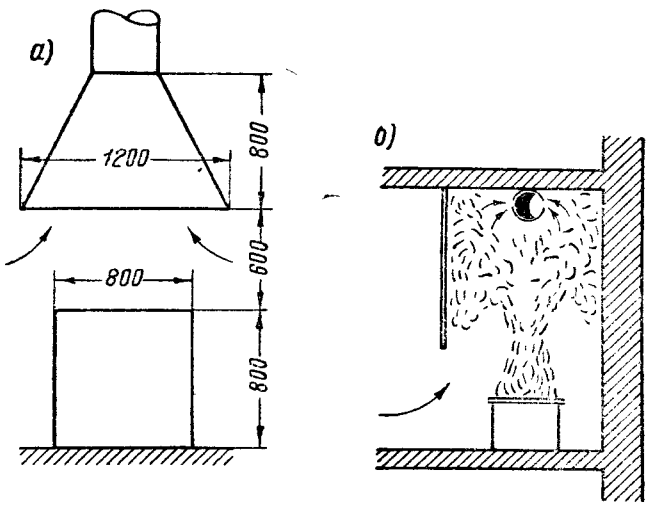


Рис. 87

тяжкой. В подобных случаях приходится ограничиваться менее совершенными приемами местной вытяжки, при которой часть вредностей неизбежно попадает в воздух помещения.

На рис. 87,*а* показана в виде примера установка колпака (зонта) над кузнечным горном для улавливания и отвода наружу значительной части продуктов горения и вредных газов.

На рис. 87,*б* изображено аналогичное по идее устройство в виде опускающейся от потолка помещения ширмы, из-под которой происходит удаление вредных паров и газов.

Во многих случаях хороший эффект при борьбе с вредными парами и газами может быть достигнут устройством бортового отсоса с одной или двух сторон поверхности испаряющейся жидкости (рис. 88,*а,б*) или устройством отсоса со «сдувкой» (рис. 88,*в*). Бортовой отсос представляет собой трубопровод с

узкой щелью, через которую от промышленных ванн отсасывается воздух со значительной концентрацией вредных паров и газов.

Двухбортовой отсос (рис. 88,*б*) устраивают, когда обрабатываемые в ванне изделия частично выступают над поверхностью жидкости или когда ширина ванны значительна. В последнем случае целесообразно применять также однобортовой отсос со сдувкой (рис. 88,*в*), т. е. с подачей приточной струи воздуха через узкую щель и удалением загрязненного воздуха через более широкую щель над бортом противоположной стороны ванны.

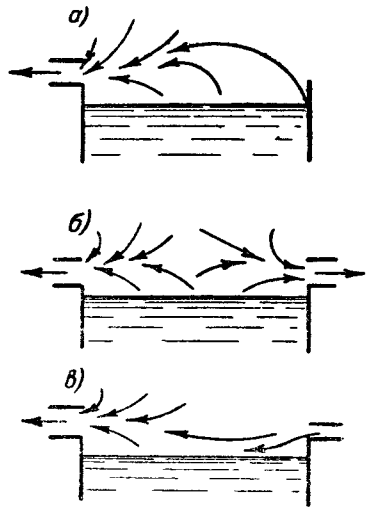


Рис. 88

При борьбе с производственной пылью также наиболее целесообразным является устройство местных отсосов из-под различного рода укрытий, полностью или в значительной мере обеспечивающих удаление пыли непосредственно в месте образования.

На рис. 89,*а* показано устройство кожуха у бегунов, применяемых для измельчения материала. Кожух снабжен дверцами *1*, плотно закрывающимися на время работы бегунов. Из-под кожуха по трубе *2* отсасывается воздух, вследствие чего здесь создается относительное разрежение, препятствующее выбиванию пыли в помещение.

На рис. 89,*б* дан образец устройства местного отсоса от различного рода шлифовальных и полировочных кругов. Как видно из этого рисунка, конструкция кожуха предусматривает улавливание пыли под воздействием не только вытяжки, но, главным образом, тех сил инерции, которые определяют траекторию движения пылевого факела при шлифовке и полировке изделий. Подобного рода конструкции, учитывающие естественное движение улавливаемых частиц пыли или газа, всегда являются наиболее удачными.

Когда не представляется возможным локализовать вредности в месте их возникновения, вентиляционная техника вынуждена прибегать к разбавлению этих вредностей во всем объеме помещения. Такая общеобменная вентиляция чаще всего устраивается в гражданских зданиях, например, в залах собраний, в зрительных залах, в помещениях бань, прачечных, в столовых, кухнях и т. п., а равным образом в тех производственных помещениях различных отраслей промышленности, где основными вредностями являются избыточное тепло, избыточная влага.

В отдельных случаях общеобменную вентиляцию приходится устраивать и при борьбе с другими вредными выделениями (газы, пыль), когда эти выделения по характеру технологического процесса происходят по всей площади помещения.

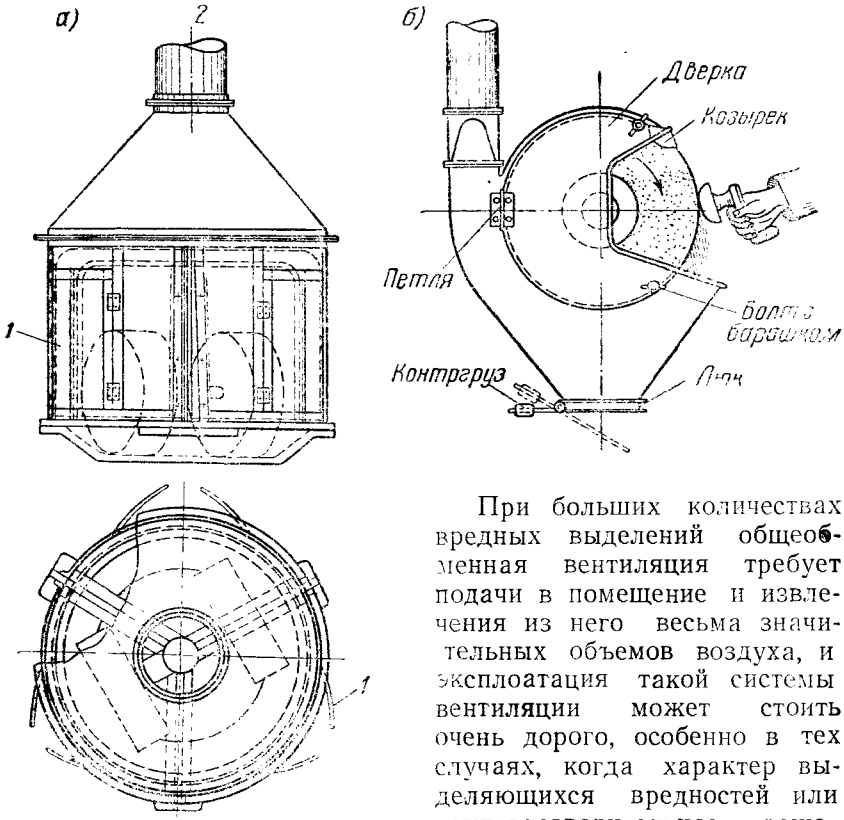


Рис. 89

При больших количествах вредных выделений общеобменная вентиляция требует подачи в помещение и извлечения из него весьма значительных объемов воздуха, и эксплоатация такой системы вентиляции может стоить очень дорого, особенно в тех случаях, когда характер выделяющихся вредностей или неудовлетворительное решение вопросов планировки и конструктивно-архитектурного оформления здания вынуждает применять перемещение воздуха при помощи вентиляторов, на работу которых расходуется электроэнергия.

В отдельных случаях, когда невозможно или экономически нецелесообразно создавать средствами вентиляции одинаковые условия воздушной среды по всей площади производственного помещения, прибегают к устройству местной приточной вентиляции в виде так называемых воздушных душей (рис. 90) или воздушных оазисов (рис. 91).

Воздушный душ чаще всего применяется при больших тепловыделениях и создает местные благоприятные условия воздушной

среды (например, у фронта горячих печей) путем обдувания человека воздухом соответствующей температуры и с определенной скоростью.

Воздушный оазис конструктивно оформляется в виде остекленных или глухих перегородок высотой в 2—2,2 *м* вокруг рабочей площадки с непрерывной подачей внутрь этой выгороженной площадки более холодного, чем в помещении, и более чистого воздуха. Воздушные оазисы с успехом применяются у турбогенераторов в машинных залах и на постах водосмотра у котлов электростанций. Для того чтобы холодный воздух не вытекал из оазиса при открывании дверей, служащих для входа в оазис, в дверных проемах устраиваются так называемые воздушные завесы, т. е. дополнительная подача воздуха в виде плоской боковой струи *а* (рис. 91), препятствующей такому вытеканию.

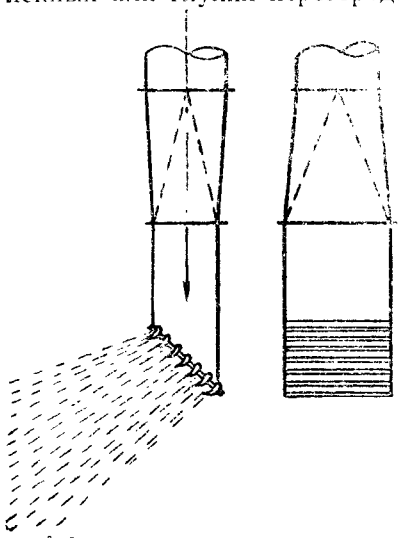


Рис. 90

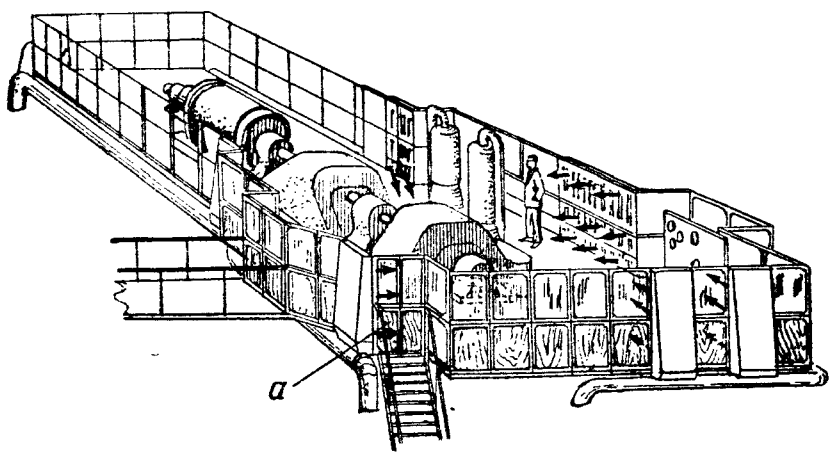


Рис. 91

Подобные воздушные завесы очень часто устраиваются, когда желательно предотвратить или уменьшить врывание холодных токов наружного воздуха через входные двери и ворота во избежание охлаждения помещения. На рис. 92 схематично показа-

на воздушная завеса, препятствующая проникновению в помещение наружного холодного воздуха.

Из подпольного канала через узкую щель воздух подается в виде плоской струи под определенным углом и со значительной скоростью по всей ширине дверного проема, вследствие чего (в

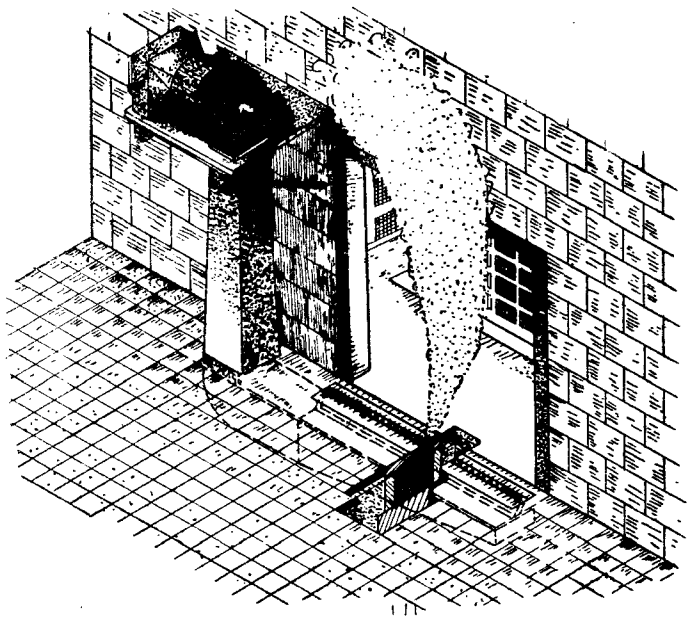


Рис. 92

данном случае) только часть наружного холодного воздуха может ворваться внутрь помещения и то лишь в верхней зоне, т. е. распространение холодных потоков воздуха у пола помещения почти совершенно исключается.

При выборе наиболее рационального способа борьбы с производственными вредностями средствами вентиляции необходимо учитывать наличие и направление движения воздушных потоков, возникающих в каждом помещении под воздействием различных факторов. Дело в том, что токи воздуха могут подхватить выделяющиеся при некоторых производственных процессах ядовитые пары, газы и даже пыль и перенести их на значительные расстояния от мест их выделения. Воздушные потоки могут возникать в помещении под влиянием работы движущихся частей машин и механизмов производственного оборудования или от нагревания воздуха у горячих поверхностей оборудования, или же в результате работы самого вентиляционного оборудования.

Остановимся на последнем факторе более подробно. Рассмотрим прежде всего влияние, оказываемое на воздушную среду помещения сосредоточенным притоком и сосредоточенной вытяжкой. Как показали исследования, при всасывании воздуха через какое-либо отверстие затухание скорости происходит во много раз быстрее, чем затухание скорости при подаче через такое же отверстие и с такой же скоростью приточного воздуха.

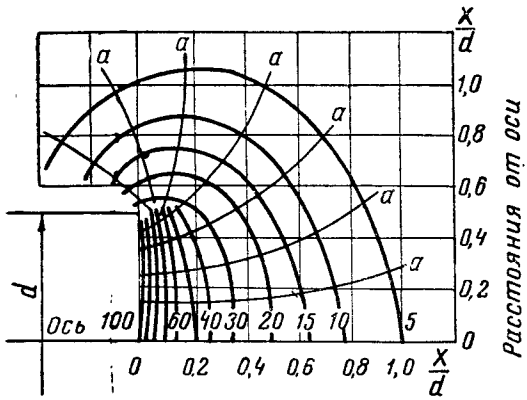


Рис. 93

На рис. 93 показан спектр всасывания, т. е. линии равных скоростей у круглого отверстия с острыми кромками. Максимальная начальная скорость в плоскости самого отверстия принята равной единице, а на кривых равных скоростей указаны относительные скорости в долях от максимальной.

Линии *а—а* нормали к кривым равных скоростей указывают направление движения потока. Расстояние от отверстия выражено в долях диаметра этого отверстия. Такой обезличенный график дает возможность определить скорость w *м/сек* на произвольном расстоянии x *м* при различных начальных скоростях w *м/сек* всасывания и различных диаметрах d всасывающего отверстия.

Если известно, например, что воздух засасывается из помещения через круглое отверстие d=0,4 *м* со скоростью в этом отверстии w=5 *м/сек,* то по графику (рис. 93) находим, что уже на расстоянии 10 *см* от отверстия скорость движения воздуха по направлению к всасывающему отверстию будет равна только 2,0 *м/сек*

$$\left(\frac{x}{d}=\frac{0{,}1}{0{,}4}=0{,}25 \text{ и } \frac{w_x}{w}=0{,}4\right),$$

а на расстоянии 40 *см* она будет составлять лишь 5% от начальной скорости

$$\left(\frac{x}{d}=\frac{0{,}4}{0{,}4}=1 \text{ и } \frac{w_x}{w}=0{,}05;\ w_x=0{,}05\cdot 5=0{,}25 \text{ м/сек}\right).$$

Совершенно иная картина распределения и интенсивности затухания скоростей наблюдается у приточного факела. На рис. 94,*а* дано схематичное изображение факела воздушной струи, выхо-

дящей из круглого отверстия (при одинаковой температуре струи и воздушной среды), с кривыми равных скоростей в долях от начальной скорости, а на рис. 94,*б* дан обобщенный график осевой скорости круглой струи также в безразмерных координатах $\left(\text{на оси абсцисс дано отношение } \frac{x}{d}\text{, а на оси ординат } \frac{w_x}{w}\right)$.

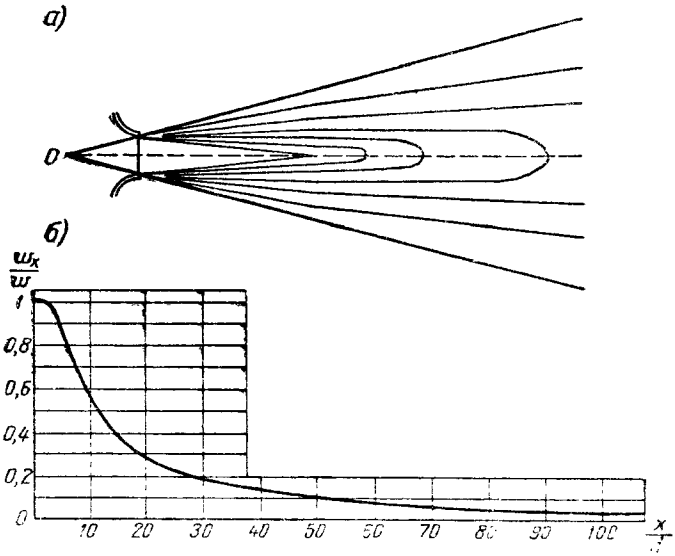


Рис. 94

Если взять те же исходные данные, что и в примере для всасывающего спектра (d=0,4 *м/сек*, w=5 *м/сек*), то по графику рис. 94,*б* найдем, что на расстоянии $x=d$=0,4 *м*

$$\frac{w_x}{w} \approx 1,$$

т. е. осевая скорость струи еще сохраняет свое первоначальное значение ($w_x = w = 5$ *м/сек*).

Даже на расстоянии 4 *м* от выходного отверстия

$$\left(\frac{x}{d} = \frac{4,0}{0,4} = 10\right)$$

осевая скорость струи будет еще весьма значительной w_x = =0,6 w=0,6 · 5=3,0 *м/сек* и упадет до 5% от начальной скорости, т. е. до w=0,05·5=0,25 *м/сек* лишь на расстоянии x=0,4 · 80=32 *м*.

Из этого примера видно, что в данном случае «дальнобойность» приточного факела в 80 раз больше, чем вытяжного факела.

Вследствие эжектирующего действия струя, выходящая из отверстия, вовлекает в движение большие массы окружающего ее воздуха и приобретает форму конуса с вершиной в точке *О* (рис. 94, *а*), называемой полюсом струи. Таким образом, в отличие от всасывающего факела приточная воздушная струя способствует интенсивному перемешиванию воздуха в помещении и во многих случаях является основной причиной переноса вредных газов, паров и пыли далеко от места их выделения. Это вынуждает с большим вниманием и осторожностью относиться к выбору как места расположения приточных отверстий, через которые воздух подается в помещение для целей вентиляции или воздушного отопления, так и к выбору начальной скорости приточного воздуха.

Во многих случаях при незначительных выделениях вредностей или когда вредностью является лишь избыточное тепловыделение, применение сосредоточенной подачи воздуха имеет, наоборот, весьма ценные санитарно-гигиенические и технико-экономические преимущества.

Такой способ сосредоточенной подачи приточного воздуха вместо равномерного его распределения по всей площади цеха может дать до 85% экономии металла и обеспечить равномерное распределение температуры при небольших скоростях воздуха в нижней рабочей зоне цеха длиной до 110 *м* и шириной до 40 *м*[1].

Вопрос о взаимодействии притока и вытяжки и о выборе наиболее рационального места расположения приточных и вытяжных отверстий как по периметру, так и по высоте вентилируемого помещения сравнительно легко мог бы быть разрешен, если бы отсутствовали указанные выше дополнительные факторы, влияющие на возникновение воздушных потоков в самом помещении. При наличии же этих побочных факторов, которые, вообще говоря, всегда имеют место, приходится в значительной мере руководствоваться лишь общими соображениями и опытными данными. При улавливании системой вытяжной вентиляции вредных паров, газов и пыли непосредственно в месте их выделения размещение вытяжных отверстий для удаления из помещения основных масс воздуха может быть предопределено. Если же часть или все вредные выделения поступают в помещение, то вытяжные отверстия стремятся располагать в местах наибольшей концентрации этих вредностей: в верхней зоне помещения при выделении легких паров и газов, устремляющихся вверх, или в нижней и промежуточной зонах при естественном стремлении газов, паров и пыли создавать наибольшую концентрацию именно в этих зонах.

---

[1] Р. Н. Гобза, Системы отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. Современные вопросы отопления и вентиляции, Стройиздат, 1949, стр. 163.

Выбор скорости и мест подачи приточного воздуха также должен производиться с учетом движения вредностей, выделяющихся в помещении.

Так, например, при борьбе средствами общеобменной вентиляции с избыточными тепло- и влаговыделениями всегда наиболее экономичным будет решение, при котором подача приточного воздуха осуществляется в нижнюю зону, а извлечение испорченного воздуха—из верхней зоны помещения. В этом случае температура и влажность удаляемого воздуха могут быть приняты значительно более высокими, чем в нижней зоне помещения, и, следовательно, потребуется меньший обмен воздуха в помещении для борьбы с указанными вредностями. Если производственные процессы сопровождаются выделением пыли, то наиболее рациональной схемой общеобменной вентиляции будет такая, при которой предусматривается удаление воздуха из нижней зоны и равномерная подача свежего воздуха с небольшими скоростями в верхнюю зону. Однако следует отметить, что при борьбе с пылью общеобменная вентиляция устраивается лишь в тех случаях, когда пыль не может быть уловлена непосредственно в месте ее образования (местные отсосы, укрытия и т. п.).

В отдельных случаях в ущерб экономической целесообразности выбор схемы вентиляции предопределяется другими (чаще всего санитарно-гигиеническими) соображениями. Так, например, при общеобменной вентиляции зрительного зала театра или кинотеатра очень часто осуществляют подачу чистого воздуха в верхнюю зону, а извлечение загрязненного воздуха — из нижней зоны, хотя такая схема совершенно не соответствует естественному движению загрязненного водяными парами и тепловыделениями воздуха, стремящегося подниматься вверх.

Встречаются и другие варианты схем вентиляции зрительных зал, а именно: подача воздуха в среднюю по высоте зону с извлечением испорченного воздуха одновременно из нижней и верхней зоны или подача и извлечение воздуха только из верхней зоны помещения. Жизненность всех этих вариантов обусловливается тем, что при подаче в нижнюю зону скорость выхода свежего воздуха должна приниматься минимальной (например, при расположении приточных отверстий в спинках кресел скорость воздуха принимают не более 0,2 *м/сек*) во избежание неприятного ощущения дутья и даже простудных заболеваний. Подача воздуха с незначительной скоростью вызывает в свою очередь необходимость устройства сложной разветвленной сети воздуховодов и большой площади воздуховыпускных отверстий, что не всегда возможно по местным условиям. Кроме того, температура воздуха, подаваемого в непосредственной близости от человека, должна быть достаточно высокой, чтобы не вызывать чрезмерного охлаждения отдельных участков поверхности тела.

Аналогичные отступления от схем, являющихся наиболее экономичными, имеют, например, место при вентиляции бань

и душевых павильонов, где чаще всего принимается (по тем же соображениям) вентиляция с подачей и извлечением воздуха вверху, под потолком помещения.

Взаимное расположение приточных и вытяжных отверстий по площади и периметру вентилируемого помещения выбирается обычно из тех соображений, чтобы приточный воздух поступал в рабочую зону и к фиксированным рабочим местам по возможности более чистым.

При общеобменной вентиляции стремятся к тому, чтобы степень загрязненности воздуха в местах пребывания людей была минимальной и чтобы в отдельных точках по площади помещения не было «застойных», т. е. плохо вентилируемых зон. Как упоминалось выше, в производственных помещениях движение и перемешивание воздуха в рабочей зоне в значительной мере обеспечивается техническим процессом, или, точнее, движущимися частями машин и механизмов. В гражданских зданиях перемешивание воздуха по всей высоте и площади помещений осуществляется, главным образом, за счет конвективных токов воздуха, охлаждающегося и опускающегося вниз у наружных ограждений и поднимающегося вверх у теплых поверхностей (поверхности отопительных приборов, поверхность человеческого тела и т. п.). Поэтому в небольших по размеру помещениях гражданских зданий, предназначенных для работы небольшого количества людей, почти безразлично взаимное расположение (по периметру и площади помещений) приточных и вытяжных отверстий общеобменной вентиляции. Обычно их располагают из конструктивных и теплотехнических соображений у внутренних стен, иногда в непосредственной близости друг от друга (по горизонтальному направлению), осуществляя чаще всего подачу приточного воздуха в верхнюю зону, а извлечение загрязненного воздуха — из нижней зоны.

Как уже отмечалось выше, в отдельных помещениях с наибольшим загрязнением воздушной среды часто устраивается только вытяжная общеобменная система вентиляции с расположением вытяжного отверстия в месте наибольшего скопления вредностей и с притоком свежего воздуха через дверные проемы из соседних менее загрязненных помещений.

В заключение обзора различных методов оздоровления воздушной среды закрытых помещений средствами вентиляционной техники следует отметить заслуги советских ученых и инженеров в области развития вентиляции промышленных зданий. Претворяя в жизнь указания партии, правительства и лично товарища Сталина о создании наиболее благоприятных условий труда советских граждан, наши инженеры и техники разработали совершенно оригинальные и весьма эффективные методы борьбы с производственными вредностями, создали стройную научно обоснованную и проверенную на практике теорию расчета и конструирования систем промышленной вентиляции. Мощные системы

аэрации промадных многопролетных цехов, обеспечивающие в отдельных случаях подачу в них до 3 000 000 $м^3$ свежего воздуха в 1 час могут служить образцом наиболее экономичного и эффективного решения сложной проблемы оздоровления воздушной среды в цехах с большими избыточными тепловыделениями.

Не менее ярким показателем достижений советской техники промышленной вентиляции является разработанный нашими специалистами метод вентиляции и воздушного отопления цехов протяженностью до 150 *м* путем сосредоточенной подачи в эти цехи больших масс приточного воздуха.

Мы вполне овладели также разработанными нашими специалистами новыми весьма эффективными методами борьбы с вредными парами и газами при помощи бортовых отсосов у производственных ванн, а для борьбы с тепловыделениями применили устройство воздушных душей и воздушных оазисов.

Нашими учеными и инженерами разработана стройная теория воздушной струи, которая открывает новые возможности для дальнейшего развития и совершенствования советской техники промышленной вентиляции.

§ 17. ПРИЕМЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ВРЕДНОСТЕЙ И ВОЗДУХООБМЕНА В ЗАКРЫТЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Определение количества вредностей, выделяющихся в закрытых помещениях, требуется для последующего подсчета объемов свежего приточного и удаляемого из помещения загрязненного воздуха.

Определение воздухообмена в типовых зданиях (жилых домах, общественно-коммунальных и др.) производится на основе установленных величин кратности обмена воздуха в 1 час. в помещениях этих зданий.

Под понятием часовой кратности воздухообмена подразумевается отношение объема подаваемого или извлекаемого в 1 час из помещения воздуха к внутреннему объему самого помещения. Цифре кратности по притоку часто присваивается знак плюс, а по вытяжке—знак минус.

Так, например, нормами и техническими условиями проектирования жилых и гражданских зданий поселков при промышленных предприятиях (Н и ТУ-9-48) предусмотрены кратности воздухообмена для обеденного зала в столовой (с числом мест более 200): для притока +6 и для вытяжки —3. Это значит, что если помещение обеденного зала имеет объем, предположим, 2 000 $м^3$, то средствами организованной приточной системы вентиляции в этот зал следует подавать свежего воздуха $2\,000 \cdot 6 = 12\,000$ $м^3/час$ и организованно извлекать непосредственно из зала $2\,000 \cdot 3 = 6\,000$ $м^3/час$.

Наличие таких официально установленных норм кратностей воздухообмена значительно облегчает и ускоряет расчеты по вентиляции, так как не требует предварительного определения количества выделяющихся в помещении вредностей. Вместе с тем нормы кратности воздухообмена иногда в значительной мере предопределяют и принцип вентиляции не только отдельного помещения, но и комплекса смежных помещений. В частности, само значение кратности воздухообмена (+6 и —3) для обеденного зала уже указывает на то, что половина подаваемого в зал свежего приточного воздуха должна удаляться из смежных, более загрязненных помещений (кухня, курительные, уборные), чтобы обеспечить надлежащую чистоту воздушной среды в обеденном зале.

В табл. V приложения приведены нормативные данные часовой кратности воздухообмена для некоторых помещений гражданских и промышленных зданий.

Для помещений с переменными и большими выделениями вредностей необходимо каждый раз определять как количество этих вредностей, так и воздухообмен по притоку и вытяжке, руководствуясь проверенными опытными данными, теоретическими основами вентиляционной техники и соответствующими указаниями официальных норм, технических условий и ГОСТ[1].

В этих нормах указывается предельно допустимое содержание вредных газов, паров и пыли в 1 *кг* или в 1 $м^3$ воздуха в рабочей зоне помещения.

Количество вредностей обычно исчисляют в весовых (*мг, кг*) или в объемных (*л*) единицах.

Для упрощения дальнейших расчетов будем относить все виды вредных выделений к 1 *кг* воздуха, причем и количество вредностей, содержащихся в 1 *кг* воздуха, будем измерять также в килограммах за исключением случаев борьбы с теплом, так как тепло измеряется в килокалориях.

Допустим, что 1 *кг* поступающего в помещение свежего приточного воздуха содержит $m_в$ единиц какого-либо вредного газа, пара, влаги, пыли или тепла, а 1 *кг* удаляемого из помещения воздуха будет содержать $m_в$ единиц соответствующей вредности. Тогда очевидно, что разность $m_в - m_п$ характеризует собой поглощательную способность 1 *кг* приточного воздуха по отношению к рассматриваемой вредности. Следовательно, зная общее количество какого-либо вредного выделения *M кг/час*, поступающего ежечасно в воздух помещения, можно легко подсчитать

[1] В настоящее время для определения воздухообменов в производственных помещениях пользуются «Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий, НСП 101-51», а для гражданских зданий, главным образом, ведомственными техническими условиями и нормами, а именно: упомянутыми выше Н и ТУ-9-48 Министерства строительства предприятий тяжелой индустрии, а также для зданий специального назначения ГОСТ 2717-44 (гаражи), ГОСТ 1309-42 (бани) и т. д.

требуемый часовой воздухообмен в помещении при борьбе с рассматриваемой вредностью по элементарной формуле:

$$G = \frac{M}{m_в - m_п} \; кг/час \qquad (45)$$

а затем определить, если это требуется, объем приточного воздуха из общеизвестного выражения

$$V = \frac{G}{\gamma} \; м^3/час,$$

где γ в $кг/м^3$ вес 1 $м^3$ (удельный вес) воздуха при температуре, с которой он вводится в помещение (табл. XIX приложения).

При борьбе с избыточным теплом величина M в уравнении (45) представляет собой общее количество избыточного тепла *(ккал/час)*, выделяющегося в помещении, а m — теплосодержание J *ккал/кг* воздуха, удаляемого из помещения ($m_в = J_в$) и подаваемого в помещение ($m_п = J_п$), причем численное значение соответствующей величины теплосодержания легко находится по J—d-диаграмме (рис. 85).

В помещениях общественных зданий источником загрязнения воздуха очень часто являются только люди (например, в зрительных залах и залах собраний). В этом случае количество выделяющегося углекислого газа, водяных паров и тепла может быть определено по нормативным данным (Н и ТУ-9-48), приведенным в табл. XX приложения, а предельно допустимое содержание углекислого газа в воздухе помещения и содержание этого газа в наружном воздухе — по табл. XXI приложения.

Что же касается температуры и влажности воздуха, то оба эти фактора могут быть величинами переменными как для воздушной среды внутри помещения, так и для воздуха, подаваемого в помещение средствами приточной вентиляции. В частности, для людей, не выполняющих физической работы (залы собраний, зрительные залы), наиболее благоприятное состояние окружающей человека воздушной среды определяется на J—d-диаграмме рис. 85 площадью *а—б—в—г*. Верхняя часть площади (ближе к линии *а—б*) относится к летнему времени года, а нижняя часть (ближе к линии *в—г*) — к зимнему периоду.

Для людей, выполняющих легкую и тяжелую работу, соотношение температуры, влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне помещения целесообразно принимать согласно исследованиям Московского института охраны труда (табл. 6), а также руководствоваться санитарными нормами проектирования промышленных предприятий (НСП 101-51), в которых выбор параметров воздушной среды в помещении и приточного воздуха производится с учетом не только характера работы, но и напряжения лучистой энергии в рабочей зоне.

Особо жесткие требования всегда предъявляются к воздушной среде производственных помещений в отношении загряз-

Таблица 6

Гемпература (t), относительная влажность (φ) и скорость движения воздуха (w), наиболее благоприятные для выполнения физической работы

Для легкой работы			Для тяжелой работы		
t град.	φ в %	w в *м/сек*	t в град.	φ в %	w в *м/сек*
18	40—50	0	13—14	40—50	0
20	40—50	0,17—0,25	18—19	40—50	0,58—0,87
22	40—50	0,33—0,50	20	40—50	1,0 —1,17
24	40—50	0,84—1,0	22	40—50	1,17—1,33
26	80	1,33—1,5	24	40—50	1,33—1,50
28	40—50	1,7	24—25	80—85	>1,5 —1,92
28	70	1,75	26	40—50	2,0 —1,16
30—32	40—50	>2,0	26	80	2,0 —2,5
—	—	—	28	40—50	>2,17—2,34

Примечание. Значок > в таблице указывает, что приведенные скорости не обеспечивали хорошего самочувствия и требуется большая скорость.

нения этой среды ядовитыми газами, парами и токсической пылью. Так, например, по НСП 101-51 предельно допустимая концентрация в воздухе паров бензола должна приниматься 0,1 *мг/л*, сероводорода и сероуглерода — 0,01, хлора — 0,001, паров ртути и свинца — 0,00001, табачной и чайной пыли — 0,003 *мг/л* и т. д.

Концентрация нетоксической пыли допускается до 0,01 *г/м*^{3}, за исключением пыли с острыми режущими кромками (кварц, кварцит и т. п.), предельно допустимая концентрация которой составляет 0,002 *г/м*^{3}.

Относительная влажность наружного воздуха в холодное время года чаще всего колеблется в пределах от 70 до 80%, а в переходной и летний период может резко колебаться и определяется по соответствующим справочникам.

Приведенные выше соображения необходимо учитывать при определении величин $m_в$ и $m_п$, входящих в уравнение (45), для подсчета воздухообмена в помещении.

Следует также иметь в виду, что только при борьбе с избыточным тепловыделением путем аэрации наружный воздух поступает в помещение без какой-либо предварительной обработки.

Во всех остальных случаях приточный воздух в холодное время года предварительно подогревается, а иногда и увлажняется, чтобы обеспечить требуемые параметры воздушной среды в вентилируемом помещении и исключить при этом возможность возникновения в рабочей зоне помещения холодных токов воздуха.

Из этих соображений при борьбе с избыточным теплом температура свежего воздуха, подаваемого в холодное время года в рабочую зону, принимается ниже температуры помещения не более чем на 5—7°, а при подаче в верхнюю зону эта разность температур может быть увеличена до 10°.

Летом при высокой температуре наружного воздуха разрешается принимать температуру внутри помещения на 5° выше наружной температуры, измеренной в тени, в 13 час. дня, а для цехов с большими теплоизбытками на 10° выше этой наружной температуры.

Если производственное помещение оборудовано местными вытяжными устройствами, улавливающими вредные газы, пары или пыль непосредственно в месте их образования, то объем подаваемого в помещение приточного воздуха вполне определяется суммарным объемом местных вытяжных устройств с учетом сделанных в § 16 замечаний о необходимости организации дополнительной вытяжной вентиляции для улавливания частично прорывающихся в помещение вредных выделений. Кроме того, необходимо учитывать также степень загрязненности воздушной среды в смежных помещениях для создания соответствующего направления движения воздуха через открытые проемы в помещение с максимальной концентрацией вредностей.

Количество воздуха, удаляемого из цеха через местные вытяжные пыле- и газоприемники, зависит от конструкции и герметичности последних, а также от физических свойств выделяющихся вредностей. Так, например, для улавливания паров и газов скорость всасывания воздуха из помещения через проемы и неплотности в шкафах и укрытиях принимается от 0,5 до 1 *м/сек,* а при сильно действующих и ядовитых газах—до 4 *м/сек.* При этом в подавляющем большинстве случаев количество воздуха, засасываемого из помещения через местные вытяжные устройства, определяется не расчетом, а на основании опыта.

Например, отсос через пылеприемник у ленточного шлифовального станка принимают 2,5—3,0 $м^3/час$ на каждый миллиметр ширины ленты, а у шлифовальных и полировочных кругов — 2—2,5 $м^3/час$ на каждый миллиметр диаметра круга; у ленточной (для распиловки дерева) пилы — 7—12 $м^3/час$ на каждый миллиметр ширины ленты и т. д.

В больших производственных помещениях с площадью пола на одного работающего более 100 $м^2$ допускается устройство сосредоточенной вентиляции только на рабочих постах и в местах отдыха, без оборудования вентиляцией всего цеха.

В ряде случаев можно пользоваться укрупненными измерителями для определения количества вредных выделений или воздухообменов при различных производственных процессах. Значения таких укрупненных измерителей для некоторых видов производства даны в табл. XXII приложения.

Перейдем теперь к краткому рассмотрению методов подсчета различных вредностей, выделяющихся в производственных помещениях.

Избыточное тепло, с которым приходится бороться средствами вентиляции, определяется как разность между количеством тепла, поступающего в помещение от различных источников ($\Sigma Q_{выд}$), и количеством тепла, теряемого этим помещением в единицу времени ($\Sigma Q_{потерь}$), т. е.:

$$Q_{изб} = \Sigma Q_{выд} - \Sigma Q_{потерь} \ ккал/час. \qquad (46)$$

Источниками тепловыделения могут быть: горячие наружные поверхности производственного оборудования; открытые проемы производственных печей (лучистое тепло); механическая и электрическая энергия в результате перехода ее в тепло; остывающий в помещении металл (в жидком и твердом состоянии); солнечная радиация; химические реакции, сопровождающиеся выделением тепла; продукты сгорания, частично прорывающиеся или полностью поступающие в помещение при некоторых технологических процессах. Кроме того, тепло может поступать в помещение вместе с паром и нагретой жидкостью через неплотности в паропроводах, в производственном оборудовании и при протекании некоторых технологических процессов, а также от

людей, находящихся в большом количестве в помещении (например, на швейных фабриках).

Потери тепла помещением слагаются в основном из следующих элементов: из теплопотерь через наружные ограждения, хотя в отдельных случаях, когда температура внутри помещения искусственно поддерживается ниже наружной температуры, происходит обратное явление; из расхода тепла на испарение влаги в помещении; расхода тепла на нагревание вносимых в помещение холодных материалов и изделий; расхода тепла на нагревание имеющейся в помещении специально охлаждаемой аппаратуры; расхода тепла на нагревание врывающегося в помещение холодного воздуха.

Детальный количественный и качественный учет тепловыделений и теплопотерь для определения величины избыточного тепла, особенно в производственных помещениях, представляет большие затруднения, которые увеличиваются еще тем, что тепловыделения и теплопотери могут изменяться в весьма широких пределах в зависимости от стадии производственного процесса и от времени года.

Эта зависимость учитывается путем нахождения максимального часового количества избыточного тепла для зимнего периода (при расчетной зимней температуре для вентиляции по табл. IV приложения), для переходного времени года (при наружной температуре 10°) и для летнего периода (при наружной температуре в 13 час. дня в тени для самого теплого месяца в году).

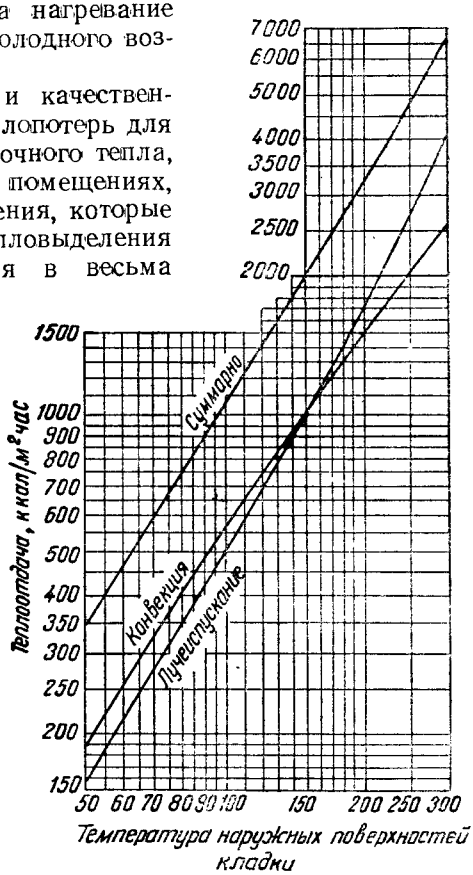


Рис. 95

Тепловыделения от горячих наружных поверхностей подсчитываются по соответствующим формулам теории теплопередачи или при помощи вспомогательного графика (рис. 95), составленного по этим формулам Г. А. Максимовым.

Для определения по графику рис. 95 количества тепла, отдаваемого 1 $м^2$ горячей поверхности (при температуре помещения

15°) необходимо знать лишь среднюю температуру этой поверхности, которая может в отдельных случаях достигать 400° (например, дно сталеплавильной электропечи).

Так, например, если средняя температура наружной поверхности промышленной печи равна 100°, то при помощи графика (рис. 95) находим, что общее количество тепла, отдаваемого 1 $м^2$ этой поверхности, будет 1 100 *ккал/м²час*.

Количество тепла, излучаемого в цех через открытые проемы и даже через небольшие по размерам смотровые отверстия в боковых стенках промышленных печей, может быть также весьма значительным.

Однако следует иметь в виду, что в течение часа смотровые отверстия открываются лишь на очень короткие промежутки времени, исчисляемые минутами.

Тепловыделение при переходе механической или электрической энергии в тепловую подсчитывается по соответствующему тепловому эквиваленту (1 *квт-ч*≈860 *ккал*) по уравнению:

$$Q = a \cdot 860N \text{ ккал/час}, \qquad (47)$$

где N—номинальная мощность станков в *квт-ч* или мощность электроосветительных ламп;

a—общий коэфициент, учитывающий степень использования установочной мощности, степень загрузки станков и одновременность работы этих станков.

Значение коэфициента a колеблется в очень широких пределах от $a=0{,}05$ до $a=1$.

Например, когда энергия, затрачиваемая на работу насосов почти полностью расходуется за пределами помещения насосной (насосная станция водоснабжения города или поселка) или когда электродвигатель работает на трансмиссию, приводящую в движение расположенные в смежном помещении станки, коэфициент a колеблется в пределах от 0,05 до 0,1; для механосборочных цехов коэфициент a принимается равным 0,25, для прядильно-ткацких отделений текстильных фабрик, а также для подсчета тепловыделений от электрического освещения принимают коэфициент $a=1$.

Общее количество тепла, выделяемого при остывании металла, можно подсчитать по разности начального и конечного теплосодержания металла. Однако следует помнить, что интенсивность остывания металла зависит от ряда факторов, не поддающихся точному учету. Известно, что интенсивность и длительность остывания металла зависят от веса и формы изделий и что в начале процесса остывания тепловыделение во много раз больше, чем в последующий период. Например, чугунные отливки весом до 50 *кг* в течение первого часа остывания выделяют 50% тепла, в течение второго часа—35% и в течение последующего периода (1—2 часа)—выделяют остальные 15% тепла.

Тепловыделения от химических реакций, а также от продуктов сгорания, частично или полностью поступающих в цех, определяются в зависимости от местных условий по данным технологов. Например, при газовой сварке без местных укрытий тепловыделения в цех можно подсчитать по расходу газа и его теплотворности, а при электросварке — по расходу электроэнергии [по уравнению (47) с коэфициентом a=1].

Поступление тепла от солнечной радиации учитывается только для летнего периода и, главным образом, через остекленные поверхности, которые пропускают в десятки раз больше тепловых лучей, чем все другие наружные ограждения здания.

Замена обычного стекла матовым, а также забелка стекол уменьшает примерно в 2 раза лучистую теплопроницаемость остекления.

Количество тепла, поступающего через 1 $м^2$ двойного остекления от солнечной радиации, зависит от географической широты местности, ориентировки по странам света и угла наклона остекленной поверхности к горизонту. Через вертикальные остекленные поверхности (двойное остекление) в летнее время года на географической широте от 40° до 60° в цех поступает от солнечной радиации до 150 *ккал/м² час* тепла (юго-западная сторона).

Тепловыделения от людей в современных производственных помещениях могут быть настолько незначительны, что ими очень часто пренебрегают.

В общественных же зданиях и в первую очередь в помещениях для массовых собраний (залы заседаний, кино и т. п.) тепловыделения от людей зачастую в несколько раз превышают теплопотери помещения. В этих случаях подсчет поступающего в помещение тепла производится по данным табл. XX приложения.

Подсчет тепла, теряемого помещением через наружные ограждения, производится в соответствии с правилами, изложенными в § 1, но при иных, указанных выше значениях температур внутри и снаружи помещения.

Расход тепла на испарение влаги имеет место, например, в случае доувлажнения воздуха путем разбрызгивания воды непосредственно в производственном помещении. Для подсчета этого расхода тепла необходимо знать количество испаряющейся воды и величину скрытой теплоты испарения.

Избыточная влага. Водяные пары могут поступать в воздух помещения при испарении воды с открытой поверхности промышленных ванн и смоченной поверхности производственной аппаратуры, материалов и изделий, в частности, в процессе сушки последних.

Температура воды и интенсивность ее испарения могут быть весьма различными, вплоть до бурного выделения пара при кипении жидкости в производственных аппаратах. Кроме того, пар

различной температуры (до 200°) может поступать в помещение через различного рода неплотности производственного паропровода, аппаратуры и т. п.

Наиболее надежным, но не всегда осуществимым в производственных условиях методом определения количества водяных паров, поступающих в помещение, является непосредственный замер убыли веса испаряющейся воды.

По данным Всесоюзного теплотехнического института, количество воды, испаряющейся со свободной поверхности (при температуре воды до 80—85°), может быть подсчитано по формуле:

$$G=(0{,}0229+0{,}0174\ w)\ F(h_1-h_2)\ \frac{760}{B}\ кг/час, \qquad (48)$$

где w — скорость движения воздуха над жидкостью в *м/сек*;
F — открытая поверхность жидкости в $м^2$;
h_1 — парциальное давление водяных паров при температуре испаряющейся воды и полном насыщении (при барометрическом давлении 760 *мм* рт. ст.) в *мм* рт. ст.;
h_2 — парциальное давление водяных паров в воздухе (при барометрическом давлении 760 *мм* рт. ст.) в *мм* рт. ст.;
B — фактическая величина барометрического давления в *мм* рт. ст.

Пример. Задано: температура испаряющейся воды 30°; поверхность испарения $F=1{,}0\ м^2$; температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в помещении соответственно равны $t=20°$, $\varphi=50\%$, $w=0{,}3$ *м/сек*, барометрическое давление $B=745$ *мм* рт. ст. Определить количество испаряющейся воды.

По J—d-диаграмме влажного воздуха (рис. 85) находим парциальное давление h_1 водяных паров при температуре испаряющейся воды $t=30°$ и предельном насыщении $\varphi=100\%$:

$$h_1=31{,}5\ мм\ рт.\ ст.$$

То же, при $t=20°$ и $\varphi=50\%$:

$$h_2=9{,}0\ мм\ рт.\ ст.$$

Поставляя все величины в уравнение (48) находим количество испаряющейся воды при заданных условиях в течение часа:

$$G=(0{,}0229+0{,}0174\cdot 0{,}3)\,1{,}0\,(31{,}5-9)\,\frac{760}{745}=0{,}64\ кг/час\ м^2.$$

Количество воды, испаряющейся с 1 $м^2$ открытой поверхности при температуре кипения и нормальном атмосферном давлении, может доходить до 50 $кг/м^2$ *час*.

Количество пара, прорывающегося через неплотности трубопроводов и арматуры котельной, колеблется в пределах 0,3—0,5% от паропроизводительности котлов, причем меньшая цифра относится к котлам паропроизводительностью до 150 *т/час* пара, а большая—к котлам паропроизводительностью около 50 *т/час*.

Прорывание пара в машинный зал электростанции при работе турбины (с отбором пара) мощностью в 6 000 *квт* доходит,

по данным Теплоэлектропроекта, до 360 *кг/час*, а при мощности турбины в 100 000 *квт* до 700 *кг/час*.

Выделения в цех вредных газов и пыли очень трудно поддаются расчету, а потому определяются обычно путем соответствующего анализа воздушной среды или на основании опытных данных (см. табл. XXI приложения). Так, например, считают, что в выхлопных газах двигателей внутреннего сгорания содержание окиси углерода (CO) колеблется от 2 до 7%.

В заключение краткого обзора способов подсчета вредных выделений и обменов воздуха в вентилируемом помещении рассмотрим пример решения этой задачи для случая, когда загрязнение воздуха происходит в основном за счет жизнедеятельности организма человека.

Пример. Требуется определить воздухообмен для зала собраний на 700 мест при следующих исходных данных: температура приточного воздуха $t_п = 16°$, относительная влажность $\varphi_{п} = 0{,}6$, температура воздуха внутри помещения должна быть $t_в = 20°$, а относительная влажность—в пределах от 50 до 60%. Теплопотери помещения при указанной разности температур равны:

$$Q_2 = 7\,000 \text{ } ккал/час .$$

Прежде всего определим количество приточного воздуха, необходимого для борьбы с избыточной углекислотой.

По табл. XX приложения находим, что при кратковременном пребывании людей предельно допустимое содержание CO_2 может быть принято $m_в = 3{,}0$ *г/кг* и что приточный (наружный) воздух в больших городах содержит CO_2 в количестве $m_п = 0{,}75$ *г/кг*.

При заполнении зала, рассчитанного на 700 человек, выделяется согласно данным табл. XX приложения следующее количество углекислоты:

$$M = 35 \cdot 700 = 24\,500 \text{ } г/час.$$

Подставляя эти данные в уравнение (45), получим количество воздуха (в *кг/час*), минимально необходимое для вентиляции помещения, а именно:

$$G = \frac{M}{m_в - m_п} = \frac{24\,500}{3{,}0 - 0{,}75} = 10\,850 \text{ } кг/час .$$

Переходим к определению воздухообмена по избыточному теплу и влаге. Тепловыделение одного человека в спокойном состоянии (табл. XX приложения): явное — 70 *ккал/час* и скрытое — 30 *ккал/час*.

Общее тепловыделение в зал

$$Q_1 = (70 + 30)\,700 = 70\,000 \text{ } ккал/час .$$

За вычетом теплопотерь помещения, которые по заданию равны $Q_2 = 7\,000$ *ккал/час*, получим величину избыточного тепла:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2 = 70\,000 - 7\,000 = 63\,000 \text{ } ккал/час.$$

Влаговыделение одним человеком равно (XX приложения) 45 *г/час*, или 0,045 *кг/час*, а всеми присутствующими в зале:

$$d = 0{,}045 \cdot 700 = 31{,}5 \text{ } кг/час.$$

По заданию температура и влажность воздуха внутри помещения не должны превышать $t_в = 20°$ и $\varphi_в = 0{,}6$.

Принимаем для определения воздухообмена $t_в = 20°$, а относительную влажность $\varphi = 0{,}5$.

Выбранному состоянию воздуха (t=20° и φ=0,5) на J—d-диаграмме (рис. 85) соответствует точка A, определяющая собой теплосодержание воздуха J_A=9,4 *ккал/кг* и влагосодержание d_A=0,0076 *кг/кг*.

Начальному состоянию приточного воздуха ($t_п$=16° и $\varphi_п$=0,6) соответствует на диаграмме точка $Д$ (рис. 85), причем теплосодержание этого воздуха равно $J_Д$=8,0 *ккал/кг*, а влагосодержание $d_Д$=0,0069 *кг/кг*.

Таким образом, получили все данные для того, чтобы определить воздухообмен по теплу и влаге при помощи уравнения (45).

Воздухообмен по теплу:

$$G = \frac{M}{m_в - m_п} = \frac{Q_з}{J_A - J_Д} = \frac{63\,000}{9{,}4 - 8{,}0} \approx 45\,000 \text{ кг/час}$$

Воздухообмен по влаге:

$$G = \frac{M}{m_в - m_п} = \frac{d}{d_A - d_Д} = \frac{31{,}5}{0{,}0076 - 0{,}0069} \approx 45\,000 \text{ кг/час}$$

При температуре приточного воздуха 16° (γ_{16}=1,22 *кг/м*^{3}) это соответствует объему:

$$V = \frac{45\,000}{1{,}22} = 37\,000 \text{ м}^3\text{/час}.$$

В нашем случае воздухообмен по теплу и влаге получился одинаковым. К такому решению всегда и следует стремиться при одновременной борьбе с тепло- и влагоизбытками в помещении.

Вместе с тем полученная величина воздухообмена по теплу и влаге в 4 раза превышает минимально необходимое количество воздуха для борьбы с углекислотой (10 850 *кг/час*, или 8 900 *м*^{3}*/час*).

Поэтому часть воздуха, извлекаемого из зала, может быть в случае необходимости использована для подогрева приточного воздуха в холодное время года. В рассматриваемом примере можно без ухудшения эффекта вентиляции подавать в помещение лишь 8 900 *м*^{3}*/час* (для борьбы с углекислотой) свежего наружного воздуха, подмешивая к последнему значительную часть воздуха, извлекаемого из помещения. При этом необходимо лишь следить за тем, чтобы температура, влажность и объем приточного воздуха соответствовали заданию.

Подобный способ вентиляции с частичным возвратом (рециркуляцией) воздуха оправдывается экономическими соображениями и им часто пользуются на практике. Применение рециркуляции запрещается советским законодательством лишь в случае выделения в вентилируемых помещениях ядовитых паров и газов. В пыльных цехах рециркуляционный воздух должен быть предварительно очищен от пыли.

Глава V

ОБРАБОТКА ВОЗДУХА

§ 18. НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА

В системах воздушного отопления и вентиляции для нагревания воздуха перед подачей его в помещение применяются различные воздухонагреватели (калориферы).

В зависимости от вида теплоносителя они могут быть: огневые, паровые, водяные газовые и электрические. Воздухонагреватели чаще всего изготовляются из стали, хотя находят применение также приборы из цветных металлов (латунные, алюминиевые) и из чугуна, а огневые воздухонагреватели могут быть выложены из кирпича, применяемого для кладки обычных комнатных отопительных печей.

Воздухонагреватели могут быть гладкие (из стальных труб или радиаторов) и ребристые (из ребристых труб), а также особого типа и специальной конструкции — так называемые пластинчатые, навивные, лепестковые и др., имеющие сейчас наибольшее распространение.

С XIX в. и до наших дней русские инженеры и техники разработали большое число совершенно оригинальных конструкций воздухонагревателей, получивших распространение и в других странах.

В первой половине прошлого столетия в России и за рубежом широко применялись огневые калориферы системы генерала Н. А. Аммосова и арх. И. И. Свиязева. Калорифер конструкции проф. С. Б. Лукашевича (1880 г.) до сих пор считается наиболее совершенным типом огневых кирпичных воздухонагревателей для систем воздушного отопления и вентиляции.

Первые установки водяных чугунных калориферов были осуществлены в России еще в 1867 г. С этого времени пар и горячая вода как теплоносители для воздушного отопления и вентиляции начинают постепенно вытеснять огневые воздухонагреватели.

В годы Сталинских пятилеток, когда развитие всех отраслей советской техники получило огромный размах, промышленность начинает выпускать наши отечественные воздухонагреватели.

Современный тип воздухонагревателя (калорифера) (рис. 96) представляет собой снабженные ребрами или пластинами *1*

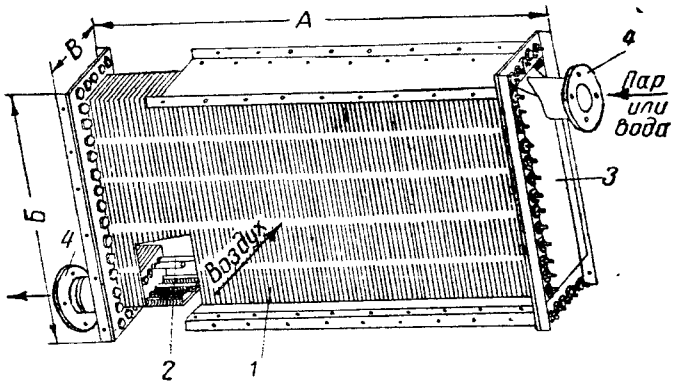


Рис. 96

пучки труб *2*, концы которых выведены под крышку *3*, снабженную фланцевым патрубком *4*.

Направление движения воздуха, проходящего между пластинами, и движения теплоносителя (воды или пара), проходящего внутри трубок прибора, указано на рис. 96 стрелками.

Наиболее распространенными в СССР являются пластинчатые стальные калориферы, изготовляемые по ГОСТ В-1814-42 трех моделей (малая *М*, средняя *С* и большая модель *Б*).

В виде иллюстрации на рис. 96 представлен общий вид такого калорифера модели *С*, а в табл. XXIII приложения даны конструктивные размеры этой модели.

Из табл. XXIII видно, что, несмотря на малые габаритные размеры, пластинчатые калориферы имеют весьма развитую поверхность нагрева. Они изготовляются из труб диаметром $\frac{1}{2}''$ с пластинками толщиной 0,8—1,1 *мм* и шагом пластинок 6—7 *мм*.

О разновидностях конструктивного выполнения современных отечественных воздухонагревателей можно судить по рис. 97, на котором показаны отдельные элементы пластинчатого калорифера (рис. 97,*а*), ленточно-навивного (рис. 97,*б*), ленточно-ребристого (рис. 97,*в*) и лепесткового (рис. 97,*г*).

Для достижения хорошего контакта между металлом трубы и металлом пластинок (лент) калориферы обычно подвергаются оцинковке, так как в противном случае коэфициент теплопередачи калорифера резко снижается .

В зависимости от требующейся степени подогрева воздуха воздухонагреватели устанавливаются параллельно (рис. 98, *а*)

или последовательно (рис. 98, *б*) — в направлении движения воздуха.

Например, пластинчатые калориферы, изготовляемые по ГОСТ В-1814-42, при установке в один ряд (рис. 98, *а*) могут в среднем подогревать воздух: модель М — на 20°, модель С — на 30° и модель Б — до 40°.

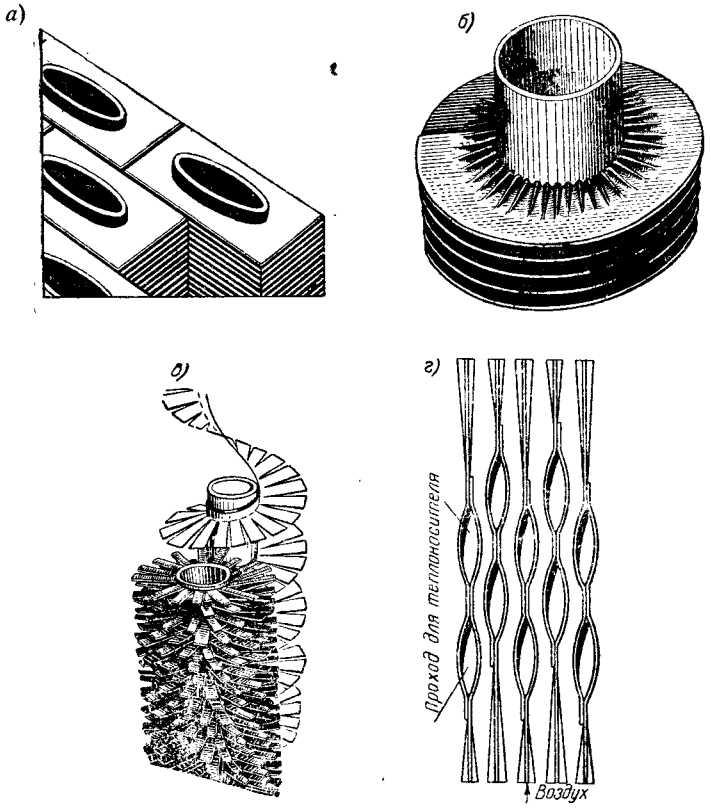


Рис. 97

При необходимости получить больший подогрев приборы устанавливают не параллельно, а последовательно (рис. 98, *б*).

Для регулирования температуры воздуха за воздухонагревателем всегда предусматривают возможность частичного пропуска воздуха мимо него, через обходный канал.

Коэфициент теплопередачи воздухонагревателя зависит от конструкции последнего, от вида теплоносителя и от так называемой «весовой скорости» движения воздуха в живом сечении прибора. Весовой скоростью называется произведение линейной скорости v *м/сек* на удельный вес γ *кг/м*^{3} нагреваемого воз-

духа. Таким образом, размерность весовой скорости будет *м/сек · кг/м³ = кг/м² сек.*

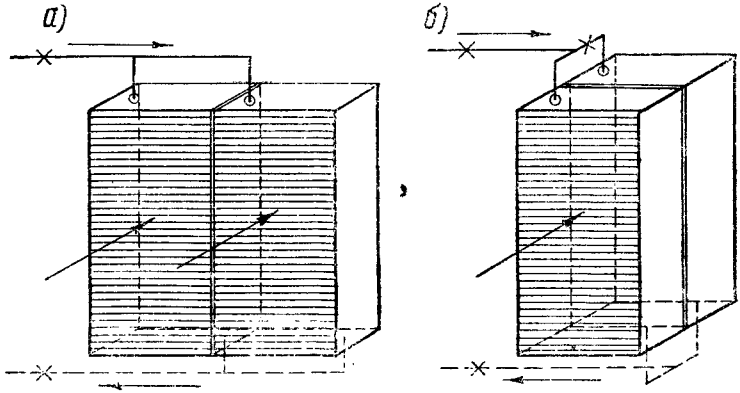


Рис. 98

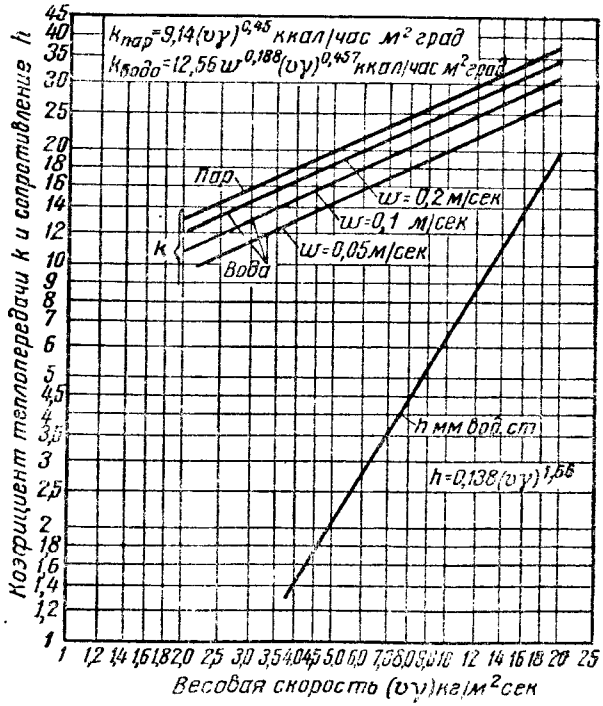


Рис. 99

Для определения коэфициента теплопередачи пользуются или соответствующими формулами, или графиком, образец которого для средней модели пластинчатого калорифера (ГОСТ В-1814-42) дан на рис. 99. На этом же рисунке выписаны в об-

щем виде и формулы, по которым можно определить коэфициент теплопередачи и сопротивление, преодолеваемое воздухом при проходе через калорифер модели С.

При подборе калориферов стремятся получить значение весовой скорости воздуха (v_γ) в пределах от 8 до 14 *кг/м² сек*, что дает наиболее экономичное решение.

Если теплоносителем служит горячая вода, то для определения коэфициента теплопередачи необходимо знать дополнительно скорость движения воды в трубках прибора, что легко сделать при помощи табл. XXIII приложения.

Требующаяся для установки общая поверхность нагрева воздухонагревателя определяется по уравнению (29) § 8, а именно:

$$F = \frac{Q}{k\,(t_{ср} - t_в)}\ м^2,$$

где Q—количество тепла, требующееся для нагревания воздуха, в *ккал/час;*

k—коэфициент теплопередачи в *ккал/час м² град;*

$t_{ср}$—средняя температура теплоносителя (пар или вода) в град.;

$t_в$—средняя температура воздуха, проходящего через нагреватель, в град.

Так как пластинчатые и вообще современные типы оребренных воздухонагревателей создают значительное сопротивление движущемуся через них воздуху, то они применяются только в системах воздушного отопления и вентиляции с механическим (вентиляторным) побуждением. При тепловом побуждении применяют лишь гладкотрубчатые паровые и водяные воздухонагреватели, обладающие значительно меньшим сопротивлением.

Пример. Система вентиляции должна обеспечить подачу в помещения 10 000 *м³/час* воздуха с температурой 16° при наружной температуре $t_н = -7°$. Требуется подобрать пластинчатый воздухонагреватель для нагревания забираемого снаружи воздуха. Теплоносителем может быть пар низкого давления. Определяем по J—d-диаграмме расход тепла на нагревание воздуха как разность теплосодержания этого воздуха после и до воздухонагревателя.

Теплосодержание воздуха до прибора (при $t_н = -7°$ и $\varphi_н = 70\%$) по диаграмме равно $J = -0{,}8$ *ккал/кг*. Так как при нагревании абсолютное влагосодержание воздуха не изменяется ($d = 0{,}0014$ *кг/кг*), то конечное теплосодержание воздуха после воздухонагревателя будет изображено на днаграмме точкой пересечения вертикальной линии $d = 0{,}0014$ и линии температуры $t = 16°$. Для этой точки $J_к = +4{,}7$ *ккал/кг* ($\varphi = 13\%$).

Следовательно, расход тепла на нагревание 1 *кг* воздуха от $t_н = -7°$ до $t_к = 16°$ будет равен:

$$q = J_к - J_н = 4{,}7 + 0{,}8 = 5{,}5\ ккал/кг.$$

Общий объем приточного воздуха при температуре 16° должен быть 10 000 *м³/час*. При этой температуре удельный вес воздуха $\gamma_{16} = 1{,}22$ *кг/м³*.

и общий вес приточного воздуха

$$G_{пр} = 10\,000 \cdot 1{,}22 = 12\,200 \text{ кг/час},$$

а расход тепла на нагрев этого количества воздуха:

$$Q = q\,G_{пр} = 5{,}51 \cdot 2\,200 = 67\,000 \text{ ккал/час}.$$

Это и есть расчетная тепловая нагрузка воздухонагревателя.

Переходя к подбору воздухонагревателя, задаемся ориентировочно весовой скоростью в его живом сечении $v\gamma = 12$ *кг/м² сек* и определяем, при какой площади живого сечения f *м²* получится в нашем случае эта весовая скорость:

$$f = \frac{G}{(v\gamma)\ 3\,600} = \frac{12\,200}{12 \cdot 3\,600} = 0{,}28 \text{ м}^2.$$

Из табл. XXIII приложения находим, что наиболее подходит для установки калорифер С-4 с площадью живого сечения $f_1 = 0{,}27$ *м²*.

Следовательно, фактическая весовая скорость будет равна:

$$(v\,\gamma) = \frac{G}{f_1 \cdot 3\,600} = \frac{12\,200}{0{,}27 \cdot 3\,600} = 12{,}5 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}.$$

По этой весовой скорости находим из графика рис. 99 коэфициент теплопередачи воздухонагревателя (при обогреве паром) $k = 32$ *ккал/м² час град*.

Так как при паре низкого давления средняя температура теплоносителя может быть принята $t_e = 102°$, а средняя температура подогреваемого воздуха равна

$$t_в = \frac{16 - 7}{2} = 4{,}5°,$$

то теплоотдача калорифера С-4, имеющего поверхность нагрева $F = 21{,}9$ *м²*, будет равна [по уравнению (29) § 8]:

$$Q_к = k\,F\,(t_{ср} - t_в) = 31 \cdot 21{,}9\,(102 - 4{,}5) = 66\,000 \text{ ккал час}$$

вместо требующейся подсчитанной ранее теплоотдачи $Q = 67\,000$ *ккал/час*.

Практически такая неувязка вполне допустима, если есть уверенность, что калорифер полностью отвечает ГОСТ В 1814-42. При отсутствии уверенности в доброкачественности калорифера лучше принять к установке два калорифера модели С-2 общей поверхностью нагрева $F = 12{,}1 \cdot 2 = 24{,}2$ *м²*.

При таком варианте имеем: площадь живого сечения для прохода воздуха параллельно через оба калорифера $f = 0{,}3$ *м²*, весовая скорость $(v\,\gamma) = 11{,}3$ *кг/м² сек*, коэфициент теплопередачи $k = 29$ *ккал/час м² град* и теплоотдачу калорифера $Q = 29 \cdot 24{,}2\ (102 - 4{,}5) = 68\,000$ *ккал/час*, т. е. на 1 000 *ккал/час* больше требуемой.

Из графика рис. 99 находим, что сопротивление воздухонагревателя С-2 при $v\gamma = 11{,}3$ *кг/м² сек* будет равно 7 *кг/м²*.

Размеры обходного канала у воздухонагревателя для регулирования конечной температуры воздуха принимают из конструктивных соображений, стремясь к тому, чтобы сечение этого канала составляло 20% от живого сечения калорифера.

В нашем случае при параллельной установке двух нагревателей модели С-2 максимальная площадь обходного канала может быть $0{,}3 \times 0{,}2 = 0{,}06$ *м²*. Габаритные размеры принятых калориферов указаны в табл. XXIII приложения.

§ 19. УВЛАЖНЕНИЕ, ОСУШКА И ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

Увлажнение воздуха в целях получения наиболее благоприятных условий труда, а во многих случаях и для получения хорошего качества промышленных товаров и изделий может производиться следующими основными способами:

1) непосредственной добавкой пара к воздуху в процессе его обработки в приточной камере;

2) разбрызгиванием воды в производственном помещении, требующем повышенной влажности;

3) разбрызгиванием воды в специальном «промывном» отделении приточной камеры или путем установки в этой камере особых фильтров, непрерывно орошаемых водой.

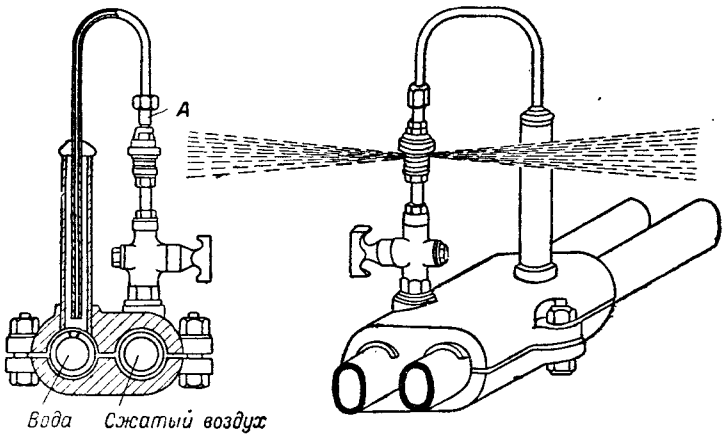


Рис. 100

В установках дореволюционного периода увлажнение воздуха обычно осуществлялось или путем разбрызгивания воды непосредственно в производственном помещении, или же путем установки плоских, наполненных водой открытых сосудов, размещавшихся в приточной камере по пути движения воздуха. Последний способ был отвергнут советской вентиляционной техникой как не удовлетворяющий экономическим и санитарно-гигиеническим требованиям: вода в плоских сосудах быстро загрязнялась и, кроме того, для увлажнения воздуха требовалась слишком большая поверхность испарения.

Увлажнение воздуха путем разбрызгивания воды непосредственно в помещении осуществляется при помощи приборов, работающих по принципу обычного пульверизатора, т. е. вода подсасывается к форсунке и разбрызгивается затем в виде тумана при помощи струи сжатого воздуха.

На рис. 100 показаны в виде примера общий вид и разрез местного доувлажнительного аппарата системы Зимина и Зотикова, получившего значительное распространение в СССР. Основным элементом аппарата является форсунка *А*, к которой подведен снизу сжатый воздух (2—2,5 *ати*), а сверху — сифонная трубка, сообщающаяся с трубой, подводящей воду. Нор-

мальная производительность каждой форсунки 2—3 *л/час* воды при расходе сжатого воздуха до 4,5 *м³/час*.

Форсунки устанавливаются под потолком помещения, и распыливаемая ими вода успевает испариться, еще не достигнув пола помещения.

Если при этом температура разбрызгиваемой воды ниже температуры помещения, то тепло для испарения воды поглощается из воздуха, что в свою очередь способствует понижению температуры в помещении.

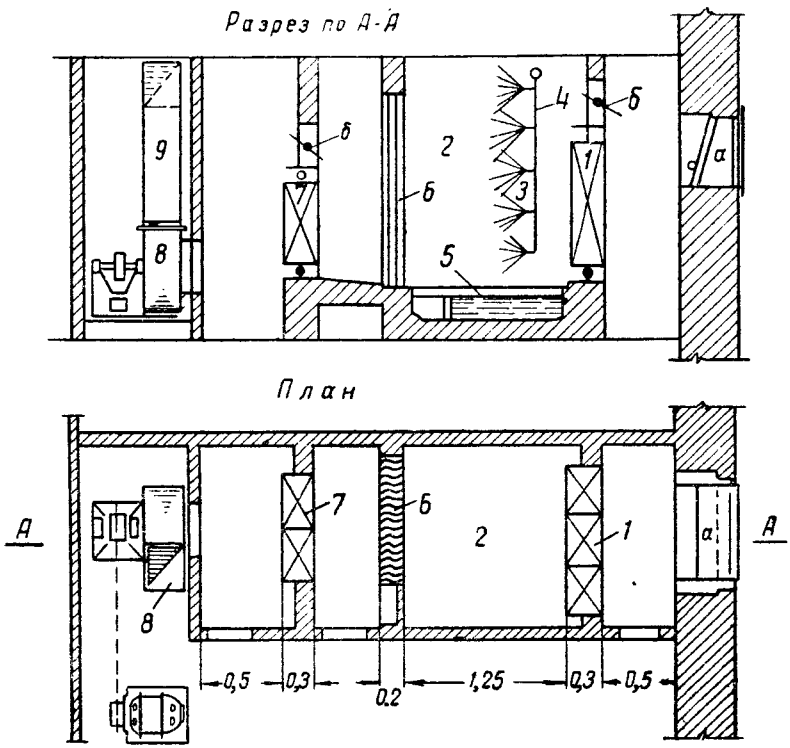


Рис. 101

Увлажнение воздуха путем непосредственного добавления в него пара также применяется в современных промышленных увлажнительно-вентиляционных установках, но лишь в тех случаях, когда пар, вводимый в воздух, не имеет какого-либо запаха или примеси масла. Во избежание шума и для лучшего перемешивания с воздухом пар обычно подается через воронку, заполненную галькой. Понятно, что такой способ увлажнения не влечет за собой охлаждения увлажняемого воздуха, а, наоборот, повышает его температуру (на 1—1,5°), хотя практически этим можно пренебречь.

Наиболее широкое распространение в современной технике вентиляции гражданских и промышленных зданий получил способ центрального увлажнения воздуха с разбрызгиванием воды в специальном отделении приточной камеры.

На рис. 101 показан схематический разрез камеры с увлажнительным отделением. Забираемый через отверстие *а* наружный воздух после подогрева в воздухонагревателе *1* поступает в увлажнительное отделение *2*, в котором вода разбрызгивается форсунками *3*, размещенными на трубопроводе *4*. Часть воды при этом испаряется (от 1 до 6%), а остальная вода стекает в поддон *5*, откуда вновь подается насосом к форсункам *3*.

После промывки и увлажнения воздух проходит через каплеотделитель *6*, где освобождается от взвешенных в нем частиц воды и направляется при помощи вентилятора *8* по каналу *9* в вентилируемые помещения.

Во многих случаях за каплеотделителем устанавливается второй воздухонагреватель *7* для дополнительного подогрева воздуха после промывки и увлажнения. Над калориферами предусмотрены обходные каналы *б* для регулирования температуры воздуха.

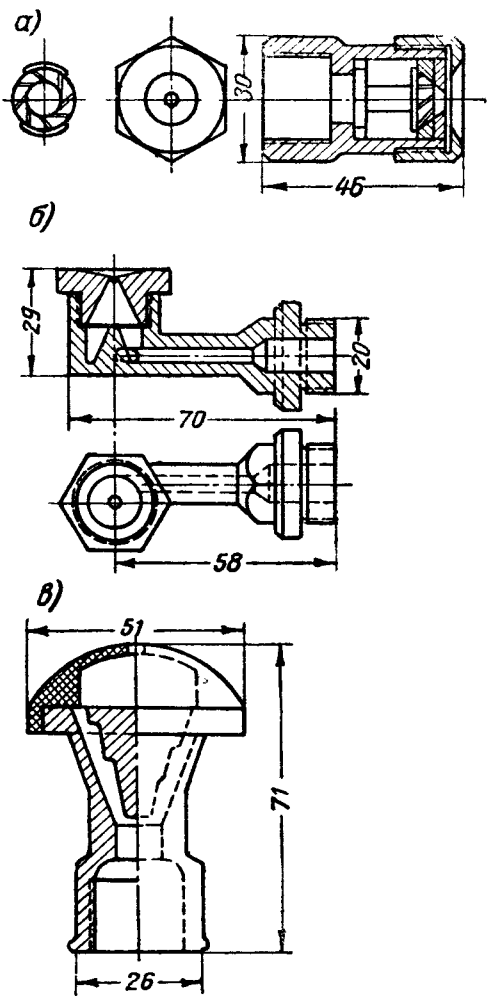


Рис. 102

Конструкция форсунок для разбрызгивания воды может быть различной, но принцип действия почти каждой из них основан на том, что перед выходом из отверстия форсунки вода получает вращательное движение и под действием давления и возникающей при вращении центробежной силы распыляется на мелкие капли. На рис. 102,*а* показана форсунка системы Н. М. Григорьева. При этой конструкции вращательное движение воды дости-

гается благодаря наличию косых канавок на головке грибка у выходного отверстия.

На рис. 102,*б* показана форсунка, в которой вращательное движение достигается эксцентричным подводом воды во внутреннюю полость форсунки и наличием здесь конусного элемента, а на рис. 102,*в*—форсунка, в которой винтовой нарезкой снабжен опрокинутый конусный вкладыш полости и головки. Выходное отверстие в форсунках может быть диаметром от 1,5 до 6 *мм* в зависимости от требуемого измельчения и расхода разбрызгиваемой воды, которая обычно подается к форсункам с давлением от 0,5 до 5 *ати*.

Характеристика работы форсунок различных конструкций определяется лабораторными испытаниями и дается в соответствующих справочниках.

Для целей увлажнения воздуха всегда желательно получить мелкое разбрызгивание воды, что обеспечивается форсунками с диаметром выходного отверстия до 3 *мм* при давлении воды у входа в форсунку до 3 *ати* и более.

Форсунки устанавливаются в поперечном сечении камеры в шахматном порядке. Число форсунок определяется расчетом и может достигать 20—30 шт. на 1 $м^2$ поперечного сечения камеры. Производительность форсунки зависит от ее типа, от диаметра выходного отверстия и от давления, при котором разбрызгивается вода.

Разбрызгивание воды осуществляется различно: по движению воздуха (см. рис. 101), против движения воздуха и комбинированным способом с установкой в некоторых случаях весьма значительного числа форсунок в несколько рядов.

Количество разбрызгиваемой воды зависит от требуемого эффекта увлажнения. Расход воды может колебаться от 0,4 до 2,5 *кг* на каждый килограмм увлажняемого воздуха.

Считают желательным, чтобы обрабатываемый воздух находился в контакте с водой не менее 0,3 сек, при скорости его движения в среднем 3,0 *м/сек*. По этим данным и по объему обрабатываемого воздуха легко определить габаритные размеры промывного отделения камеры.

Каплеотделитель, обозначенный на рис. 101 цифрой *6*, выполняется из кровельной стали с зигзагообразными узкими вертикальными проходами для воздуха, как это показано, например, на рис. 103. Механически взвешенные в воздухе капельки воды ударяются при поворотах о стенки каплеотделителя и стекают вниз.

Увлажнение воздуха может производиться без подогрева и с подогревом разбрызгиваемой воды.

В первом случае, т. е. при отсутствии подогрева и при рециркуляции разбрызгиваемой воды последняя через короткий промежуток времени приобретает постоянную температуру, со-

ответствующую температуре мокрого термометра для воздуха, проходящего через камеру.

В приточной камере может производиться не только нагрев и увлажнение воздуха, но и обратный процесс, а именно, охлаждение и осушка воздуха, что может потребоваться для создания наиболее благоприятных условий труда в летнее время года.

Действительно, если вместо пара или горячей воды мы будем питать воздухонагреватель водой, температура которой ниже температуры приточного воздуха, то воздухонагреватель превратится в воздухоохладитель.

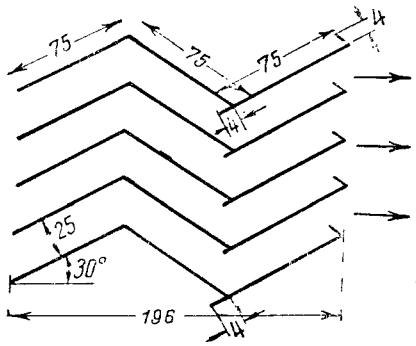


Рис. 103

Практически температура воды принимается не ниже 4°, а во многих случаях калорифер питается обычной водопроводной или артезианской водой с летней температурой от 12 до 16°. При таких условиях охлаждающий эффект получается весьма незначительным и снижение температуры воздуха ограничивается пределами в 2—3°.

Значительно лучших результатов можно достигнуть применением так называемого «мокрого» способа охлаждения и осушки воздуха путем интенсивной промывки его водой соответствующей температуры.

Вместо разбрызгивания воды часто прибегают к установке «мокрых» фильтров. Фильтры устраиваются из слоя орошаемых водой медных или фарфоровых колец-цилиндриков (диаметром и высотой 10—15 *мм*), которые, будучи набросаны на сетку, образуют лабиринтные проходы для воздуха по пути его движения в приточной камере.

Орошаемые фильтры одновременно служат не только для увлажнения или осушки и охлаждения воздуха, но также и для очистки воздуха от пыли, а потому подробнее рассматриваются в следующем параграфе.

§ 20. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

В вентиляционной технике применяются весьма различные способы очистки воздуха от пыли в зависимости от вида, количества и физических свойств этой пыли, а также от целевого назначения процесса очистки.

Так, например, пыль, содержащаяся в наружном воздухе, не представляет сама по себе никакой ценности, и единствен-

ной целью улавливания этой пыли является стремление обеспечить надлежащую чистоту воздушной среды в закрытом помещении. С другой стороны, такая пыль, как сахарная пудра на сахарном заводе или мельчайшего помола мука на мельницах и хлебозаводах, или пыль различного рода красок на заводах, изготовляющих эти краски, является весьма ценным продуктом. Очистка воздуха от такого рода пыли преследует цель не только оздоровления воздушной среды в помещении, но и возможность дальнейшего использования уловленной из воздуха пыли по прямому ее назначению. Поэтому при борьбе с пылью, не представляющей ценности, применяют все без исключения способы очистки воздуха, дающие наиболее полный эффект, в то время как при улавливании ценной пыли применяют лишь те способы, которые не ухудшают качества этой пыли как продукта производства. Например, на ультрамариновых заводах с успехом применяется такой способ очистки воздуха от мельчайшей пыли ультрамариновой краски, при котором эта пыль растворяется в воде с последующей утилизацией подкрашенной воды в процессе производства. Очевидно, что этот способ совершенно непригоден для улавливания мучной пыли на мельницах и хлебозаводах.

Рассмотрим основные способы очистки наружного воздуха от пыли, применяемые в приточных системах вентиляции. Эта пыль может быть неорганического и органического происхождения, преимущественно мелкая (размерами до 10 μ). Для ее удаления из наружного воздуха, забираемого для подачи в вентилируемые помещения, применяют чаще всего так называемые масляные фильтры, а также сухие матерчатые фильтры, бумажные фильтры и фильтры наполнительные, орошаемые водой.

Масляные фильтры собираются из стандартных ячеек размером в плане 500×500 *мм* и высотой 75—100 *мм* (рис. 104, *б*). Плоская стальная коробка каждой ячейки фильтра снабжена с двух сторон металлическими сетками, между которыми беспорядочно набросаны стеклянные, фарфоровые или цветного металла цилиндрики-кольца (высотой и наружным диаметром 10—15 *мм*).

Зарядка фильтра производится путем опускания каждой его ячейки в масляную ванну, а периодическая очистка — опусканием в теплый содовый раствор. Масло для таких фильтров должно быть вязким, температуроустойчивым и без запаха. Этим условиям удовлетворяют некоторые сорта парфюмерного масла, а также веретенное масло, применяемое в текстильной промышленности.

Ячейки фильтра устанавливаются в вертикальной плоскости или в несколько горизонтальных рядов (рис. 104,*б*) по пути движения приточного воздуха. Соприкасаясь с сильно развитой масляной поверхностью фильтрующего слоя, воздух оставляет на этой поверхности мельчайшие частицы пыли.

Пропускная способность (производительность) 1 $м^2$ лобовой поверхности этого фильтра (поверхность четырех ячеек) — от 4 000 до 6 000 $м^3/час$, а коэфициент очистки воздуха от пыли доходит до 95%[1]. Сопротивление слоя фильтра равно 8 — 10 $кг/м^2$.

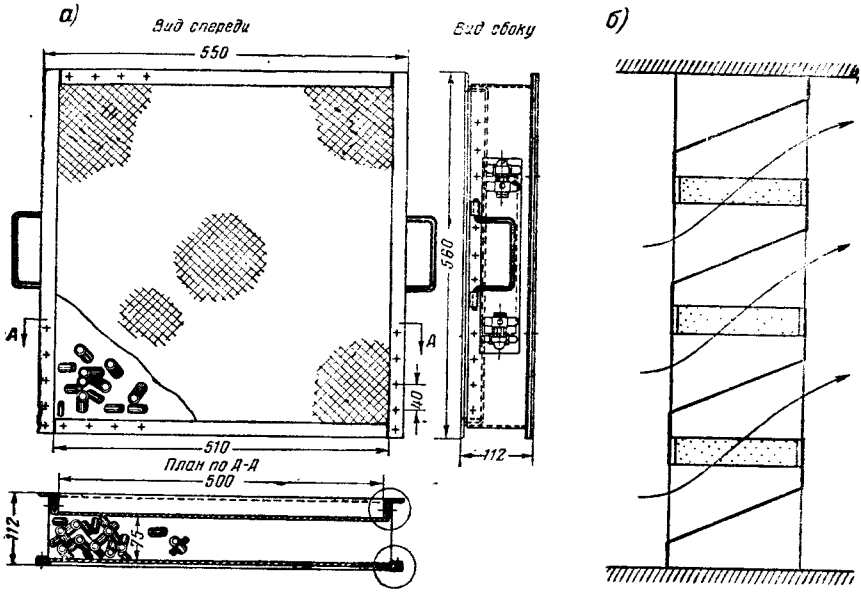


Рис. 104

Если этот фильтр применять не как масляный, а орошать водой, то его пропускная способность снижается до 2 000 $м^3/час\ м^2$, а коэфициент очистки равен 80%.

При орошаемых водой фильтрах применяют также в качестве фильтрующего материала кокс, шлак и щебенку или гальку. При толщине таких фильтров до 200 *мм* их пропускная способность принимается около 1 000 $м^3/час\ м^2$ (коэфициент очистки 60%, сопротивление до 2 $кг/м^2$).

Достаточно хорошую очистку воздуха от уличной пыли (60—80%) можно получить при матерчатых проходных фильтрах из миткаля, бумазеи, ворсистой бязи, шерстянки и т. п. В этих фильтрах воздух проходит непосредственно через ткань, которая натягивается на специальные рамки различных размеров и конструкции. Однако хорошая очистка в этих фильтрах достигается при очень небольшой их нагрузке (до 150 $м^3/час\ м^2$),

[1] Коэфициентом очистки называется выраженное в процентах отношение $\frac{P_н - P_к}{P_н} 100$ (%), где $P_н$—начальное, а $P_к$—конечное весовое содержание пыли в воздухе

что требует весьма значительной поверхности фильтра. Сопротивление матерчатого фильтра при указанной нагрузке колеблется от 1 до 2 *мм* вод. ст. Хорошую очистку воздуха от пыли дают бумажные фильтры (конструкции МИОТ и ЛИОТ).

Очистка от пыли воздуха, удаляемого из производственных помещений, осложняется тем, что концентрация пыли, содержащейся в этом воздухе, во много раз больше, чем в наружном воздухе, и, кроме того, состав самой пыли как в отношении размеров отдельных ее частиц, так и ее физических свойств может быть самым разнообразным. Поэтому выбор наиболее эффективного способа очистки запыленного воздуха во многих случаях зависит от местных условий и от тех требований, которые предъявляются к очищаемому воздуху или к улавливаемой из воздуха пыли, представляющей иногда весьма ценный продукт производства.

В частности, наиболее тщательной очистке должен подвергаться воздух, используемый для рециркуляции, т. е. для возврата в вентилируемое помещение. В этом случае очищенный воздух не должен содержать более 30% от максимально допустимой концентрации пыли в рабочей зоне помещения.

Такая степень очистки может быть достигнута лишь при последовательном применении двух, а иногда и трех различных способов очистки, последним из которых чаще всего является какой-либо из рассмотренных выше типов фильтров, применяемых для улавливания пыли из наружного воздуха.

Средняя степень очистки, при которой очищенный воздух может содержать еще значительное количество пыли (размерами меньше 100 μ), допустима обычно для воздуха, выбрасываемого в атмосферу.

Низшая (грубая) степень очистки характеризуется тем, что после этой очистки в воздухе еще может содержаться пыль размерами более 100 μ, как, например, при установках пневматического транспорта на деревообделочных заводах, табачных фабриках и тому подобных предприятиях.

Грубая, а во многих случаях и средняя очистка воздуха от пыли может осуществляться при помощи пылеосадочной камеры, водяной ямы, циклона, инерционного пылеотделителя и других, реже встречающихся устройств.

Принцип действия пылеосадочной камеры основан на том, что при незначительных скоростях движения воздуха крупные частицы пыли под влиянием силы тяжести выпадают на дно камеры. Однако в простейшем своем виде (рис. 105, *а*) камера получается весьма значительных размеров даже при грубой очистке воздуха. Для более эффективной работы и в целях уменьшения габаритов целесообразно дополнять пылеосадочную камеру наклонными полками (рис. 105, *б*) с периодической очисткой полок от пыли. В этом случае уменьшение длины камеры будет пропорционально числу полок.

На рис. 105,*в* представлена (в плане) предложенная В. В. Батуриным пылеосадочная камера лабиринтного типа, показавшая при испытании достаточно высокий коэфициент очистки воздуха от пыли.

Камера разделена поперечными перегородками, вызывающими завихрения, направление которых способствует выпадению из воздуха не только крупной, но даже средней и частично мелкой пыли. Испытания этой камеры на пыли от пескоструйных аппаратов показали, что коэфициент очистки воздуха превышает 85%, в то время как в пылеосадочных полочных камерах (рис. 105,*б*) этот коэфициент редко достигает 80%.

Производительность пылеосадочных камер (рис. 105, *б* и *в*) обычно принимается не более 400 *м*³/*час* на 1 *м*² ее поперечного сечения. При этом сопротивление камеры колеблется от 2 до 3 *кг*/*м*².

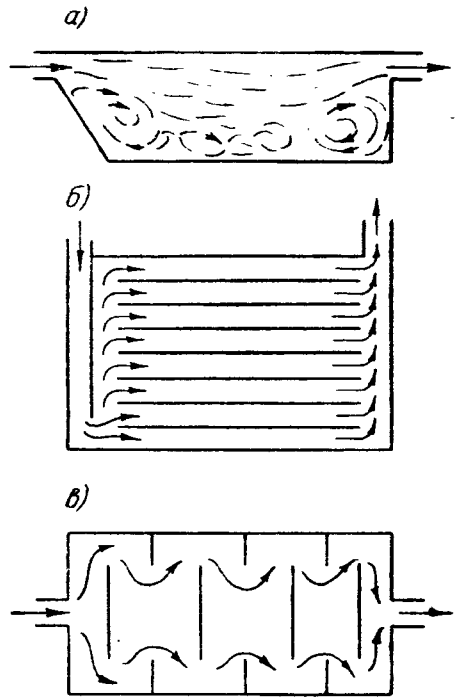


Рис. 105

Пылеосадочные камеры целесообразно применять лишь для очистки сильно запыленного воздуха (более 200 *мг*/*м*³) и при крупных фракциях тяжелой пыли.

Отделение от воздуха тяжелой минеральной пыли достаточно эффективно может быть достигнуто в так называемой водяной яме. Как видно из рис. 106, при этом способе очистки поток запрязненного воздуха делает резкий поворот на 180°, и под действием сил инерции частицы

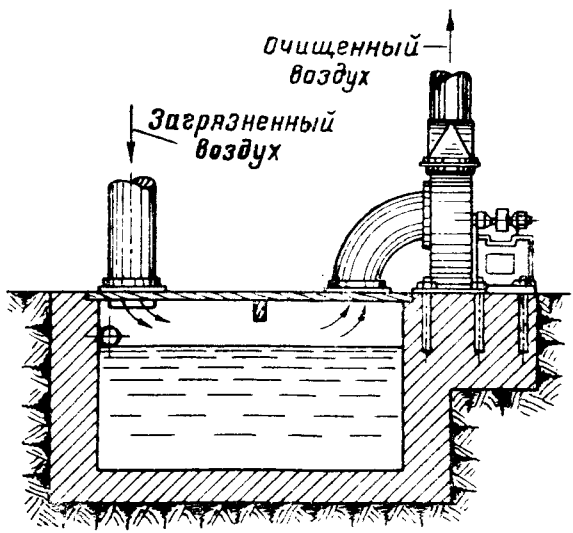


Рис. 106

пыли ударяются о воду, оседая в последней. Для улавливания более мелких фракций пыли в водяной яме применяют также дополнительное разбрызгивание воды через дырчатые трубы, расположенные у перегородки ямы.

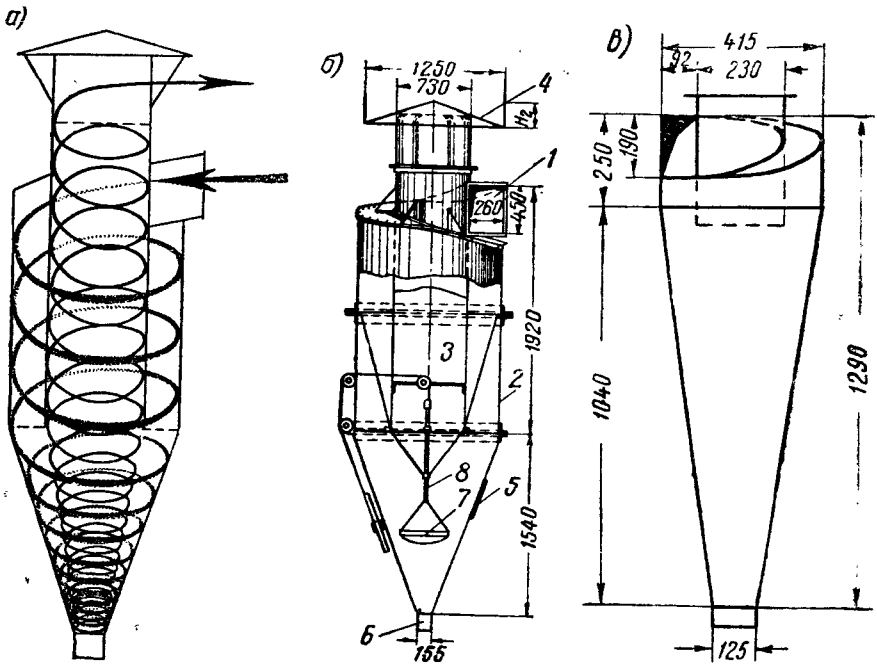


Рис. 107

Широкое распространение в промышленных установках имеют центробежные пылеотделители — циклоны (рис. 107), которые могут быть весьма различными по конструкции и размерам и используются для грубой очистки воздуха от производственной пыли. При этом в качестве второй ступени очистки могут применяться циклоны с водяной пленкой (ЛИОТ, ВТИ). Они применяются также для очистки воздуха от угольной пыли.

На рис. 107, *а* дана схема движения воздуха в циклоне, из которой видно, что, двигаясь по касательной к наружному кожуху циклона, воздушный поток опускается по спирали вниз, а затем поступает во внутреннюю трубу и восходящим спиральным потоком удаляется из циклона. Пыль, собирающаяся в процессе вращательного движения у стенок кожуха циклона, постепенно оседает в нижней конусообразной его части, откуда периодически или непрерывно удаляется через нижнее отверстие.

Циклоны могут быть с сильно развитой цилиндрической частью и укороченным конусом или, наоборот, с сильно развитой

конической и очень короткой цилиндрической частью. К первой группе циклонов относятся широко распространенные у нас цилиндрические циклоны ЛИОТ (Ленинградского института охраны труда, рис. 107,*б*), а ко второй группе — конические циклоны ОМЭИ (Одесского института инженеров мукомольной промышленности и элеваторного хозяйства имени И. В. Сталина, рис. 107,*в*), получившие в настоящее время значительное распространение в мукомольной промышленности.

В циклоне ЛИОТ (рис. 107, б) запыленный воздух входит через патрубок *1* в кольцевое пространство между наружным цилиндром *2* и выхлопной трубой *3*, где продолжает свое движение вниз по спирали и затем удаляется наружу через трубу *3*, снабженную колпаком *4*. Пыль скапливается в конусе циклона *5*, откуда удаляется через патрубок *6*. Во внутренней полости конусной части циклона находится дополнительная конструктивная деталь *7* (в виде опрокинутого конуса), закрепленная на подвижном стержне *8* и служащая для регулирования давления внутри циклона. Циклоны ЛИОТ изготовляются из стали диаметром от 550 (наружная цилиндрическая часть) до 1 900 *мм* и рассчитываются на производительность соответственно от 1 000 до 18 000 *м*^{3}/*час*. Практически коэфициент очистки циклонами ЛИОТ колеблется в пределах 0,7—0,9, а сопротивление циклона 30—40 *кг*/*м*^{2}.

На рис. 107, *б* в виде примера даны основные размеры циклона ЛИОТ № 5 нормальной производительностью от 5 000 до 7 500 *м*^{3}/*час*. Вес этого циклона 330 *кг*.

Конические циклоны ОМЭИ (рис. 107, *в*), подвергавшиеся в 1949 г. лабораторному испытанию параллельно с циклонами ЛИОТ в одном из московских научно-исследовательских институтов (ВНИИЗ), дали на различных сортах пыли несколько больший коэфициент очистки воздуха при меньшей потере давления. Циклоны ОМЭИ изготовляются на производительность от 300 до 1 800 *м*^{3}/*час* и отличаются от циклонов ЛИОТ меньшими габаритными размерами и меньшим весом.

Установка вместо одного циклона ЛИОТ нескольких параллельно работающих циклонов ОМЭИ («групповые циклоны ОМЭИ») существенно увеличивает степень очистки запыленного воздуха. На рис. 107, *в* даны основные размеры циклона ОМЭИ производительностью 90 *м*^{3}/*час*.

Весьма оригинальным по идее и конструктивному оформлению является так называемый инерционный пылеотделитель, изображенный на рис. 108.

Этот пылеотделитель состоит из комплекта конических колец *1* (рис. 108, *а*), постепенно уменьшающихся в диаметре по направлению движения воздуха. Принцип работы инерционного пылеотделителя основан на том, что содержащаяся в воздухе пыль при ударе о наклонные стенки отбрасывается к центру

пылеотделителя и отводится в бункер через трубу 2, в то время как до 95% объема воздуха, входящего в пылеотделитель, отводится наружу через щели между коническими кольцами, которые укреплены к ребрам жесткости 3.

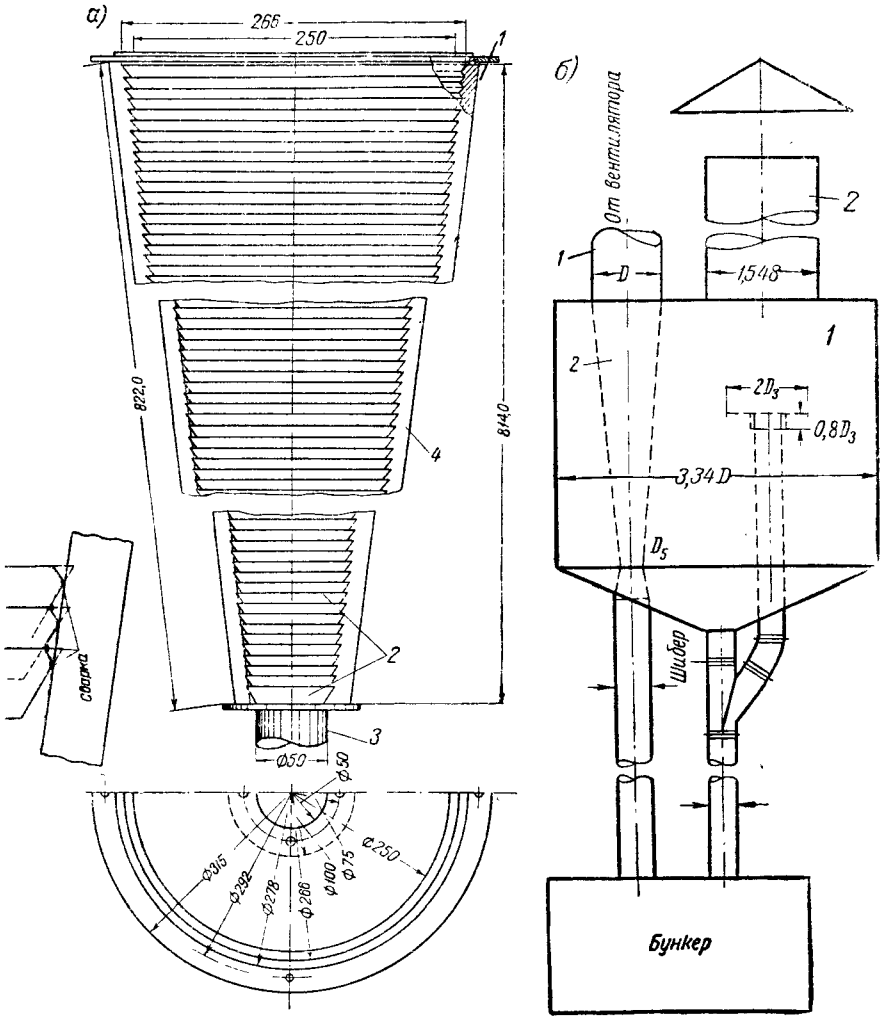


Рис. 108

Скорость движения воздуха, подводимого к широкому торцевому отверстию пылеотделителя, принимается в пределах от 15 до 30 *м/сек*, вследствие чего габариты инерционного пылеотделителя получаются незначительными.

Коэфициент очистки может достигать при некоторых сортах пыли до 95%. Коэфициент местного сопротивления, отнесенный к входной скорости, равен в среднем 1,8.

Для организованного отведения воздуха из пылеотделителя в атмосферу последний устанавливается в специальном цилиндрическом кожухе *1*, снабженном выхлопной трубой *2*, как это показано на рис. 108, *б*. Инерционные пылеотделители изготовляются длиной от 166 *мм* при диаметре входа 62 *мм* до 1 128 *мм* при диаметре входа 370 *мм* и производительностью соответственно от 150 до 10 000 *м³/час*. В частности, пылеотделитель, представленный на рис. 108,*а*, может давать производительность от 2 500 до 5 000 *м³/час* при достаточно хорошей (грубой) степени очистки воздуха от пыли.

Для средней очистки сильно запыленного воздуха с успехом применяются различного рода матерчатые фильтры, например, «рукавные» (рис. 109). В фильтре этого типа запыленный воздух вводится через канал *1* в верхнюю часть бункера *2*, из которого попадает в матерчатые рукава *3*, оставляя пыль на внутренней поверхности этих рукавов.

Для периодической очистки рукавов от пыли предусмотрен специальный встряхивающий фильтры механизм *4*. Пыль, выпадающая в нижнюю часть бункера, отводится из последнего ручным или механическим способом (например, при помощи шнека). Удаление прошедшего через фильтр воздуха происходит через канал *5*.

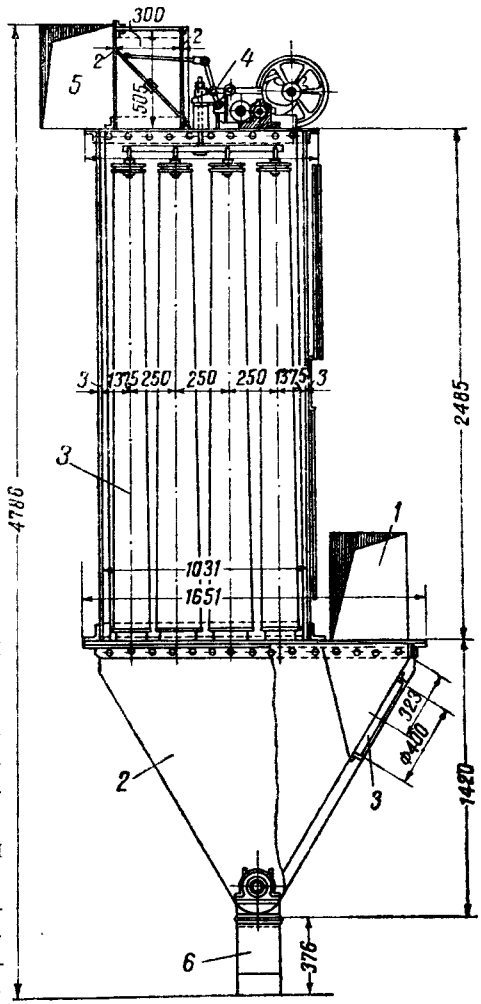


Рис. 109

Бункер обычно располагается под полом того помещения, в котором установлены фильтры. Высота фильтров над

полом помещения — около 3,0 *м*. Габаритная ширина и длина фильтра в плане может достигать 2×3 *м* в зависимости от числа рукавов и общей фильтрующей поверхности материи. Нормальная нагрузка на 1 $м^2$ фильтрующей поверхности для рукавных фильтров колеблется от 150 до 200 $м^3/час$, чему соответствует сопротивление от 30 до 70 *мм* вод. ст. Общая поверхность рукавов во всасывающих фильтрах может достигать 57 $м^2$, а в нагревательных до 150 $м^2$.

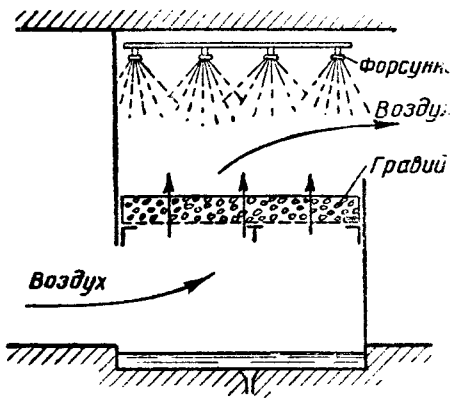


Рис. 110

Эти фильтры при благоприятных условиях эксплоатации могут задерживать до 99% от веса всей пыли, содержащейся в очищаемом воздухе.

Для средней и тонкой очистки запыленного воздуха применяется также гравийный орошаемый водой фильтр (рис. 110), дающий хороший эффект при работе с нагрузкой до 1 500 $м^3/час$ воздуха на 1 $м^2$ лобовой поверхности фильтра. Гравий загружается слоем толщиной до 120—200 *мм* в плоские ящики с сетчатым дном или просто на металлическую сетку, расположенную в горизонтальной плоскости по пути движения запыленного воздуха. Однако после этого фильтра очищенный воздух обычно приобретает повышенную влажность, что необходимо учитывать при использовании воздуха для рециркуляции. Принцип работы орошаемого гравийного фильтра ясен из рис. 110.

При наличии в производственных помещениях одиночных станков или машин, работа которых сопровождается выделением пыли, часто целесообразна установка индивидуального устройства для очистки запыленного воздуха, отсасываемого в месте образования этой пыли. Примером такого устройства может служить индивидуальный обеспыливающий агрегат МИОТ (Московского института охраны труда), представленный схематично на рис. 111. Агрегат состоит из вентилятора *1* на одной оси с мотором *2* мощностью 0,5 *квт* и комплекта фильтров, расположенных внутри цилиндрического кожуха *3*. Запыленный воздух всасывается вентилятором через гибкий рукав *4* в кольцевое пространство между кожухом *3* и цилиндрическим патрубком *5*, где происходит отделение до 80% наиболее крупной пыли. Остальная пыль почти полностью улавливается дырчатым фильтром *6* и расположенным над ним масля-

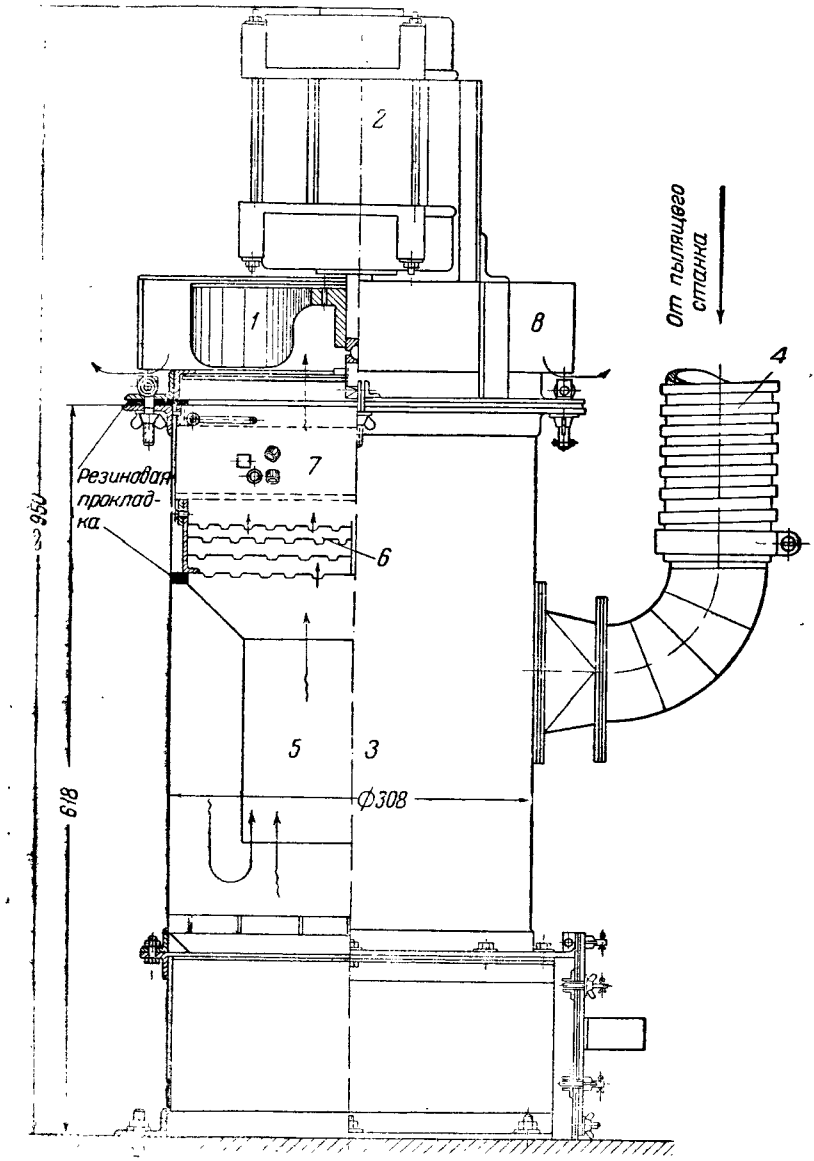


Рис. 111

ным фильтром 7. Очищенный воздух выбрасывается непосредственно в рабочее помещение через кольцевую щель у кожуха 8 вентилятора.

Производительность агрегата МИОТ около 500 *м³/час* воздуха.

Весьма высокой эффективностью очистки воздуха от пыли отличается работа электрического фильтра, который находит применение для улавливания мельчайшей пыли из воздуха или газа с температурой до 300°. Принципиальная схема электрофильтра дана на рис. 112.

Внутри кожуха *1*, по которому проходит обрабатываемый воздух, расположен электрод *2*, находящийся под напряжением 40—100 тыс. *в*. Так как кожух *1* заземлен, то в соответствии с направлением движения электрического тока частицы пыли интенсивно оседают на внутренней поверхности заземленного кожуха и по мере накапливания падают вниз.

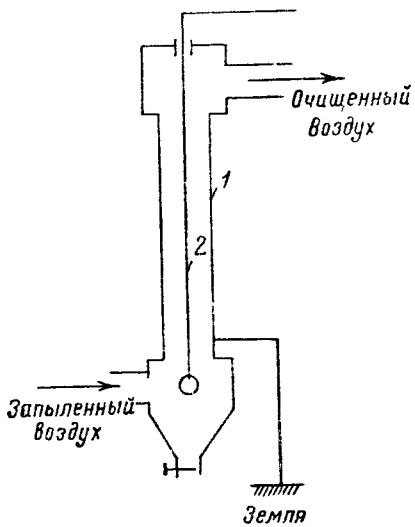


Рис. 112

При выборе способа очистки воздуха от пыли всегда необходимо учитывать эксплоатационную стоимость обеспыливающего оборудования, которая может оказать значительное влияние на стоимость выпускаемой продукции.

В табл. 7 указана ориентировочная стоимость различных способов очистки от пыли 1 000 *м³/час* воздуха по данным, приведенным В. В. Кучеруком[1].

В заключение этого краткого обзора различных способов очистки запыленного воздуха необходимо отметить громадную работу, выполненную в годы Сталинских пятилеток советскими специалистами для развития теоретических основ и практических приемов техники борьбы с промышленной пылью.

Наиболее радикальные изменения в конструкции и теории расчета получили в СССР пылеотделители центробежного типа. Циклоны советских конструкций нашли практическое применение уже в 1927 г. и непрерывно совершенствуются до настоящего времени.

С 1930 г. широко развернулась научно-исследовательская работа по выявлению наиболее эффективных принципов пылеочистки, которая привела к созданию оригинальных конструк-

[1] В. В. Кучерук, Вентиляция промышленных предприятий, Стройиздат, 1948.

ций циклонов ЛИОТ (см. рис. 107, *б*), циклонов системы П. Н. Смухнина, системы П. А. Коузова и других новаторов в области пылеочистки.

Еще до Великой Отечественной войны коллектив сотрудников Института мукомольной промышленности и элеваторного хозяйства имени И. В. Сталина выдвинул совершенно новую теорию работы циклонов конического типа и обосновал целесообразность применения так называемых групповых циклонов.

Таблица 7

Стоимость (в коп.) очистки 1 000 *м³ час* воздуха от пыли (по данным В. В. Кучерука)

Способ очистки воздуха	Стоимость очистки 1 000 *м³ час* в коп
Пылеосадочная камера	1,6 — 1,8
Циклон	0,6 — 3,0
Инерционный пылеотделитель	0,5 — 1,5
Рукавный фильтр	2,5 — 5,0
Гравийный орошаемый водой фильтр	2,0 — 3,5
Масляный (с кольцами) фильтр	1,0 — 1,5
Фильтр индивидуальных обеспыливающих агрегатов	1,0 — 1,5
Электрофильтр	4,0 — 7,0

Во время Отечественной войны Л. С. Клячко впервые дал научно-теоретическое обоснование работы инерционных пылеотделителей ударно-отражательного типа (рис. 108), что позволило широко применить эти циклоны во всех областях нашей промышленности.

Можно с абсолютной уверенностью утверждать, что за последние два десятилетия советские научно-исследовательские институты заняли ведущее место в разработке сложной проблемы борьбы с производственной пылью и добились в этом отношении громадных успехов.

Глава VI

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ВОЗДУХА

§ 21. ПОБУЖДЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА. ВЕНТИЛЯТОРЫ И ДЕФЛЕКТОРЫ

Перемещение воздуха в системах вентиляции зданий и отдельных помещений может осуществляться за счет разности удельных весов холодного и теплого воздуха (тепловое побуждение), за счет силы ветра (ветровое побуждение) и за счет давления, создаваемого вентиляторами (механическое побуждение).

Физическая сущность теплового побуждения была вскрыта впервые М. В. Ломоносовым, который задолго до ученых Западной Европы указал в работе «О вольном движении воздуха в рудниках примеченном» (1763 г.) правильные принципы для расчета каналов и труб при движении по ним воздуха и газов. Эти основы теории Ломоносова применяются и сейчас при определении давления, под действием которого происходит циркуляция воздуха в вентилируемых помещениях, а также воды — в системах водяного отопления с весовой циркуляцией.

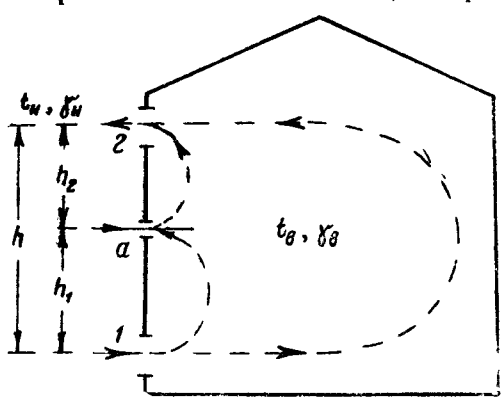


Рис. 113

Представим себе помещение (рис. 113), имеющее по высоте два отверстия: *1* и *2*. Если температура внутри помещения $t_в$ поддерживается выше, чем наружная температура $t_н$, то (при отсутствии ветра) через упомянутые отверстия неизбежно возникает циркуляция воздуха в направлении, указанном стрелка-

ми, а именно, через нижнее отверстие *1* будет входить наружный воздух, а через верхнее отверстие *2* будет выходить внутренний более теплый воздух. При этом объем воздуха, выходящего через отверстие *2*, будет несколько больше объема, входящего через отверстие *1*, вследствие того, что, попадая в помещение, наружный воздух нагревается с температуры $t_н$ до температуры $t_в$. Очевидно, что весовое количество воздуха, проходящего в единицу времени через отверстия *1* и *2*, будет одно и то же.

Следовательно, для определения величины теплового побуждения достаточно определить разность давлений столбов воздуха слева и справа на нижнее отверстие *1*.

В нашем случае (рис. 113) давление слева на сечение *1* будет равно $h\gamma_н$ ($кг/м^2$), а давление справа $h\gamma_в$ ($кг/м^2$).

Следовательно, разность давлений на сечение *1* будет:

$$H = h(\gamma_н - \gamma_в)\ кг/м^2, \qquad (а)$$

где h — расстояние между центрами отверстий *1* и *2* в *м*.

Как и следовало ожидать, мы получили выражение, совершенно аналогичное выведенному ранее в § 10 для гравитационной системы водяного отопления и в § 12 — для гравитационной системы воздушного отопления.

При тепловом побуждении по схеме рис. 113 общее давление H в $кг/м^2$ расходуется лишь на преодоление местных сопротивлений на вход воздуха через отверстие *1* и на выход воздуха через отверстие 2, так как сопротивлением трения при движении воздуха внутри самого помещения можно пренебречь.

Допустим теперь, что между отверстиями *1* и *2* имеется еще третье отверстие *а*. Это дополнительное отверстие *а* будет находиться под одновременным действием двух давлений, а именно: давления $h_1(\gamma_н - \gamma_в)$, под влиянием которого воздух будет стремиться выходить через отверстие *а* из помещения наружу, и противоположного ему давления $h_2(\gamma_н - \gamma_в)$, вынуждающего наружный воздух проходить через то же отверстие *а* внутрь помещения. Следовательно, при заданных размерах отверстий *1* и *2* и заданном расстоянии h между этими отверстиями можно всегда найти такое соотношение между высотами h_1 и h_2, при котором давления справа и слева на отверстие *а* будут равны друг другу и никакого движения воздуха через отверстие *а* не будет.

Любое отверстие, расположенное ниже этой плоскости равных давлений, будет работать на приток, а выше плоскости равных давлений—на вытяжку воздуха из помещения. Это положение впервые сформулировал, проверил на опыте и опубли-

ковал в печати наш соотечественник В. Х. Фрибе в 1795 г. почти на столетие раньше, чем ученые Западной Европы.

Таким образом, труды М. В. Ломоносова, получившие дальнейшее развитие в работах наших инженеров и техников, дали возможность использовать тепловое побуждение для организованной и весьма эффективной вентиляции помещений при борьбе с избыточным теплом и вредными парами и газами, выделяющимися при высокой температуре в производственные помещения.

При выводе уравнения (а) было принято, что внутренняя температура $t_в$ не изменяется по высоте помещения между отверстиями *1* и *2*. Однако, это противоречит повседневным наблюдениям, а потому при пользовании уравнением (а) следует принимать удельный вес внутреннего воздуха ($\gamma_в$ *кг/м*^{3}) по какой-то средней температуре воздуха в помещении.

По данным Центрального научно-исследовательского института промышленных сооружений (ЦНИПС)[1] увеличение температуры по высоте помещений происходит по логарифмической кривой вида

$$t_h = ah^x \text{ град.}, \tag{49}$$

где t_h — температура помещения на высоте h *м* от пола в град.;

a и x—коэфициенты, характеризующие тепловой режим помещения.

Так, например, для зимнего времени года в отапливаемых цехах или в цехах с незначительным тепловыделением (компенсирующимися теплопотерями) нарастание температуры по высоте помещения может быть подсчитано по формуле:

$$t_h = (t_{р.з} - 0{,}5)\, h^{0{,}08}, \tag{49а}$$

а в «горячих» цехах (с большими тепловыделениями и нормальной или повышенной влажностью) также в зимнее время—по формуле:

$$t_h = (t_{р.з} - 0{,}6)\, h^{0{,}26}. \tag{49б}$$

Для летнего периода при отсутствии постоянного организованного проветривания (аэрации) цеха во всех случаях может быть принята формула:

$$t_h = (t_{р.з} - 1{,}6)\, h^{0{,}25}, \tag{49в}$$

где $t_{р.з}$ — температура в рабочей зоне помещения в град.

При наличии организованного проветривания (аэрации) цеха и пространства под фонарями температура воздуха под потолком цеха в летний период может быть лишь на 2—3° выше, а в некоторых случаях даже ниже температуры рабочей

[1] Исследования по строительной физике, Сборник статей под редакцией проф. Н. М. Гусева, Стройиздат, 1949, стр. 199.

зоны. Так, например, по наблюдениям ЦНИПС при наружной температуре $t_н$=24° в цехах одного электролитного завода внутренняя температура закономерно убывала по высоте от 29,5° в рабочей зоне до 28,5° на высоте 7 *м* от пола. Еще более резкое и устойчивое падение температуры воздуха по высоте наблюдалось в инструментальном цехе одного автомобильного завода при наружной температуре 21,6° (от 27° в рабочей зоне до 24,5° на высоте 6,5 *м* от пола).

Очевидно, что такое распределение температур по высоте возможно лишь при схеме аэрации «сверху вниз», т. е. при притоке наружного воздуха в верхнюю зону и вытяжке из нижней зоны помещения.

Вторым побудителем движения воздуха в организованной системе вентиляции помещений при борьбе с теми же вредностями является ветер. Скорость ветра может быть различной, но в любое время суток в течение всего года происходит перемещение масс наружного воздуха в том или ином направлении, и, следовательно, силу ветра можно рассматривать как фактор вполне устойчивый.

Если ветер встречает на своем пути какое-либо препятствие, например, здание, то у наружных стен здания с наветренной стороны возникает повышенное, а с подветренной стороны — пониженное давление. Эта разность давлений с различных сторон здания и используется для вентиляции помещений путем устройства в стенах и фонарях специальных отверстий для притока свежего и удаления испорченного воздуха.

Дефлекторы. Сила ветра с успехом может быть использована как побудитель движения воздуха через специальные вытяжные устройства, носящие название дефлекторов, устанавливаемых над крышей вентилируемого помещения или на верхней части трубы, отводящей загрязненный воздух от мест выделения вредностей (например, газов от кузнечного горна).

На рис. 114 схематично показаны дефлекторы ЦАГИ (автор В. И. Ханжонков): круглый — на рис. 114,*а* и квадратный — на рис. 114,*в*, а также дефлектор системы Григоровича — на рис. 114,*б*.

При воздействии ветра часть наветренной боковой поверхности дефлектора находится под повышенным давлением, а остальная, значительно бо́льшая поверхность—под разрежением. Вследствие этого происходит интенсивный подсос воздуха из помещения через вытяжную трубу или шахту, на которой установлен дефлектор.

Круглые в плане дефлекторы изготовляются из листовой стали, толщина которой зависит от размеров дефлектора, а прямоугольные — из досок, что значительно уменьшает общий вес дефлекторов больших размеров и дает существенную экономию металла.

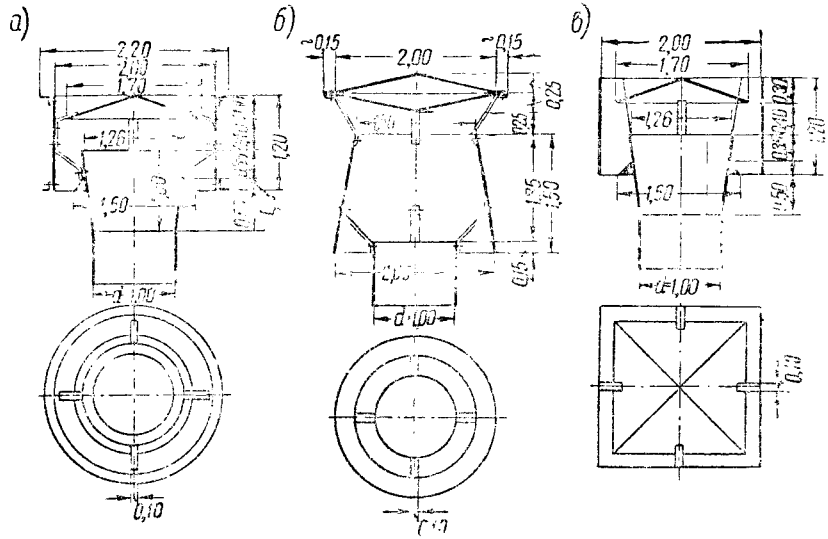


Рис. 114

Все размеры дефлектора принимаются кратными линейному размеру его всасывающей трубы (диаметру или стороне квадрата). Эти относительные размеры дефлектора указаны на рис. 114.

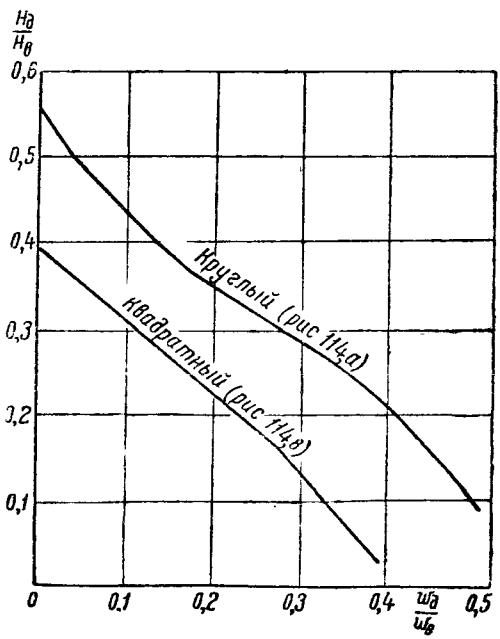


Рис. 115

Разрежение, создаваемое дефлектором, а также производительность последнего зависят от скорости ветра и могут быть определены по обезличенной характеристике рис. 115, составленной на основании лабораторных испытаний.

На оси абсцисс графика (рис. 115) дано отношение скорости воздуха в патрубке дефлектора $w_д$ (в *м/сек*) к скорости ветра $w_в$ (в *м/сек*), а на оси ординат—отношение величины разрежения, создаваемого дефлектором, $H_д$ (в *кг/м²*), к скоростному давлению ветра.

$$H_в = \frac{w^2_в}{2g}\gamma \quad кг/м^2 .$$

Зная скорость ветра $w_в$ и задаваясь скоростью в патрубке дефлектора $w_д=(0{,}2\div 0{,}4)w_в$, можно по графику (рис. 115) определить отношение $\frac{H_д}{H_в}$, а затем найти величину разрежения дефлектора из выражения:

$$H_д=\frac{H_д}{H_в}\cdot\frac{w_в^2}{2g}\gamma\ кг/м^2. \qquad (50)$$

При наличии постоянного теплового побуждения (например, при установке дефлектора над укрытием горна) это дополнительное давление может быть прибавлено к величине $H_д$.

Пример. Определить разрежение, создаваемое квадратным дефлектором (рис. 114,*в*), при скорости ветра $w=2{,}0$ *м/сек*. Дефлектор установлен на крыше здания. Тепловым побуждением можно пренебречь. Производительность дефлектора 1 000 *м³/час*, $t_в=20°$, $\gamma_в=1{,}2$ *кг/м³*. Задаемся скоростью в патрубке дефлектора $w_д=0{,}2\ w_в=0{,}2\ 2=0{,}4$ *м/сек*.

Следовательно, отношение $\frac{w_д}{w_в}=\frac{0{,}4}{2{,}0}=0{,}2$. По графику (рис. 115) находим $\frac{H_д}{H_в}=0{,}23$.

По уравнению (50) имеем:

$$H_д=\frac{H_д}{H_в}\cdot\frac{w_в^2\gamma}{2g}=0{,}23\frac{2^2\cdot 1{,}2}{2\cdot 9{,}81}=0{,}05\ кг/м^2.$$

Так как дефлектор установлен непосредственно на крыше, без каналов, то полученное разрежение будет затрачиваться только на преодоление сопротивления при входе воздуха со скоростью $w_д=0{,}4$ *м/сек* из помещения в патрубок дефлектора. Принимая (табл. XXIV приложения) коэффициент местного сопротивления входа $\zeta=0{,}3$, получим потерю давления:

$$Z=\zeta\frac{w_д^2\gamma}{2g}=0{,}3\ \frac{0{,}4^2\cdot 1{,}2}{2\cdot 9{,}81}=0{,}03\ кг/м^2.$$

Следовательно, разрежение, создаваемое дефлектором ($H_д=0{,}05$ *кг/м²*), значительно превышает потерю давления, а потому скорость воздуха в патрубке дефлектора можно было бы принять несколько большей, чем $w_д=0{,}4$ *м/сек*.

При заданном расходе $V=1\,000$ *м³/час* и скорости $w_д=0{,}4$ *м/сек* площадь патрубка дефлектора получается равной

$$F=\frac{V}{3\,600\ w_д}=\frac{1\,000}{3\,600\cdot 0{,}1}\approx 0{,}7\ м^2.$$

Можно принять к установке один деревянный квадратный дефлектор с размерами патрубка 0,84×0,84 *м*.

Вентиляторы. Механическое побуждение движения воздуха в системах вентиляции осуществляется чаще всего при помощи центробежных или осевых вентиляторов, приводимых в движение электромоторами.

Центробежный вентилятор (рис. 116) состоит из кожуха *1*, прикрепленного к станине *3*, и многолопастного рабочего колеса *2*, насаженного при помощи втулки *4* на вал *5*. Вал покоится в подшипниках *6* и может быть снабжен шкивом *7*, вращающимся при помощи ременной передачи от шкива электродвигателя.

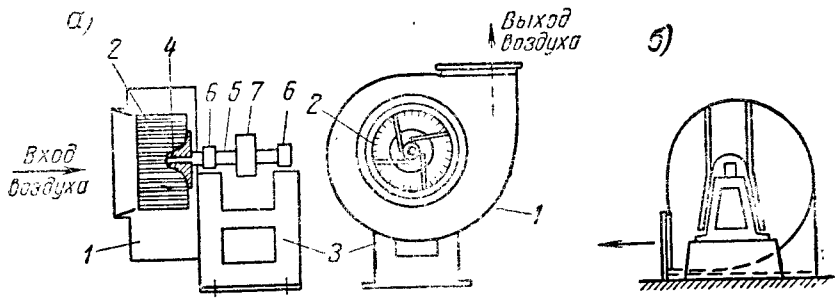


Рис. 116

Под действием центробежной силы, возникающей при вращении рабочего колеса, воздух проходит через зазоры между лопатками и нагнетается вентилятором в направлении, указанном стрелками.

Из сопоставления вариантов на рис. 116, *а* и 116, *б* видно, что кожух вентилятора может быть прикреплен к станине в различном положении: в варианте на рис. 116, *б* нагнетательное отверстие (выхлоп) вентилятора находится внизу в вертикальной плоскости, а в варианте на рис. 116, *а*—вверху, в горизонтальной плоскости. Изготовляют вентиляторы, у которых выхлопное отверстие расположено под различными углами наклона к горизонту.

Вентиляторы могут быть правого и левого вращения. Вентилятором правого вращения называется такой, у которого рабочее колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны шкива. Так, например, оба варианта вентилятора, изображенного на рис. 116, — правого вращения. Если колесо вращается против часовой стрелки, значит, мы имеем вентилятор левого вращения.

Конструкции центробежных вентиляторов также могут быть различными в зависимости от назначения вентилятора и давления, им создаваемого. На рис. 116 изображен вентилятор[1], предназначенный для перемещения воздуха, не содержащего крупных отбросов производства в виде опилок, стружек, волокнистых веществ и т. п. Рабочее колесо этого вен-

[1] Тип вентилятора, изображенный на рис 116, изготовляется по ОСТ 90033-40.

тилятора имеет 64 лопатки с незначительными зазорами между ними, в то время как вентиляторы, предназначенные для пневматического транспорта крупных отходов производства, могут иметь всего 4—6 лопаток специальной конструкции.

В вентиляционной технике чаще всего применяют вентиляторы, которые могут создавать давление до 100 *кг/м*² (низ-

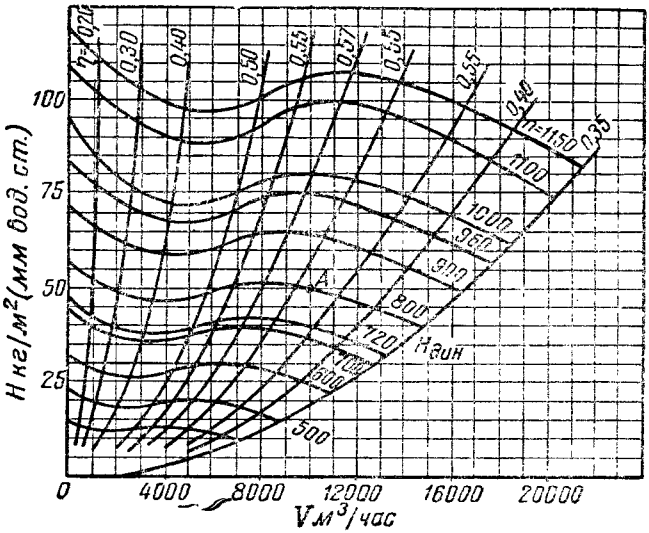


Рис. 117

кого давления); изготовляются также вентиляторы среднего давления (до 200 *кг/м*²) и высокого давления (более 200 *кг/м*²).

Для того чтобы можно было получить различную производительность при одинаковом давлении, однотипные вентиляторы изготовляются различных габаритных размеров, причем каждому из них присваивается «номер», величина которого указывает наружный диаметр рабочего колеса в дециметрах. Например, вентилятор № 4 имеет наружный диаметр рабочего колеса 400 *мм*, № 2—200 *мм* и т. д.

Подбор вентилятора производится по таблицам или графикам (характеристикам) по заданной производительности *V м*³/*час* и давлению вентилятора *H кг/м*².

В виде примера на рис. 117 дан график (характеристики) для подбора центробежного вентилятора № 5. На оси абсцисс указана производительность, а на оси ординат давление вентилятора в зависимости от числа его оборотов. Кривые, поднимающиеся вверх от начала координат, указывают значение к. п. д. вентилятора в зависимости от принятого числа его оборотов.

Пример. Требуется подобрать центробежный вентилятор «Сирокко» производительностью $V=10\,000$ *м*³/*час* и давлением $H=50$ *мм* вод. ст. По графику (рис. 117) находим, что в данном случае может быть принят вентилятор № 5 с числом оборотов 800 в 1 мин. и к. п. д. $\eta=0{,}53$ (точка A на графике). Если бы требующаяся производительность выходила за пределы характеристики вентилятора, то это указывало бы на необходимость выбора другого номера вентилятора.

Мощность электродвигателя для вентилятора определяется так же, как для центробежного насоса (§ 10). Аналогично уравнению (38) имеем:

$$N = \frac{\alpha V H}{3\,600 \cdot 102\,\eta_в\,\eta_п}\ квт,$$

где V — производительность вентилятора в *м*³/*час*;
H — давление, создаваемое вентилятором, в *кг*/*м*² или *мм* вод. ст.;
α — коэффициент запаса.

Широко применяемые в вентиляционной технике винтовые вентиляторы ЦАГИ благодаря своей хорошо продуманной и весьма оригинальной конструкции совершенно вытеснили из практики все заграничные образцы винтовых вентиляторов.

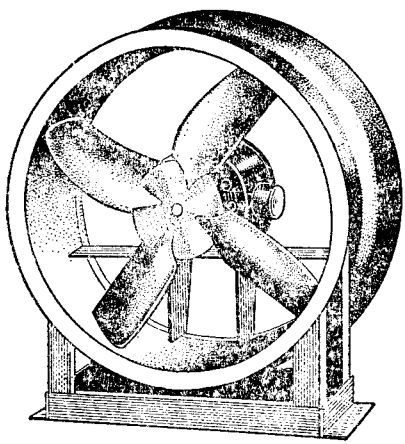


Рис. 118

Вентиляторы ЦАГИ изготовляются с различным числом лопаток и могут давать большую производительность при давлении до 80 *мм* вод. ст.

Для вентиляции гражданских зданий в целях уменьшения шума от работы вентиляционного оборудования обычно применяют винтовые вентиляторы ЦАГИ с числом лопаток не менее четырех.

На рис. 79 (§ 12) была показана очень компактная установка винтового вентилятора ЦАГИ на одной оси с мотором.

На рис. 118 дан общий вид осевого вентилятора ЦАГИ последней модели (серия МЦ и М). Вентиляторы этой модели, предназначенные для оборудования жилых и общественных зданий, изготовляются от № 4 до № 12 (т. е. диаметром крыльев от 400 до 1 200 *мм*).

§ 22. АЭРАЦИЯ

Организованное проветривание производственных помещений, при котором поступление и удаление воздуха происходит в результате воздействия ветра на ограждения и кровлю здания, а также вследствие действия гравитационных сил, называется аэрацией. При этом поступление и удаление воздуха происходит через отверстия в стенах и фонарях.

В примитивном виде такой способ вентиляции применялся на фабриках и заводах в России еще в конце XVIII и особенно в начале XIX вв. В учебных руководствах начала прошлого века (например, арх. И. И. Свиязева, 1839 г.) имеются указания на то, что для борьбы с избыточным теплом на фабриках предусматривали устройство по периметру наружных стен сплошной щели под кровлей, чтобы через эти щели, а также через открытые оконные проемы осуществлялся интенсивный воздухообмен в помещении при любом направлении ветра.

Естественная вентиляция с успехом применялась в России и в гражданских зданиях еще в XVIII в. и, постепенно совершенствуясь, достигла значительного развития, особенно в начале нашего века.

Однако только после Октябрьской революции, в годы Сталинских пятилеток, были разработаны научные основы техники аэрации, что позволило использовать аэрацию как надежный способ вентиляции наших заводов-гигантов. В качестве примера можно указать, что в некоторых современных промышленных зданиях путем аэрации достигается более чем 40-кратный воздухообмен в 1 час с подачей в летнее время в отдельные крупные цехи до 3 000 000 *м³/час* свежего воздуха, без затраты механической энергии для перемещения такого огромного количества воздуха.

Передовая роль научно-исследовательских институтов СССР в развитии техники аэрации зданий очевидна: в то время как в СССР при проектировании систем аэрации руководствуются разработанной советскими специалистами и многократно проверенной на практике научно обоснованной теорией,—во всех других странах (и в первую очередь в Америке) до сих пор продолжают пользоваться для этой цели «опытными данными», полученными в результате обследования систем аэрации отдельных промышленных зданий.

Такими примитивными приемами проектирования мы уже давно не пользуемся, считая их совершенно несостоятельными и не обеспечивающими выполнение указаний партии и правительства о создании наиболее благоприятных условий труда на наших фабриках и заводах.

Для правильного решения вопросов аэрации промышленных зданий в значительно большей мере, чем при решении других вопросов вентиляционной техники, требуется тесное содружество и совместная работа инженеров-технологов, строителей, архитекторов и специалистов по вентиляции.

Не только эффект действия, но и сама возможность осуществления аэрации промышленного здания зависит от принятой строителем и архитектором внутренней планировки здания, от соотношения высот и взаимного расположения отдельных цехов на заводской площадке, от наличия и конструкции фонарей

верхнего света и ряда других чисто строительных элементов здания. Вот почему принято считать, что именно строитель еще в процессе разработки проекта промышленного здания предопределяет возможность последующего оборудования этого здания системой аэрации.

Аэрация осуществляется, главным образом, в цехах с избыточным тепловыделением, где побудителем движения воздуха одновременно является ветровое и тепловое давление.

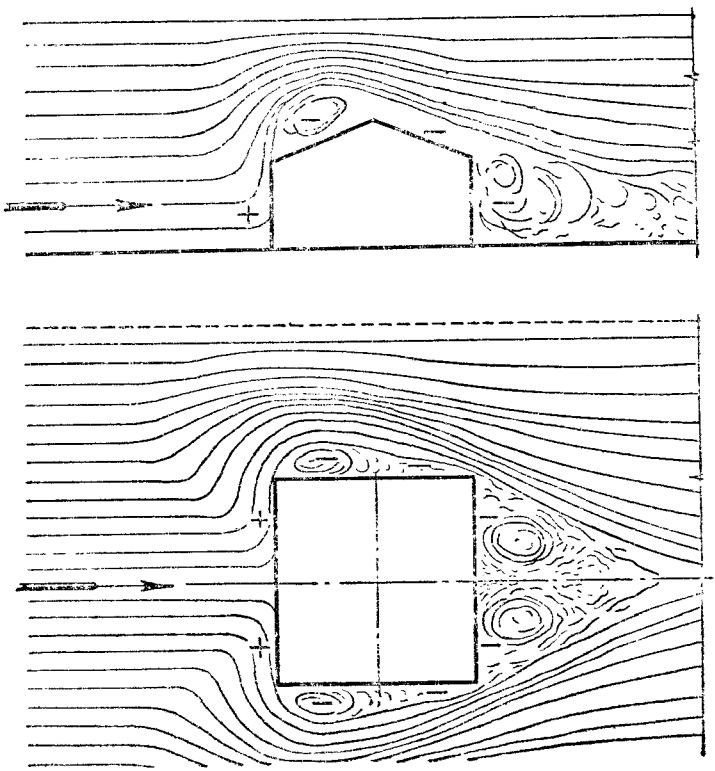


Рис. 119

Как показали наблюдения и лабораторные исследования, обдуваемое ветром отдельно стоящее здание вызывает нарушение естественного потока наружного воздуха, характеризующееся тем, что у наружной поверхности стен, расположенных с наветренной стороны, образуется повышенное, а с подветренной стороны—пониженное давление. Сказанное может быть иллюстрировано рис. 119, на котором схематично изображен поток воздуха, омывающий здание. На этом рисунке знаками

плюс и минус отмечены изменения давления воздушной среды по сравнению с атмосферным давлением в невозмущенном потоке, а также показаны местные вихреобразования, вызываемые этими изменениями давлений.

Если в наружных ограждениях здания, обдуваемого ветром, имеются открытые проемы, то наружный воздух будет входить в здание через отверстия, расположенные в области повышенного давления, и выходить из здания в области пониженного

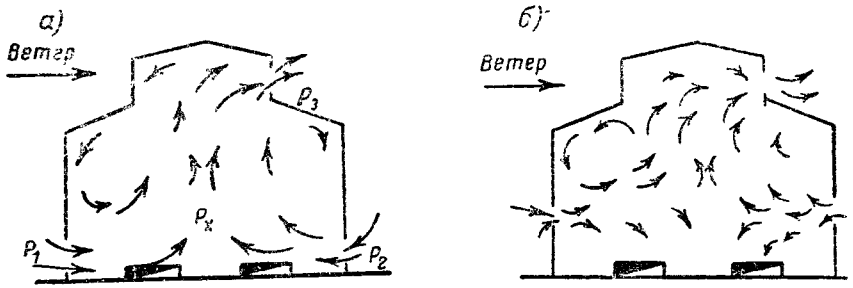


Рис. 120

давления. На рис. 120 дана примерная схема движения воздушных потоков внутри цеха с избыточными тепловыделениями при аэрации его в теплое (рис. 120, *а*) и холодное (рис. 120, *б*) время года.

Как видно из этого рисунка, наружный воздух поступает в помещение через специальные отверстия не только с наветренной, но и с подветренной стороны здания. Это вполне осуществимо в тех случаях, когда абсолютное давление внутри цеха меньше, чем соответствующее давление с подветренной стороны здания.

Приточные отверстия обычно располагаются в стенах в два-три яруса по высоте цеха, причем нижние отверстия (до 2 *м* от пола) открываются летом, а верхние (до 6 *м* от пола)—зимой, чтобы наружный холодный воздух успел подогреться прежде, чем достигнет рабочей зоны.

Чтобы обеспечить организованное проветривание здания в течение круглого года при любом направлении и скорости ветра, предусматривают возможность изменения степени открытия приточных и вытяжных отверстий, а также возможность изменения взаимного расположения этих отверстий.

На рис. 121 показан один из многочисленных вариантов устройства механически открывающихся оконных створок для целей аэрации цеха.

Общая площадь приточных и вытяжных аэрационных отверстий может достигать в отдельных цехах весьма значитель-

ных размеров (сотни квадратных метров) и определяется расчетом.

Принцип расчета аэрации состоит, во-первых, в выявлении мест расположения отверстий по высоте цеха и периметру его наружных ограждений с тем, чтобы обеспечить не только требующийся воздухообмен, но и наиболее рациональное направление потоков воздуха внутри цеха; во-вторых, в выявлении общей картины распределения атмосферного давления у наружных ограждений и внутри цеха с последующим определением разности давлений в сечении каждого отверстия, через которое происходит приток или вытяжка воздуха, и, в-третьих, в определении площади каждого отверстия и последующем конструктивном решении способов регулирования степени открытия отверстий в зависимости от направления и скорости ветра в различное время года.

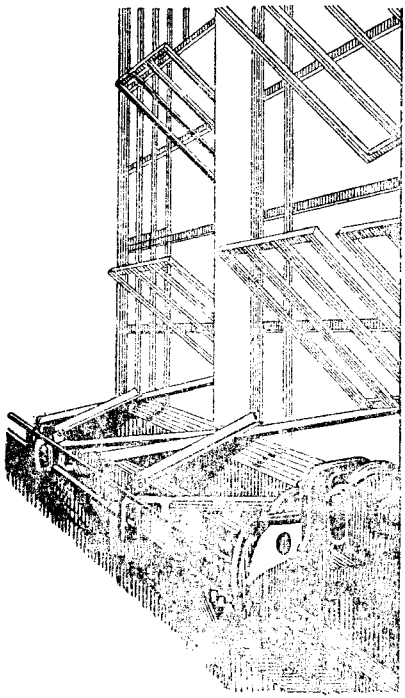


Рис. 121

Первые два этапа разработки проекта аэрации всегда должны решаться совместно, так как они тесно связаны между собой и в значительной мере предопределяют друг друга. Это очевидно хотя бы потому, что в зависимости от направления и скорости ветра одно и то же аэрационное отверстие может служить или для притока, или, наоборот, для удаления воздуха из цеха. Проект должен выявить такое наиболее экономичное решение, при котором общая площадь открывающихся створок была бы минимальной, но в то же время достаточной для организованного проветривания цеха при самых неблагоприятных условиях его эксплоатации.

При выборе схемы движения воздушных потоков внутри цеха руководствуются общими, уже известными из предыдущих разделов соображениями, а именно: направление внутренних токов воздуха должно препятствовать распространению по всей площади цеха вредных газов, выделяющихся в процессе производства, т. е. приток свежего наружного воздуха

должен осуществляться в помещения или в зоны с наименьшими выделениями вредностей (рис. 120).

Однако если аэрация предусматривается исключительно в целях борьбы с избыточным теплом и никаких других вредных выделений нет, то направление воздушных потоков может быть использовано для естественного обогрева смежных более холодных помещений и пролетов цеха.

Как упоминалось выше, аэрация устраивается, главным образом, в цехах с избыточным тепловыделением, т. е. в тех случаях, когда побудителем движения воздуха служит одновременное воздействие теплового и ветрового давления.

В § 21 уже были рассмотрены основные принципы и методы определения величины теплового давления, которое может быть использовано для осуществления организованной вентиляции помещений.

Поэтому предварительно рассмотрим более подробно вопрос об использовании также для целей аэрации одного ветрового давления и методы определения величины этого давления.

Максимально возможное давление ветра при скорости последнего w ($м/сек$) будет, очевидно, равно $p_{макс} = \frac{w^2\gamma}{2g}$ $кг/м^2$.

Однако скорость ветра, встречающего на своем пути преграду в виде наружных ограждений здания, обычно никогда не падает до нуля, вследствие чего фактическая величина положительного ветрового давления всегда получается несколько меньшей, чем величина максимально возможного, и определяется по формуле:

$$p = k\frac{w^2\gamma}{2g}, \qquad (51)$$

где w—скорость ветра в $м/сек$;

γ—удельный вес наружного воздуха в $кг/м^3$,

k—аэродинамический коэфициент, т. е. отношение давления или разрежения, создаваемого ветром, к динамическому давлению ветра.

Выражением (51) обычно пользуются для определения величины не только положительного (выше атмосферного) давления у наветренных ограждений зданий, но также и величины относительного разрежения (понижения атмосферного давления) с подветренных сторон и ограждений здания.

В соответствии с этим аэродинамическому коэфициенту присваивают знак плюс (положительное давление ветра) и знак минус (отрицательное давление ветра).

Научно-исследовательскими институтами СССР проведено большое число испытаний по определению значений аэродинамических коэфициентов для типовых промышленных зданий различного поперечного профиля и различной конфигурации в

плане. Выявлено также влияние на аэродинамические коэффициенты формы фонарей верхнего света, взаимного расположения и высоты фонарей, влияние разрывов между отдельными корпусами и т. д. В частности, установлено, что с наветренной стороны здания область повышенных давлений начинается на горизонтальном расстоянии, равном пяти высотам здания, а разрежение с подветренной стороны затухает на горизонтальном расстоянии большем, чем шесть высот здания, обдуваемого ветром. Это имеет весьма существенное влияние на величину и значение аэродинамических коэфициентов для зданий, расположенных на близком расстоянии друг от друга. То же можно

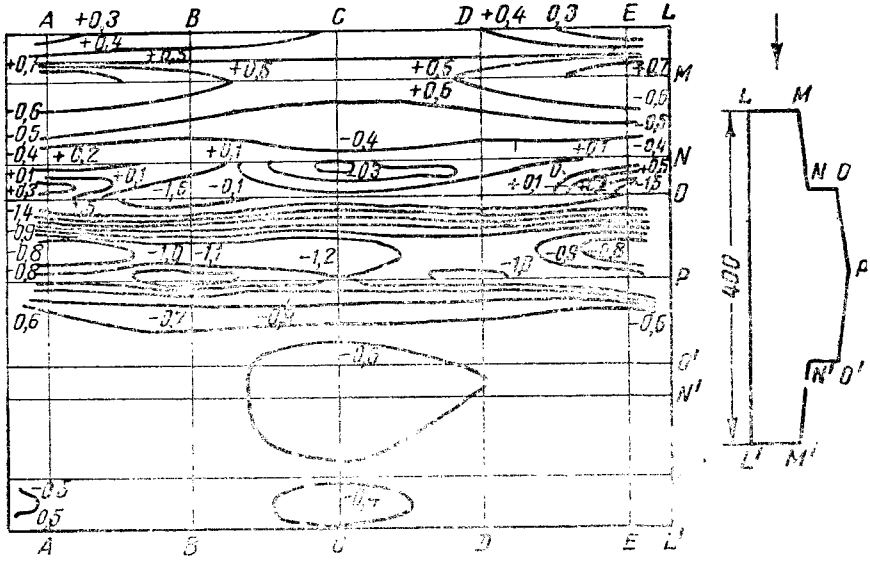


Рис. 122

сказать и в отношении распределения давлений в пролетах между фонарями верхнего света. Характерно, что даже наветренная плоскость кровли имеет положительное значение аэродинамического коэфициента лишь в тех случаях, когда угол наклона кровли к горизонту превышает 30°.

В виде иллюстрации на рис. 122 дана развертка наружных ограждений отдельно стоящего здания с нанесением линий одинаковых аэродинамических коэфициентов. В данном случае только наветренная плоскость наружной стены $L—M$ имеет положительные аэродинамические коэфициенты, равные в среднем $k=+0{,}6$, а все остальные ограждения имеют уже отрицательное значение k за исключением отдельных точек на верхней кромке наветренной плоскости $N—O$ (до $k=+0{,}1$).

Картина распределения давлений по поверхностям ограждений многопролетных цехов получается еще более сложной.

Значения коэфициентов k для соответствующих поверхностей наружных ограждений типовых промышленных зданий даются в специальной литературе[1].

Зная величину избыточного давления (или разрежения), создаваемого ветром с наружной стороны каждого отверстия в ограждениях здания, можно определить и разность давлений, под действием которой будет происходить перемещение воздуха через это отверстие.

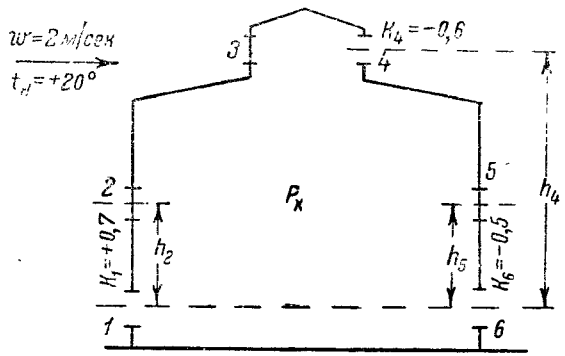


Рис. 123

Пример. Допустим, что в цехе, разрез которого изображен на рис. 123, желательно осуществить аэрацию в летнее время года по схеме снизу вверх, т. е. с притоком воздуха через отверстия *1* и *6*, расположенные в рабочей зоне, и удалением воздуха через отверстие *4* в фонаре.

Значения аэродинамических коэфициентов с наружной стороны каждого отверстия, а также направление и скорость ветра указаны на чертеже. Температура наружного воздуха $=20°$, $=1.2$ *кг/м*³. Тогда при помощи уравнения (51) находим, что положительное одностороннее давление ветра на отверстие *1* будет равно:

$$p_1 = k_1 \frac{w^2 \gamma_н}{2g} = +0{,}7 \frac{2^2 \cdot 1.2}{2 \cdot 9.81} = +0{,}17 \text{ кг/м}^2 \qquad (а)$$

и отрицательное давление ветра (разрежение) у отверстий *4* и *6*:

$$p_4 = k_4 \frac{w^2 \gamma_н}{2g} = -0{,}6 \cdot 0{,}24 = -0{,}14 \text{ кг/м}^2, \qquad (б)$$

$$p_6 = k_6 \frac{w^2 \gamma_н}{2g} = -0{,}5 \cdot 0{,}24 = -0{,}12 \text{ кг/м}^2. \qquad (в)$$

Для того чтобы отверстие *1* и отверстие *6* работали на приток, избыточное давление внутри цеха $p_в$ должно быть меньше, чем соответствующие давления ветра p_1 и p_6.

С другой стороны давление $p_в$ должно быть больше, чем давление p_4, так как через отверстие *4* происходит вытяжка воздуха из помещения.

[1] В. В. Батурин и И. А. Шепелев, Аэрация промышленных зданий, Стройиздат, 1938.

Следовательно, для осуществления аэрации по схеме рис. 123 избыточное давление внутри цеха p_x может быть выбрано в пределах $p_6 > p_x > p_4$.

Так как $p_6 = -0{,}12$ *кг/м²*, а $p_4 = -0{,}14$ *кг/м²*, то в нашем случае будем иметь:

$$0{,}12 > p_x > -0{,}14 \text{ кг/м}^2.$$

Задаваясь в указанных пределах значением давления p_x, мы легко можем определить разность давлений в сечении каждого отверстия, т. е. определить то избыточное давление, под действием которого будет осуществляться движение воздушного потока через это отверстие.

Если, например, принять $p_x = -0{,}13$ *кг/м²*, то разность давлений в сечении отверстия *1* будет равна:

$$\Delta p_1 = p_1 - p_x = +0{,}17 - (-0{,}13) = +0{,}3 \text{ кг/м}^2$$

и соответственно:

$$\Delta p_6 = p_6 - p_x = -0{,}12 - (-0{,}13) = +0{,}01 \text{ кг/м}^2,$$
$$\Delta p_4 = p_x - p_4 = -0{,}13 - (-0{,}14) = +0{,}01 \text{ кг/м}^2.$$

Полученные цифровые значения показывают, что ветровое побуждение у наветренного приточного отверстия *1* в 30 раз больше, чем у подветренных отверстий *6* (приток) и *4* (вытяжка).

Такое весьма неблагоприятное соотношение величин Δp объясняется в первую очередь тем, что нами было учтено лишь ветровое побуждение движения воздуха через отверстия, в то время как обычно аэрация здания осуществляется также и за счет теплового побуждения.

На основании общих принципов, изложенных в § 21, легко выявить величину дополнительного теплового побуждения для осуществления аэрации здания, если будут известны внутренняя и наружная температуры, а также вертикальное расстояние между центрами открытых отверстий в ограждениях здания.

В частности, при схеме аэрации, изображенной на рис. 123, величина теплового давления будет равна [§ 21, уравнение (а)]:

$$H = h(\gamma_н - \gamma_в) \text{ кг/м}^2, \qquad (52)$$

где h—вертикальное расстояние между центром отверстия *1* или отверстия *6* и центром вытяжного отверстия *4* в *м*;

$\gamma_н$—удельный вес наружного воздуха в *кг/м³*;

$\gamma_в$—удельный вес воздуха, соответствующий средней температуре воздуха по высоте цеха в *кг/м³*.

Если принять величину $h=7$ *м*, температуру наружного воздуха $t_н=20°$ ($\gamma=1{,}2$ *кг/м³*) и среднюю температуру по высоте цеха $t_в=30°$ ($\gamma=1{,}17$ *кг/м³*), т. е. температуру воздуха, уходящего через отверстие *4*, $t_4=40°$, то тепловое давление будет равно:

$$H = 7(1{,}2 - 1{,}17) = 0{,}21 \text{ кг/м}^2.$$

Это давление $H=0{,}21$ *кг/м²* будет одинаковым как по пути движения воздуха через отверстия *1—4*, так и по пути через

отверстия *6—4*, поскольку в обоих случаях вертикальное расстояние между указанными отверстиями одинаково (h=7 *м*).

При совместном воздействии ветрового и теплового давления избыточное давление внутри цеха будет различным, изменяясь в зависимости от высоты h (в *м*), входящей в уравнение (52).

При этих условиях определение перепада давлений у отверстий на любой высоте цеха производится следующим способом:

а) выбирается величина внутреннего избыточного давления p'_x (в *кг/м*²) на какой-либо определенной высоте цеха, например, в горизонтальной плоскости, проходящей через центр какого-либо отверстия;

б) определяется внутреннее избыточное давление у всех других приточных или вытяжных отверстий по выражению:

$$p_{изб} = p'_x \pm h(\gamma_н - \gamma_в), \qquad (г)$$

где $\pm h$—разность отметок рассматриваемого отверстия и отверстия, для которого избыточное давление было ранее принято равным p'_x;

в) определяется перепад давлений у каждого отверстия как разность внутреннего избыточного давления и наружного ветрового давления, т. е.:

$$\Delta p = p_{изб} - k\frac{w^2}{2g}\gamma \ кг/м^2. \qquad (д)$$

Если эта разность давлений окажется положительной, то рассматриваемое отверстие будет работать как приточное, а в противном случае как вытяжное.

Зная перепад давлений Δp, можно определить площадь отверстия по уравнению, известному из курса гидравлики:

$$G = \mu f \sqrt{2g\gamma\Delta_p} \ кг/сек, \qquad (53)$$

или иначе:

$$f = \frac{G}{\mu\sqrt{2g\gamma\Delta p}} \ м^2, \qquad (54)$$

где G—расход жидкости (воздуха) через отверстие в стенке в *кг/сек*;

μ—коэфициент расхода, величина которого может быть округленно принята равной 0,64;

γ—удельный вес воздуха, проходящего через отверстие, в *кг/м*³;

Δp—разность давлений с одной и с другой стороны отверстия в *кг/м*²;

g—ускорение силы тяжести в *м/сек*².

Пример. Требуется определить воздухообмен и площади отверстий для аэрации однопролетного цеха (рис. 123) при следующих исходных данных: теплоизбытки внутри цеха $Q_и$ =300 000 *ккал/час*, а все остальные данные те же, что в рассмотренном ранее примере, т. е. $t_н$ =20° (γ=1,2 *кг/м*³); $t_{ух}$ =40° (γ=1,128 *кг/м*³); давление ветра на отверстие *1* p_1= +0,17 *кг/м*²,

на отверстие $4\ p_4 = -0{,}14$ *кг/м²* и на отверстие $6\ p_6 = -0{,}12$ *кг/м²*. Так как наружный воздух нагревается внутри цеха от $t_н = -20°$ до $t_{у.л} = 40°$, то для борьбы с избыточным теплом ($Q_и = 300\,000$ *ккал/час*) потребуется следующий воздухообмен:

$$G = \frac{300\,000}{0{,}24\,(40-20)} = 63\,000 \text{ кг час, или } 17{,}5 \text{ кг сек.}$$

Принимаем, что этот воздух поступает в одинаковом количестве через отверстие *1* и *6* (по 8,75 *кг/сек*) и удаляется полностью через отверстие *4*.

Задаемся внутренним избыточным давлением $p_{1изб} = -0{,}13$ *кг/м²* в плоскости, проходящей через центры отверстий *1* и *6*.

При этих условиях избыточное давление на высоте отверстия *4* будет равно:

$$p_{4изб} = p_{1изб} + h\,(\gamma_н - \gamma_в) = -0{,}13 + 7\,(1{,}2 - 0{,}17) = +0{,}08 \text{ кг м}^2.$$

Перепад давлений у отверстия *1:*

$$\Delta p_1 = p_{1изб} - p_1 = -0{,}13 - 0{,}17 = -0{,}3 \text{ кг/м}^2;$$

у отверстия *4*

$$\Delta p_4 = p_{1изб} - p_4 = +0{,}08 + 0{,}14 = +0{,}22 \text{ кг/м}^2;$$

у отверстия *6*

$$\Delta p_6 = p_{1изб} - p_1 = -0{,}13 + 0{,}12 = -0{,}01 \text{ кг/м}^2.$$

Площадь отверстия *1* [по уравнению (54)]:

$$f_1 = \frac{8{,}75}{0{,}64\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}3}} = 5{,}3 \text{ м}^2.$$

Площадь отверстия *4:*

$$f_4 = \frac{17{,}5}{0{,}64\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}13 \cdot 0{,}22}} = 12{,}4 \text{ м}^2.$$

Площадь отверстия *6:*

$$f_6 = \frac{8{,}75}{0{,}64\sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}01}} = 28 \text{ м}^2.$$

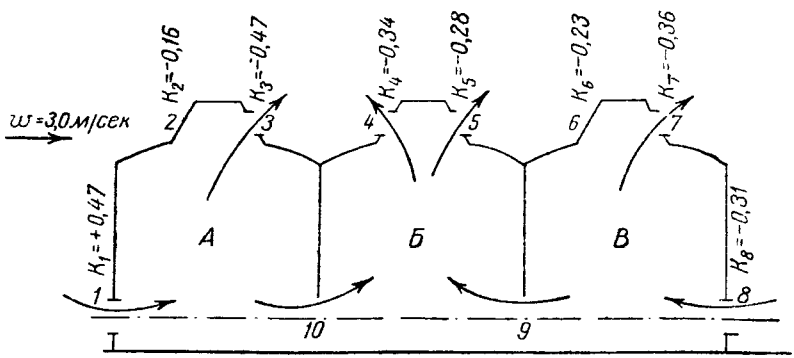


Рис. 124

При выборе схемы аэрации многопролетных цехов необходимо учитывать количество и характер вредностей, выделяющихся в каждом пролете цеха. На рис. 124 и 125 показаны две часто

встречающиеся на практике схемы аэрации трехпролетного цеха. Схема рис. 124 применяется в случаях, когда средний пролет (*Б*) отличается от крайних пролетов повышенными тепловыделениями или газовыделениями. В этом случае во избежание распространения вредностей по всему цеху аэрация среднего пролета осуществляется воздухом, уже прошедшим через крайние пролеты. Вторая схема, изображенная на рис. 125 и предусматривающая подачу свежего воздуха в каждый пролет, находит применение при повышенном выделении вредностей в крайних пролетах.

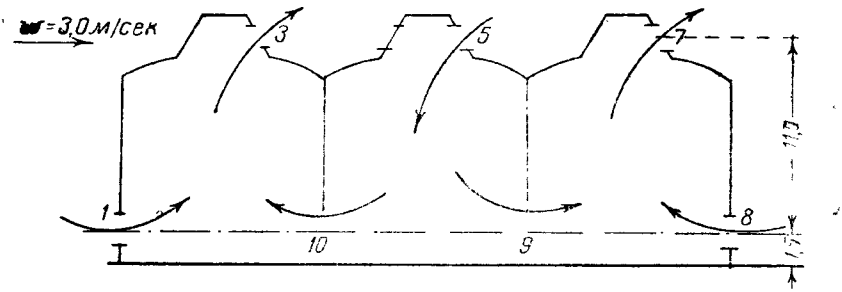


Рис. 125

§ 23. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ С ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ВОЗДУХА ПО ТРУБАМ И КАНАЛАМ

При выборе трассы воздуховодов приточной или вытяжной вентиляции всегда следует из экономических соображений стремиться к тому, чтобы общая длина этих воздуховодов была наименьшей.

Из этих соображений в жилых зданиях с вытяжной вентиляцией только из уборных и кухонь очень часто наиболее экономичное решение получается при устройстве только вертикальных каналов, которые выводятся из вентилируемых помещений выше кровли здания и располагаются обычно внутри капитальных стен рядом с дымовыми трубами от печей и очагов. При большом количестве таких вытяжных каналов последние присоединяются в помещении чердака при помощи горизонтальных сборных воздуховодов к общей вытяжной шахте или нескольким шахтам, так как степень централизации вытяжки также диктуется экономическими соображениями. Так, например, при тепловом побуждении движения воздуха радиус действия разветвленной системы вентиляции, т. е. горизонтальное расстояние от вытяжного или приточного центра до наиболее удаленного вертикального канала, принимается лишь до 8 *м*, а при механическом побуждении до 30—40 *м*. Дальнейшее увеличение радиуса действия системы уже не оправдывается экономическими соображениями. Кроме того, число приточных и вытяжных цент-

ров в любом промышленном или общественно-коммунальном здании в значительной мере, а иногда и полностью определяется назначением и графиком работы вентилируемых помещений. В здании клуба, например, зрительный зал целесообразно обслуживать самостоятельной системой вентиляции, независимой от вентиляции группы помещений, предназначенных для работы кружков, а вытяжная вентиляция из уборных в свою очередь должна быть выделена в особый центр (или несколько центров), чтобы обеспечить бесперебойную и достаточно экономную эксплоатацию каждой отдельной системы вентиляции здания.

Аналогичные примеры разбивки разветвленной сети на более мелкие приточные и вытяжные центры можно привести и из области промышленной вентиляции. Так как в производственных цехах вентиляционные воздуховоды чаще всего прокладываются открыто, то большая протяженность вентиляционной сети вызывает в свою очередь необходимость применения весьма значительных сечений воздуховодов, затрудняет прокладку последних и резко снижает освещенность рабочей зоны помещения.

Открытая прокладка воздуховодов в промышленных зданиях объясняется не только конструктивными особенностями этих зданий, которые проектируются обычно каркасного типа, без капитальных внутренних стен, но также необходимостью подачи свежего воздуха или, наоборот, извлечения загрязненного воздуха в определенных строго зафиксированных местах: например, при устройстве воздушных душей или устройстве местных отсосов из-под укрытия оборудования, выделяющего вредные пары, пыль, газы и т. п.

Недоучет требований, предъявляемых к зданию вентиляционной техникой, или недостаточное знание этих требований инженером-строителем, приводят к тому, что даже при проектировании и постройке общественных зданий далеко не всегда предусматривается возможность скрытой прокладки вентиляционных каналов в толще внутренних стен и строительных конструкций. Это вынуждает прибегать к устройству дополнительных так называемых приставных и подвесных каналов, затрудняющих и ухудшающих внутреннюю архитектурную отделку помещений.

Остановимся более подробно на конструктивных особенностях и материальной части разветвленной системы вентиляции.

Вытяжная система вентиляции состоит из следующих основных элементов:

а) из устройств, через которые загрязненный воздух удаляют из вентилируемых помещений;

б) из сети воздуховодов;

в) из вытяжного центра, в котором располагается вентилятор (при механическом побуждении), а в отдельных случаях и разного рода фильтры для очистки воздуха от производственной пыли;

г) из выхлопной шахты или канала, через который воздух выбрасывается в атмосферу.

Приточная система вентиляции состоит из:

1) шахты или иного устройства, через которое забирается свежий атмосферный воздух;

2) приточного центра с оборудованием для обработки воздуха;

3) сети воздуховодов;

4) устройств, через которые свежий воздух вводится непосредственно в вентилируемые помещения.

В промышленных зданиях воздух можно подавать и извлекать из отдельных помещений через отверстия или щели, предусмотренные непосредственно в стенках приточных и вытяжных воздуховодов, или через специальные воздухораспределительные и воздухоприемные насадки. Некоторые разновидности приточных насадков промышленной вентиляции представлены на рис. 126. Область применения каждого насадка определяется санитарно-гигиеническими, производственными и экономическими соображениями, но все эти насадки характеризуются с аэродинамической точки зрения большей или меньшей степенью рассеивания приточного воздушного факела, выходящего в помещение. Насадок типа, показанного на рис. 126,*а*, с уширением (диффузором) на выходе дает мало ощутимое рассеивание струи. Насадки типа, показанного на рис. 126,*б*, рассеивают воздушный поток в горизонтальной плоскости, а типа, показанного на рис. 126,*в*, — по полусфере, вызывая резкое падение начальной скорости приточного воздуха.

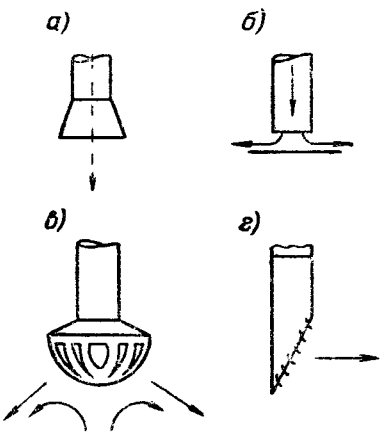


Рис. 126

Насадки типа, показанного на рис. 126,*г*, с направляющими лопатками в выходном отверстии обеспечивают сравнительно равномерную скорость истечения воздуха через указанное отверстие. Насадки, находящие применение в промышленной вентиляции, обычно изготовляются из листовой стали.

Приточные и вытяжные отверстия в помещениях общественных, жилых и коммунальных зданий снабжают решетками (иногда сетками), рисунок и оформление которых выбирают в соответствии с внутренней отделкой помещения. На рис. 127 показаны некоторые мотивы рисунка стальных штампованных вентиляционных решеток, а на рис. 128 — стандартная стальная жалюзийная решетка с подвижными жалюзи, позволяющими

регулировать количество воздуха, проходящего через решетку. На рис. 128,*а* решетка показана с закрытыми, а на рис. 128, *б*— с открытыми жалюзи.

При повышенных требованиях к внутренней отделке помещения (например, в зрительных залах, залах собраний и т. п.) вентиляционные решетки часто отливаются из гипса или алебастра по специальному рисунку.

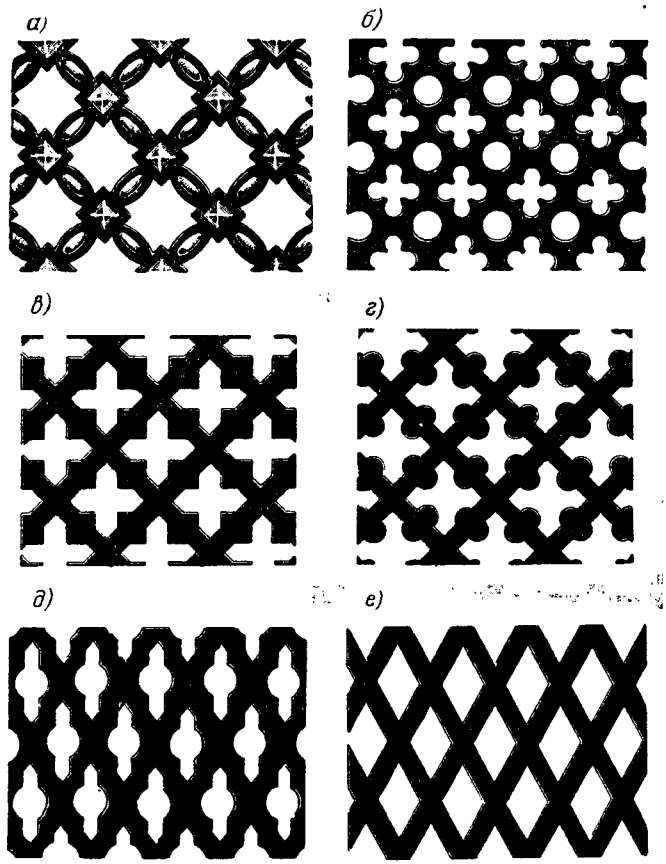


Рис. 127

Воздуховоды систем вентиляции изготовляются из различных материалов и могут иметь различное конструктивное оформление. В установках промышленной вентиляции чаще всего применяются воздуховоды (круглого или прямоугольного сечения), изготовляемые из листовой стали.

При наличии в воздухе производственных помещений химически активных паров и газов иногда переходят на изготовление

воздуховодов из нержавеющей стали, цветного металла или плексиглаза.

В городских зданиях непромышленного типа в качестве воздуховодов широко используются внутристенные каналы, размерами не менее $^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича, а при отсутствии или недостаточном количестве этих каналов — «приставные» каналы, изготовляемые из шлакоалебастровых (шлакогипсовых) или шлако-

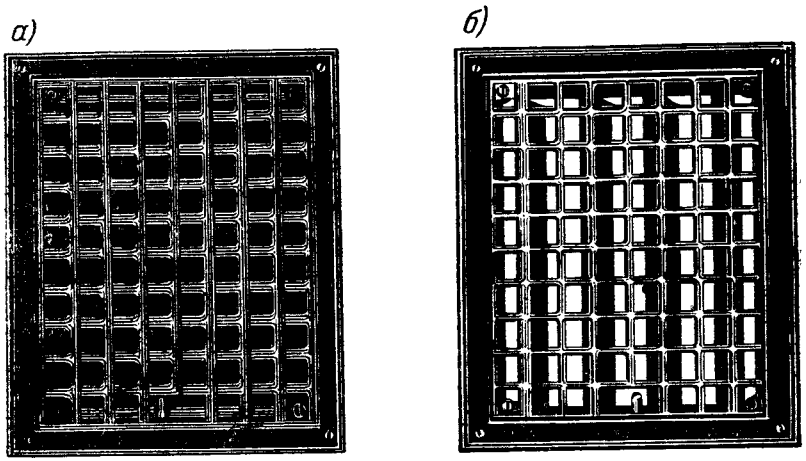


Рис. 128

бетонных плит. Минимальные размеры приставных каналов 10×10 *см*. Из таких же плит собираются магистральные воздуховоды на чердаке и в подвале здания.

Шлакобетонные плиты применяются для сборки воздуховодов лишь при повышенной влажности транспортируемого или окружающего комнатного воздуха, например, в банях, прачечных и т. п.

В остальных случаях всегда отдают предпочтение более дешевым и более легким шлакогипсовым или шлакоалебастровым плитам.

Нашими заводами освоено также производство асбестоцементных каналов круглого сечения, из которых и монтируются приставные вентиляционные каналы с последующей их обработкой в виде пилястр.

При разработке проекта оборудования здания системой вентиляции строго придерживаются соответствующих технических условий и норм, обеспечивающих пожарную безопасность и надлежащую прочность отдельных элементов оборудования, в том числе и воздуховодов вентиляционной установки.

Противопожарные требования, предъявляемые к каналам системы вентиляции, сводятся в основном к следующему.

Запрещается присоединять к одному вертикальному приточному или вытяжному каналу помещения, расположенные в различных этажах здания[1].

Внутренние кирпичные вентиляционные каналы во вновь возводимых зданиях должны иметь такие же противопожарные горизонтальные и вертикальные разделки, как дымоходы печного отопления, а приставные каналы должны проходить через междуэтажные перекрытия, не сообщаясь с подпольным пространством в этих перекрытиях.

При размещении приставных или подвесных вентиляционных каналов у деревянных строительных конструкций последние должны быть изолированы путем покрытия их плитами, из которых выполняются стенки самого канала.

Все вентиляционные каналы должны иметь гладкую внутреннюю поверхность в целях уменьшения потери давления при транспортировании по ним воздуха.

Перейдем к рассмотрению основных конструктивных решений, встречающихся при компоновке вытяжных и приточных центров разветвленной системы вентиляции.

Помещения, отводимые для приточных или вытяжных центров, должны быть сухими, по возможности с естественным светом, и иметь высоту не менее 2,0 *м*. Площадь помещения и компоновка вентиляционного оборудования должны обеспечивать удобное его обслуживание, т. е. периодический осмотр, смазку движущихся частей и управление центром. В тех случаях, когда оборудование приточного или вытяжного центра размещается на приподнятой над полом площадке (производственные цехи), вокруг площадки устраиваются перила, а для удобного обслуживания площадки предусматривается установка стационарной лестницы, также снабженной перилами. Ширина свободных проходов к элементам вентиляционного оборудования, требующим систематического за собой ухода, принимается не менее 700 *мм*.

При выборе мест взаимного расположения в здании приточных и вытяжных центров следует предусматривать возможность питания приточных систем наименее загрязненным наружным воздухом.

Из этих соображений расстояние от места забора свежего воздуха до места выброса загрязненного воздуха принимается не менее 10 *м* по горизонтали или же не менее 5 *м* по вертикали, причем в последнем случае выброс воздуха всегда располагают выше места забора свежего воздуха, а вертикальное расстояние от уровня земли до низа воздухозаборного отверстия принимают не менее чем 3 *м*. Воздухозаборное отверстие снабжается неподвижными жалюзи для предохранения от попадания в него атмосферных осадков и посторонних предметов.

[1] В высотных зданиях допускается обслуживать одним вертикальным каналом помещения, расположенные не менее чем через шесть этажей друг от друга.

На рис. 129 показано несколько вариантов устройств для забора наружного воздуха: вариант на рис. 129,*а* предусматривает частичное размещение приточного канала в толще наружной стены. Вариант на рис. 129,*б* — приставной наружный канал, подводящий свежий воздух в помещение приточной камеры, вариант на рис. 129,*в* — показывает возможное оформление воз-

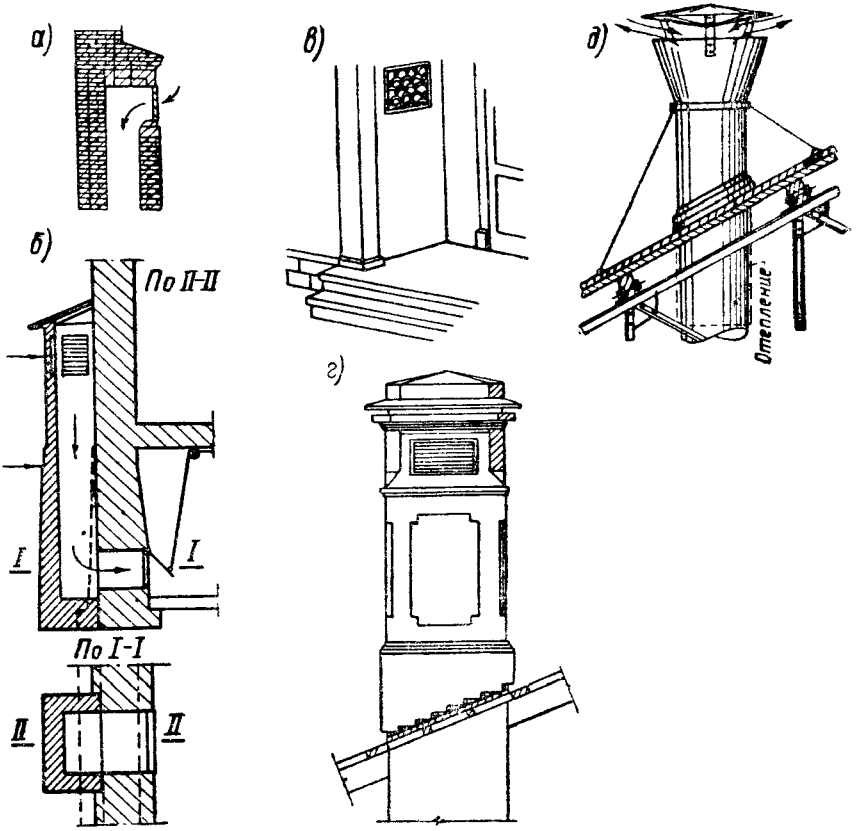


Рис. 129

духоприемного отверстия у входа в здание, а варианты на рис. 129, *г* и *д* — при забирании свежего воздуха над кровлей. В последнем случае высота расположения воздухоприемных отверстий над кровлей здания должна быть не менее 0,5 *м*. В производственных помещениях, особенно при расположении приточного центра на специальной площадке, отверстие для забора наружного воздуха обычно устраивается непосредственно в наружной стене. Во всех случаях, чтобы избежать охлаждения оборудования приточного центра в часы бездействия последнего

воздухозаборный канал плотно перекрывается отепленным клапаном (или шибером), как это схематически указано на рис. 129,*б*.

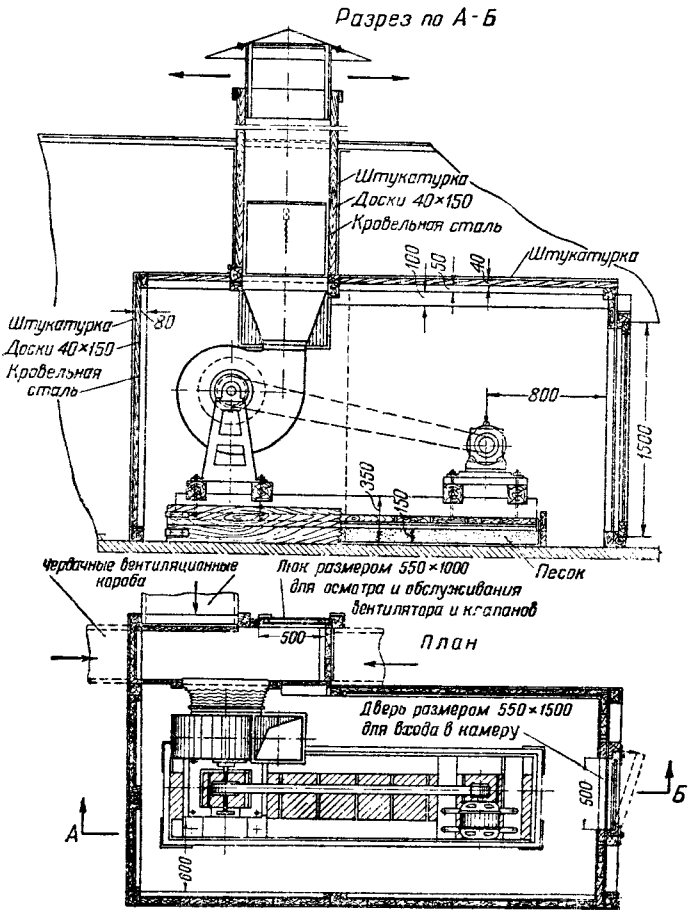


Рис. 130

На рис. 130 даны план и разрез вытяжного центра (вытяжной вентиляционной камеры), часто встречающегося на практике при вентиляции общественных зданий.

Вытяжные вентиляционные центры в общественных и коммунальных зданиях обычно располагаются на чердаке, а приточные — в цокольном или подвальном этажах. Во всех этих случаях вентиляционное оборудование должно быть размещено в отдельном запирающемся помещении, удобном для доступа обслуживающего персонала. В зданиях указанного назначения

очень часто приходится принимать специальные меры для уменьшения шума, возникающего при работе вентиляции, так как наблюдения показали, что в помещениях вентиляционных центров относительная сила возникающего шума, выраженная в децибелах (*дб*)[1], обычно колеблется в пределах от 50 до 80 *дб*, в то время как в отдельных помещениях, которые обслуживаются этими вентиляторами, интенсивность шума должна быть во много раз меньше (например, в радиостудиях от 10 до 20 *дб*, в театрах от 25 до 35 *дб*).

Шум, возникающий при вполне исправной работе вентиляции, может быть следствием вибрации механизмов (вентиляторов, электродвигателей), особенно в тех случаях, когда эти механизмы жестко связаны со строительными конструкциями здания, а также следствием повышенной скорости движения воздуха у лопаток вентилятора или в приточных и вытяжных каналах, или в местах выхода и входа воздуха в вентилируемые помещения.

Шум от вибрации вентиляторов и моторов может передаваться по строительным конструкциям на весьма большое расстояние и усиливаться вследствие резонанса в отдельных помещениях большого объема, расположенных через несколько этажей от вентиляционного центра.

Борьба с шумом вентиляционных установок проводится путем следующих основных мероприятий.

1. Вентиляционные центры не должны размещаться непосредственно над или под помещениями, в которые не допускается проникание шума (например, зрительные залы).

2. Вентиляторы и моторы, расположенные в цокольном или подвальном этаже здания, следует устанавливать на отдельном фундаменте, окруженном песчаной засыпкой толщиной 10—15 *см* и не связанном с фундаментами или стенами здания. На чердаке или в промежуточном этаже вентиляторы и моторы устанавливают на общей брусчатой обвязке, также утопленной в песчаную подушку (рис. 130), или же снабженной двух-трехрядной прокладкой из толстой резины. В последнем случае обвязку не следует крепить к строительным конструкциям теми же болтами, какими крепятся вентиляторы и моторы к обвязке.

3. Во избежание передачи вибрации от вентилятора к каналам на выхлопном и всасывающем отверстиях вентилятора устанавливаются эластичные кольцевые вставки шириной 5 — 10 *см* из прорезиненной ткани или из просмоленной (можно прокрашенной за 2 раза масляной краской) мешковины или брезента.

---

[1] Из курса физики известно, что если через $J_0 = 10^{-9}$ *эрг/см²* обозначить силу звука на пороге слышимости (при чистоте 1 000 *гц*), а фактическую силу звука через J *эрг/см²*, то относительная сила звука в децибелах будет равна $N = 10 \lg \frac{J}{J_0}$ *дб*.

4. Число оборотов вентиляторов выбирают таким образом, чтобы окружная скорость не превышала 15—20 *м/сек*, хотя следует помнить, что это мероприятие иногда ведет к понижению к. п. д. вентилятора и, следовательно, к увеличению расхода энергии на его работу. При вентиляторах типа ЦАГИ всегда следует отдавать предпочтение многолопастным относительно бесшумным вентиляторам.

5. При расчете участков воздуховода, которые непосредственно примыкают к помещениям, не допускающим проникания в них шума, принимают скорости воздуха не более чем 3 *м/сек*, причем особо избегают местного повышения скоростей, например, в отводах, тройниках, приточных и вытяжных решетках и т. п.

Если по местным условиям не представляется возможным снизить скорость движения воздуха в каналах до указанных пределов, то прибегают к установке специальных звукопоглощающих камер, наличие которых всегда сопряжено с дополнительной потерей давления, развиваемого вентилятором, а потому считается экономически невыгодным.

В промышленных зданиях обычно не возникает надобности в проведении особых мероприятий по борьбе с шумом вентиляционного оборудования, так как чаще всего даже при бездействии вентиляции громкость шума на фабриках и заводах колеблется в пределах от 60 до 80 *дб*. Однако и в этих условиях, но уже из соображений прочности почти всегда предусматривают установку эластичных кольцевых соединений центробежных вентиляторов с металлическими воздуховодами, чтобы на последние не передавалась вибрация вентилятора.

Для расчета разветвленной сети воздуховодов необходимо иметь детальную схему этой сети (в аксонометрии) с четким отражением на ней всех поворотов, ответвлений и прочих мест изменения направления или возможного изменения скорости движения воздуха, а также объема воздуха, подаваемого (или извлекаемого) через каждое вентиляционное отверстие. Очевидно, что вычерчиванию такой детальной схемы должны предшествовать следующие этапы разработки проекта:

а) составление таблицы воздухообмена по притоку и вытяжке для каждого вентилируемого помещения;

б) выявление схемы вентиляции каждого помещения с размещением на планах этажей вертикальных каналов (внутристенных и приставных) и с выбором в каждом помещении мест подачи свежего или извлечения загрязненного воздуха;

в) выбор числа приточных и вытяжных центров, размещение их на планах здания, выбор побудителя для перемещения воздуха и подбор оборудования вентиляционного центра;

г) выбор трассы приточных и вытяжных магистральных воздуховодов для каждого вентиляционного центра.

После вычерчивания в аксонометрии детальной схемы воздуховодов приточной или вытяжной системы вентиляции необходимо разбить наиболее протяженную ветку вентиляционной сети на отдельные расчетные участки, в каждом из которых сохранялось бы неизменное количество транспортируемого воздуха, пронумеровать эти участки и уточнить длину каждого участка. Только при наличии всех этих исходных данных можно приступить к определению сечения воздуховодов, имея в виду, что давление, развиваемое вентилятором или возникающее под действием теплового побуждения, полностью расходуется на преодоление линейных и местных сопротивлений по пути движения воздуха в вентиляционной сети.

Подбор сечений воздуховодов производится по таблицам или номограммам.

На рис. 131 дан образец такой расчетной номограммы, построенной для определения удельной потери давления от трения (R в *кг/м² м*) в стальных трубопроводах круглого сечения при воздухе с температурой 20° (γ=1,2 *кг/м³*).

В вентиляционной технике часто применяют воздуховоды не круглого, а прямоугольного сечения, и, кроме того, из различных материалов, т. е. с различной шероховатостью внутренней поверхности.

Для того чтобы подсчитать по той же номограмме (рис. 131) удельную потерю давления на трение в прямоугольном канале со сторонами $a \times b$ *м*, следует определить диаметр равновеликого по потере на трение воздуховода с круглым сечением при той же скорости, с которой воздух перемещается в прямоугольном канале.

Переходная формула для нахождения такого равновеликого диаметра имеет вид:

$$d_p = \frac{2ab}{a+b} \text{ м}. \qquad (55)$$

Если, например, требуется определить удельную потерю на трение R (в *кг/м² м*) в стальном прямоугольном трубопроводе размерами 0,4×0,7 *м* при скорости движения в нем воздуха w = 5 *м/сек*, то по уравнению (55) имеем:

$$d_p = \frac{2 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}7}{0{,}4 + 0{,}7} \approx 0{,}5 \text{ м} \approx 500 \text{ мм}.$$

Далее по номограмме (рис. 131) находим, что при w = = 5 *м сек* и d_p = 495 *мм* (ближайший размер) удельная потеря трением равна:

$$R = 0{,}055 \text{ кг/м}^2 \text{ м}.$$

Следует подчеркнуть, что в данном случае скорость w = 5 *м/сек* принята одинаковой как в прямоугольном, так и в круглом канале. Так как сечения этих каналов различны, то будет различным и количество воздуха, проходящее по тому

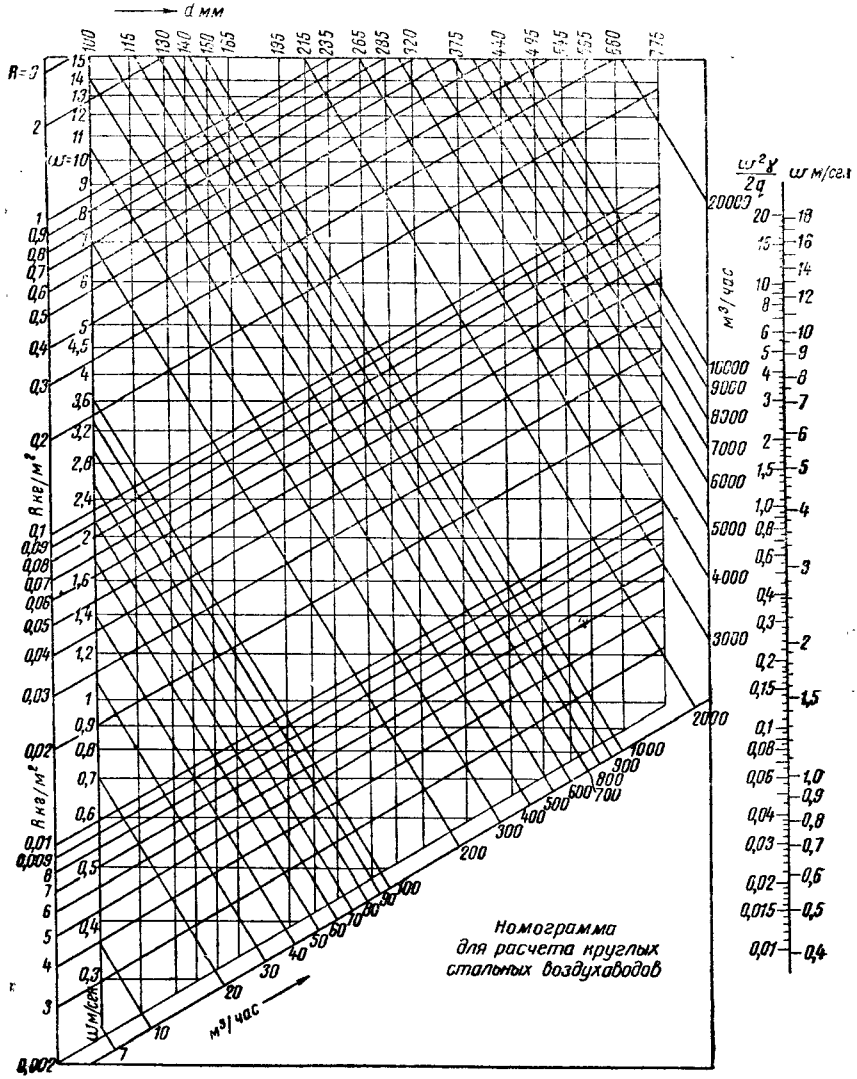


Рис. 131

и другому каналу, но мы воспользовались равновеликим диаметром только для определения потери давления на трение в прямоугольном канале при фактической скорости движения воздуха в последнем.

Равновеликие диаметры для кирпичных каналов с учетом толщины швов приведены в табл. 8.

Таблица 8

Равновеликие по трению диаметры для кирпичных каналов (с учетом швов кладки)

Кирпичные каналы		Равновеликий (по трению) диаметр d_p в *мм*
размер в кирпичах	площадь в $м^2$	
$^1{}_2 \times {}^1/_2$	0,0200	140
${}^1/_2 \times 1$	0,0380	165
1×1	0,073	265
$1 \times 1^1/_2$	0,110	320
1×2	0,140	375
2×2	0,280	545

Если воздуховоды имеют не гладкую, а шероховатую поверхность, то для них коэфициент трения, а значит, и величина R, будет соответственно больше, чем указано в номограмме для стальных труб. Согласно подсчетам, произведенным М. И. Киссиным[1], можно ориентировочно принимать, что удельная потеря на трение R в каналах с шероховатой поверхностью будет больше, чем в каналах с гладкой поверхностью: для шлако-алебастровых и шлако-гипсовых каналов в 2 раза, для кирпичных в 2,5 раза и для каналов, выполненных путем штукатурки по сетке, — в 3 раза.

Местные сопротивления в разветвленной сети воздуховодов подсчитываются по обычной формуле [уравнение (32) § 9], но более тщательно, чем в системах водяного и парового отопления.

В частности, величина коэфициента местного сопротивления тройников и крестовин принимается переменной в зависимости от угла ответвления, от соотношения скоростей в отдельных частях тройников или крестовин, а также от того, происходит ли в упомянутых фасонных частях деление потока или, наоборот, слияние потоков воздуха. Значения коэфициентов для наиболее часто встречающихся местных сопротивлений приведены в табл. XXIV приложения.

В отличие от систем отопления, в которых на преодоление местных сопротивлений расходуется в среднем до 50% от об-

[1] М. И. Киссин, Отопление и вентиляция, ч. II, Вентиляция, Стройиздат, 1949, стр. 110.

щей величины потери давления, в разветвленной системе вентиляции местные сопротивления могут отнимать от 10 до 95% от указанного давления в зависимости от диаметров воздуховодов. Поэтому расчет вентиляционных каналов обычно производят, принимая из экономических соображений скорость движения воздуха в каждом участке сети с постепенным увеличением этой скорости по мере приближения к вентилятору.

Для непромышленных зданий приходится также учитывать конструктивные и эстетические соображения, которыми часто заведомо предопределяются размеры отдельных вентиляционных каналов, прокладываемых непосредственно в помещениях. Однако во всех случаях стремятся в конечном итоге получить такое решение, которое давало бы наименьшие расходы на эксплоатацию вентиляционного оборудования.

При существующем тарифе на электроэнергию можно ориентировочно считать, что при разветвленной системе вентиляции с механическим побуждением на 1 *квт* мощности электродвигателей падает до 4 000 *м*³/*час* воздуха, перемещаемого в вентиляционной сети гражданских зданий, и до 2 000 *м*³/*час*— в промышленных зданиях. В первом случае это соответствует давлению вентиляторов в 20—40 *мм* вод. ст., а во втором случае — до 60—80 *мм* вод. ст. Скорости в вентиляционных каналах в среднем изменяются от 2 до 8 *м/сек* в гражданских и от 4 до 12 *м/сек* в промышленных зданиях, причем высший предел падает на участки сети, ближайшие к вентилятору. Однако в тех случаях, когда вентиляция служит одновременно для целей воздушного (пневматического) транспорта производственных отходов или самих продуктов производства, скорость воздуха даже в участках, наиболее удаленных от вентилятора, приходится принимать из тех соображений, чтобы транспортируемый по трубопроводам материал или отходы уносились потоком воздуха. Так, например, для транспортирования легкой табачной пыли скорость воздуха в каналах принимается 8—10 *м/сек*, для текстильной пыли и пыли красок 10—12 *м/сек*, для минеральной пыли 12—14 *м/сек*, для влажной древесной стружки 14—16 *м/сек*, для спичечной соломки 16—18 *м/сек* и т. д.

При расчете вентиляции следует иметь в виду, что в разветвленном воздуховоде потеря давления возрастает примерно в квадрате, а мощность в кубе по сравнению с увеличением скорости перемещаемого воздуха, и принятые без надобности высокие скорости могут привести к чрезмерно большим эксплоатационным расходам.

При тепловом побуждении приходится ограничиваться весьма незначительными скоростями движения воздуха, а именно 0,5—0,6 *м/сек* в каналах вытяжной вентиляции из верхних этажей и до 1 *м/сек* — в каналах из нижних этажей и в сборных воздуховодах на чердаке.

В вытяжных шахтах скорость воздуха принимается обычно 1—1,5 *м/сек* при тепловом побуждении и до 4—6 *м/сек*, а иногда и более — при механическом побуждении.

Шахты для забора свежего наружного воздуха (при механическом побуждении) рассчитываются также на скорость движения в них воздуха от 4 до 6 *м/сек*.

Поясним на нескольких примерах принцип и последовательность расчета каналов разветвленной системы вентиляции.

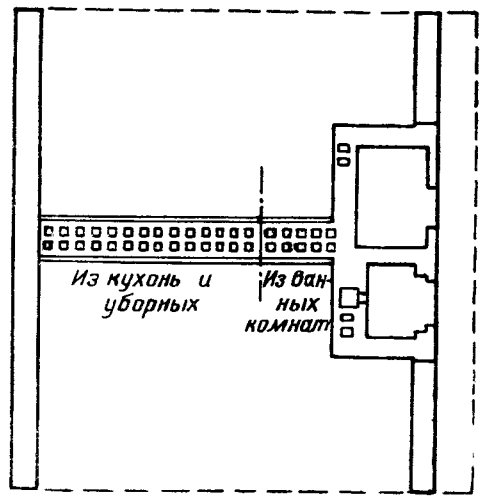
Пример 1. Требуется рассчитать вытяжную вентиляцию с тепловым побуждением из санитарных узлов двух смежных в плане квартир газифицированного семиэтажного жилого дома.

Как видно из рис. 132, санитарный узел каждой квартиры состоит из ванной (ВК), уборной (У) и газовой кухни (К).

Продукты сгорания газа из ванных водогрейных колоиок по существующим техническим правилам запрещается отводить в общую вентиляционную систему (см. часть третью, гл. VIII), поэтому намечаемая вытяжная вентиляция должна обслуживать лишь кухни и уборные.

Внутренний объем помещения каждой кухни 28 *м*³. Строительным проектом для осуществления вытяжки отдельно из каждого вентилируемого помещения предусмотрены каналы по $^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича в два ряда внутри поперечной кирпичной стены толщиной в $2^1/_2$ кирпича. Сборный вытяжной канал на чердаке предположено изготовлять из двойных шлакоцементных, а не шлако-гипсовых плит, так как удаляемый из газифицированных кухонь воздух обычно имеет повышенную влажность. Жалюзийные вентиляционные решетки устанавлива-

План чердака



План 7-го этажа

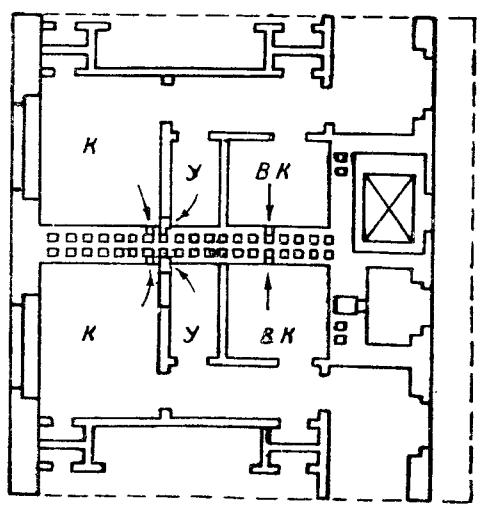


Рис. 132

ются в кухнях и уборных на расстоянии 0,5 *м* от потолка для осуществления вытяжки из верхней зоны. Высота каждого этажа, включая толщину одного перекрытия, h=3,8 *м*. Высота шахты для удаления воздуха наружу, считая от засыпки на чердаке, $h_ш$=2,5 *м*. Температура помещений $t_в$=18° ($\gamma_в$=1,21 *кг/м*³). Температура наружного воздуха $t_н$=0° ($\gamma_н$=1,29 *кг/м*³).

По табл. V приложения находим, что в кухне должен осуществляться трехкратный воздухообмен, т. е. количество извлекаемого воздуха будет $V_к$=28·3=84 *м*³/*час*, а из каждой уборной (по той же таблице) $V_у$=25 *м*³/*час*. Всего к вентиляционной сети присоединено 14 кухонь и 14 уборных. Следовательно, общий объем вытяжки равен V=(84+25)14= =1 526 *м*³/*час*.

Из представленных на рис. 133 разрезов видно, что сборный канал намечено проложить на чердаке непосредственно над вертикальными, заложенными в капитальной стене каналами.

Такое конструктивное решение в данном случае вполне целесообразно, так как упомянутая капитальная поперечная стена не имеет в пределах чердака кирпичных столбов или стоек, поддерживающих прогоны под стропила кровли.

Для первичной (монтажной) регулировки вентиляции каждый вертикальный канал снабжен шиберной задвижкой, установленной в нижней стенке сборного канала на чердаке (рис. 133,*а*).

Рис. 132 и 133 вполне выявляют конфигурацию всей вентиляционной сети и позволяют перейти к расчету последней без вычерчивания аксонометрической схемы, тем более, что эта схема при нашем варианте сети с большим числом смежных вертикальных каналов не была бы даже достаточно наглядной.

Расчет начинаем с определения удельной величины теплового побуждения для наиболее неблагоприятных условий движения воздуха по каналам. Это может быть или наиболее короткая ветка (Σl=3,4 *м*), состоящая из участков *1* и *2* (в кружочках у выносной черты на рис. 133,*б*) и имеющая минимальное давление H_1, или, наоборот, наиболее длинная ветка (Σl=27,9 *м*), состоящая из участков 3—4—5—6—7—8—9—2 и обслуживающая помещение первого этажа, а потому имеющая наибольшее из возможных давлений (H_3).

В первом случае вертикальное расстояние от центра жалюзийной решетки седьмого этажа до выхода воздуха из шахты равно 3,4 *м*.

Следовательно:

$$H_1 = 3{,}4\,(\gamma_0 - \gamma_{18}) = 3{,}4\,(1{,}29 - 1{,}21) = 0{,}27\ кг/м^2,$$

и удельное падение давления в среднем может быть допущено:

$$\Delta p_1 = \frac{H_1}{\Sigma l} = \frac{0{,}27}{3{,}4} = 0{,}08\ кг/м^2\ м.$$

Во втором случае вертикальное расстояние от центра жалюзийной решетки первого этажа до выхода из шахты равно 26,2 *м*. Следовательно, расчетное давление

$$H_3 = 26{,}2\,(\gamma_0 - \gamma_{18}) = 26{,}2\,(1{,}29 - 1{,}21) = 2{,}1\ кг/м^2,$$

и возможное в среднем удельное падение давления:

$$\Delta p_3 = \frac{H_3}{\Sigma l} = \frac{2{,}1}{27{,}9} = 0{,}075\ кг/м^2\ м.$$

Мы видим, что самая короткая и самая протяженная ветка находятся практически в равных условиях; это можно объяснить крайне ограниченной длиной горизонтальных участков во втором случае при отсутствии таких участков сети в первом случае.

Расчет начинаем с участка *3* более протяженной ветки, для которой Δp_3=0,075 *кг/м²м*, и одновременно заполняем табл 9, причем данные для

первых трех граф таблицы (номер участка, нагрузка и длина участка) берутся непосредственно из рис. 133,*б*. Так как сечение внутристенного канала также задано ($^1/_2 \times {}^1/_2$ кирпича), то можно заполнить и графы 5 и 6

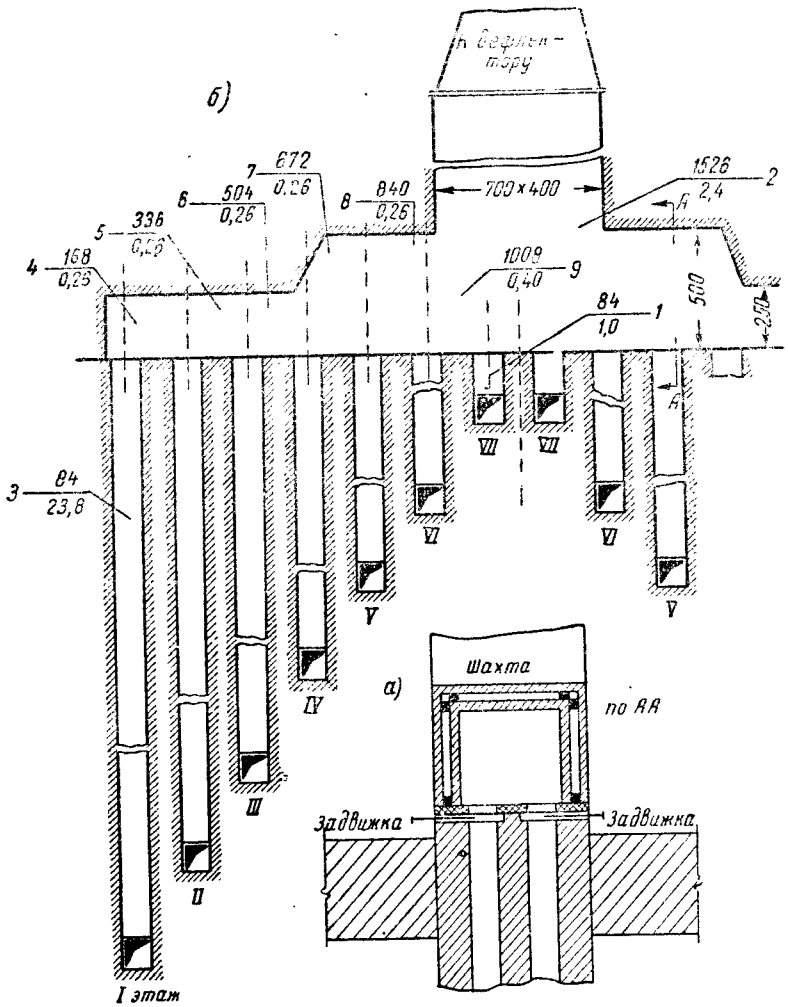


Рис. 133

таблицы, имея в виду, что линейные размеры и площадь кирпичного канала берутся с учетом толщины швов кладки. Эти данные, а также равноценный по трению диаметр канала (для графы 7 табл. 9) можно взять непосредственно из вспомогательной табл. 8.

Зная площадь канала (0,02 $м^2$) и расход воздуха (84 $м^3/час$), определяем скорость движения воздуха по каналу для заполнения графы 4:

$$w = \frac{84}{3\,600 \cdot 0{,}02} = 1{,}17\ м/сек.$$

Таблица 9

Расчет воздуховодов

№ участка	V в $м^3/час$	l в $м$	w в $м/сек$	f в $м^2$	$a \times b$ в $мм$	$d_э$ в $мм$	R в $кг/м^2$	$h_д$ в $кг/м^2$	lR в $кг/м^2$	$\Sigma\zeta$	Z в $кг/м^2$	$lR+Z$ в $кг/м^2$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
3	84	23,80	1,17	0,02	140×140	140	0,050	0,08	1,19	2,70	0,22	1,41
4	168	0,26	0,47	0,10	270×400	310	0,004	0,01	0,00	0,36	0,03	0,03
5	336	0,26	0,94	0,10	270×400	310	0,010	0,05	0,00	0,10	0,01	0,01
6	708	0,26	1,40	0,10	270×400	310	0,020	0,12	0,00	0,35	0,04	0,04
7	672	0,26	0,94	0,20	500×400	445	0,007	0,05	0,00	0,10	0,01	0,01
8	840	0,26	1,17	0,20	500×400	445	0,015	0,08	0,00	0,20	0,02	0,02
9	1 008	0,40	1,50	0,20	500×400	445	0,018	0,14	0,00	0,20	0,03	0,03
2	1 726	2,40	1,50	0,28	700×400	510	0,014	0,14	0,03	2,50	0,35*	0,03 1,58
			Запас давления: 2,1 — 1,58 = 0,52 $кг/м^2$									
1	84	1,00	1,17	0,02	140×140	140	0,050	0,08	0,05	1,6	0,13	0,18
2	1 726	2,40	1,50	0,28	700×400	510	0,014	0,14	0,03	2,5	0,35*	0,03 0,21
			Запас давления: 0,27 — 0,21 = 0,06 $кг/м^2$									

*Потеря на выход воздуха из шахты ($z = 0,35$ $кг/м^2$) отнесена за счет ветрового давления, создаваемого в дефлекторе типа ЦАГИ, установленном над шахтой

Выше упоминалось, что скорость воздуха в каналах из первых этажей рекомендуется при тепловом побуждении принимать не более 1,0 *м/сек*, во в нашем случае сечение канала было задано строительным проектом, поэтому, оставляя $w = 1,17$ *м/сек*, учтем это при дальнейшем расчете сети.

По скорости $w = 1,17$ *м/сек* и $d_р = 140$ *мм* находим при помощи номограммы (рис. 131) потерю давления на преодоление трения на 1 *пог. м* воздуховода:

$$R = 0,02 \cdot 2,5 = 0,05 \text{ кг/м}^2\text{м},$$

где 0,02 — потеря на трение в гладком воздуховоде;

2,5 — коэфициент, учитывающий шероховатость стенок кирпичного канала.

По той же номограмме определяем динамическое давление, создаваемое скоростью $w = 1,17$ *м/сек*. Оно будет равно $h_д = 0,08$ *кг/м²*.

Далее графа 10 (табл. 10) заполняется результатом произведения цифр из графы 8 и 3. Имеем $lR = 23,8 \cdot 0,05 = 1,19$ *кг/м²*.

Переходим к определению суммы коэфициентов местных сопротивлений на участке *3* при помощи данных табл. XXIV приложения:

а) вход в жалюзийную решетку стандартного типа $\zeta = 0{,}5$;

б) прямоугольное колено в нижней части канала при $l : h = 1$ имеет $\zeta = 1{,}1$;

в) вход в сборный канал на чердаке: это сложное местное сопротивление, получающееся в результате слияния двух потоков с одновременным поворотом их под углом 90°, можно ориентировочно рассматривать как два местных сопротивления: поворот потока под прямым углом и затем слияние двух потоков в виде ответвлений тройника; первое сопротивление (колено) оценивается коэфициентом $\zeta = 1{,}1$, второе сопротивление — ответвление тройника, работающего на всасывание, равно нулю, так как оба потока до своего слияния имеют одинаковую скорость, а согласно табл. XXIV приложения при $w_0 = w_n$ $\zeta_0 = 0$; следовательно, общее сопротивление при входе потока в сборный канал может быть приближенно оценено коэфициентом $= 1{,}1$, а сумма всех коэфициентов местных сопротивлений на участке *3* будет равна $\Sigma\zeta = 2{,}7$.

Заносим величину $\Sigma\zeta = 2{,}7$ в графу 11 расчетной табл. 9. Определение потери давления на преодоление местных сопротивлений $z = \Sigma\zeta\, h_д = 2{,}7 \cdot 0{,}08 = 0{,}22$ *кг/м²* (графа 12) и общей потери давления на участке *3* — $lR + Z = 1{,}19 + 0{,}22 = 1{,}41$ *кг/м²* (графа 13 табл. 9) уже не представляет затруднений.

Переходим к участкам *4—5—6*. Как видно из рис. 133, один размер (ширина) сборного воздуховода на чердаке определяется толщиной капитальной стены (640 *мм*), а высота канала меняется лишь после присоединения к нему вытяжки из трех нижних этажей здания. Последнее сделано исключительно в целях упрощения работ по заготовке плит и сборке из них каналов, что имеет весьма существенное значение и обязательно должно приниматься во внимание при разработке проекта вентиляции. Поэтому для определения постоянного сечения канала на участке *4—5—6* задаемся предварительно максимальной скоростью $w = 1{,}5$ *м/сек* движения воздуха в участке *6* и находим, что при этих условиях площадь должна быть $\frac{504}{3\,600 \cdot 1{,}5} = 0{,}10$ *м²*. Ширину канала принимаем равной $b = 400$ *мм*, а высоту канала $h = \frac{f}{b} = \frac{0{,}1}{0{,}4} = 0{,}25$ *м*, или 250 *мм*. В канале такого сечения скорость воздуха на участке *4* будет равна:

$$w_4 = \frac{168}{3\,600 \cdot 0{,}10} = 0{,}47 \text{ м/сек},$$

на участке *5*

$$w_5 = 0{,}94 \text{ м/сек},$$

на участке *6*

$$w_6 = 1{,}4 \text{ м/сек}.$$

Все эти данные заносим в соответствующие графы расчетной таблицы.

Сечению 250×400 *мм* соответствует равновеликий по трению диаметр круглого воздуховода [уравнение (55)]:

$$d_p = \frac{2 \cdot 250 \cdot 400}{250 + 400} = 310 \text{ мм}.$$

По ближайшему стандартному диаметру и скорости воздуха в каждом участке находим при помощи номограммы (рис. 131) потерю на трение в шлакобетонном канале:

для участка *4* ($w = 0{,}47$ *м/сек*)

$$R = 0{,}002 \cdot 2 = 0{,}004 \text{ кг/м}^2;$$

для участка *5* ($w = 0{,}94$ *м/сек*)

$$R = 0{,}005 \cdot 2 = 0{,}01 \text{ кг/м}^2;$$

для участка *6* ($w = 1{,}4$ *м/сек*)

$$R = 0{,}01 \cdot 2 = 0{,}02 \text{ кг/м}^2.$$

По специальной шкале той же номограммы (рис. 131) определяем величины динамических давлений $h_д$.

Из расчетной таблицы видно, что, если округлять значения величин lR (графа 10) до второго знака после запятой, то потерей давления на трение на участках *4—5—6* можно вообще пренебречь.

Теперь определим суммы коэфициентов местных сопротивлений.

Участок *4*. а) Внезапное уменьшение скорости потока в начале участка *4* с w_3=1,17 *м/сек* до w_4=0,47 *м/сек*.

По табл. 32 находим, что в нашем случае при соотношении площадей

$$\frac{f}{F} = \frac{2 \cdot 0{,}02}{0{,}1} = 0{,}4$$

$$\zeta = 0{,}36.$$

б) Смешение потоков в конце участка *4*, являющегося «проходным» по отношению к потокам, поступающим из вертикальных кирпичных каналов второго этажа. Из табл. XXIV по аналогии с тройниками, работающими на всасывание, находим, что в нашем случае:

$$\frac{w_0}{w_n} = \frac{1{,}17}{0{,}47} = 2{,}5 \text{ и } \zeta = 0.$$

Следовательно, на участке *4* имеется лишь потеря на внезапное расширение струи, определяемая коэфициентом ζ=0,36. Так как этот коэфициент согласно указанию в табл. XXIV приложения отнесен к большей скорости (в нашем случае к скорости w=1,17 *м/сек* и $h_д$=0,08), то потери в этом местном сопротивлении будут равны:

$$Z = 0{,}08 \cdot 0{,}36 = 0{,}03 \text{ кг/м}^2.$$

Участок *5*. Слияние потоков в сложном узле на границе с участком *6*, напоминающем крестовину. При этом

$$\frac{w_0}{w_n} = \frac{1{,}17}{0{,}94} = 1{,}24$$

и, следовательно,

$$\zeta_n = 0{,}1 .$$

Участок *6*. Аналогичное с участком *1* местное сопротивление:

$$\frac{w_0}{w_n} = \frac{1{,}17}{1{,}4} = 0{,}84 \text{ и } \zeta_n = 0{,}35.$$

Перейдем к участкам *7—8—9*. Для этих трех участков также принимаем сборный канал постоянного сечения, а именно: прежнюю ширину канала 400 *мм* и высоту 500 *мм*. Площадь такого канала на всем протяжении будет f=0,2 *м*². Скорость воздуха в участке *7* w_7=0,94 *м/сек*, в участке *8* w_8=1,17 *м/сек* и участке *9* w_9=1,5 *м/сек*.

Сечению канала 500×400 соответствует равновелнкий по трению диаметр

$$d_p = \frac{2 \cdot 500 \cdot 400}{500 + 400} = 445 \text{ мм} .$$

Местные сопротивления:

на участке *7* — сложная, фасонная часть, напомнинающая крестовину:

$$\frac{w_0}{w_n} = \frac{1{,}17}{0{,}94} = 1{,}24 \text{ и } \zeta_n = 0{,}1;$$

на участке *8*—то же:

$$\frac{w_0}{w_n} = \frac{1{,}17}{1{,}17} = 1 \text{ и } \zeta_n = 0{,}2 ;$$

на участке *9*:

$$\frac{w_0}{w_д} = \frac{1{,}5}{1{,}17} = 1{,}3 \text{ и } \zeta_п = 0{,}2 .$$

Участок *2* (шахта). Ориентируясь на скорость воздуха в шахте $w = 1{,}5$ *м/сек*, получаем поперечное сеченне:

$$f = \frac{1\,526}{3\,600 \cdot 1{,}5} = 0{,}28 \text{ } м^2.$$

Один размер шахты оставляем равным ширине сборных каналов, т. е. 400 *мм*, тогда второй размер получается 700 *мм*. Эквивалентный диаметр $d_р = 510$ *мм*.

Местные сопротивления на участке *2* определяются коэфициентом $\zeta = 2{,}5$ (выход из шахты). Однако при установке на шахте квадратного дефлектора ЦАГИ сопротивление на выход воздуха из шахты будет с избытком компенсироваться дополнительной тягой от воздействия ветра.

Принимая это последнее решение, получим потерю давления в шахте равной $lR = 0{,}03$ *кг/м²*.

Из расчетной таблицы видно, что общая потеря давлення в сетн получилась $\Sigma (lR + Z) = 1{,}58$ *кг/м²*.

Располагаемое давление $H = 2{,}1$ *кг/м²*.

В той же таблице приведен расчет и наиболее короткой ветки (участки *1* и *2*) вытяжной системы, причем в этом случае запас давления получился лишь 0,27—0,21=0,06 *кг/м²*.

Невязка избыточных давлений должна быть погашена путем прикрытия задвижек на каналах в месте их выхода на чердак.

Правая ветка вытяжной системы, обслуживающая помещения уборных, рассчитывается совершенно аналогично. Очевидно, что вследствие меньшей загрузки сборные магистральные воздуховоды получатся значительно меньшего сечения, чем для левой, уже рассчитаиной нами ветки.

Пример 2. Требуется произвести расчет воздуховодов приточной системы промышленной вентиляции, аксонометрия которой со всеми исходными даиными представлена на рис. 134. Каналы могут быть приняты стальные,

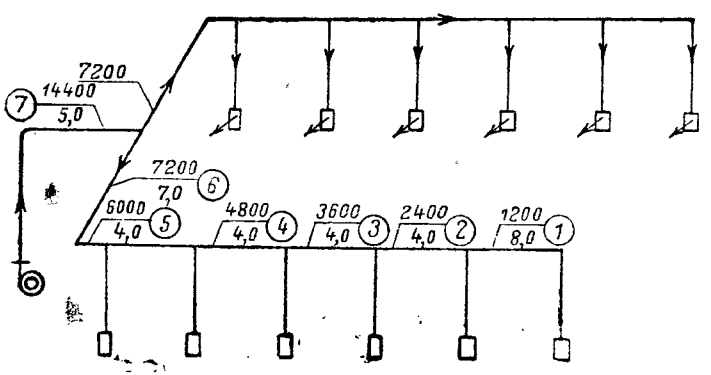


Рис. 134

круглого сечения. Выпуск воздуха производится в рабочую зону помещения через специальные сетчатые воздухораспределители, для которых согласно испытаниям можно принять коэфицнент местного сопротнвлеиия $\zeta = 1{,}0$.

Так как давление, создаваемое вентилятором, не задано, производим подбор диаметров воздуховодов по скоростям, которые согласио сделанным

выше указаниям принимаются для систем промышленной вентиляции от 4 до 8 *м/сек*. Расчетные данные заносим в табл. 10, начиная с наиболее удаленного участка сети. Как видно из этой таблицы, общая потеря давления в сети получилась равной $\Sigma (lR+Z)_{1-7}=6{,}5$ *кг/м²*. Такое же давление должно быть израсходовано и в любом другом направлении по пути от вентилятора до каждого воздухораспределительного патрубка.

Не производя последовательного выполнения расчета сети воздуховодов, остановимся лишь на подсчете коэфициентов местных сопротивлений на каждом участке (см. табл. XXIV приложения).

Участок *1*:

а) выход воздуха в помещение через специальный сетчатый воздухораспределитель — $\zeta = 1{,}0$

б) отвод 90° при $r=2d$ — $\zeta = 0{,}15$

в) проходная часть тройника — $\zeta_n = 0$

$\Sigma\zeta = 1{,}15 \approx 1{,}2$

Участки *2, 3, 4, 5*:

проходная часть тройника — $\zeta_n = 0$

Участок *6*:

а) два отвода 90° при $r=2d$ — $\zeta = 0{,}15 \cdot 2 = 0{,}3$

б) ответвление тройника — $\zeta_\theta = 0{,}3$

$\Sigma\zeta = 0{,}6$

Участок *7*:

а) отвод 90° при $r=2d$ — $\zeta = 0{,}15$

б) диффузор у вентилятора с углом раскрытия 20° — $\zeta = 0{,}15$

$\Sigma\zeta = 0{,}3$

Таблица 10

Расчет воздуховодов

№ участка	$V_в$ *м³/час*	l в *м*	ω в *м/сек*	d в *мм*	R в *кг/м² м*	h_θ в *кг/м²*	lR в *кг/м²*	$\Sigma\zeta$	Z в *кг/м²*	$lR+Z$ в *кг/м²*
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1 200	8,0	4,0	320	0,07	1,0	0,6	1,2	1,2	1,8
2	2 400	4,0	4,2	440	0,05	1,1	0,2	0	0	0,2
3	3 600	4,0	5,1	495	0,06	1,6	0,2	0	0	0,2
4	4 800	4,0	5,5	545	0,06	1,7	0,2	0	0	0,2
5	6 000	4,0	6,0	595	0,06	2,1	0,2	0	0	0,2
6	7 200	7,0	7,0	595	0,08	3,0	0,6	0,6	1,8	2,4
7	14 400	5,0	8,0	775	0,08	3,8	0,4	0,3	1,1	1,5
										6,5

Часть третья

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ГАЗОСНАБЖЕНИЕ

Глава VII

РАЙОННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

§ 24. СУЩНОСТЬ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО РАЙОННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Любой населенный пункт или город потребляет тепло на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и производственные нужды. При этом расход тепла на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение составляет величину порядка 40—50% от общего теплопотребления города. Для Ленинграда, например, этот расход равен 50—55%. Отсюда следует, что повышение эффективности теплоснабжения городов имеет громадное народнохозяйственное значение.

В нашей стране создание более эффективных систем теплоснабжения ведется по следующим основным направлениям:

1) повышение эффективности сжигания топлива, т. е. повышение коэфициента полезного действия котельных установок;
2) сжигание местных низкосортных топлив;
3) газоснабжение городов;
4) подземная газификация;
5) комбинированная выработка тепловой и электрической энергии.

Централизованным районным теплоснабжением называется теплоснабжение, при котором одна общая котельная обслуживает крупный комплекс зданий, большой населенный район или даже город.

Различают теплоснабжение от районных котельных и теплоснабжение от теплоэлектроцентралей (ТЭЦ).

Районное теплоснабжение имеет громадные преимущества по сравнению с теплоснабжением от местных котельных. Основные из этих преимуществ следующие.

Повышается эффективность использования топлива вследствие возможности в укрупненных котельных широко применять новейшие достижения техники сжигания топлива.

Удешевляется эксплоатация всего оборудования в связи с уменьшением штата обслуживающего персонала.

Широко используется местное низкосортное топливо, что не всегда возможно в мелких котельных установках.

Улучшается санитарное состояние города или поселка.

Уменьшаются капиталo- и металловложения в тепловое хозяйство вследствие его укрупнения и снижения суммарного резерва.

Освобождаются площади, занятые под индивидуальные котельные.

В районной котельной происходит приготовление только теплоносителя.

В теплоэлектроцентралях вырабатывается одновременно теплоноситель и электрическая энергия. Этим они отличаются и от районных котельных и от электрических конденсационных станций, на которых вырабатывается только электроэнергия. Теплоэлектроцентрали лежат в основе теплофикации.

Теплофикация представляет собой централизованное снабжение городов и промышленности теплом отработавшего в паровых двигателях (главным образом, паровых турбинах) пара, который служит для нагрева воды с целью приготовления теплоносителя для систем отопления и вентиляции и приготовления воды для систем горячего водоснабжения. Отработавший пар может также непосредственно использоваться для отопительных и производственных целей.

Рассмотрим этот вопрос несколько подробнее.

Принципиальная схема электрической конденсационной станции представлена на рис. 135.

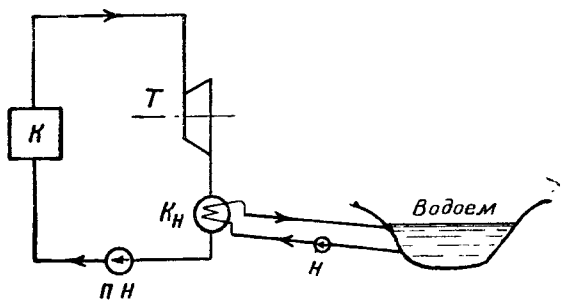


Рис. 135

Пар из котла $К$ поступает в турбину $Т$, где, производя работу, снижает свое давление и поступает в конденсатор $К_н$. Конденсат питательными насосами $ПН$ из конденсатора перекачивается в котел для повторного цикла. Для конденсации пара через конденсатор при помощи насоса $Н$ непрерывно пропускается холодная вода, которая отнимает скрытую теплоту пара и затем сбрасывается в водоем.

Обычно в конденсаторе поддерживается разрежение порядка 0,04—0,05 *ата*, чему соответствует температура пара, а следовательно, и конденсата около 30°.

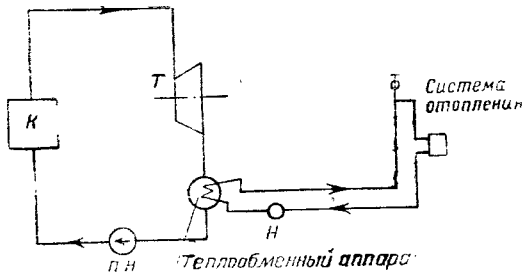


Рис. 136

Использование охлаждающей воды для теплоснабжения, как правило, невозможно, так как ее температура для этой цели низка (она даже несколько ниже температур конденсата). Таким образом, теплота, отнятая от пара водой в конденсаторе, представляет собой потерю. Эта потеря составляет около 50% тепла топлива, сожженного в котельной электростанции. Потеря тепла в конденсаторе может быть устранена при использовании охлаждающей воды, что вполне возможно при условии соответствующего повышения температуры этой воды при ее выходе из конденсатора. В этом случае мы приходим к схеме, представленной на рис. 136.

Здесь вместо конденсатора установлен теплообменный аппарат. Обратная вода от системы теплоснабжения (например, отопления) сетевым насосом *Н* прогоняется через теплообменный аппарат, где нагревается до определенной температуры за счет скрытой теплоты парообразования конденсирующего пара и снова подается в систему теплоснабжения.

Ясно, что при данной схеме давление отработавшего в турбине пара, при котором он поступает в теплообменный аппарат, больше, нежели в конденсаторе (описанной выше схемы), поскольку температура воды для системы теплоснабжения должна быть значительно выше, чем при выпуске этой воды непосредственно в водоем.

Схема, изображенная на рис. 136, представляет собой принципиальную схему комбинированной выработки электрической и тепловой энергии, т. е. схему теплофикации.

Теплофикация резко повышает коэфициент использования теплоты топлива тепловых электрических станций. Так, коэфициент использования теплоты топлива станции, вырабатывающей только электрическую энергию, составляет величину порядка 25—30%, в то время как при комбинированной выра-

ботке тепловой и электрической энергии этот коэфициент увеличивается до 60—70%.

Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии может успешно развиваться и совершенствоваться только при плановом построении энергетики целого района или области, т. е. в условиях нашего социалистического народного хозяйства, а не в условиях капиталистического строя, где теплофикация лишена этих основных предпосылок для прогресса.

В СССР, начиная со времени пуска в работу первой советской теплофикационной установки (в Ленинграде в 1924 г.), теплоэлектроцентрали и тепловые сети сооружаются в крупных городах и, как правило, во всех новых городах и промышленных районах, построенных в годы Сталинских пятилеток. Ежегодная экономия, получаемая от теплофикации, превышает 1 млн. *т* условного топлива.

По мощности действующих теплофикационных установок, величине комбинированной выработки тепловой и электрической энергии и протяженности тепловых сетей наша страна занимает первое место в мире.

Темпы развития теплофикации СССР за годы Сталинских пятилеток (1929—1946 гг.) характеризуются следующими данными (табл. 11).

Таблица 11

Показатели развития теплофикации в СССР по сравнению с 1929 г.

Наименование	1929 г.	1933 г.	1938 г.	1940 г.	1944 г.	1946 г.
Мощность теплофикационных турбин	1	8,8	23,2	37	38,3	43,5
Отпуск тепла	1	5,5	20,5	22	28	31
Длина тепловых сетей	1	5,25	24,3	26,2	37	39,2

(Количественные показатели 1929 г. условно приняты за единицу).

Эти показатели в еще большей степени нарастают в годы четвертой (послевоенной) Сталинской пятилетки.

Советским ученым и инженерам пришлось впервые разрешать ряд вопросов, связанных с проектированием, строительством и эксплоатацией теплофикационных установок.

Советским ученым принадлежит также приоритет в разработке и развитии теории теплофикации как самостоятельной научной дисциплины.

В СССР преимущественное распространение в теплофикационных городских системах находит вода. Для технологического теплопотребления часто применяется пар. В отдельных

случаях из технико-экономических соображений применяются и иные решения. Для технологического теплопотребления требуется пар определенного давления и степени перегрева, поэтому в случаях теплоснабжения технологического оборудования параметры пара в тепловой сети должны поддерживаться в соответствии с требованиями технологических процессов. В случае теплоснабжения отопительно-вентиляционных систем и систем горячего водоснабжения от водяной тепловой сети параметры воды в подающей и обратной трубах этой сети выбираются на основании технико-экономических расчетов.

Наиболее распространенные параметры воды в существующих теплофикационных сетях в настоящее время таковы: температура воды в подающей магистрали 130—150°, а в обратной 70°.

Несмотря на весьма разнообразный характер теплопотребления абонентов, присоединяемых к тепловым сетям, тепловую нагрузку, по характеру изменения ее во времени можно разбить на две группы: 1) сезонная нагрузка и 2) технологическая нагрузка и горячее водоснабжение.

Величина и характер изменения сезонной нагрузки зависят от климатических условий, главным образом, от наружной температуры. К сезонной тепловой нагрузке относится отопительная и вентиляционная нагрузки, а также нагрузка от систем кондиционирования воздуха.

Характер технологической нагрузки зависит, главным образом, от режима работы технологического оборудования и почти не зависит от наружной температуры воздуха. Характер тепловой нагрузки горячего водоснабжения зависит от ряда причин, но почти не зависит от наружной температуры воздуха.

Тепловые нагрузки при проектировании теплофикации обычно определяются по укрупненным измерителям, однако в случае наличия более точных данных о расходах тепла всегда используются эти данные.

Подсчет расчетных тепловых нагрузок по укрупненным измерителям для отопления и вентиляции не представляет затруднений и производится по удельным тепловым характеристикам и формулам § 1 (см. табл. VI приложения).

Подсчет расчетных тепловых нагрузок на технологические нужды и горячее водоснабжение весьма затруднителен, ибо эти нагрузки зависят от характера технологического процесса, типа производственного оборудования, общей организации работ и целого ряда других факторов[1].

[1] Для ориентировочных расчетов расхода тепла на технологические цели могут быть использованы данные, приведенные, например, в книге С. Ф. Копьева «Теплофикация, теплопотребление, тепловые сети», Стройиздат, 1940.

Определение расхода тепла на горячее водоснабжение можно производить по данным табл. XXV приложения.

При проектировании теплоснабжения новых районов часто тепловые нагрузки приходится определять по укрупненным измерителям, исходя из площадей и этажности застройки кварталов. В этом случае можно поступить следующим образом.

1. Задаваясь плотностью застройки кварталов, можно определить общую строительную кубатуру зданий на 1 *га* при определенной этажности застройки.

2. Задаваясь жилой площадью на 1 человека и переводным коэфициентом от жилой площади к строительной кубатуре (этот коэфициент обычно лежит в пределах 6—8), можно определить строительный объем жилых зданий на 1 человека.

3. Задаваясь объемом культурно-бытовых зданий на 1 жителя равным 20—25% от жилого объема, определяем общую строительную кубатуру жилых и культурно-бытовых зданий на 1 жителя.

4. Исходя из кубатуры зданий на 1 *га* застройки и общей кубатуры на 1 жителя, определяем число жителей на 1 *га* в зависимости от этажности застройки.

5. Зная объемы зданий на 1 жителя, легко подсчитать расчетные расходы тепла как на 1 жителя, так и на 1 *га* застройки.

В табл. 12 приведены расчетные расходы тепла на 1 жителя.

Таблица 12

Максимальный часовой расход тепла на 1 жителя в тысячах килокалорий

№ п/п	Районы / Род потребления	Сибирь, Урал и север европейской части СССР	Средняя полоса европейской части СССР и северная часть Средней Азии	Южная часть европейской части СССР	Крым, Кавказ, юг Средней Азии	Примечание
1	Отопление и вентиляция жилых зданий .	1,08	0,99	0,81	0,63	
2	Отопление и вентиляция культурно-бытовых зданий . . .	0,23	0,23	0,20	0,12	
3	Горячее водоснабжение	0,20	0,20	0,20	0,20	Дома с ваннами
4	Бани	0,03	0,03	0,03	0,03	
5	Прачечные	0,06	0,06	0,06	0,06	
6	Фабрики-кухни	0,15	0,15	0,15	0,15	Полный пансион
	Итого	1,75	1,66	1,45	1,19	

Пример. Определить тепловые нагрузки на кварталы района города (рис. 137), расположенного в средней полосе европейской части СССР.

Решение. Принимая плотность населения равной 200, 300 и 400 человек на 1 *га* соответственно при двух-, трех- и четырехэтажной застройке и максимальный часовой расход тепла на 1 жителя в 1,66 тыс. *ккал/час* (см. табл. 12), определяем тепловые нагрузки на кварталы. Весь расчет сведен в табл. 13.

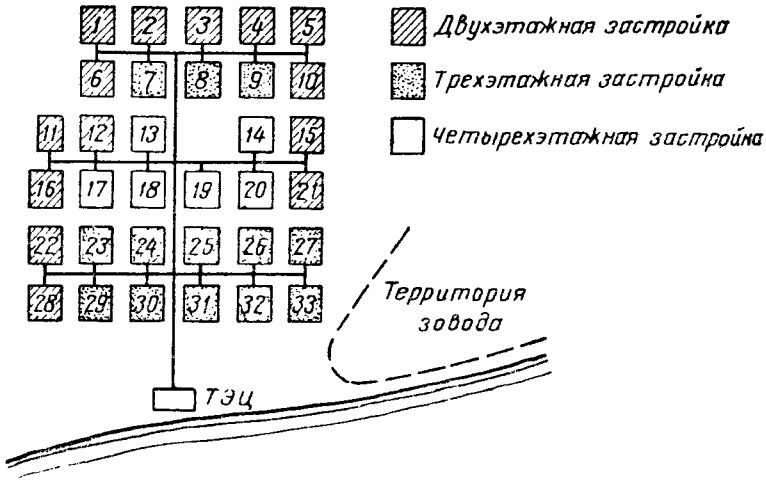


Рис. 137

Таблица 13

Определение тепловых нагрузок

№ квартала	Площадь квартала в *га*	Этажность застройки	Число жителей в квартале	Максимальная тепловая нагрузка в 10^6 *ккал/час*
1—6,10	4	2	800	1,33
7—9	4	3	1 200	1,99
11	2	2	400	0,665
12,15	4	2	800	1,33
13,14	4	4	1 600	2,66
16,21	6	2	1 200	1,99
17—20	6	4	2 400	3,98
22	5	2	1 000	1.66
23—27	5	3	1 500	2,49
28	5	2	1 000	1.66
29—33	5	3	1 500	2,49

Общая тепловая нагрузка на весь теплофицируемый район согласно табл. 13 равна 72,045 *мкал/час*.

По мере рассмотрения материала будет дано дальнейшее решение этого примера.

§ 25. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Как уже указывалось выше, в системах теплоснабжения теплоносителями служат вода и пар.

Для теплоснабжения городов в СССР преимущественно применяется вода.

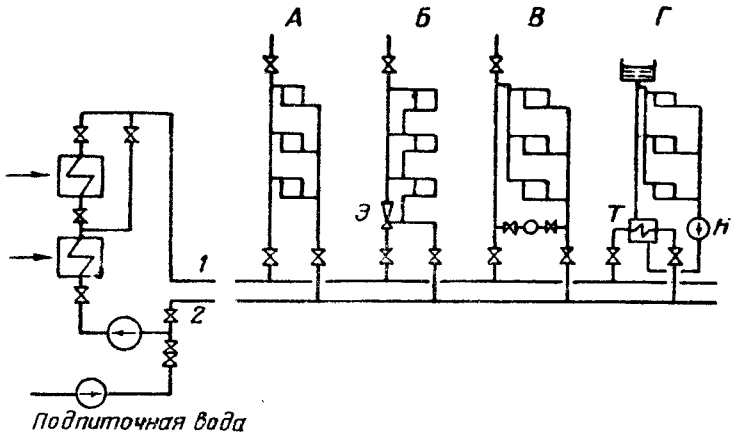


Рис. 138

Водяные системы теплоснабжения можно разбить на две группы: закрытые и открытые.

В закрытых системах вода, циркулирующая в системе теплоснабжения, используется только как теплоноситель, но из сети не разбирается.

В открытых системах циркулирующая вода разбирается у абонентов для целей горячего водоснабжения.

В зависимости от числа прокладываемых труб системы теплоснабжения можно разбить на двухтрубные и многотрубные.

На рис. 138 показана двухтрубная закрытая водяная система. По линии *1* тепловой сети горячая вода поступает в абонентские установки, а по линии *2* охлажденная вода возвращается на станцию. В соответствии с этим линию *1* называют подающей, а линию *2*—обратной.

На рис. 139 показана предложенная проф. С. Ф. Копьевым открытая двухтрубная система, отличающаяся от закрытой двухтрубной системы (рис. 138), тем, что из нее произ-

водится непосредственный водоразбор для целей горячего водоснабжения. Таким образом, по подающей магистрали *1* идет всегда больше воды, чем по обратной *2*, в связи с чем уменьшаются диаметры последней. В данной схеме совершенно отсутствуют теплообменные аппараты для нагрева воды для горячего водоснабжения у абонентов, а следовательно, значительно уменьшается стоимость оборудования этих абонентов.

Непосредственный водоразбор из тепловых сетей позволяет использовать в больших количествах отходящие теплые воды с температурой 30—60°, имеющиеся на электростанциях и на многих промышленных предприятиях. В закрытых системах тепло-

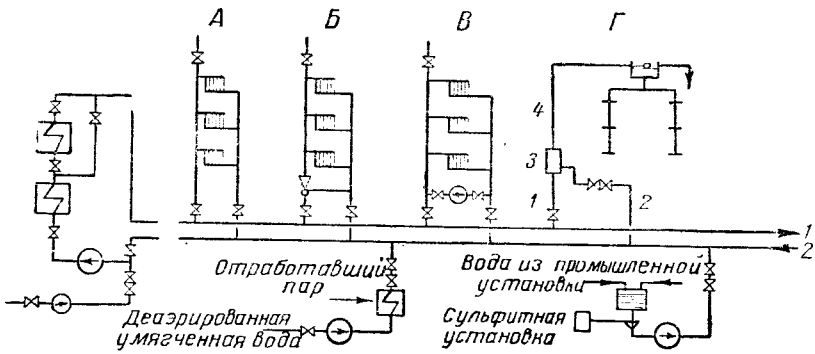


Рис. 139

снабжения возможность использования такой воды весьма ограничена, так как в системе циркулирует все время одна и та же вода и требуется подпитка только в размерах, восполняющих утечку воды через неплотности сети, составляющую величину порядка 0,5—1% от расхода циркулирующей воды.

Непосредственный водоразбор из тепловой сети может достигать 15—20% от расхода циркулирующей воды, что вызывает соответствующее увеличение мощности подпиточных устройств по сравнению с закрытыми системами.

Автором описанной выше схемы проф. С. Ф. Копьевым разработан новый термический способ водоподготовки для питания тепловых сетей, стоимость которой значительно ниже стоимости ранее применявшейся водоподготовки.

Этим самым решен вопрос о возможности и целесообразности применения открытых систем, стоимость которых значительно ниже стоимости закрытых систем.

Недостатком открытых тепловых сетей по сравнению с закрытыми является трудность контроля плотности сети. Если в закрытых системах величина подпитки характеризует состояние плотности сети, то в открытых системах такого вывода сделать

нельзя. Последнее затрудняет контроль за плотностью открытых систем в эксплоатационных условиях.

Паровые системы строятся двух типов: а) закрытые системы и б) открытые системы.

В закрытых системах конденсат от теплообменных аппаратов, установленных у абонентов, снова возвращается на станцию. Таким образом, здесь мы имеем полную аналогию с закрытыми водяными системами. В открытых системах конденсат не возвращается на станцию, а остается у абонентов. Последними он используется для тех или иных целей.

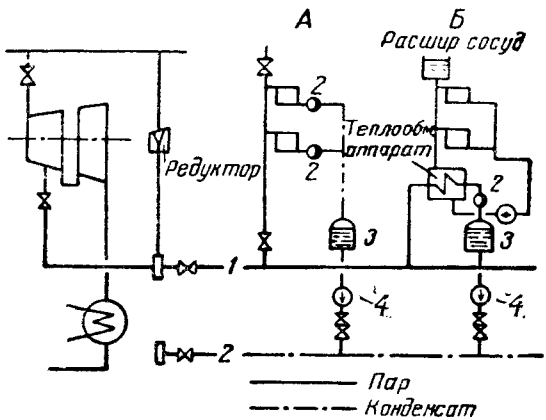


Рис. 140

На рис. 140 приведена паровая система с возвратом конденсата, нашедшая широкое применение в практике промышленного теплоснабжения.

Пар из отбора турбин (при теплофикации) или из котлов (при теплоснабжении) по паропроводу *1* транспортируется к потребителям тепла, конденсируется в теплообменных аппаратах абонентов и по трубопроводу *2* в виде конденсата возвращается на станцию.

В тех случаях, когда тепловым потребителям района требуется пар различных параметров, иногда находят применение закрытые системы, в которых пар подается по двум трубам.

В этом случае по одному паропроводу питаются тепловые потребители, требующие пар низкого давления, по второму—повышенного. Конденсат от всех потребителей по общему конденсатопроводу возвращается на станцию.

Различают радиальную и кольцевую схемы тепловой сети. На рис. 141,*а* показана радиальная сеть (такая же сеть показана и на рис. 137). По мере удаления от станции и снижении тепловых нагрузок диаметры магистрали уменьшаются. Та-

кая сеть является наиболее дешевой по начальным затратам, она проста и удобна в эксплоатации. Основным недостатком такой схемы является отсутствие резервирования.

Действительно, при аварии на одной из магистралей радиальной тепловой сети прекращается теплоснабжение потребителей, расположенных за местом аварии по ходу подающей воды. Например, при аварии на магистрали *1* (рис. 141, *а*) в точке *а* прекращается теплоснабжение всех потребителей, расположенных по ходу теплоносителя за точкой *а*.

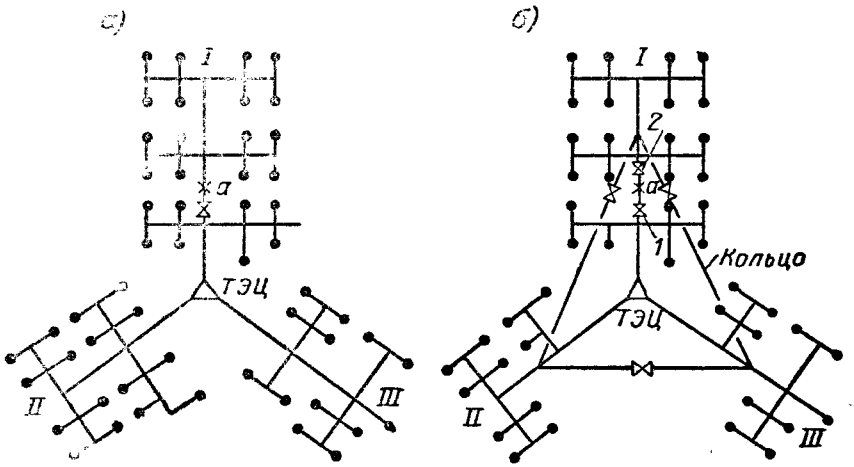


Рис. 141

Резервирование теплоснабжения обеспечивается в кольцевых сетях (рис. 141,*б*). Для этой цели кольцо и питающие его радиальные участки магистрали должны быть выбраны достаточного сечения.

В нормальных условиях кольцевая сеть работает как радиальная, для чего задвижки на кольце закрыты. В случае аварии производится отключение аварийного участка задвижками на концах его, а питание абонентов, присоединенных к аварийной магистрали, производится по кольцу. Например, в случае аварии в точке *а*, задвижки *1* и *2* закрываются и тем самым участок *1—2* магистрали *1* отключается. Абоненты, присоединенные к магистрали *1* до задвижки *1*, питаются по этой же магистрали, а абоненты, присоединенные за задвижкой *2*, питаются от магистралей *II* и *III* через кольцо, на котором открываются задвижки.

Кольцевая сеть значительно дороже радиальной, а поэтому и применяется сравнительно редко.

Прокладка теплопроводов может быть осуществлена одним из следующих способов: 1) в непроходных каналах;

2) в проходных каналах; 3) воздушная прокладка; 4) в зданиях и подвалах и 5) бесканальная прокладка.

Наиболее распространенным типом прокладки теплопроводов является подземная прокладка. Надземная (воздушная) прокладка встречается сравнительно редко, а именно, там, где теплопровод пересекает естественные препятствия (реки, железные дороги), а также на промышленных площадках, где архитектурные, эстетические и планировочные требования допускают такую прокладку.

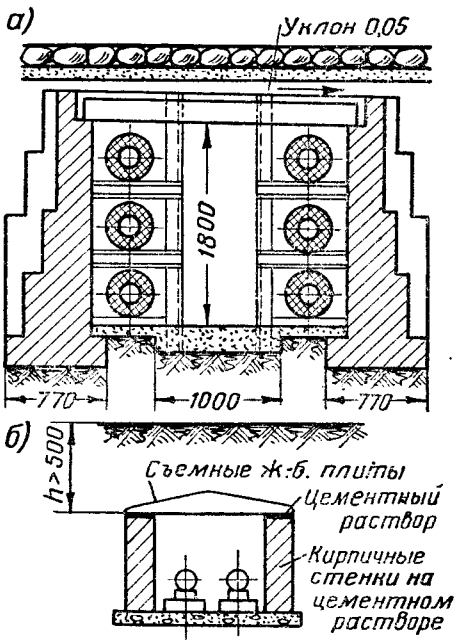


Рис. 142

Наиболее удобным с точки зрения эксплоатации типом подземной прокладки является прокладка в проходных каналах, представленная на рис. 142,*а*. В этом случае всегда имеется доступ к трубопроводам без вскрытия уличного покрова. Однако в связи с большой стоимостью такого типа прокладки область ее применения ограничивается, главным образом, выводами с ТЭЦ, а также местами, где по тем или иным соображениям невозможно вскрытие уличного покрова.

На рис. 142,*б* и 143,*а* представлена прокладка в непроходных каналах. Габариты каналов диктуются диаметрами трубопроводов, удобством монтажа и последующей эксплоатации. Как видно из рисунков, в данном типе прокладки доступ к трубопроводам без вскрытия уличного покрова невозможен.

В канальных прокладках давление грунта передается на строительные конструкции канала. Таким образом, трубопровод и изоляционная конструкция его не испытывают напряжений от давления грунта и внешних нагрузок на него.

Самым дешевым типом подземной прокладки является бесканальная. В этом случае, как показано на рис. 143, *б* и *в*, трубопроводы укладываются непосредственно в грунт. Как и в случае прокладки в непроходимых каналах, доступ к трубопроводам при эксплоатации возможен только путем вскрытия наружного покрова. Давление грунта и временные нагрузки непосредственно передаются на изоляционную конструкцию и трубопровод. Это обстоятельство и является основным недостатком

бесканальной прокладки по сравнению с прокладкой в непроходных каналах[1].

Температура теплоносителя, транспортируемого по тепловым сетям, значительно выше температуры окружающей среды. В связи с этим происходят теплопотери от теплоносителя в окружающую среду, достигающие значительной величины. Для

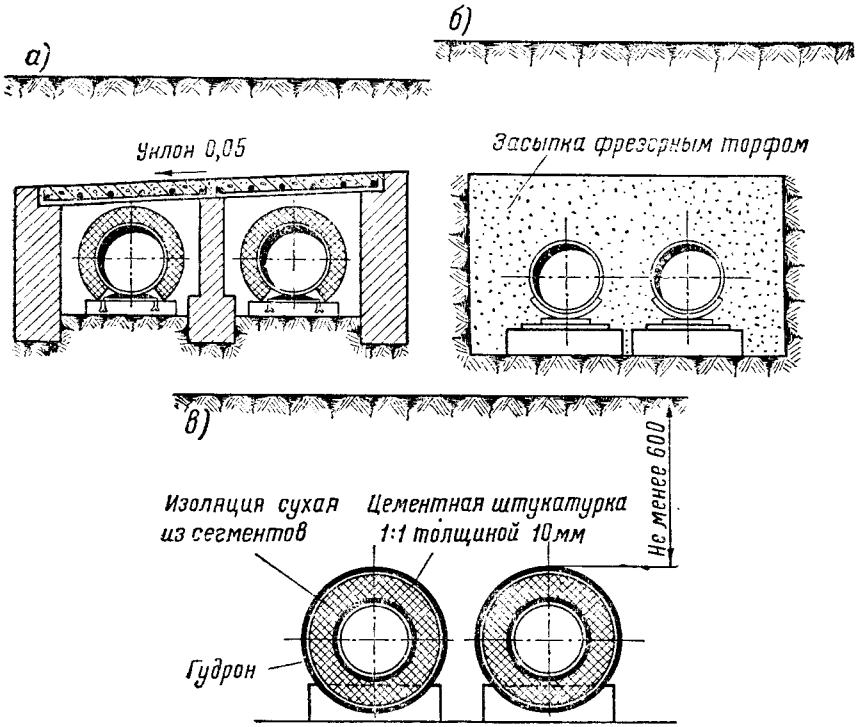


Рис. 143

уменьшения этих потерь тепловые сети, как правило, покрываются изоляцией.

Для изготовления изоляции применяются материалы с коэфициентом теплопроводности порядка 0,07—0,18 *ккал/м час град.* Наибольшее распространение находят следующие неорганические материалы: диатомовый кирпич и фасонные изделия из него, минеральная вата, совелит, ньювель, асбест в смеси с инфузорной землей, пенобетон.

---

[1] При строительстве тепловых сетей основными общестроительными работами являются: рытье траншей и устройство каналов и колодцев. Эти работы выполняются по общестроительным техническим условиям.

В последние годы в СССР освоено производство новых высокоэффективных теплоизоляционных материалов для теплопроводов, из которых в первую очередь следует отметить газостекло и феррон.

Монтаж трубопроводов тепловой сети производится при температуре наружного воздуха. В условиях эксплоатации трубопроводы работают в совершенно других условиях—при температурах, значительно превышающих монтажную. Кроме того, тем-

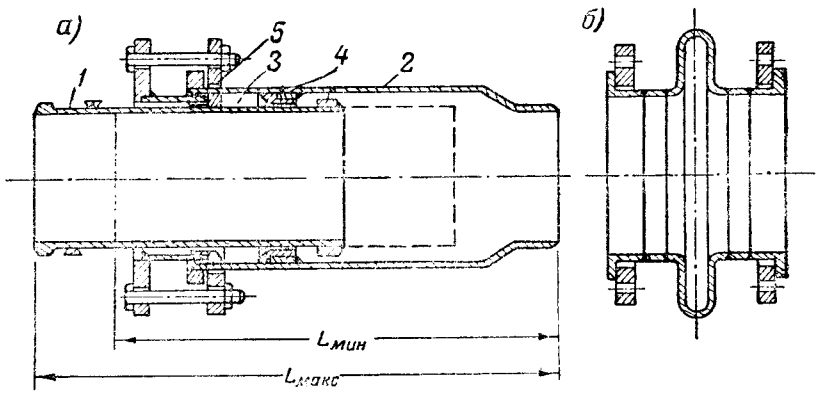


Рис. 144

пература трубопроводов в условиях эксплоатации не будет постоянной, а будет изменяться. Поэтому трубопроводы будут испытывать температурные изменения. Удлинение трубопровода может быть определено по формуле, приведенной в § 5.

Для восприятия температурных удлинений теплопроводов применяют специальные компенсаторы, имея, однако, в виду, что любой естественный поворот трассы может служить таким компенсатором. Поэтому прежде всего стремятся использовать все естественные повороты трассы в качестве компенсаторов и только в случае их недостатка ставят дополнительно специальные компенсаторы.

В практике строительства тепловых сетей находят широкое применение сальниковые (рис. 144,*а*) и упругие компенсаторы. Стальной сальниковый компенсатор (рис. 144,*а*) состоит из стакана *1*, диаметр которого равен диаметру трубопровода, и окружающей этот стакан расширенной части корпуса *2*. Между стаканом и корпусом имеется сальниковая набивка *3*, обычно состоящая из асбестовых пропрафиченных колец и служащая для уплотнения компенсатора. Плотность достигается зажимом набивки между упорным кольцом *4* и грундбуксой *5*. Компенсатор, показанный на рисунке, приваривается к трубопроводу. Имеются чугунные компенсаторы, которые обычно присоединяются к трубопроводу на фланцах. При удлинении трубопро-

вода стакан компенсатора вдвигается в корпус, как показано на рисунке пунктиром, при укорочении, наоборот, выдвигается.

Сальниковые компенсаторы имеют незначительные габариты, дешевы, а поэтому и находят широкое применение в практике строительства водяных тепловых сетей. Что же касается паровых сетей, то в последних сальниковые компенсаторы не применяются ввиду того, что сальниковая набивка при паре пригорает и компенсатор перестает выполнять свои функции. Основной недостаток сальниковых компенсаторов заключается в том, что они требуют систематического ухода в период эксплоатации из-за наличия сальника.

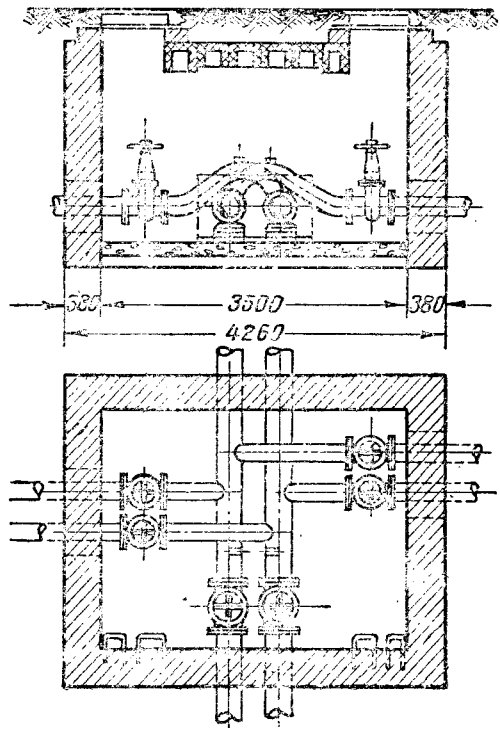


Рис. 145

Все типы упругих компенсаторов не имеют сальников, а поэтому и свободны от основного недостатка сальниковых компенсаторов.

На рис. 144,*б* приведена конструкция осевого линзового упругого компенсатора. К упругим компенсаторам относятся также гнутые компенсаторы, один из типов которых, П-образный, приведен на рис. 169.

На трассе тепловой сети устанавливаются задвижки для отключения отдельных участков сети, воздушные краны, компенсаторы и другое оборудование, необходимое для правильной эксплоатации сети. Все это оборудование требует постоянного ухода и надзора. Поэтому вне зависимости от типа прокладки труб к указанному оборудованию должен быть всегда обеспечен свободный доступ.

Для этого в местах установки арматуры устраиваются смотровые колодцы.

На рис. 145 представлен один из вариантов такого колодца. Габариты колодцев в плане зависят от диаметров укладываемых трубопроводов и устанавливаемого оборудования и должны обеспечивать удобство работы в колодце. Высота колодца в свету выбирается в пределах 1,8—2 *м*. Колодцы сооружаются из

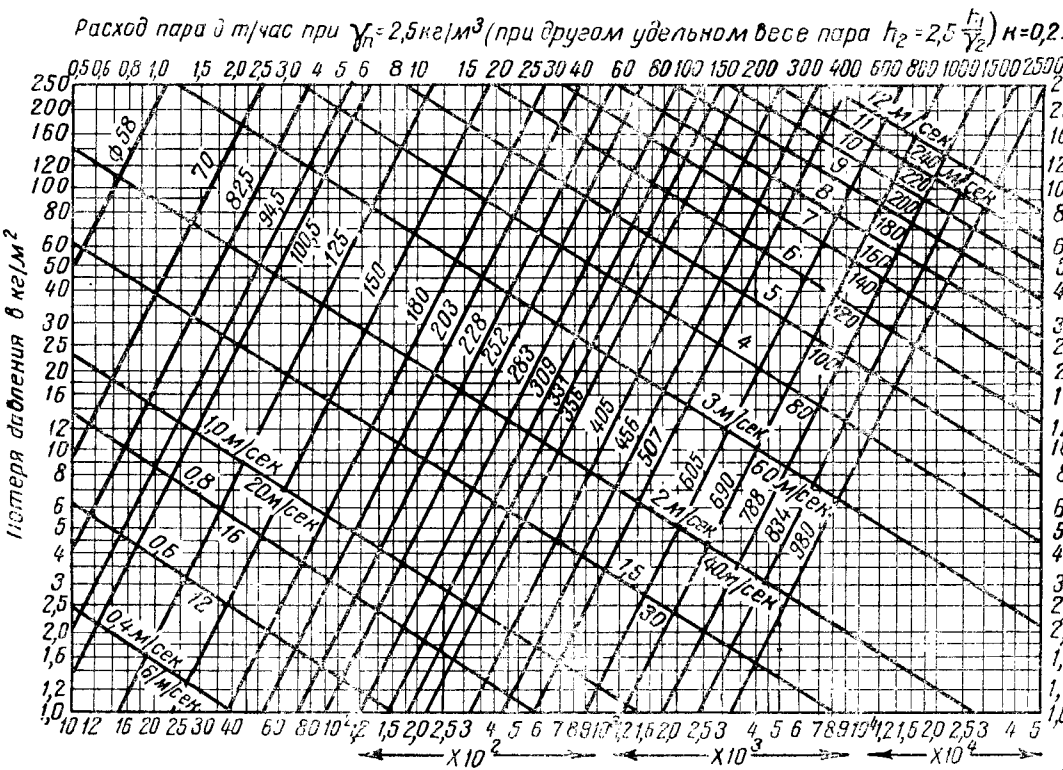

Расход пара в т/час при $\gamma_п$ = 2,5 кг/м³ (при другом удельном весе пара $h_2 = 2{,}5 \frac{h_1}{\gamma_2}$) н=0,2 мм
0,5 0,6 0,8 1,0 1,5 2,0 2,5 3,0 4 5 6 8 10 15 20 25 30 40 60 80 100 150 200 300 400 600 800 1000 1500 2500
Потеря давления в кг/м²
250 200 160 120 100 80 60 50 40 30 25 20 16 12 10 8 6 5 4 3 2,5 2,0 1,6 1,2 1,0
ф 58
70
82,5
94,5
100,5
125
150
180
203
228
252
263
308
337
356
405
456
507
605
690
788
834
980
1,0 м/сек
0,8
20 м/сек
16
0,6
12
0,4 м/сек
6 м/сек
3 м/сек
2 м/сек
1,5
30
40 м/сек
60 м/сек
12 м/сек
11
10
9
8
7
6
5
4
240 м/сек
220
200
180
160
140
120
100
80
10 12 16 20 25 30 40 60 80 10² 12 15 20 25 3 4 5 6 7 8 9 10³ 12 15 20 25 3 4 5 6 7 8 9 10⁴ 12 15 20 25 3 4 5
X 10²
X 10³
X 10⁴
Расход воды в т/час при γ = 1000 кг/м³ (при другом удельном весе воды $h_2 = 1000 \frac{h_1}{\gamma_2}$)

Рис. 146

кирпича, бутобетона, железобетона. Перекрытие колодцев, а также и каналов чаще всего производится сборными железобетонными плитами.

Гидравлический расчет сети, т. е. определение диаметров сети и потери напора в ней, производится по формулам (30), (31) и (32), приведенным в § 9, и принципиально ничем не отличается от расчета систем отопления. Следовательно, номограммы (рис. 61 и 62), составленные для расчета систем отопления, можно было бы использовать и для расчета тепловых сетей. В тепловых сетях обычно имеют дело со значительными тепловыми нагрузками, а поэтому расходы теплоносителя принято выражать в тоннах. Из этих соображений удобнее для расчета тепловых сетей дать специальные номограммы, одна из которых представлена на рис. 146.

Пример. Произвести гидравлический расчет тепловой сети, представленной на рис. 137.

Решение. 1. Подобно тому, как это делается при расчете систем отопления, вычерчивается расчетная схема сети (рис. 147), на которую наносятся все тепловые нагрузки.

2. Выбирается наиболее неблагоприятное кольцо, каковым является кольцо к кварталам № 5 и 10, и производится нумерация расчетных участков (цифры в кружках).

3. Задаваясь потерей давления[1] в наружной трассе сети, равной 40 *м* вод. ст., определяем удельную потерю давления:

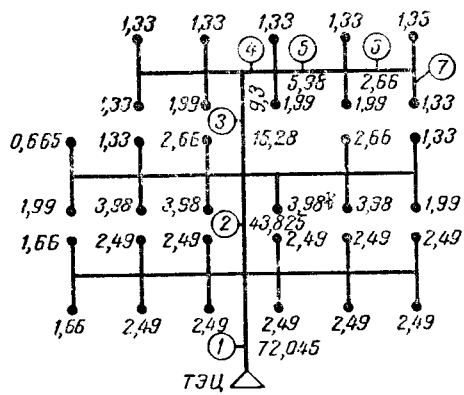


Рис. 147

$$R_{уд} = \frac{40 \cdot 0{,}80}{2 \cdot 1\,915} = 0{,}0083 \text{ } м \text{ вод. ст}/м \text{, или } 8{,}3 \text{ } кг/м^2 \text{ } м,$$

где 0,80 — коэфициент, учитывающий долю потерь на местные сопротивления;

1 915—длина тепловой сети в одном направлении в *м*.

4. Производим подбор диаметров сети. Весь расчет сведен к табл. 14, из которой видно, что потеря давлений в тепловой сети в одном направлении равна 20,29 *м* вод. ст., а в двух (горячей и обратной магистралях) 40,58 *м* вод. ст., что близко к предзарительно принятой.

При расчете перепад температуры воды в сети принят равным 70°. Аналогичным образом производится расчет и всех ответвлений.

Напор перед элеватором абонентской системы должен быть равным примерно 10 *м* вод. ст., потеря напора на станции

[1] В практических расчетах величина потери напора в тепловой сети определяется на основании технико-экономического расчета.

Таблица 14

Расчет трубопроводов тепловой сети

№ участка	Q в *мкал/час*	G в *т/час*	l в *м*	d в *мм*	w в *м/сек*	R в *кг/м² м*	lR в *кг/м²*	$\Sigma\zeta$	$h_д$ в *кг/м²*	Z в *кг/м²*	$lR+Z$ в *кг/м²*
1	72,045	1 030	400	405	2,20	9,6	3 840	2,5	242	605	4 445
2	43,825	636	460	376	1,80	8,0	3 680	4	162	650	4 330
3	15,28	218	460	228	1,45	8,5	3 910	4	105	420	4 330
4	9,30	133	117	203	1,25	7,5	862	4	78	312	1 174
5	5,98	86	230	150	1,50	14	3 220	3	112	336	3 556
6	2,66	38	230	127	0,90	8	1 840	3	40	120	1 960
7	1,33	19	20	82	1,00	16	320	3,5	50	175	495
			1915				17 672			2 618	20 290

(теплообменные аппараты и сеть) тоже составляет величину порядка 10 *м* вод. ст. Следовательно, напор сетевых насосов должен быть 40,58+10+10=61 *м* вод. ст.

§ 26. АБОНЕНТСКИЕ ВВОДЫ

Существует сравнительно много различных схем присоединения отопительных систем к наружным сетям водяного отопления. Некоторые из этих схем представлены на рис. 138 и 139 (*А, Б, В, Г*).

Так как температура воды в подающей магистрали наружной сети обычно значительно выше, чем это допустимо для внутридомовых систем отопления, то чаще всего присоединение отопительных систем к наружной сети осуществляется по схеме *Б* рис. 138, предложенной проф. В. М. Чаплиным. При данной схеме для понижения температуры воды, поступающей непосредственно в систему отопления, установлен водоструйный смеситель-элеватор *Э* (см. рис. 138), разрез которого дан на рис. 148,*а*.

Схема работы элеватора следующая. Горячая вода из тепловой воды поступает в элеватор через сопло *1*, где происходит превращение потенциальной энергии воды в кинетическую. В результате этого происходит подсасывание воды из обратной магистрали местной системы отопления через камеру *2*. Смешанная в конусе *3* вода поступает в диффузор *4*, где происхо-

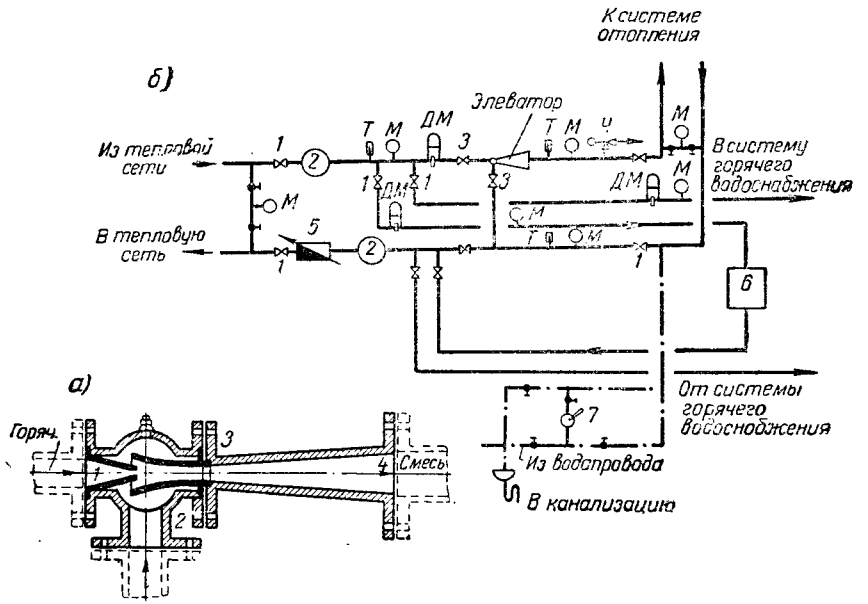


Рис. 148

дит обратное превращение кинетической энергии смешанного потока в потенциальную. Следовательно, давление в диффузоре по мере движения воды растет.

Разность давлений в конце диффузора и в камере смешения обеспечивает циркуляцию воды в системе отопления.

В рассмотренной выше схеме присоединения систем отопления к тепловой сети существует непосредственная гидравлическая связь между системой и тепловой сетью, т. е. давление в системе обусловливается давлением в тепловой сети. Этим и объясняется термин «зависимая», что подчеркивает зависимость давления в системе от давления в тепловой сети.

В случае, если давление в обратной магистрали тепловой сети превышает допустимое давление на систему отопления (это давление обычно равно 45—50 *м* вод. ст.), то невозможно присоединение по зависимой схеме. В этом случае применяется независимая схема присоединения, представленная на рис. 138 под индексом *Г*.

Вода из тепловой сети поступает в теплообменный аппарат *Т*, где отдает тепло для нагревания воды системы отопления, и возвращается снова на станцию по обратному трубопроводу.

Теплообменный аппарат соединен трубопроводами с системой отопления.

Таким образом, он в данном случае служит как бы котлом обычной системы отопления с той лишь разницей, что нагрев воды в системе отопления производится водой из тепловой сети, а не дымовыми газами. В данной схеме давление в системе отопления не зависит от давления в тепловой сети и обусловливается высотой расположения расширительного сосуда, установка которого обязательна.

Система отопления в зависимости от ее протяженности и места размещения теплообменного аппарата может быть и с насосным и с тепловым побуждением. В последнем случае установка насоса *Н* (см. рис. 138) отпадает.

Схема присоединения отопительных систем к открытым тепловым сетям ничем не отличается от рассмотренных выше схем для закрытых сетей. Что же касается схем присоединения систем горячего водоснабжения, то они резко упрощаются и удешевляются. Действительно, как видно из схемы присоединения горячего водоснабжения под индексами *Г* на рис. 139, в ней отсутствует бойлер.

Вода из подающей *1* и обратной *2* магистралей тепловой сети подается к смесителю *3* в таких пропорциях, чтобы получить смесь с заданной температурой, и по трубопроводу *4* подается в сеть системы горячего водоснабжения. Поскольку температура воды в тепловой сети не остается величиной постоянной, а температура горячей воды для целей водоснабжения постоянна, то количество воды, отбираемое из подающей и обратной магистралей, изменяется в широких пределах.

В здании, как правило, кроме систем отопления имеются системы вентиляции и горячего водоснабжения. Ясно, что в этом случае от тепловой сети делается один ввод в здание. В пределах здания к отоплению, вентиляции и горячему водоснабжению монтируются ответвления.

На рис. 148,*б* приведена схема абонентского ввода с размещением всей запорной и контрольно-измерительной аппаратуры.

Здесь *1* — задвижки для отключения абонента; *2* — грязевик на подающей линии для предотвращения засорения абонентской системы из тепловой сети (на обратной—наоборот); *3* — регулировочные вентили для поддержания определенной температуры в системе отопления; *4*—предохранительный клапан; *5* — водомер; *6*—воздухонагреватель; *7*—ручной насос; *М*—манометр; *ДМ*—диференциальный манометр для определения расхода теплоносителя; *Т*—термометр.

На рис. 140 показаны различные схемы присоединения абонентов к паровой тепловой сети.

Схема *А*—присоединение паровой системы отопления. Пар из магистрали по трубопроводу *1* подается к нагревательным приборам, где конденсируется, и через конденсационные горшки *2* выдавливается в конденсатосборник *3*. Из него центробежным насосом *4* конденсат перекачивается на станцию по конденсатопроводу *2*.

Схема *Б*—присоединение системы водяного отопления к паровой тепловой сети—отличается от схемы *А* тем, что пар подается в бойлер, где происходит нагревание воды, которая и служит теплоносителем для системы отопления.

§ 27. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Для нагревания воды могут служить: твердое, жидкое или газообразное топливо, пар, горячая вода, электричество, влажный горячий воздух или влажные газы с относительно низкой температурой (50—80°), солнечная энергия.

Самым распространенным источником тепла для целей горячего водоснабжения являются дымовые топочные газы от сжигания топлива в специальных устройствах. К этим устройствам относятся как местные нагревательные приборы—открытые вмазные котлы, баки, водогрейные колонки, змеевики и водяные коробки в кухонных плитах или специально устраиваемых очагах,—так и устройства для центрального снабжения горячей водой. Для последнего возможно использование обычных отопительных нагревательных приборов или змеевиков, заделываемых в очаге, или специальных котлов.

Газ является очень удобным видом топлива для целей водонагрева. В связи с огромным размахом работ по газоснабжению городов (Москва, Саратов, Ленинград, Киев и др.) газ как топливо в системах горячего водоснабжения займет видное место в общем балансе расходов топлива для целей приготовления горячей воды.

Использование газа возможно как в местных водонагревателях-колонках, так и в центральных газовых котлах-водонагревателях.

Пар и горячая вода находят широкое применение для целей водонагрева особенно при теплофикации. Для этого применяются теплообменные аппараты.

На рис. 149 показан емкий теплообменный аппарат, применяемый для нагрева воды посредством пара. Как видно из рисунка, он состоит из цилиндрического корпуса *1* и змеевика *2*. Корпус заполнен водой, а по змеевику пропускается пар, за счет скрытой теплоты которого и происходит нагревание воды.

На рис. 150 показан противоточный секционный теплообменный аппарат «Мосэнерго», применяемый для водонагрева, главным образом, при теплоносителе воде. Аппарат состоит из корпуса и ряда труб, размещенных в нем. Греющая и нагреваемая вода проходят в трубах и между ними, причем для

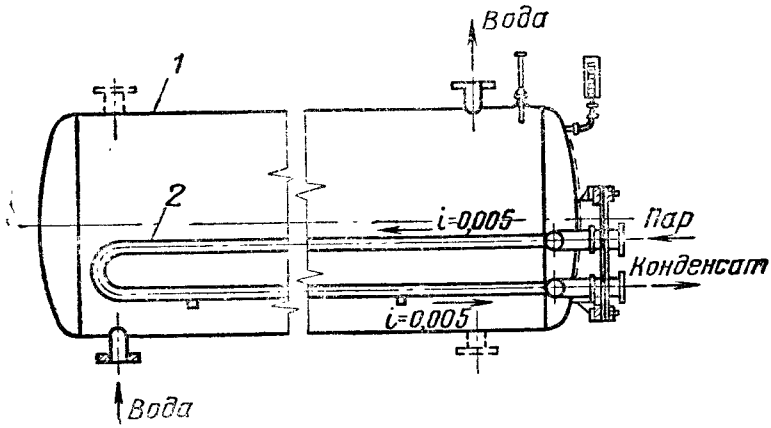


Рис. 149

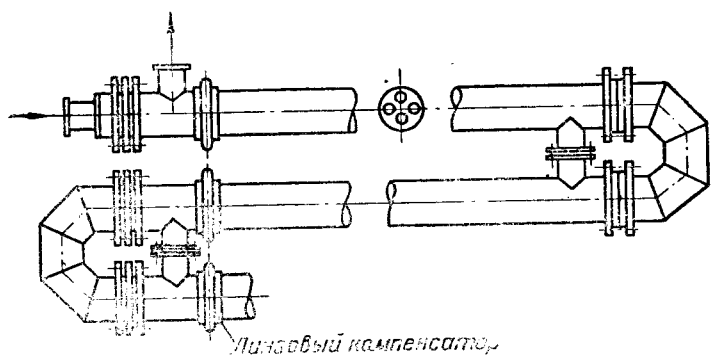


Рис. 150

увеличения коэфициента теплопередачи меньшие количества воды (греющей или нагреваемой) направляют в трубное пространство, площадь которого примерно в 2 раза меньше площади междутрубного пространства.

Нагревание воды паром может быть также осуществлено непосредственным впуском пара в воду через железную трубу с отверстиями или через специальные пароструйные нагреватели, принцип устройства которых аналогичен элеватору (см. рис. 148).

Влажный горячий воздух или газ с относительно низкими температурами (50—80°) в ряде случаев также применяется в качестве источника тепла для нагревания воды.

Электрическая энергия является в эксплоатационном отношении наилучшей для приготовления горячей воды. Однако относительно высокая стоимость электроэнергии ограничивает область ее применения для целей водоснабжения.

Рассматривая способы водонагрева, нельзя не остановиться на использовании для этих целей солнечной энергии. Работами советских гелиотехников (специалистов, изучающих способы

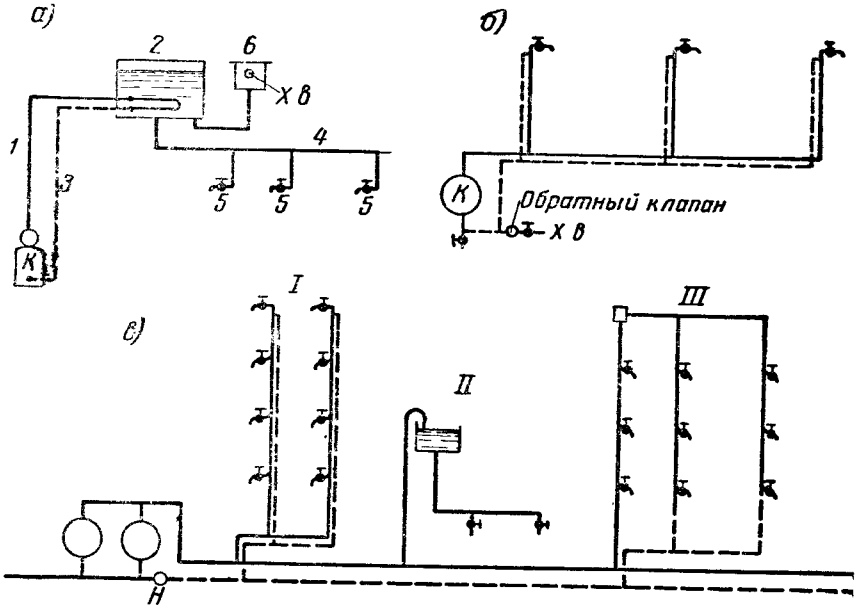


Рис. 151

использования солнечной энергии) доказана практическая целесообразность солнечного водонагрева в районах Советского Союза, расположенных южнее широты 50° (Киев—Харьков).

Схемы устройства горячего водоснабжения весьма разнообразны.

По аналогии с техникой теплоснабжения их можно разделить на закрытые и открытые. Первые находятся под давлением холодного водопровода, а во вторых давление в системе определяется высотой расположения открытого бака, холодная вода в который обычно добавляется через шаровый кран от системы холодного водоснабжения.

В зависимости от разводки трубопроводов различают системы тупиковые и с циркуляционным трубопроводом.

На рис. 151,*а* показана открытая тупиковая схема водоснабжения. Пар из котла *К* по паропроводу *1* подается к

змеевику, установленному в баке горячей воды *2*. Конденсат из змеевика по конденсатопроводу *3* возвращается в котел (самотеком или с перекачкой в зависимости от высоты расположения бака по отношению к котлу). Бак горячей воды соединен трубопроводом *4* с водоразборными кранами *5*. Пополнение бака горячей воды холодной водой происходит через бак холодной воды *6* от холодного водопровода.

Как показали опыты, наиболее горячая вода в баке находится примерно на глубине 150 *мм* от поверхности воды в баке. Поэтому в больших установках водозабор из бака осуществляется гибким рукавом, конец которого укреплен на поплавке или при помощи специального подвижного патрубка.

На рис. 151,*б* приведена закрытая циркуляционная система. Нагрев воды производится в водогрейном котле. При открытии водоразборного крана горячая вода из котла будет выдавливаться в подающий трубопровод. В случае закрытия всех водоразборных кранов вода в системе начнет остывать, в результате этого возникает циркуляция в системе, у точек водоразбора будет все время поддерживаться определенная температура воды. В тупиковой же системе при длительном перерыве в водоразборе вода в трубопроводах остывает и при открывании крана сначала идет холодная вода.

Циркуляционная система значительно дороже тупиковой, а поэтому ее следует применять в амбулаториях, поликлиниках, больницах, гостиницах, в больших коммунальных домах.

Тупиковую систему применяют в зданиях, где длительный и постоянный расход воды обеспечен (в банях, прачечных, фабриках-кухнях и т. п.).

На рис. 151,*в* показана закрытая система централизованного горячего водоснабжения ряда зданий от одной общей котельной. В этом случае горячая вода приготавливается в центральной котельной и по сети наружных водоводов подводится к отдельным зданиям.

Значительный радиус действия системы вызывает необходимость устройства циркуляционной сети и установки циркуляционных насосов.

На рис. 152 дан план бани-прачечной с нанесением оборудования и разводки трубопроводов горячей воды, а на рис. 153 — схема горячего водоснабжения этой бани-прачечной. Как видно из рисунков, данная система является открытой с баком для горячей воды. (На рисунках приняты обозначения: *ВК* — водоразборный кран; *Д* — душ; *СМ* — стиральная машина).

Несмотря на то, что элементы систем горячего водоснабжения очень сходны с элементами систем отопления, режим их работы различен. Действительно, в системах отопления расход тепла в течение суток остается величиной почти постоянной, в то время как расход воды, а следовательно, и тепла в

системах горячего водоснабжения может резко колебаться даже в течение 1 часа; на практике встречаются случаи, когда расход тепла меняется в течение 1 часа от 0 до 400% среднего часового расхода. Это обстоятельство и приводит к некоторым

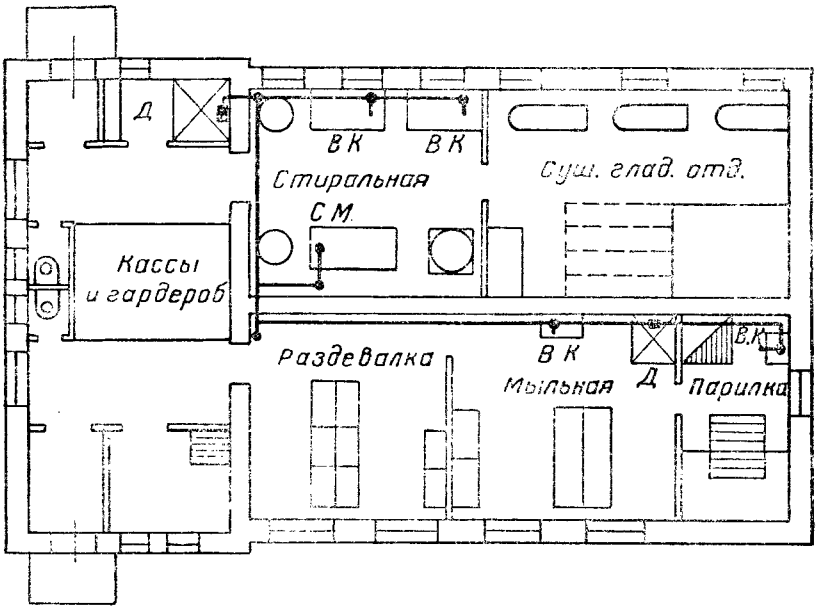


Рис. 152

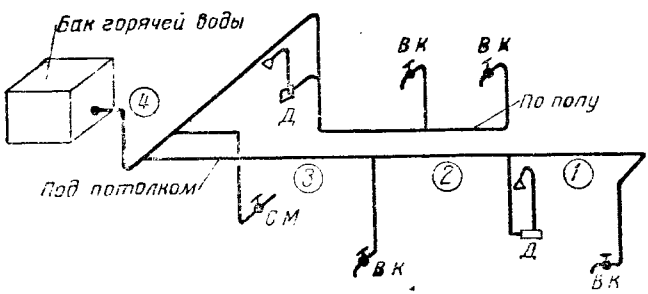


Рис. 153

особенностям расчета систем горячего водоснабжения. Расчет всякой системы горячего водоснабжения производится в следующем порядке:

1) выявляется график потребления тепла;

2) выбирается общая схема устройства горячего водоснабжения;

3) строится производный (интегральный) график потребления тепла от «начала счета», выбирается вид графика сообщения тепла и рассчитывается емкость бака или водонагревателя и тепловая мощность генератора тепла;

4) рассчитываются трубопроводы.

Во всем расчете системы наиболее ответственной является задача правильного выбора расхода горячей воды. Эта задача может быть решена только на основании опытных данных, по которым составлены нормы расхода горячей воды и тепла на одного человека или процедуру. В табл. XXV приложения приведена выдержка из этих норм[1].

На основании приведенных норм можно определить суточный расход горячей воды. Для определения часового расхода тепла обычно вводится понятие о числе часов использования максимума, под которым понимается число часов, в течение которых будет произведен суточный расход воды при максимальном водоразборе. Зная суточный расход воды V_c *л/сутки* и число часов использования максимума Z, легко определить максимальный часовой расход:

$$V_м = \frac{V_c}{Z} \text{ л/час.} \tag{56}$$

Суточный расход воды определяется по формуле:

$$V_c = qn \quad \text{л/сутки,} \tag{57}$$

где q — расход горячей воды на единицу измерения в сутки;

n — число обслуживаемых единиц.

Потребное количество тепла, необходимое для нагревания воды, определяется из следующего выражения:

$$Q = V(t_г - t_х) \text{ ккал/час,} \tag{58}$$

где V — количество нагреваемой воды в *л/час;*

$t_г$ — температура потребляемой воды;

$t_х$ — температура холодной воды.

Зная часовой расход тепла, легко определить поверхность нагрева теплообменного аппарата или змеевика в баке по формуле:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} \text{ м}^2\text{/час,} \tag{59}$$

где k — коэфициент теплопередачи в *ккал/час м² град;*

Δt — средняя разность температур греющей и нагреваемой среды.

Коэфициент теплопередачи зависит от целого ряда факторов, в частности, от вида и скорости движения теплоносителя, материала стенок, через которые передается тепло, от степени загрязнения этих стенок.

[1] Более подробные данные можно найти в специальных курсах, например, в книге А. В. Хлудова «Горячее водоснабжение», Стройиздат, 1944.

Методы определения коэфициента теплопередачи можно найти в курсах по горячему водоснабжению. Численное значение этого коэфициента изменяется в пределах:

1) при теплопередаче от дымовых газов к воде

$$k = 8 \div 15 \ ккал/м^2 \ час \ град;$$

2) при теплопередаче от воды к воде для теплообменных аппаратов большого водяного объема

$$k = 250 \div 300 \ ккал/м^2 \ час \ град;$$

3) при теплопередаче от пара к воде для теплообменных аппаратов большого водяного объема

$$k = 650 \div 1\,000 \ ккал/м^2 \ час \ град.$$

Емкость аккумулятора горячей воды, а также тепловая мощность генератора определяется по специальному (интегральному) графику расхода воды (тепла), который строится на основании суточного графика расхода воды. Однако трудность построения такого графика для вновь проектируемой системы вынуждают пользоваться ориентировочным методом нахождения этих величин на основании опытных данных. Так, например, для определения объема аккумулятора V (в $л$) и тепловой мощности генератора Q (в *ккал/час*) для прачечной трест Промстройпроект рекомендует формулы:

$$V = 30 \ P \ л, \tag{60}$$

$$Q = \frac{2\,100 P Z_п}{Z_г} \ ккал/час, \tag{61}$$

где P—производительность прачечной в *кг/час* белья;

$Z_п$—число часов работы прачечной;

$Z_г$—число часов работы генератора.

Методы расчета трубопроводов (определение диаметров) горячего водоснабжения в принципе ничем не отличаются от расчетов других трубопроводов, например, трубопроводов холодной воды или систем отопления. В настоящее время диаметры разборных трубопроводов определяются одним из трех способов.

По первому способу диаметры не рассчитываются, а принимаются на основании следующих практических правил: подводка к умывальнику, душу и аналогично монтируется диаметром $^1/_2''$, к ванной — $^3/_4''$, к банному водоразбору — $^3/_4''$;

для 2—3 водоразборных кранов диаметром $^1/_2''$ устанавливается труба диаметром $^1/_2''$.

для 2—3 водоразборных кранов диаметром $^1/_2''$ устанавливается труба диаметром $^3/_4''$;

для 8—12 водоразборных кранов диаметром $^1/_2''$ устанавливается труба диаметром $1''$;

для 12—18 водоразборных кранов диаметром $^1/_2''$ устанавливается труба диаметром $1^1/_4''$—$1^1/_2''$;

для 18—30 водоразборных кранов диаметром $^1/_2''$ устанавливается труба диаметром $1^1/_2''$—$2''$.

При этом одна подводка диаметром $^3/_4''$ считается за две подводки диаметром $^1/_2''$, одна подводка диаметром $1''$ — за четыре подводки диаметром $^1/_2''$.

Этим способом можно пользоваться только в случаях, когда в жилом доме имеется не более 30 водоразборов, действующее давление не меньше 10 *м* вод. ст., а протяженность системы не превышает 20—30 *м*.

По второму способу диаметры трубопроводов назначаются по скоростям. Для этого на схему трубопроводов наносятся величины расходов воды всеми водоразборными кранами с учетом коэфициентов одновременности действия водоразборных кранов.

Имея расчетные расходы на участках, определяют диаметры трубопроводов по скоростям, принимаемым в пределах 0,6—2 *м/сек*. Для этого можно пользоваться таблицами для расчета трубопроводов отопления или водопровода.

В случаях, когда давление в водопроводе невелико или бак расположен относительно низко, а также в случае, когда протяженность системы больше 30 *м*, необходимо производить точный гидравлический расчет трубопроводов (третий способ). Для этого после определения расчетных нагрузок на участках (как и по второму способу) производится гидравлический расчет системы аналогично тому, как это делается для систем отопления.

Пример. Произвести расчет трубопроводов систем горячего водоснабжения бани-прачечной, представленной на рис. 152 и 153 (*Д*—душ, *ВК*—водоразборный кран, *СМ*—стиральная машина).

1. Определяем наиболее невыгодную водоразборную точку и производим нумерацию расчетных участков. Этими точками в нашем случае являются водоразборные краны в парильной и у дальнего (по ходу движения воды) стирального корыта. В дальнейшем производим расчет трубопроводов по пути движения воды к водоразборному крану.

2. Определяем расчетные нагрузки отдельных участков схемы. Весь расчет сводим в табл. 15.

Таблица 15

Расчет расхода воды на горячее водоснабжение

№ участка	Число приборов, приключенных к участку, в шт.					Номинальный расход воды в *л/час*	Коэфициент одновременности	Расчетный расход в *л/час*
	душей	банных водоразборов $^3/_4''$	стиральных корыт	стиральных машин	всего			
1	—	1	—	—	1	1 400	1	1 400
2	1	1	—	—	2	1 750	1	1 750
3	1	2	—	—	3	3 150	1	3 150
4	2	2	2	1	7	7 700	1	7 700

Номинальный расход воды (графа 7 табл. 15) подсчитан, исходя из расходов через кран диаметром $^1/_2''$ у душа в 350 *л/час* и через все остальные водоразборные краны по 1 400 *л/час*. Коэфициент одновременности действия водоразборов принят равным единице.

Таблица 16

Расчет трубопроводов системы горячего водоснабжения

№ участка	Нагрузка в *л/час*	Длина участка в *м*	*d* в дюймах	*w* в *м/сек*	*R* в *кг/м²м*	*lR* в *кг/м²*	$\Sigma\zeta$	$h_д$ в *кг/м²*	*Z* в *кг/м²*	*lR+Z* в *кг/м²*
1	1 400	5,5	$^3/_4$	1,5	120	660	7	112	785	1 445
2	1 750	2,0	1	0,95	55	110	1	45	45	155
3	3 150	8,5	$1^1/_4$	0,85	30	255	1,5	36	54	309
4	7 700	3,0	$1^1/_2$	1,80	120	360	2,5	162	405	765
		$\Sigma l=19$				$\Sigma lR=1\,385$			$\Sigma Z=1\,289$	2 674

3. Определяем действующее давление.

Высота расположения дна бака горячей воды над водоразборным краном (в парильной) равна 4 *м*. Давление перед краном согласно нормативным данным[1] должно быть не менее 1 *м* вод. ст. Следовательно, действующее давление $H=4-1=3$ *м* вод. ст. На эту величину давления и произведен расчет трубопроводов (табл. 16).

Общая потеря давления с учетом удельного веса воды $\gamma=977{,}81$ *кг/м³* (при $t=70°$) будет:

$$lk + Z = 2\,674\,\frac{1\,000}{977{,}81} = 2\,740\ кг/м^2.$$

[1] ГОСТ 2075-43.

Глава VIII

ГАЗОСНАБЖЕНИЕ

§ 28. СУЩНОСТЬ ГАЗОСНАБЖЕНИЯ

Новая отрасль советской промышленности — газовая промышленность, бурно развивающаяся на базе добычи природных газов и переработки угля, торфа и сланцев, а также подземной газификации углей,—приобретает все возрастающее значение в общем топливно-энергетическом хозяйстве СССР. Запасы природных газов на территории СССР огромны.

Экономическое значение развития газовой промышленности необычайно велико: газификация ведет к максимальному сокращению дальнепривозного топлива и освобождению железнодорожного транспорта для других нужд. В подавляющем числе случаев природные и искусственные газы являются наиболее экономичным видом топлива. Так, например, природный саратовский газ стоит в Москве в 200 раз дешевле дров и в 250 раз дешевле подмосковного угля.

Газоснабжение блестяще разрешает проблему борьбы с задымленностью городов и промышленных центров, резко улучшает условия труда и быта советских граждан.

С точки зрения энергетического хозяйства страны вполне себя оправдывает и широкое развитие промышленности искусственных горючих газов, получающихся в результате соответствующей обработки твердого или жидкого топлива, так как при этом одновременно вырабатывается ряд других весьма ценных продуктов, в том числе, например, кокс, который в свою очередь является первосортным видом твердого топлива.

В царской России вопросам газоснабжения уделялось очень мало внимания: газ вырабатывался преимущественно для целей домового и уличного освещения в крупнейших городах и лишь в отдельных случаях использовался как топливо на некоторых заводах.

В первые же годы после Октябрьской революции по указанию В. И. Ленина в целях увеличения добычи газа были начаты экспериментальные работы по газификации низкосортного твердого топлива: подмосковного угля, сланцев и торфа.

В годы Сталинских пятилеток на новых предприятиях машиностроительной, химической и силикатной промышленности уже было построено много газогенераторных установок. В начале третьей Сталинской пятилетки была успешно разрешена подземная газификация углей, а затем по указанию товарища И. В. Сталина широким фронтом развернулись разведывательные работы советских геологов в районах, богатых природным газом.

Первый магистральный газопровод Дашава—Львов был запроектирован и построен в 1940—1941 гг. В 1942—1943 гг. был осуществлен газопровод Бугуруслан—Куйбышев. В октябре 1942 г. природный елшанский газ был подан под топки котлов Саратовской электростанции. В 1947 г. был пущен в эксплоатацию газопровод Саратов—Москва, а к началу 1949 г. по этому газопроводу жители нашей столицы уже получили более миллиарда кубических метров саратовского природного газа. Вслед за этим были сооружены газопроводы большой протяженности Дашава—Киев и Кохтла-Ярви—Ленинград.

От газовых магистралей дальнего действия проложены и прокладываются ветки для газоснабжения близлежащих городов, промышленных площадок, поселков и колхозов.

Советская газовая промышленность, созданная по инициативе товарища Сталина и бурно развивающаяся под руководством нашей партии и правительства, уже занимает видное место в топливно-энергетическом хозяйстве нашей страны.

Газ широко применяется в качестве топлива для промышленных печей и котлов, для котлов крупных и мелких электростанций, для котлов центральных систем водяного и парового отопления и т. д.

Газ является незаменимым видом топлива в общественно-коммунальном секторе и в домашнем быту, служа для приготовления пищи, а также для кипячения и нагревания воды в специальных газовых приборах, производство которых хорошо освоено нашей промышленностью.

До подачи к потребителям природные и искусственные газы подвергаются предварительной обработке и очистке. Природ-

ный газ из скважины газоносного пласта обычно направляется по трубопроводам в специальный сепаратор для очистки от жидких и твердых примесей и затем поступает в контрольно-распределительный пункт газового промысла, где подвергается дополнительной очистке от тех же примесей, в том числе и от сероводорода, разрушающе действующего на трубы. На центральном распределительном пункте производится также учет всего добываемого на промысле газа и подсушка газа перед подачей его в магистральный трубопровод через специальную компрессорную станцию, служащую для повышения начального давления газа.

В зависимости от протяженности трассы газопровода от места его добычи до места потребления может быть последовательно расположено несколько компрессорных станций.

При добыче искусственного газа на специальных газовых заводах, работающих на твердом и жидком топливе, горючий газ предварительно охлаждается в особых холодильниках, частично освобождаясь при этом от различных примесей (смолы и аммиачной воды). Охлажденный газ проходит затем специальную очистку для окончательного удаления из него вредных примесей, в том числе сероводорода, и направляется через центральный распределительный пункт и компрессорную станцию в магистральный газопровод дальнего действия или же непосредственно в особые газохранилища (газгольдеры). Необходимость в устройстве таких газохранилищ, т. е. подземных или надземных резервуаров большой емкости, вызывается неравномерностью расхода газа потребителями, в то время как газ вырабатывается на заводах или добывается из газоносных пластов равномерно в течение всего года.

Газохранилища обычно располагаются на окраинах газифицируемого города или крупной промышленной площадки и объединяются между собой общим трубопроводом, составляя общее газовое хозяйство данного населенного пункта.

Давление газа в газохранилищах (газгольдерах) обычно поддерживается около 6 *ати*.

Химический состав природных и искусственно добываемых газов может быть весьма различен. В природных газах горючими являются преимущественно углеводороды: метан (CH_4), этан (C_2H_2), пропан (C_3H_8) и др., а в искусственных газах горючими частями в значительной мере служат: водород (H_2) и окись углерода (CO). Кроме того, искусственные газы в значительно большей степени, чем природные, содержат инертные составляющие: азот, кислород, углекислоту.

Химический состав газа определяет его теплотворную способность, т. е. количества тепла (в килокалориях), выделяемого при сгорании 1 $м^3$ газа при давлении 760 *мм* рт. ст. и температуре 0°.

Путем смешивания газов различного химического состава можно получить требующийся для технологических и бытовых нужд газ определенной теплотворной способности. Чаще всего для бытовых нужд отпускается газ теплотворной способностью 4 000—4 500 *ккал/м*^{3}. Некоторые природные и искусственные газы отличаются весьма высокой калорийностью. Например, природный грозненский газ обладает теплотворной способностью 11 500 *ккал/м*^{3}, бакинский и саратовский газы — более 8 000 *ккал/м*^{3}, газ, искусственно добываемый из продуктов нефти (нефтяной газ), — от 11 000 до 12 000 *ккал/м*^{3}.

Большинство искусственных и природных газов легче воздуха. Удельный вес этих газов (по сравнению с весом воздуха) колеблется от 0,4 до 0,85. Например, саратовский природный газ имеет удельный вес около 0,6.

Все природные и искусственные газы в большей или меньшей степени ядовиты и взрывоопасны. Поэтому в технике газоснабжения принимаются особые меры для предотвращения утечки газа из трубопроводов и газовой аппаратуры. Очень часто даже незначительная утечка газа обнаруживается по специфическому запаху, который имеют почти все искусственные и некоторые природные газы. В качестве профилактического мероприятия газы, не обладающие таким запахом, специально парфюмеризируются, т. е. им искусственно придается какой-либо острый запах, легко воспринимаемый обонянием человека.

В результате полного сгорания газа получается углекислота, азот, водяные пары и другие химические соединения, причем на сгорание 1 *м*^{3} газа расходуется от 5 до 8 *м*^{3} воздуха. Объем продуктов сгорания получается в среднем 6 *м*^{3} от каждого кубометра газа. В числе этих продуктов сгорания всегда имеется значительное количество водяных паров, достигающее в некоторых случаях до 1 *кг* на 1 *м*^{3} сгоревшего газа в зависимости от химического состава последнего.

Из сказанного становится очевидным, что помещения, в которых происходит горение газа (например, кухни, оборудованные газовыми плитами, ванные комнаты с водогрейными газовыми колонками), должны быть обеспечены не только притоком воздуха, необходимого для горения газа, но и соответствующей вытяжной вентиляцией для удаления из помещения продуктов сгорания газа. При недостаточной вытяжке в таких помещениях неизбежно появляется сырость, разрушающая внутреннюю отделку и строительные конструкции здания, а также создающая неблагоприятные санитарно-гигиенические условия.

§ 29. НАРУЖНЫЕ ГАЗОВЫЕ СЕТИ

По территории газифицируемого города или промышленной площадки газ распределяется при помощи подземной сети наружных газопроводов, которые могут быть низкого давления

(до 500 *кг/м*^{2}), среднего (до 1 *ати*) и высокого (более 1 *ати*) давления. Аналогично сетям теплоснабжения схемы сетей наружных газопроводов могут быть кольцевыми, радиальными или комбинированными.

В крупных городах сеть высокого давления чаще всего принимается кольцевой и питается непосредственно из газохранилищ (газгольдеров). В отдельных случаях к этой кольцевой сети присоединяются промышленные абоненты, нуждающиеся в газе высокого давления. Однако чаще всего сеть высокого давления используется лишь для питания газом через специальные регуляторные понизительные подстанции сети среднего давления, к которой и присоединяются наиболее крупные потребители газа.

Жилые дома, потребляющие газ для бытовых целей, питаются от наружной газовой сети низкого давления, причем в небольших городах и поселках это давление в наружной сети обычно не превышает 100 *кг/м*^{2}.

Для газовой сети применяются стальные трубы, соединяемые, как правило, путем сварки, хотя при низком давлении газа (до 500 *кг/м*^{2}) допускается прокладка и чугунных раструбных водопроводных труб, асфальтированных изнутри и снаружи.

Во избежание коррозии наружная поверхность стальных труб покрывается специальной битумной антикоррозийной изоляцией. Эта изоляция наносится на трубы до их опускания в траншеи за исключением мест сварных стыков, которые изолируются лишь после испытания газопровода.

Глубина заложения газопроводов должна быть не менее глубины промерзания грунта в данной местности, но так как необходимо обеспечить трубопроводы от возможного разрушения при движении транспорта, то уличная прокладка газовой сети обычно производится на глубине не менее 1 *м* от поверхности земли.

Наиболее распространенным типом прокладки газовых сетей является бесканальная, причем при слабых грунтах предусматривается укрепление дна траншеи путем устройства постели. Допускается прокладка газопроводов и в проходных каналах совместно с водопроводом, канализацией и тепловыми сетями, если такое решение является экономически целесообразным.

Категорически запрещается лишь укладка газопровода в одном коллекторе с силовыми и осветительными кабелями.

Наружные газопроводы всегда прокладываются с некоторым уклоном (не менее 0,003), чтобы обеспечить сток жидкости в результате возможной конденсации водяных паров, содержащихся в газе, в низшие точки газопровода, где устанавливается специальный водосборник (горшок). Накапливающаяся в горшке жидкость периодически откачивается насосом через стальную трубу, нижний конец которой доведен почти до дна

горшка, а верхний — до поверхности земли, где заканчивается резьбовой муфтой с глухой пробкой под особым колпаком с крышкой, называемой ко́вером (рис. 154).

Во избежание попадания газа (при повреждении газопроводов и авариях) через грунт в подвальные этажи зданий или к корням растений прокладка газопроводов даже низкого давления производится на расстоянии не менее 2 *м* от стен зданий или древесных насаждений. При среднем и высоком давлении это расстояние увеличивается.

Расстояние от газопроводов до подземных труб водоснабжения и канализации принимается не менее 1 *м*.

Чтобы предотвратить преждевременное разрушение газовой подземной сети электрическими «блуждающими» токами между газопроводом и трамвайными рельсами предусматривается горизонтальное расстояние не менее 1,5 *м*, а при пересечении с трамвайными рельсами не менее 1 *м* по вертикали с применением в этих местах усиленной многослойной изоляции газопровода. При пересечении с подземным электрокабелем или какими-либо трубопроводами вертикальное расстояние их до газопровода принимается не менее 10 *см*.

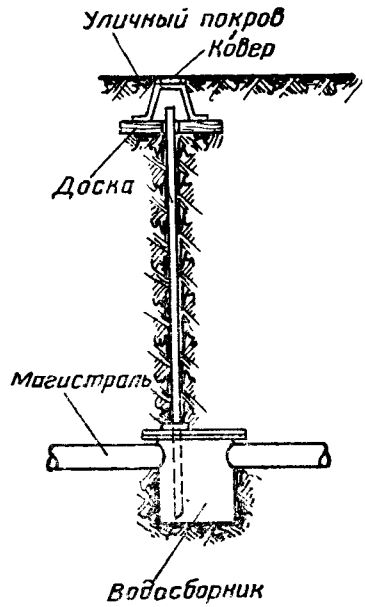


Рис. 154

Через туннели, колодцы, траншеи и тому подобные сооружения газопровод прокладывается внутри футляра из стальных труб соответственно большего диаметра, причем концы футляра выводятся на 0,5 его диаметра за наружные поверхности стен сооружения.

Устройство колодцев предусматривается только в тех местах наружных магистральных линий газовой сети, где установлены задвижки. Во всех остальных случаях задвижки и краны снабжаются удлиненным шпинделем, выведенным внутри стальной трубы под ко́вер на поверхности земляного покрова.

На рис. 155 показана дворовая сеть газопровода жилого дома с вводом газа на дворовый участок под проездом. Уклон внутридворовой сети и ввода дается в сторону уличной магистрали (не менее 0,003). У линии обреза тротуара, в точке *1*, на вводе установлен кран, удлиненный шпиндель которого выведен под ко́вер для отключения в случае надобности газовой сети всего участка застройки. От дворовой сети предусматри-

ваются отдельные вводы газа в каждую лестничную клетку (*I, II, III, IV, V, VI*), примыкающую к кухням и санитарным узлам дома. Схематический разрез такого ввода дан на рис. 156. Через толщу фундамента газовая труба проходит внутри защитного футляра, представляющего собой отрезок стальной трубы большого диаметра. Зазор между футляром и газовой трубой дается не менее 50 *мм* и заделывается мятой глиной.

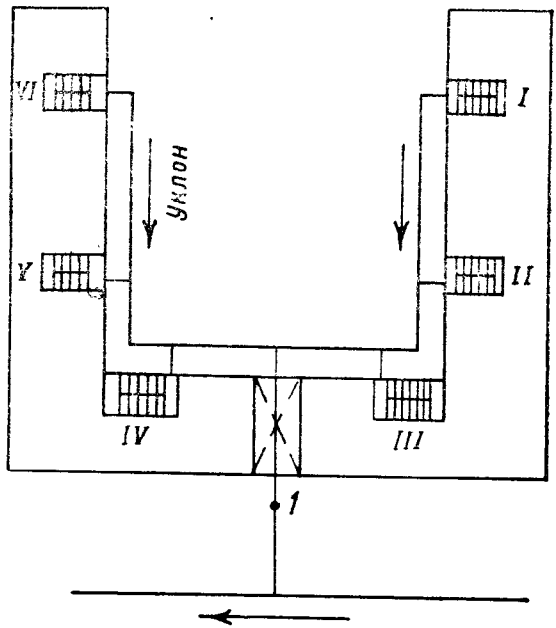


Рис. 155

Газовый ввод может быть сделан не только в лестничную клетку, но и в нежилой подвал здания. Ввод газа в какие-либо жилые помещения, а также в склады угля и торговые склады, машинное отделение лифта и т. п. запрещается. Обычно каждый ввод от внутридомовой газовой сети снабжается индивидуальным запорным краном и тройником с глухой пробкой, вывернув которую, можно произвести прочистку трубы.

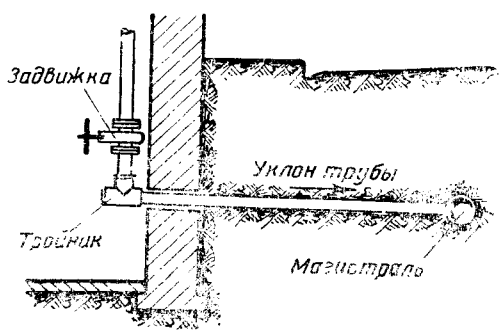


Рис. 156

§ 30. ГАЗОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ВНУТРИДОМОВЫЕ ГАЗОПРОВОДЫ

Для наиболее эффективного сжигания газа низкого давления в различного рода газовых приборах или в специальных обогреваемых газом установках применяются газовые горелки, конструкция которых учитывает особые условия сжигания газа в зависимости от целевого назначения каждого прибора.

Несмотря на разнообразие конструкций, все газовые горелки делятся на два основных типа: трубчатые и форсуночные.

Трубчатые горелки представляют собой прямую или изогнутую (например, в виде спирали) трубу с мелкими отверстиями для выхода газа. Двумя горелками такого типа в виде прямой стальной трубки диаметром 25 *мм* с отверстиями (до 60 шт.) диаметром 2—3 *мм* оборудуется обычно духовой шкаф кухонной газовой плиты.

Для сжигания газа в топках небольших отопительных котлов, а также в печах и плитах общественных столовых, ресторанов, хлебопекарен и т. п. применяются такие же трубчатые горелки различного начертания с отверстиями диаметром от 2 до 5 *мм*. При этом общая площадь отверстий доводится до 150% от поперечного сечения самой дырчатой трубы.

Для нагревания воды широко применяются также дырчатые дисковые и спирально-трубчатые газовые горелки. В горелках этого типа воздух для горения подсасывается в достаточном количестве непосредственно струйками газа, выходящего через мелкие отверстия.

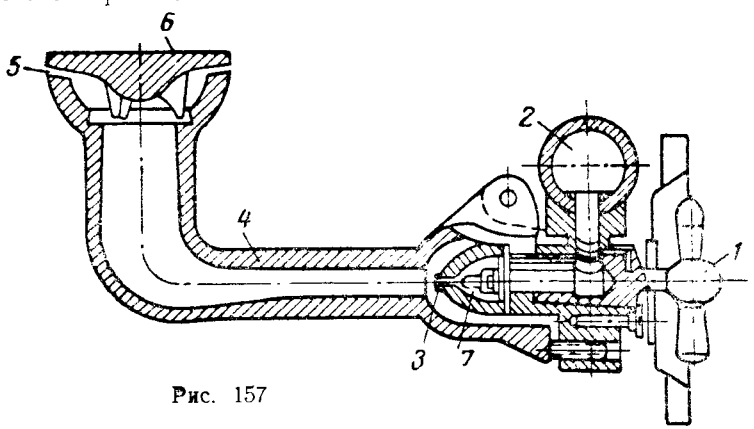


Рис. 157

На рис. 157 показан схематический разрез горелки другого типа, а именно конфорочной газовой горелки, изготовляемой нашими заводами для кухонной плиты.

При повороте рукоятки крана *1* газ попадает из подводящей трубы *2* через сопло *3* во внутреннюю полость корпуса горелки *4*, где смешивается с воздухом, подсасываемым через коль-

цевое пространство у сопла, и в виде смеси выходит через отверстия *5* в головке горелки, заканчивающейся съемной крышкой *6*. Зажигание газа производится путем поднесения спички к выходным отверстиям. Игольчатый клапан *7* служит для регулирования выхода газа. При полном открытии крана *1* расход газа на одну горелку достигает 0,4 *м*³/*час*, а при так называемом «экономичном» горении, т. е. с прикрытым краном,—0,08 *м*³/*час*.

Наиболее распространенными бытовыми газовыми приборами являются кухонные плиты и водонагреватели. Коэфициент полезного действия этих приборов отечественного производства достигает 0,85.

В виде примера на рис. 158 показаны гарабиты и установка газовой плиты на четыре конфорки с двумя духовыми шкафами[1].

Двухконфорочные плиты могут устанавливаться в помещении объемом не менее 10 *м*³, а четырехконфорочные—в помещениях объемом не менее 17 *м*³. Расстояние от плиты до каменной или деревянной оштукатуренной стены принимается 10 *см*, что необходимо для подводки газа. При деревянных оштукатуренных стенах это расстояние увеличивается по противопожарным соображениям до 25 *см*. Во всех случаях высота помещения должна быть не менее 2,4 *м*. Продукты сгорания газов поступают от плиты непосредственно в помещение, а потому последнее должно быть оборудовано вытяжной вентиляцией с установкой жалюзийной решетки в верхней зоне, т. е. на расстоянии 0,4 *м* от потолка.

Приборы для нагревания воды изготовляются различной конструкции: коробчатые и змеевиковые с транзитным нагревом воды и с запасом емкости. Схематический чертеж коробчатого водонагревателя для бытовых нужд дан на рис. 159.

Цилиндрическая заполненная водой коробка *1*, закрытая сверху и с боков стальным эмалированным кожухом *2*, питается холодной водой через специальный блок-кран. Разбор горячей воды осуществляется из верхней части коробки при помощи переключательного крана *3*. Горелка *4* питается газом через тот же блок-кран, который служит одновременно для питания нагревателя холодной водой, чем предотвращается возможность подачи газа при прекращении подачи воды в коробку.

Тепловоспринимающая поверхность гладких стенок коробки дополнена в верхней части пластинчатым водонагревателем *5*, после которого продукты сгорания поступают в газоотводный канал *6*.

На рис. 160 показана установка газового водонагревателя у ванны с основными габаритными размерами.

Водонагреватели устанавливаются на расстоянии 3 *см* от капитальной стены. В случае установки нагревателя у деревянной

[1] Рис. 158 и 160 заимствованы из книги П. А Спышнова, «Санитарная техника», издательство Академии архитектуры, 1947.

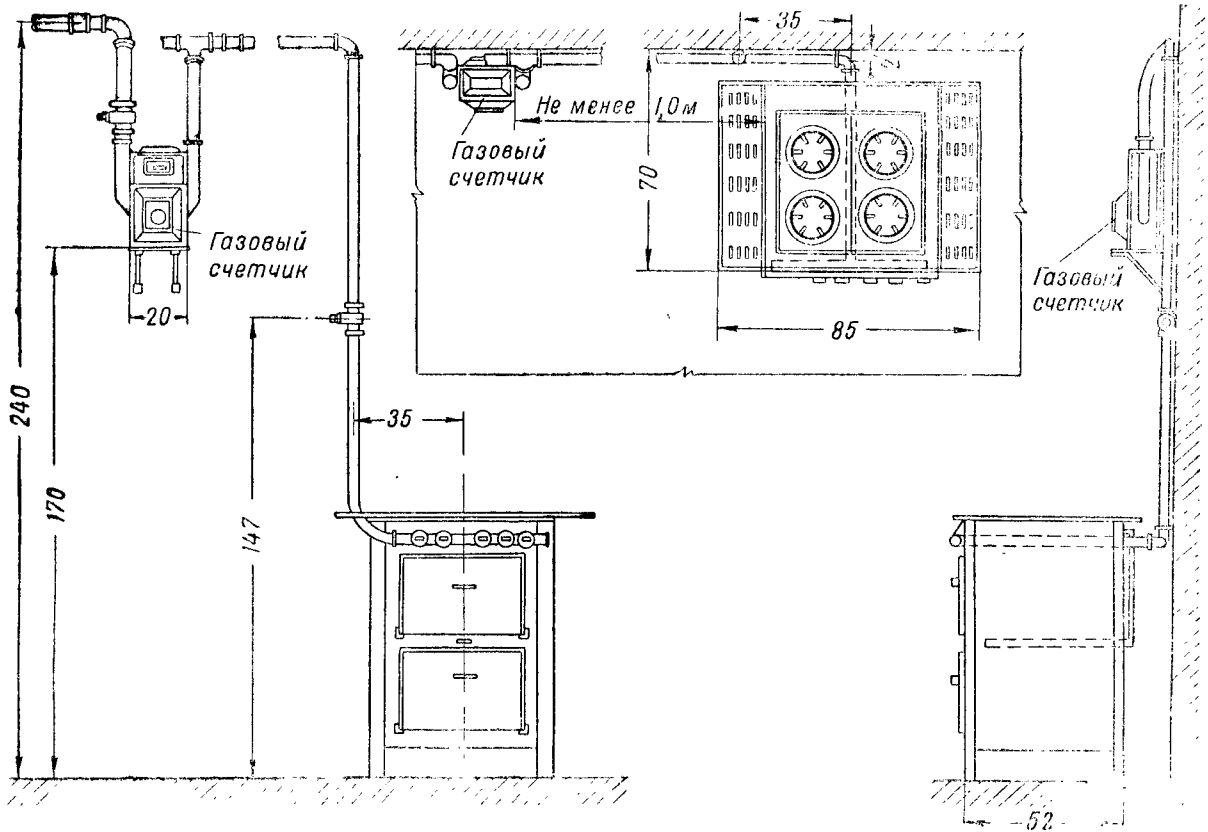

Газовый счетчик
20
240
170
147
35
Не менее 1,0м
Газовый счетчик
70
35
85
Газовый счетчик
52

Рис. 158

оштукатуренной перегородки последняя изолируется листовым асбестом толщиной 3 *мм*, покрытым сверху кровельной сталью. Газовыхлопной патрубок *6* (рис. 159) нагревателя заканчивается под колпаком стальной трубы, отводящей продукты сгорания к отдельным дымовым внутристенным каналам. Длина газоотводящей трубы от нагревателя до вертикального дымового канала должна быть не более 5 *м*, а диаметр трубы не менее 100 *мм*.

Внутристенные дымовые каналы, отводящие продукты сгорания от водонагревателей, не разрешается объединять с какими-либо вытяжными вентиляционными каналами. Дымовой

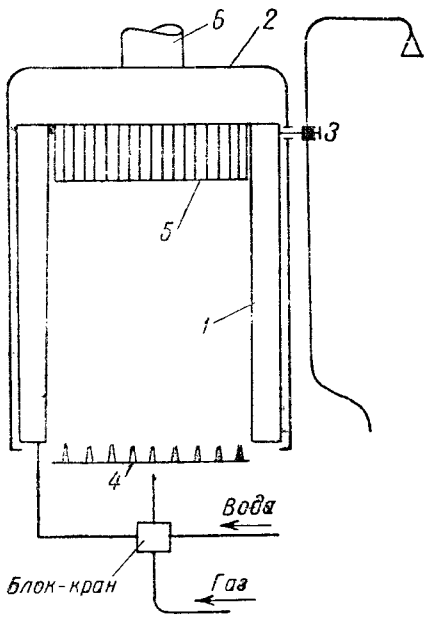


Рис. 159

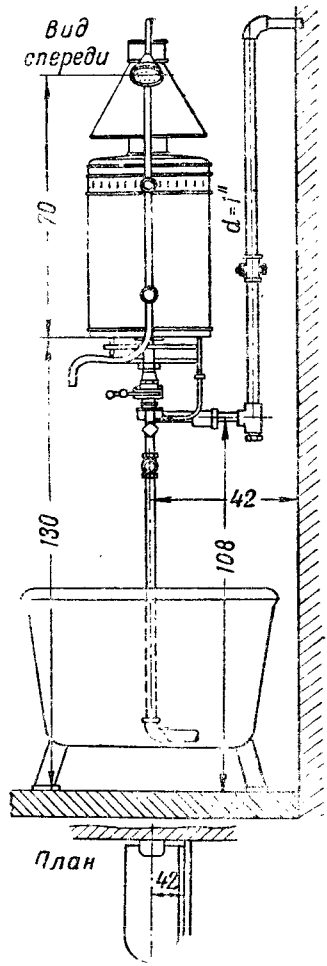


Рис. 160

канал от каждого водонагревателя выводится над крышей здания и снабжается вверху дефлектором. Минимальные размеры канала $^1/_2 \times ^1/_2$ кирпича. Во всем остальном эти каналы должны удовлетворять тем же требованиям противопожарной безопасности, которые предъявляются к дымовым трубам комнатных отопительных печей.

Ванная комната, оборудованная газовым водонагревателем, должна иметь объем не менее 12 $м^3$ и свободный приток воздуха, необходимого для горения газа. Последнее достигается устройством сплошной постоянно открытой щели высотой 3 *см* в низу дверного проема ванной комнаты (дверь не доходит до пола).

К бытовым приборам относятся также комнатные газовые камины и другого вида отопительные, обогреваемые газом местные приборы и печи.

Однако следует подчеркнуть, что применение газовых отопительных приборов в жилых домах вызывает необходимость прокладки газопроводов не только по коридорам, но и непосредственно в жилых помещениях, что сопряжено с некоторой опасностью загрязнения воздуха ядовитым газом и даже возможностью взрывов газа при случайной утечке его через неплотности труб и газовой аппаратуры. Более целесообразным представляется сжигание газа в квартирных системах водяного отопления с установкой газовых котелков в помещении кухни.

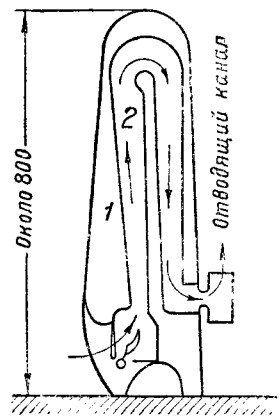


Рис. 161

Из местных газовых отопительных приборов наибольшего внимания с гигиенической точки зрения заслуживают так называемые газиаторы, которые могут найти у нас применение для отопления отдельных общественных и, главным образом, торговых помещений.

Схематический разрез газиатора показан на рис. 161. Вследствие наличия стального кожуха *1*, окружающего газоходы *2*, температура наружной поверхности газиатора не превышает допустимой санитарно-гигиеническими нормами (до 80°), что выгодно отличает этот прибор от других местных газовых приборов отопления.

Советские техники усиленно работают над созданием наиболее совершенной конструкции газовых отопительных приборов, которые в полной мере отвечали бы весьма высоким требованиям техники безопасности, гигиены и экономического уклада жизни трудящихся.

Расход газа у каждого потребителя учитывается специальными газовыми счетчиками, устанавливаемыми в отепленных помещениях на отдельных вводах газопровода в здание.

В жилых домах газовые счетчики устанавливаются обычно в помещении кухни на вводе газа в квартиру, как это показано на рис. 158 в плане и боковых проекциях, т. е. на высоте 170 *см* от пола и на расстоянии не менее 80 *см* по горизонтали до любого газового прибора.

Газопроводы внутри зданий прокладываются открыто на расстоянии 1 *см* от стен и крепятся к последним через каждые 2—3 *м* хомутами или крючьями. Во избежание скопления конденсата в газовом счетчике газопроводу всегда придается уклон не менее 0,002 от счетчика в направлении к газовым приборам. Для надежного выключения газа всегда устанавливается не менее двух пробочных кранов: один кран непосредственно на газовом приборе (комплектно с последним) и второй — на подводке к прибору, на высоте около 1,5 *м* от пола помещения. Кроме того, пробочный кран всегда ставится непосредственно перед счетчиком (см. рис. 158), а также на стояке при вводе газа в лестничную клетку или другое нежилое помещение подвала для отключения всего ввода на случай ремонта или прочистки стояка. Каждый устанавливаемый на газопроводе пробочный кран дополняется специальным упором, фиксирующим закрытое положение крана.

Стояк, подводящий газ к каждой квартире, примыкающей к лестничной клетке, также прокладывается открыто и, если лестница не отапливается, то покрывается соответствующей изоляцией. В верху и в низу стояка устанавливаются тройники, свободные концы которых закрываются глухими пробками, чтобы в случае надобности можно было произвести очистку внутренней поверхности труб стояка. При повышенных требованиях к отделке лестничных клеток газовые стояки разрешается прокладывать в штробе со съемными щитами, снабженными вверху и внизу вентиляционными решетками (сетками). В отдельных случаях допускается прокладка стояков не в лестничных клетках, а через другие нежилые помещения (через кухни, ванные комнаты и т. п.). В местах прохода стояка через междуэтажные перекрытия или через площадки лестницы заделываются стальные гильзы, концы которых выпускаются над плоскостью пола на 3 *см*, а зазор между гильзой и трубой забивается паклей с заливкой алебастровым раствором (в сырых помещениях — битумом).

Сборка внутридомовых газопроводов производится из стальных труб на сварке и на резьбовых фасонных частях с тщательной проверкой (сжатым воздухом) плотности всей газовой сети.

Все газовое хозяйство внутри зданий в процессе эксплоатации находится под наблюдением и контролем специального управления газовой сети, без ведома которого категорически запрещается производить какое-либо переоборудование или ремонт сети и газовых приборов.

Принцип и последовательность расчета газовой сети во многом сходны с таковыми для сети парового или водяного отопления и вентиляции.

В данном случае в качестве исходного материала также необходимо иметь аксонометрическую схему газовой сети, разбить эту сеть на отдельные расчетные участки и определить длину

и расчетную нагрузку каждого участка. Затем определяется величина расчетного давления, которое может быть израсходовано на преодоление сопротивлений по пути движения газа в сети, и при помощи вспомогательной таблицы или номограммы подбираются диаметры каждого расчетного участка сети газопровода.

В процессе выполнения расчета газовой сети и при выявлении исходных данных руководствуются следующими практическими приемами и нормами.

Расход газа ($м^3/час$) на отдельные приборы принимается по табл. XXVI приложения.

Для определения расчетной нагрузки бытовой внутридомовой газовой сети принимают, что все конфорочные горелки всех газовых плит находятся в действии одновременно, а горелки духовых шкафов в этих плитах выключены. Если, кроме плит, квартиры оборудованы также газовыми водонагревателями у ванн, то расчет газового стояка проверяется на одновременную работу $^1/_3$ всех водонагревателей при бездействующих плитах, а разводка внутри квартиры — на работу или всех конфорочных горелок у плит, или на полный расход газа водонагревателем. Для научно-исследовательских институтов лабораторий и т. п. расчет магистральных участков газопровода производится на 30% нагрузки всех газовых приборов, расчет стояков на 50% нагрузки и расчет ответвлений на 100%.

Расчетная нагрузка для наружных газовых вводов (от уличной магистрали до газового стояка) принимается в зависимости от числа обслуживаемых вводом квартир по формуле:

$$Q_{расч} = mQ \ м^3/час, \qquad (62)$$

где Q — расход газа на действие всех плит (конфорочные горелки, без духового шкафа) в $м^3/час$;

m — поправочный (опытный) коэфициент, принимаемый по табл. 17[1].

Таблица 17

Значение коэфициента m в формуле (62)

Число квартир	m	Число квартир	m
1	1,0	10	0,60
2	0,84	11—20	0,53
3	0,81	21—30	0,50
4	0,78	31—40	0,47
5	0,75	41—50	0,44
6	0,72	51—75	0,41
7	0,69	76—100	0,38
8	0,66	101—150	0,32
9	0,63	151 и более	0,30

[1] Черемушкин П. А., Санитарно-техническое оборудование жилых и коммунальных зданий, издательство Министерства коммунального хозяйства, 1949.

Таблицы или номограммы для определения потерь давления на трение в газопроводе составляются по видоизмененной формуле (30) § 9, а именно:

$$H = lR = \frac{Q^2 S l}{\lambda^2 d^5} \quad кг/м^2, \qquad (63)$$

где Q — объем газа, проходящего по трубопроводу, в $м^3/час$;

$S = \frac{\gamma_{газа}}{\gamma_{возд}}$ — удельный вес газа по отношению к удельному весу воздуха;

l — длина трубопровода в $м$;

λ — коэфициент трения, зависящий от диаметра и принимаемый в пределах от 0,46 (при d=13 $мм$) до 0,71 (при d>150 $мм$).

Расчетная номограмма (рис. 162) составлена для газа низкого давления при удельном весе газа S = 1,0 и длине трубы l = 100 $м$.

Если газ имеет удельный вес S_1, отличающийся от принятого в номограмме S = 1,0, то в этом случае потерю давления H_1 на 100 $м$ длины трубопровода легко определить по уравнению:

$$H_1 = H\frac{S_1}{S} = H\frac{S_1}{1{,}0} = HS_1 \quad кг/м^2. \qquad (64)$$

где H — величина потери давления, взятая по номограмме (рис. 162).

Для ускорения такого пересчета на номограмме даны соответствующие вспомогательные кривые для значений S от 1,0 до 0,4.

Из местных сопротивлений при расчете газопровода особо учитывают лишь сопротивление газового счетчика, принимая его равным 10 $кг/м^2$.

Все остальные местные сопротивления не подсчитываются, во-первых, потому, что их доля в общей величине потери давления относительно мала (меньше 30%) и во-вторых, потому, что величину давления в точке ответвления ввода от городской магистрали всегда принимают минимально возможной (обычно не более 60 $кг/м^2$). Конечное свободное давление газа у прибора, обеспечивающее нормальную работу горелки, в зависимости от типа горелки принимается равным 30—40 $кг/м^2$.

Прежде чем привести пример расчета сети, следует отметить, что на основании практических данных диаметр конечного участка трубопровода, присоединяемого непосредственно к прибору, всегда принимается стандартный, а именно: для таганка или двухконфорочной плиты без духового шкафа — $1/2''$, для двух- или четырехконфорочной плиты с духовым шкафом — $3/4''$. для водонагревателя у ванны — $1''$.

Пример. Рассчитать дворовую и внутреннюю газовую сеть пятиэтажного жилого дома на 48 квартир с магазинами и конторскими помещениями

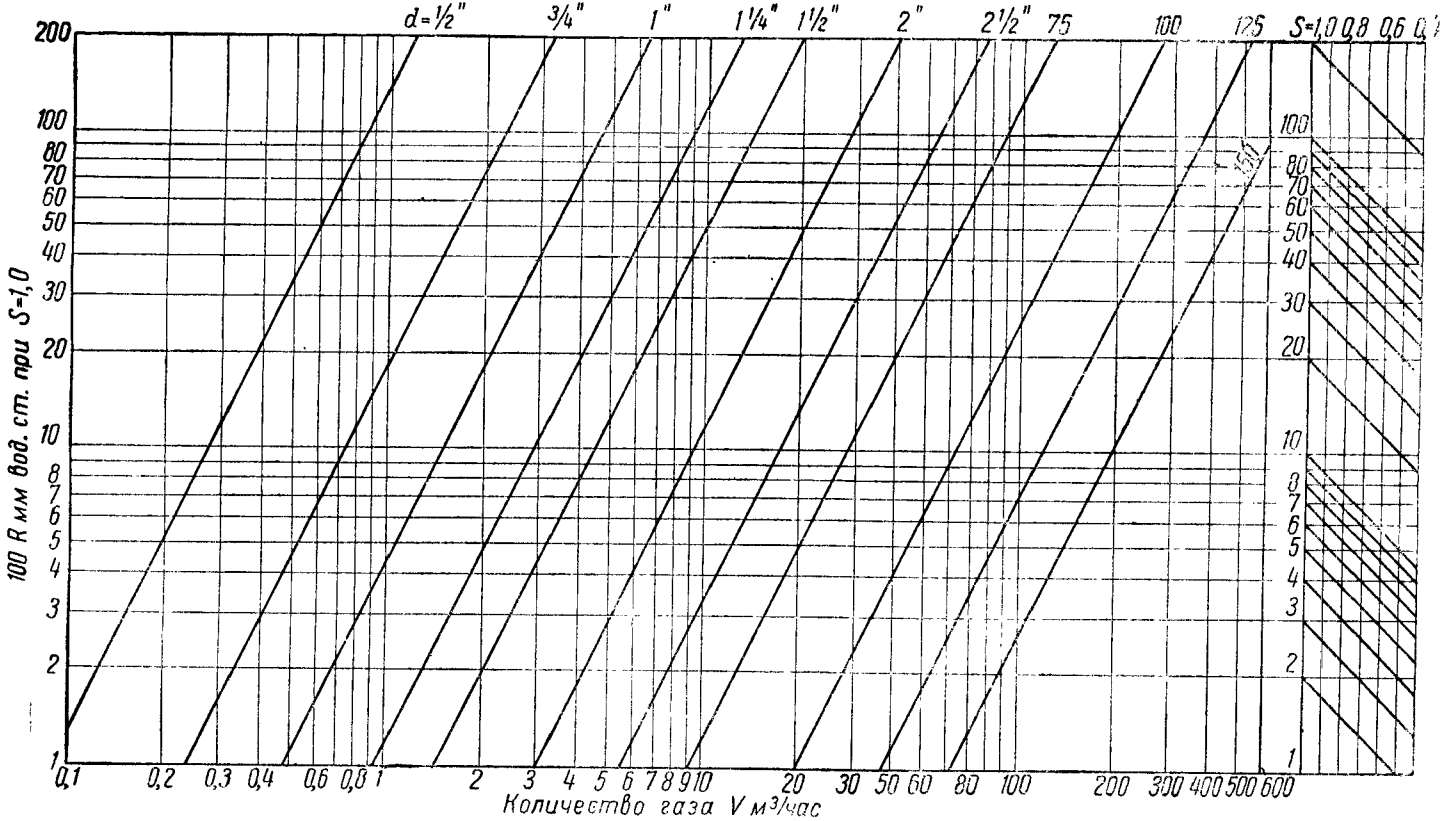

d=½"
¾"
1"
1¼"
1½"
2"
2½"
75
100
125
S=1,0 0,8 0,6
100 R мм вод. ст. при S=1,0
Количество газа V м³/час

Рис. 162

в первом этаже. План дворовой сети приведен на рис. 155, а типовой санитарный узел и схема газовой сети на рис. 163.

В первом этаже дома газовых приборов не имеется.

Каждая из шести лестничных клеток обслуживает по 8 квартир, в которых установлены четырехконфорочные плиты и водогрейные колонки у ванн.

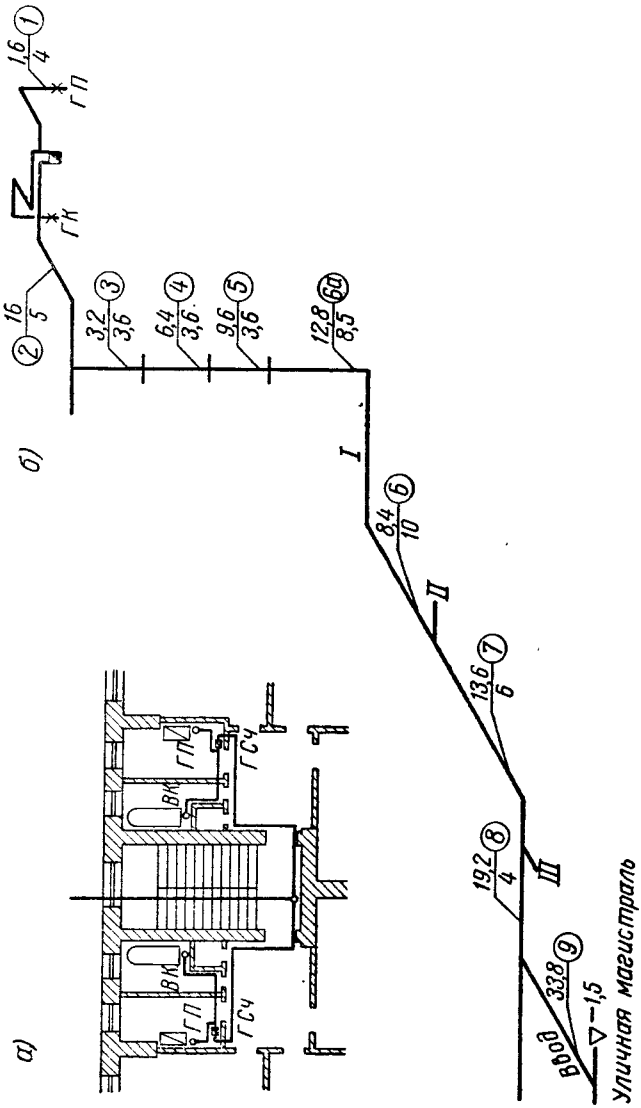


Рис. 163

Давление газа в месте ответвления от уличной магистрали 60 *кг/м²*. Отметки прокладки газовой сети и точек расхода газа относительно поверхности земли, а также длина участков газовой сети указаны на схеме (рис. 163,*б*). Удельный вес газа $S=0{,}6$.

Для расчета сети необходимо прежде всего определить количество газа, проходящего через каждый участок, и давление, на которое сеть должна быть рассчитана.

По табл. XXVI приложения находим, что установленная в каждой квартире четырехконфорочная плита расходует газа $0{,}4 \cdot 0{,}1 = 1{,}6$ *м³/час* (при выключенном духовом шкафе), а водогрейная колонка у ванны 3.5 *м³/час*. В соответствии с нормами (см. выше) расчет внутридомовой сети, т. е. от низа стояка (участок *6а*) до горелки (участок *1*) ведется в предположении, что в действии находятся только конфорочные горелки всех плит. Отсюда расчетная нагрузка для участков внутренней сети будет равна

участки *1* и *2*	(обслуживают	одну плиту) . . .	по 1,6 *м³/час*
участок *3*	(обслуживает	две плиты) . .	3,2 „
„ *4*	„	четыре „ . . .	6,4 „
„ *5*	„	шесть „ . . .	9,6 „
„ *6а*	„	восемь „ . . .	12,8 „

Расчетная нагрузка дворовой сети определяется по уравнению (62), т. е. с учетом коэфициента m одновременности действия всех плит по табл. 17.

Участок *6* обслуживает 8 квартир ($m = 0{,}66$), и расчетная нагрузка его будет: $12{,}8 \cdot 0{,}66 = 8{,}4$ *м³/час*.

Аналогично имеем:

Участок *7*	(16 квартир, $m = 0{,}53$)	$1{,}6 \cdot 16 \cdot 0{,}53 = 13{,}6$ *м³ час*
„ *8*	(24 квартиры, $m = 0{,}5$)	$1{,}6 \cdot 24 \cdot 0{,}5 = 19{,}2$ „
„ *9*	(48 квартир, $m = 0{,}44$)	$1{,}6 \cdot 48 \cdot 0{,}44 = 33{,}8$ „

Подсчитанные нагрузки всех участков указаны на схеме сети рис. 163.

Переходим к определению расчетного давления.

По заданию давление газа в уличной магистрали равно 60 *кг/м²*. Конечное свободное давление перед горелкой должно быть 40 *кг/м²*. Потеря давления в газовом счетчике 10 *кг/м²*. Следовательно, остается для всей сети:

$$H_1 = 60 - (40 + 10) = 10 \text{ кг/м}^2.$$

Из этого давления 50%, т. е. в нашем случае 5 *кг/м²*, обычно расходуют на ввод (от магистрали до стояка), а остальное давление—на внутреннюю сеть.

Так как по заданию газ имеет удельный вес $S = 0{,}6$, т. е. он значительно легче воздуха, то при определении диаметров внутренней сети можно учесть еще добавочное весовое давление, величина которого равна:

$$H_2 = h\,(\gamma_в - \gamma_г) \text{ кг/м}^2, \qquad (а)$$

или иначе:

$$H_2 = h\,(1 - S)\,\gamma_в \text{ кг/м}^2, \qquad (б)$$

где h — вертикальное расстояние (разность отметок) от магистрали до газовой горелки в *м*;

γ — удельный вес воздуха в *кг/м³* при $t = 15°$ ($\gamma_{15} = 1{,}23$ *кг/м³*).

Пренебрегать указанным дополнительным давлением H_2 можно лишь при газе с удельным весом, близким к единице.

В рассматриваемом примере дополнительное давление равно:

$$H_2 = 13{,}5\,(1 - 0{,}6)\,1{,}23 = 6{,}6 \text{ кг/м}^2.$$

Следовательно, внутренняя газовая сеть может быть рассчитана на потерю давления:

$$H = 0{,}5\,(H_1 + H_2) = 0{,}5\,(10 + 6{,}6) = 8{,}3 \text{ кг/м}^2,$$

а дворовая сеть (ввод) на:

$$H = 0{,}5\,H_1 = 5 \text{ кг/м}^2.$$

Расчет начинаем с внутренней сети, занося данные в табл. 18, первые две графы которой заполняются предварительно (по данным схемы рис. 163).

Для участка *1* (подводка к плите) принимаем трубу стандартного диаметра, равного $^3/_4''$.

Таблица 18

Расчет газовой сети (S=0,6)

№ участка	*l* в *м*	*V* в *м³/час*	*d* в дюймах	*R* в *кг/м²*	*lR* в *кг/м²*
1	2	3	4	5	6
		Внутренняя сеть			
1	4,0	1,6	$^3/_4$	0,27	1,1
2	5,0	1,6	$1\,^1/_4$	0,02	0,1
3	3,6	3,2	$1\,^1/_4$	0,08	0,3
4	3,6	6,4	$1\,^1/_4$	0,27	1,0
5	3,6	9,6	$1\,^1/_4$	0,63	2,3
6 а	8,5	12,8	$1\,^1/_2$	0,51	4,3
					9,1
		Дворовая сеть			
6	10	8,4	2	0,05	0,5
7	6	13,6	2	0,09	0,5
8	4	19,2	2	0,22	0,9
9	10	33,8	$2\,^1/_2$	0,22	2,2
					4,1

По программе рис. 162 находим, что при нагрузке 1,6 *м³/час* и диаметре $^3/_4''$ потеря давления (на 100 *м* длины) равна: 100 R=45 *кг/м²* при S=1 и 100 R=27 *кг/м²* при S=0,6.

Потеря на 1 *м* длины при S=0,6 будет 0,27 *кг/м²* *м*, что и заносим в графу 5 табл. 18.

Участок *2*, т. е. ввод газа в квартиру, следует принять диаметром $1^1/_4''$, так как в квартире, кроме плиты, установлена газовая водогрейная колонка (с подводкой 1″) и не исключена возможность, что в отдельных случаях в эксплоатации могут находиться оба газовых прибора. При расчетном расходе газа 1,6 *м³/час* и диаметре $1^1/_4''$ потеря давления на 100 *м* длины равна 100 R=3 *кг/м²* при S=1,0 и 100 R=1,8 *кг/м²* при S=0,6. Следовательно, на 1 *м* длины потеря давления будет R=0,018≈ ≈0,02 *кг/м²* *м*.

Совершенно аналогично подбираются диаметры труб и для остальных участков газовой сети.

Из расчетной табл. 18 видно, что потеря давления во внутренней сети получилась равной 9,1 *кг/м²* (при располагаемом давлении 11,6 *кг/м²*), а в дворовой сети — 4,1 *кг/м²* (при располагаемом давлении 5 *кг/м²*).

Проверим расчет внутренней сети на работу горелок газовой плиты нижнего (второго) этажа. Потеря давления в трубах внутри квартиры второго этажа будет равна подсчитанной потере давления на участках *1* и *2*, т. е. 1,1+0,1=1,2 *кг/м²*. Кроме того, потеря на участке *6а* (от ввода в здание до ввода в квартиру) равна 4,3 *кг/м²*. Следовательно, общая потеря давления во внутренней сети, обслуживающей квартиру второго этажа, равна 1,2+4,3=5,5 *кг/м²*, а располагаемое давление H=5+3 (1—0,6) 1,23= =6,5 *кг/м²*, т. е. и для сети второго этажа мы получили некоторое избыточное давление, а именно: 6,5—5,5=1,0 *кг/м²*.

Часть четвертая

МОНТАЖ, ПРИЕМКА И ЭКСПЛОАТАЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ

Глава IX

МОНТАЖ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 31. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО МОНТАЖУ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Монтаж систем центрального отопления должен удовлетворять определенным техническим условиям как в отношении качества выполнения отдельных элементов системы, так и в отношении размещения этих элементов в здании и увязки их со строительными конструкциями здания.

Монтаж систем центрального отопления зданий обычно выполняется специальными монтажными организациями.

Однако инженер-строитель несет ответственность не только за строительную часть, но за все оборудование здания, и потому непосредственно участвует в приемке отопительного оборудования от монтажной организации и затем сам лично сдает все здание в целом в эксплоатацию. В силу сказанного каждый инженер-строитель должен иметь четкое представление об основных требованиях, предъявляемых к качеству материалов и изделий отопительного оборудования и к качеству монтажа этого оборудования.

Остановимся более подробно на тех вопросах монтажа отопительного оборудования, которые требуют особого внимания каждого инженера-строителя.

Нагревательные приборы. Нагревательные приборы, собираемые из отдельных элементов, т. е. радиаторы, до установки их на место испытываются гидравлическим давлением, равным рабочему давлению плюс 2 *ати*.

В качестве уплотнителя ниппельных соединений между отдельными элементами радиатора применяют прокладки из клингерита или паранита толщиной 1—2 *мм*. В системах водяного отопления допускаются прокладки из тряпичного картона толщиной 1—2 *мм*, проваренного в натуральной олифе, или из волокон льна, густо смазанных свинцовым суриком, разведенным на натуральной олифе.

В отапливаемых помещениях радиаторы навешиваются на кронштейны, укрепленные цементом (рис. 164,*а*) в гнезда капитальной стены или сквозными болтами к перегородкам или стенам облегченной конструкции (рис. 164,*б*). Число кронштейнов определяется из расчета нагрузки на каждый кронштейн не более 40 *кг*, но не меньше, чем по два кронштейна на каждый нагревательный прибор. Кронштейны устанавливаются по краям приборов под шейками радиаторов (рис. 165).

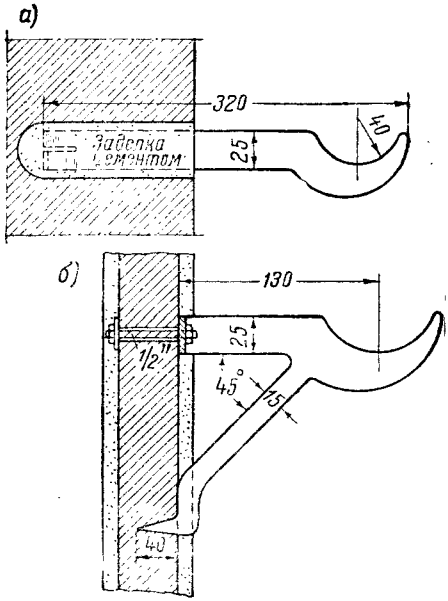


Рис. 164

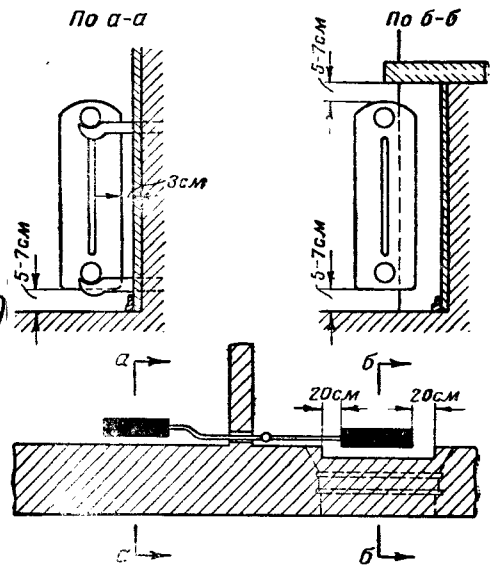


Рис. 165

Особое внимание всегда обращается на соблюдение определенных расстояний от радиатора до стены и плоскости пола. У глухой стены или под окном без ниши расстояние от радиатора до стены принимается 3 *см*. При наличии ниши нормальной глубиной в $^1/_2$ кирпича радиаторы устанавливаются в соответствии с рис. 165, *б*, т. е. ниппельные отверстия радиатора должны выступать внутрь помещения за плоскость стены, чтобы можно было осуществить присоединение трубопроводов к радиатору без прогиба труб.

Это в значительной мере удешевляет и ускоряет монтаж трубопроводов.

Во всех случаях минимальное расстояние от плоскости пола до низа радиатора должно быть не менее 5 *см* (желательно 7—10 *см*).

Радиаторы устанавливаются строго по отвесу, а верх радиатора по уровню.

Из эстетических соображений центр радиатора должен совпадать с центром оконного проема или с центром ниши.

Трубопроводы. В отопительной технике применяются стальные толстостенные трубы диаметром от 0,5 до 3″, соединяемые при помощи фасонных частей на резьбе или на сварке, и стальные тонкостенные трубы условным диаметром от 65 *мм* (76/70 *мм*) и более, соединяемые на фланцах или на сварке. Часто эти трубы называют по способу их соединения соответственно резьбовыми и фланцевыми. Толстостенные резьбовые тру-

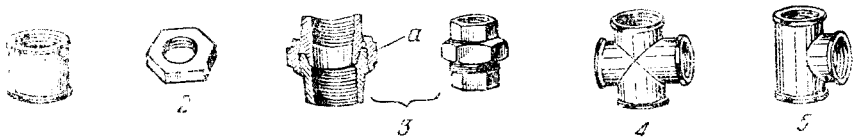


Рис. 166

бы подвергаются испытанию на заводе под давлением 16 *ати*, а фланцевые—25 *ати*. Нормальная длина каждой трубы 5—7 *м*. При приемке труб необходимо обращать внимание на то, чтобы каждая труба была прямолинейной, без продольных трещин, без вмятин и с чистым внутренним проходом. Мягкость стали труб легко определяется при помощи ручного напильника или путем перерезки взятой на выборку трубы.

На рис. 166 показаны основные фасонные и соединительные части для резьбовых труб: муфта *1*, контргайка *2*, разъемная муфта *3*, крестовина *4*, тройник *5*. Все эти фасонные части, изготовляемые из ковкого чугуна или из мягкой стали, имеют внутреннюю цилиндрическую резьбу, в которую ввертывается конец трубы, снабженный наружной также цилиндрической резьбой.

Для сборки трубопроводов применяется так называемая «правая» газовая резьба. Газовая резьба отличается от механической резьбы меньшей глубиной и большим шагом витков. Соединения на газовой цилиндрической резьбе требуют дополнительного уплотнения во избежание утечки пара или воды через эти соединения. При системах водяного отопления такое уплотнение достигается предварительной обмоткой наружной резьбы трубы льняным волокном, смоченным в суриковой замазке (свинцовый сурик в смеси с натуральной олифой). При сборке паропроводов для этой цели вместо льна применяют асбестовую нитку, так как при температуре теплоносителя более 100° лен будет перегорать. Часть льняных волокон или асбестовой нитки в процессе свертки труб выжимается из резьбового соединения наружу и должна быть удалена, чтобы соединение труб имело опрятный внешний вид.

В отопительной технике применяется также конусная газовая резьба, которая дает весьма надежное соединение, не требующее какого-либо дополнительного уплотнения. Любая резьба как на трубах, так и на фасонных и соединительных частях, должна быть чистой (без ржавчины), ровной (без перекосов) и целой, т. е. без смятых или рваных витков.

При цилиндрической газовой резьбе соединение труб может быть осуществлено на «короткой» и «длинной» резьбе.

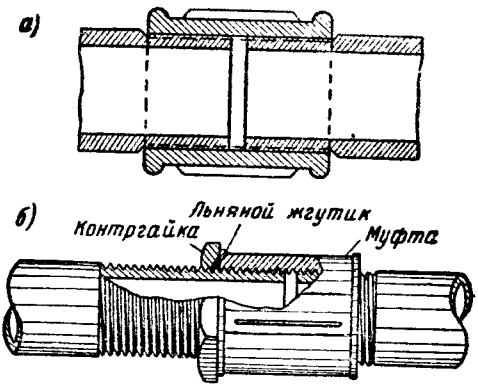


Рис. 167

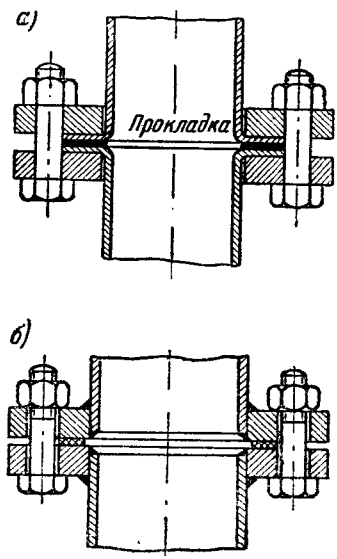


Рис. 168

На рис. 167 показаны оба варианта соединения толстостенных труб при помощи муфты. Соединение на короткой резьбе, при котором резьба каждого конца трубы полностью находится в муфте, показано на рис. 167,*а*. В варианте, показанном на рис. 167,*б*, один конец трубы снабжен длинной резьбой и дополнен контргайкой, прижимающей льняной жгутик к торцу муфты для достижения надлежащей плотности соединения. Контргайку и затем муфту можно согнать по длинной резьбе на один конец трубы и разъединить трубы. Такое соединение называется разъемным. К числу разъемных относится и соединение при помощи муфты с накидной гайкой *а* (рис. 166,*з*).

На рис. 168 показаны два способа соединения тонкостенных труб при помощи фланцев с уплотнительной кольцевой прокладкой между фланцами.

Вариант, приведенный на рис. 168,*а*, предусматривает отбортовку концов труб, а на рис. 168,*б* — приварку фланцев. Фасонные соединительные части для тонкостенных труб (тройники, крестовины, отводы) изготовляются из серого чугуна и также имеют фланцы для присоединения к трубам.

В СССР получило весьма широкое распространение соединение труб на сварке, упрощающее и удешевляющее заготовку и сборку трубопроводов.

Трубы в отапливаемых помещениях прокладываются открыто, строго по отвесу, на расстоянии 1—2 *см* от поверхности штукатурки и закрепляются в таком положении при помощи разъемных хомутов, концы которых заделываются цементным или алебастровым раствором в гнездах кирпичных стен или крепятся шурупами к деревянным стенам и перегородкам.

Ответвления к нагревательным приборам прокладываются также открыто с уклоном 0,01.

Скрытая прокладка трубопроводов (в бороздах стен) допускается в тех случаях, когда это требуется повышенным качеством внутренней отделки отапливаемых помещений. В этих случаях обычно нагревательные приборы устанавливаются в нишах и снабжаются со стороны комнаты какими-либо ограждениями в виде решетки, сетки и т. п. При скрытой прокладке труб монтаж их должен быть особо высокого качества, так как последующий даже мелкий ремонт трубопровода потребует вскрытия внутристенных каналов. В связи с этим в процессе монтажа каждая расположенная в канале труба подвергается испытанию гидравлическим давлением (или сжатым воздухом) и только после испытания и составления соответствующего акта канал закрывается щитом и оштукатуривается. Попутно следует отметить, что при скрытой прокладке труб абсолютно необходимо делать противопожарные горизонтальные разделки по высоте каналов в плоскости каждого междуэтажного перекрытия.

Для прохода труб в этих разделках предусматривается вставка гильз с зазором между гильзой и трубой в 1—1,5 *мм*.

В местах прохода труб через внутренние стены, междуэтажные перекрытия, площадки лестничных клеток и т. п. в эти строительные конструкции необходимо заделывать так называемые проходные гильзы (из кровельной стали или из обрезков труб) со свободным зазором 1—1,5 *мм* между трубой и гильзой. Это требуется для свободного перемещения труб при их термическом удлинении и для ремонта труб без повреждения строительных конструкций. Не допускается также жесткая затяжка труб хомутами и другими средствами крепления к опорам и строительным конструкциям за исключением мест, специально предусмотренных проектом. В системах отопления температурная деформация труб обычно воспринимается отводами и прогибами трубы, вызываемыми конфигурацией самого здания. Однако в случае прямолинейной прокладки труб на значительное расстояние (40 *м* и более) приходится предусматривать установку специальных компенсаторов удлинения, конструкция которых может быть весьма различной. На

рис. 169 изображен в виде примера П-образный компенсатор, устанавливаемый на трубопроводе в горизонтальном положении.

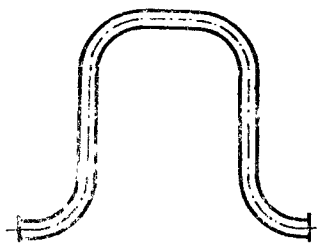


Рис. 169

Температурное удлинение 1 *пог. м* трубопровода может быть подсчитано по уравнению

$$\Delta l = \alpha (t_1 - t_2) \ мм\ м,$$

где α =0,012 *мм/м град* — коэфициент линейного расширения мягкой стали,

$t_1 - t_2$ — максимально возможное изменение температуры трубы.

Если принять $t_1 - t_2 = 100°$, то по тому же уравнению получим, что каждый погонный метр трубопровода может изменять свою длину на 1,2 *мм*.

В пределах чердака и подвала здания трубы прокладываются с уклоном от 0,005 до 0,003, т. е. от 5 до 3 *мм* на каждый погонный метр длины.

В подвале трубы укладываются на кронштейны, заделываемые в стены, а в помещении чердака—на кирпичные столбики ($1\frac{1}{2}$ кирпича) или подвешиваются на стальной проволоке (или стальной ленте), прикрепленной шурупами к стропилам кровли.

В производственных помещениях трубы укладываются на кронштейны, укрепленные к стенам или колоннам цеха.

В отдельных случаях при необходимости прокладки труб под полом первого этажа здания, не имеющего подвала или подполья, предусматривают устройство подпольных каналов, перекрываемых съемными щитами или плитами. Размеры таких каналов зависят от диаметра и числа прокладываемых труб, а также от глубины заложения труб, определяемой их уклоном.

В местах прохода по холодным помещениям, а также на чердаке и в подпольных каналах или подвале трубы изолируются для уменьшения теплопотерь через их стенки. Толщина изоляции принимается обычно до 5 *см*, в связи с чем расстояние от стен и столбов до неизолированной поверхности трубы увеличивают до 7 *см*.

Для изготовления изоляции чаще всего применяют низкие сорта асбеста, диатомит и трепел (легкие горные породы из кремнезема), слюдяную крошку, магнезит, глину, мел, хлопчатобумажные очесы. Изоляционные материалы в известной смеси друг с другом подвергаются иногда дополнительной химической обработке и имеют специальные названия, например, асбестит, асбозурит, совенит, ньювель и т. д.

В зависимости от своих физико-химических свойств термоизоляция может наноситься на холодную или горячую поверхность труб или в виде мастики, или порошкообразной засыпки (насыпная изоляция), или в виде заранее заготовленных сег-

ментов, или, наконец, путем обертывания трубы термоизоляционными жгутами и лентами. Во всех случаях изоляция должна быть достаточно прочной и не оказывать разрушающего действия на металл трубы.

§ 32. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО МОНТАЖУ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

При оборудовании зданий вентиляцией ряд работ выполняется не специальной монтажной организацией, а непосредственно строителями. К таким работам в гражданских зданиях относятся: устройство внутристенных и приставных каналов, устройство вентиляционных каналов на чердаке и в подвалах здания, устройство шахт у приточных и вытяжных вентиляционных центров, устройство оснований или площадок под вентиляционное оборудование, устройство отепленных помещений для размещения вентиляционного оборудования, оформление отверстий для установки в помещениях вентиляционных решеток, а иногда и отливка самих решеток и т. п.

В промышленных зданиях строители обычно выполняют работы по устройству площадок для вентиляционного оборудования, шахт, подпольных кирпичных или бетонных каналов, а при оборудовании цеха аэрацией — почти полностью все работы, за исключением монтажа механизмов для открывания аэрационных отверстий.

Особого внимания от инженера-строителя требуют работы по устройству вентиляционных каналов. В гражданских зданиях применяются внутристенные, приставные, подшивные и подвесные каналы. Кроме того, отдельные короткие участки вентиляционной сети иногда выполняются из кирпича, бетона или железобетона, например в тех случаях, когда воздуховод может подвергаться внешним механическим воздействиям или он заглублен в землю, в пол подвала и т. п.

Внутристенные кирпичные каналы выкладываются аналогично дымоходам, т. е. к стенке канала кирпич кладется гладкой, а не обрубленной стороной, с последующей затиркой швов жидким раствором, без оштукатурки стенок канала.

Минимальная толщина стенок между смежными вентиляционными каналами должна быть в $^1/_2$ кирпича (13 *см*).

Размеры внутристенных каналов могут быть различными и принимаются по проекту.

Отверстие, сообщающее вентилируемое помещение с приточным или вытяжным каналом и закрываемое какой-либо решеткой, обычно используется для периодической очистки канала от пыли. Поэтому независимо от материала и конструкции решетки последняя, как правило, делается съемной. При тяжелых решетках больших размеров (например, отлитых из гипса) для прочистки каналов могут быть предусмотрены специальные закрывающиеся лючки (лазы).

Способ крепления стандартной жалюзийной решетки (см. рис. 128) показан на рис. 170, из которого видно, что в отверстие канала сначала заделывается деревянная рамка из досок толщиной 20—25 *мм* на ребро, а затем уже к этой рамке крепится при помощи шурупов сама решетка.

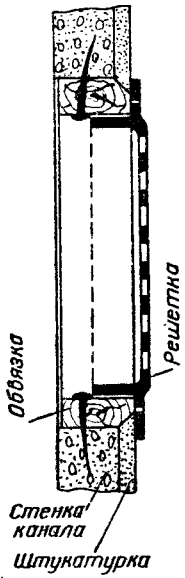


Рис. 170

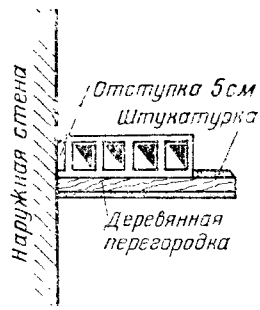


Рис. 171

Приставные вентиляционные каналы, собираемые из шлакогипсовых, шлако-алебастровых или шлакобетонных плит или из асбестоцементных труб, чаще всего устанавливаются у внутренних капитальных стен или у перегородок. Если канал расположен непосредственно у холодной наружной стены (рис. 171), то между стеной и каналом делается отступка в 5 *см* для предотвращения охлаждения воздуха, транспортируемого по каналу, что особо необходимо при повышенной влажности перемещаемого воздуха.

При сборке приставных каналов соединение плит между собой делается на гипсовом, алебастровом или цементном растворах в зависимости от материала самих плит. Этими же растворами плиты приминаются к деревянным перегородкам или к кирпичным стенам, предварительно очищенным в этих местах от штукатурки.

Кроме приминания раствором, вертикальные приставные каналы дополнительно крепятся к стенам через каждые 0,7—1,0 *м* пачечной сталью, как это показано на рис. 172, т. е. путем заделки разведенных концов стальной полосы в гнезда кирпичной стены или путем забивки костылей в деревянную стену.

На рис. 173 показан поперечный разрез собранного из плит вентиляционного канала на чердаке здания. Как видно из ри-

сунка, основанием канала служит деревянный настил-щит, сверх которого делается смазка толщиной 3—4 *см* (шлако-гипсовая, шлако-алебастровая шлакоцементная), а стенки канала выполняются двойными, с воздушным прослойком толщиной до 4 *см*.

Устройства дощатого настила под канал не требуется, если последний прокладывается по плоскому (со стороны чердака) железобетонному перекрытию. Засыпка на чердаке должна быть предварительно расчищена.

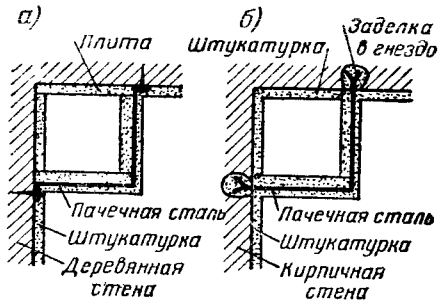


Рис. 172

Горизонтальные шлакобетонные воздуховоды, предназначенные для транспортирования воздуха с повышенной влажностью, прокладываются с небольшим уклоном (0,01—0,015) в сторону дренажных устройств, осуществляемых в виде небольшого приямка с отводом воды через затвор в канализацию. Над воздуховодами в местах прохода устраиваются мостики шириной 600—700 *мм* с перилами и лесенками.

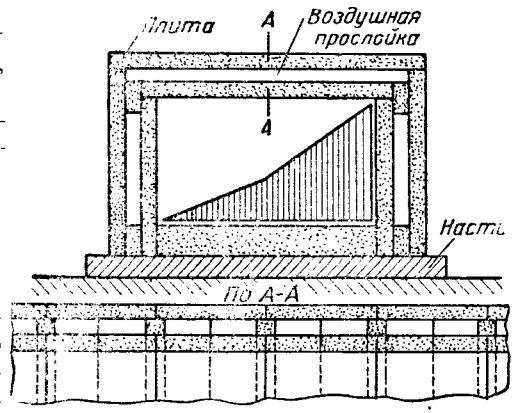


Рис. 173

Небольшого сечения горизонтальные подвесные воздуховоды под потолком помещений прокладываются на подвесках из пачечной стали, располагаемых через 0,4 *м*. Каналы сечением более 0,4×0,4 *м* собираются из плит, укладываемых в готовом каркасе из угловой стали. В некоторых случаях подшивные и подвесные каналы изготовляются на месте путем нанесения штукатурного раствора на предварительно натянутую металлическую сетку с последующей тщательной затиркой внутренних поверхностей канала.

Изготовление плит для вентиляционных каналов в некоторых случаях осуществляется непосредственно в мастерских на объекте строительства. Для этой цели в закрытом помещении мастерской устанавливается верстак высотой до 0,8 *м*, шириной 0,9 *м* и длиной до 6 *м*. На стол верстака, сделанного из плот-

ных 50-*мм* досок и установленного точно по уровню, укладываются поперечные съемные деревянные рейки длиной 0,7 *м* и высотой 35—45 *мм* (толщина плиты). Эти рейки закрепляются на месте при помощи клиньев *а* (рис. 174), расположенных между продольной рейкой и упором *б*. Стол верстака перед заливкой раствора посыпается мелким песком или покрывается тонкой бумагой, чтобы раствор не пристал к дереву. Пропорция смеси для приготовления раствора принимается в зависимости от вида вяжущих. Например, если вяжущим является алебастр, то на 1 ч. алебастра берут 3 ч. шлака, просеянного через сетку с ячейками в 1 *см*.

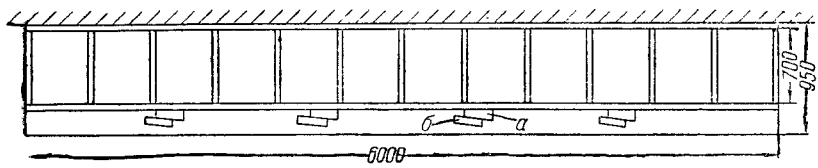


Рис. 174

Для увеличения прочности плит последние при отливке армируются дранью (при ширине плиты до 50 *см*) или пачечной стальной лентой (при ширине плиты более 50 *см*).

Дрань и стальная лента укладываются в середину толщины плиты в виде решетки с размерами клеток 10×10 *см*.

После затвердения плит их снимают с верстака и устанавливают в штабель для просушки, во время которой необходимо следить за тем, чтобы плиты не покоробились.

Воздуховоды систем промышленной вентиляции изготовляются из мягкой листовой стали весом 4—5 *кг/м*^{2} при диаметре канала до 500 *мм* и весом 5,5—6 *кг/м*^{2} — при диаметре до 1 000 *мм*.

В отдельных случаях, например, для пневматического транспорта металлической или минеральной пыли, воздуховоды свариваются из стальных листов толщиной 1,5—2 *мм*.

При более тонкой стали воздуховоды изготовляются с продольными и поперечными (одинарными или двойными) фальцами в виде отдельных звеньев длиной до 6 *м* и собираются затем на фланцах или (при круглом сечении диаметром до 500 *мм*) на разъемных хомутах.

Во избежание коррозии листовая сталь перед раскройкой покрывается олифой, а затем уже готовые звенья воздуховодов тщательно прокрашиваются масляной краской изнутри и снаружи или только снаружи, если установка предназначена для пневмотранспорта твердых отходов производства.

При выделении в производственных помещениях корродирующих паров и газов вместо масляной краски применяют для покрытия воздуховодов различного рода кислотоупорные лаки.

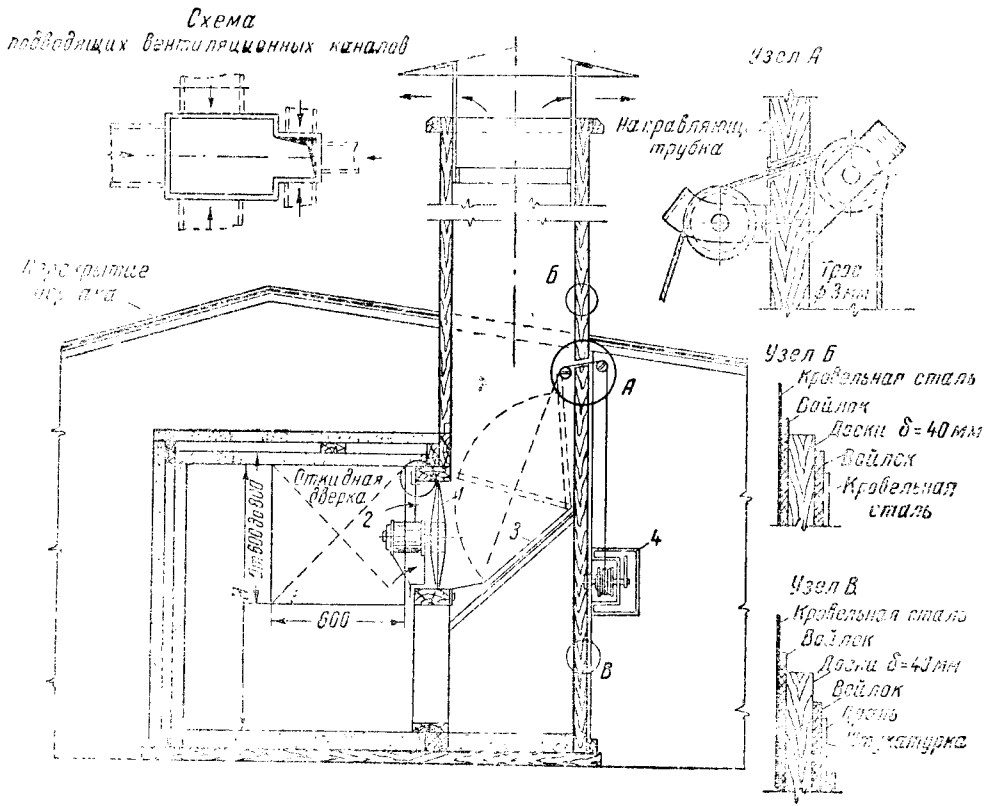

Схема
подводящих вентиляционных каналов
Узел А
Направляющая трубка
Узел Б
Кровельная сталь
Войлок
Доски δ=40мм
Войлок
Кровельная сталь
Узел В
Кровельная сталь
Войлок
Доски δ=40мм
Войлок
Утеплитель
Штукатурка
Откидная дверка
600
А
Б
В
1
2
3
4

Рис. 175

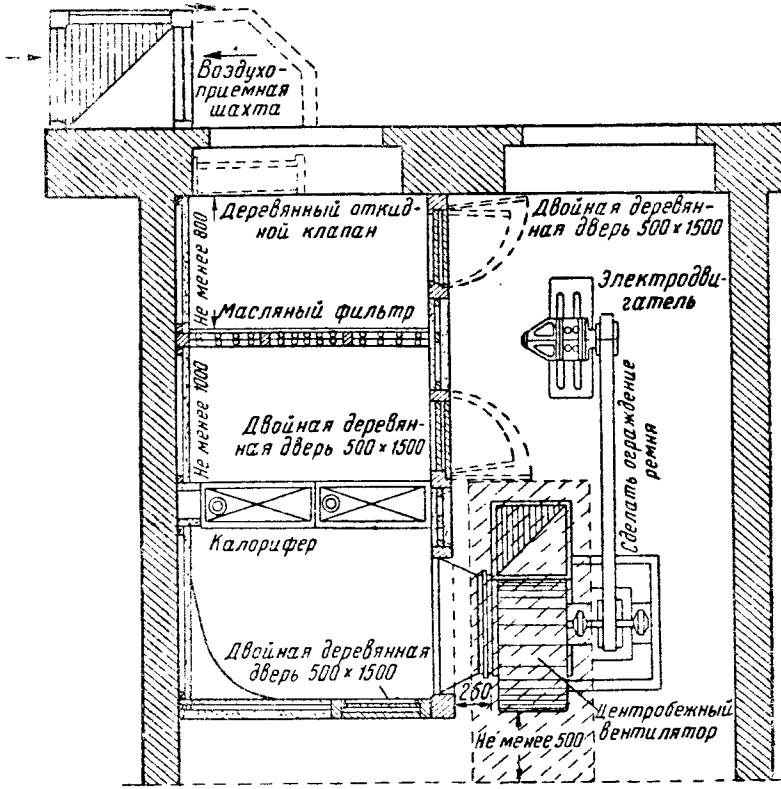


Рис. 176

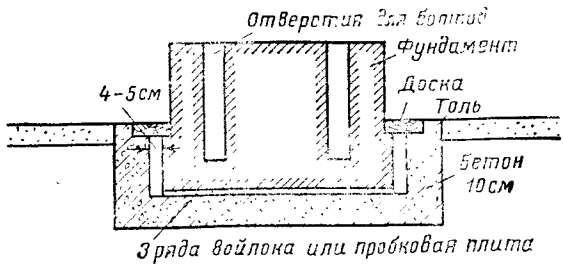


Рис. 177

Приточные и вытяжные камеры в гражданских зданиях обычно сооружаются строителями, только оборудование их монтируется специальными монтажными организациями.

Так, например, на практике часто применяется вытяжная камера, изображенная на рис. 175; при ее устройстве на обязанности монтажных организаций лежит лишь установка вентилятора *1* с электродвигателем *2* и приводного механизма для передвижения клапана *3* при помощи ручной лебедки *4*. Камера установлена на чердаке. Конструкция шахты и стенок самой камеры видны непосредственно из чертежа.

На рис. 176 дан план приточной камеры, расположенной в цокольном этаже или полуподвале. Камера оборудована масляными фильтрами для очистки приточного воздуха от пыли, пластинчатыми калориферами для подогрева воздуха и центробежным вентилятором, приводимым в движение ременной передачей от электродвигателя. Работы по возведению самой камеры выполняются строителями. Они изготовляют воздухозаборную шахту, в данном случае аналогичную по конструкции вытяжной шахте (см. рис. 129, *б*), наружные стены и потолок камеры (из шлако-алебастровых плит с воздушным прослойком, т. е. аналогично конструкции ограждений вытяжной камеры, изображенной на рис. 175). Фундаменты для вентилятора и электродвигателя при расположении последних в подвальном помещении желательно выполнять в соответствии с рис. 177, т. е. окружать их звукоизоляционным слоем, например, в виде песчаной засыпки.

Если вентилятор и электродвигатель расположены на перекрытии, то их можно смонтировать на общей железобетонной плите, покоящейся на резиновых подкладках толщиной 15—20 *см*. Во всех случаях присоединение вентилятора к камере и каналам должно осуществляться при помощи эластичного патрубка для локализации вибрации вентилятора.

§ 33. МЕТОДЫ ПРОИЗВОДСТВА МОНТАЖНЫХ РАБОТ

Темпы и масштабы промышленного и жилищно-коммунального строительства в СССР совершенно изменили за годы Сталинских пятилеток организационные формы, методы и приемы работ по монтажу отопительно-вентиляционного оборудования в гражданских и промышленных зданиях. Уже в начале первой пятилетки возросший объем отопительно-вентиляционных работ потребовал максимальной механизации этих работ в целях резкого сокращения сроков монтажа, чтобы избежать задержки сдачи в эксплоатацию готовых объектов строительства.

В настоящее время наша отопительно-вентиляционная техника располагает весьма совершенными станками и механизмами для обработки труб (перерезка и гнутье труб, нарезание резьбы и пр.), а также для изготовления стальных воздухово-

дов и сложных деталей. Все эти трудоемкие работы выполняются специализированными заготовительными мастерскими или заводами, а на строительном объекте производится лишь сборка систем отопления или вентиляции из готовых узлов и деталей. Такой метод индустриализации работ резко сокращает сроки монтажа отопительно-вентиляционного оборудования, повышает качество работ и производительность труда, так как все заготовительные трудоемкие операции выполняются в специальных мастерских, оснащенных механизмами и станками.

Советские монтажные организации освоили два метода производства работ на строительных объектах: метод, предусматривающий монтаж оборудования в зданиях, уже законченных строительством, и метод, при котором монтаж оборудования производится одновременно со строительством здания. При втором методе, т. е. при монтаже оборудования одновременно с возведением здания, срок выполнения монтажа определяется сроками строительства самого здания. При первом методе требуется дополнительный срок для сборки на объекте оборудования. Однако этот дополнительный срок исчисляется днями, так как при хорошо организованной работе центральных заготовительных мастерских для монтажа всего оборудования, например, в жилом доме объемом 20 000 $м^3$, требуется всего лишь 4—5 дней.

При заготовке деталей и узлов систем в центральных мастерских предъявляются весьма высокие требования к качеству не только отопительно-вентиляционных, но и общестроительных работ, включая сюда в первую очередь точное соответствие размеров отдельных конструктивных элементов строящегося здания рабочим чертежам проекта этого здания.

Технические условия на производство общестроительных и специальных работ 1947 г. предусматривают следующую степень точности выполнения общестроительных работ по сравнению с проектом:

расстояние между осями оконных проемов	± 10 *мм*
высота этажа между отметками чистых полов	± 15 „
отклонение осей перегородок по этажам от общей вертикальной плоскости	± 20 „
отклонение осей отверстий для стояков в перекрытиях от общей вертикальной оси стояков	± 10 „

Такая степень точности строительных работ требуется потому, что монтажные организации производят заготовку деталей и узлов отопительного оборудования, руководствуясь чертежами строительного проекта, без замеров с натуры, как это делается при оборудовании уже существующих зданий. Несоблюдение строителями проектных расстояний между осями оконных проемов здания потребует переделки заготовленных в центральной мастерской подводок к нагревательным приборам.

Отступление от проектных отметок чистых полов может привести не только к частичной переделке стояков отопления, но и к затруднениям в размещении нагревательных приборов под оконными проемами. Отклонение осей перегородок от общей вертикальной плоскости вызовет необходимость дополнительного гнутья стояков отопления и т. д. Все это приведет к удорожанию строительства и к удлинению сроков сдачи в эксплоатацию строительных объектов.

При современном комплексном проектировании на строительных чертежах здания обязательно указываются все отверстия в стенах, перекрытиях и перегородках, а также каналы и ниши, необходимые для последующего монтажа в здании системы отопления. За точность и качество выполнения этой части строительных работ отвечает строительная организация. Строительная организация выполняет и такие работы, как устройство фундаментов под отопительные котлы, насосы и электродвигатели, пробивка гнезд в стенах для установки кронштейнов под радиаторы и хомутиков для крепления труб, заделка проходных гильз в междуэтажные перекрытия, стены и т. п. Все эти работы обычно выполняются по указанию и при участии монтажной организации.

При параллельном ведении монтажных и строительных работ сборка системы отопления выполняется по этажам и отдельным блокам здания по мере строительной готовности последних. Это требует предварительного составления четкого комплексного графика хода всего строительства по отдельным видам строительных и монтажных работ, а также дополнительного оснащения строительной площадки соответствующими грузоподъемными механизмами. Работы по монтажу систем отопления и вентиляции, как и строительные работы, ведутся поточно-скоростными методами. Следует иметь в виду, что в процессе выполнения монтажных работ широко применяется сварка труб. Все монтажные работы должны выполняться в строгом соответствии с требованиями охраны труда и техники безопасности на строительной площадке.

Глава X

ПРИЕМКА В ЭКСПЛОАТАЦИЮ

§ 34. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

После окончания монтажа и предварительной регулировки систем теплоснабжения и вентиляции эти системы перед сдачей их в эксплоатацию подвергаются детальному осмотру с целью выяснения качества работ и соответствия выполненного оборудования чертежам проекта, общим техническим условиям и особым требованиям, предъявляемым к оборудованию проектным заданием.

Кроме тщательного внешнего осмотра и проверки размеров отдельных элементов оборудования, при обследовании приходится пользоваться специальными контрольно-измерительными приборами для определения эффекта действия оборудования. Часть этих приборов, необходимых для последующей эксплоатации оборудования, устанавливается еще в процессе монтажа, как, например, термометры, служащие для определения температуры воды в системе отопления и температуры воздуха в системе приточной вентиляции, или манометры, устанавливаемые на паровых котлах для повседневного контроля за работой последних. Однако значительная часть контрольно-измерительных приборов нужна только при обследовании оборудования во время его приемки.

К таким приборам относятся:

а) приборы для замера температуры воды, воздуха, горячих газов, горячих поверхностей (ртутные и жидкостные термометры, самопишущие термографы, термоэлектрические термометры, термопары);

б) приборы, служащие для замера влажности воздуха (психрометры, гигрографы);

в) приборы для замера давления пара, воды, воздуха (манометры, микроманометры);

г) приборы для определения скорости движения и расхода воды, пара и воздуха (дроссельные приборы, анемометры, пневмометрические трубки);

д) приборы для определения загрязненности воздуха газами и пылью (газоанализаторы, пылемеры);

е) приборы для определения числа оборотов насосов, вентиляторов, моторов и т. п. (счетчики оборотов, тахометры).

Остановимся кратко на описании редко встречающихся в обыденной жизни приборов, которыми, однако, приходится пользоваться при обследовании отопительно-вентиляционного оборудования.

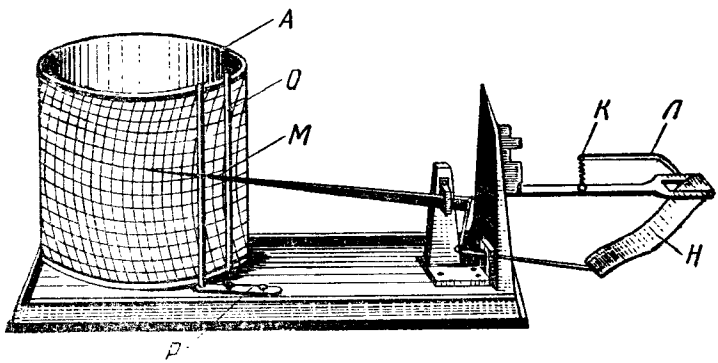


Рис. 178

На рис. 178 представлен самопишущий прибор (термограф) для измерения температуры воздуха. Стрелка *М* с пишущим пером соединена системой рычагов с пружиной *Н*, наполненной спиртом. Второй конец пружины неподвижно прикреплен к шарнирному рычагу *Л*, который имеет микрометренный винт *К* для поворота пружины и изменения наклона стрелки *М*. При изменении температуры окружающего воздуха соответственно изменяется объем спирта в пружине, что приводит к выпрямлению или скручиванию пружины и, следовательно, к повышению или понижению конца стрелки *М* с пишущим пером. Таким образом, перо наносит кривую изменения температур на специальную бумажную ленту, навернутую на барабан *А*. Внутри барабана расположен часовой механизм, рассчитанный на поворот барабана вокруг оси с определенной скоростью. Планка *О* служит для закрепления ленты на барабане, а рычажок *Р*—для отвода стрелки при смене ленты.

Для определения влажности воздуха применяются так называемые психрометры и гигрометры или гигрографы.

Психрометр и гигрометр дают возможность определить влажность воздуха в данный момент, а гигрограф регистрирует относительную влажность воздуха в течение длительного времени.

Психрометр (рис. 179) состоит из двух одинаковых термометров с ценой деления шкалы 0,5°. Ртутный шарик одного из термометров обернут кисеей, конец которой опущен в резервуар с водой. Чем меньше влажность окружающего воздуха, тем интенсивней испаряется вода со смоченного шарика термометра и тем ниже будут показания этого термометра по сравнению со вторым (сухим) термометром. Способ определения влажности воздуха по показаниям сухого и влажного термометров при помощи J—d-диаграммы уже был разработан в § 14.

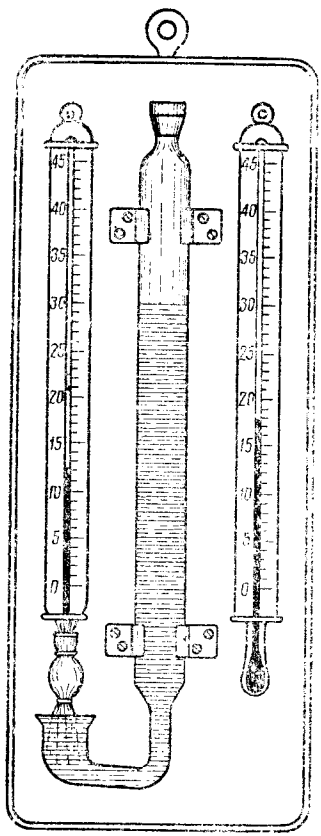


Рис. 179

Конструкция гигрографа (рис. 180) принципиально отличается от конструкции термографа (рис. 178) лишь тем, что здесь элементом, воспринимающим изменение влажности воздуха, служит пучок волос *а*, укрепленный в двух зажимах рамки *в*. Этот пучок волос натягивается крючком *б*, прикрепленным к плечу рычага *д* с противовесом *г*. Под воздействием противовеса *г* криволинейная часть *е* рычага воздействует на плечо *ж* стрелки *з* с пишущим пером.

Так как длина пучка волос изменяется в зависимости от влажности окружающего воздуха, то пишущее перо совершает соответствующие движения вверх или вниз, фиксируя эти изменения относительной влажности на специальной бумажной ленте вращающегося барабана.

Термограф и гигрограф можно конструктивно объединить в одном приборе, который называется термогигрографом.

Кроме общеизвестных приборов для замера значительного избыточного давления жидкости или газа (пружинные манометры), для испытания отопительно-вентиляционных установок широко применяются различной конструкции жидкостные манометры и микроманометры. При помощи последних можно определить избыточное (сверхатмосферное) давление жидкости или газов с точностью до десятых долей миллиметров водяного столба.

Простейшим типом жидкостного манометра является U-образная стеклянная трубка, заполненная жидкостью до половины своей высоты.

Разность уровней жидкости в коленах U-образной трубки будет соответствовать разности давлений двух жидкостей или газов, с которыми сообщаются открытые концы такого манометра.

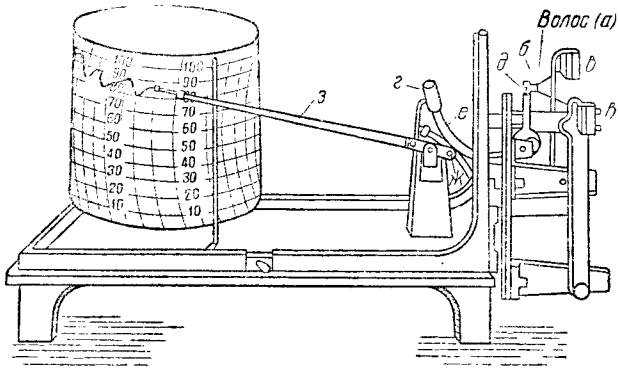


Рис. 180

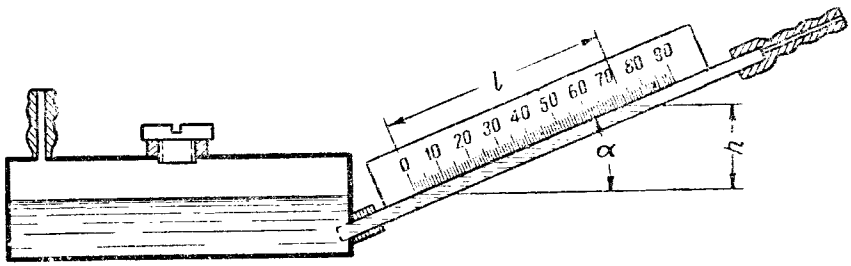


Рис. 181

На рис. 181 дана схема более точного прибора—чашечного микроманометра, в котором капиллярная трубка со шкалой для отсчета давлений установлена под углом α к горизонту. Высота вертикального столба жидкости $h=l\sin\alpha$, и истинная величина замеренного по наклонной шкале давления, выраженного в $кг/м^2$, будет равна:

$$H = Sl\sin\alpha \ кг/м^2,$$

где $S=\frac{\gamma_{ж}}{\gamma_{в}}$ — удельный вес жидкости, заполняющей резервуар микроманометра. Обычно для наполнения микроманометра применяют спирт с удельным весом $S=0{,}8\div0{,}82$.

На рис. 182 дан общий вид микроманометра, наклонная трубка которого может быть закреплена винтом на станине в трех различных положениях, соответствующих значениям $\sin \alpha = 0{,}5$, 0,25 и 0,125.

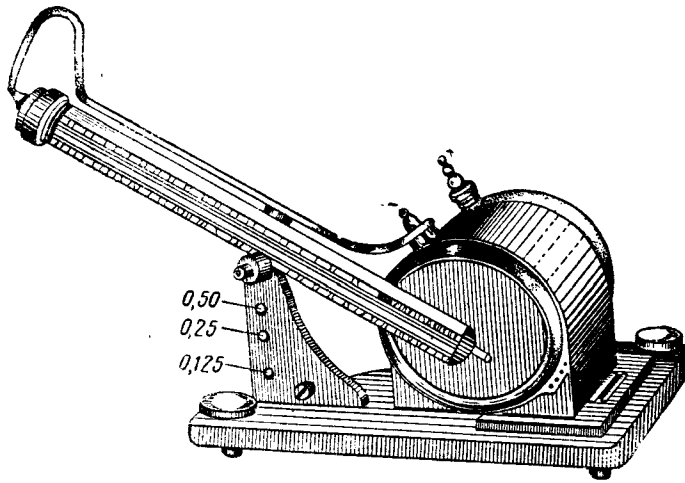


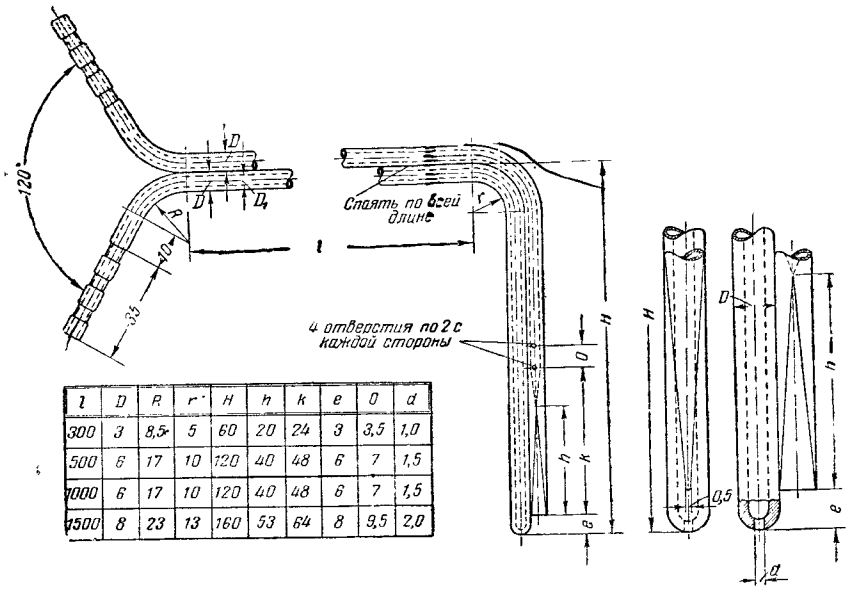
Рис. 182

Микроманометры применяются для замера давлений воздуха в каналах приточной и вытяжной вентиляции, производимого при помощи так называемой пневмометрической трубки. Одна из таких трубок конструкции МИОТ (Московского института охраны труда) представлена на рис. 183. Она изготавливается из двух медных трубочек, согнутых под углом 90° и спаянных друг с другом по длине.

Разведенные на 120° концы трубочек присоединяются резиновыми шлангами к наконечникам микроманометра (знаки плюс и минус на рис. 182). Вторые, спаянные между собой концы медных трубочек вводятся внутрь воздуховода, навстречу потоку. При этом центральное отверстие в тупом конце одной из трубочек будет воспринимать полное давление потока, а четыре боковых отверстия в сплющенном конце второй трубочки — только статическое давление потока. Разность этих давлений, т. е. динамическое (скоростное) давление потока, равное $h_д = \frac{w^2}{2g}\gamma$ *кг/м²*, можно легко определить по шкале микроманометра и затем вычислить сокорость w *м/сек* движения потока в точке замера.

При помощи микроманометра может быть замерен также перепад статических давлений у дроссельного прибора, вмонтированного в трубопровод постоянного сечения, по которому движется какая-либо жидкость, например, вода, пар или воз-

дух. Зная этот перепад давлений, можно определить скорость и расход жидкости.



l	D	R	r	H	h	k	e	D	d
300	3	8,5	5	60	20	24	3	3,5	1,0
500	6	17	10	120	40	48	6	7	1,5
1000	6	17	10	120	40	48	6	7	1,5
1500	8	23	13	160	53	64	8	9,5	2,0

Рис. 183

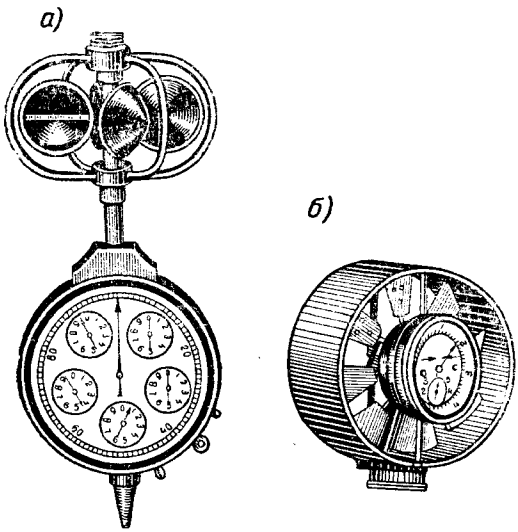


Рис. 184

Устройство всех дроссельных приборов основано на том, что в трубопроводе создается местное сужение сечения, вследствие чего происходит увеличение скорости и падение статического давления в потоке жидкости.

Для замера скорости движения воздуха применяются, кроме того, чашечные (рис. 184,*а*) и крыльчатые (рис. 184,*б*) анемометры. В этих приборах вращение крыльчатки передается счетному механизму, показания которого позволяют вычислить скорость движения воздуха в воздуховоде или в помещении.

Чашечные анемометры применяются при скоростях воздуха не менее 1,5 *м/сек*, крыльчатые — при скоростях до 0,5 *м/сек*, а некоторые конструкции даже до 0,2 *м/сек*. Для замера меньших скоростей воздуха пользуются весьма чувствительным прибором, известным под названием электроанемометра.

Определение степени загрязненности воздуха газами и пылью производится специальными организациями (чаще всего лабораториями Институтов охраны труда), а потому применяющиеся при таких обследованиях приборы здесь не рассматриваются.

§ 35. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ПРИЕМКА ОБОРУДОВАНИЯ

Перед сдачей в эксплоатацию отопительно-вентиляционное оборудование подвергается тщательному техническому осмотру, в результате которого составляется соответствующий акт. В этом акте отмечаются все отступления от проектных чертежей, дефекты монтажа, общая характеристика и оценка работы оборудования, а также особо указываются те недоделки и дефекты, которые препятствуют пуску в повседневную эксплоатацию части или всего оборудования в целом. Такая приемка называется предварительной в отличие от окончательной приемки, которая производится уже в условиях нормальной эксплоатации здания. Отсутствие таких нормальных эксплоатационных условий вынуждает при предварительной приемке ограничиваться лишь тщательным осмотром оборудования, проверкой размеров отдельных его элементов и проверкой работы агрегатов.

Обследование систем центрального отопления начинается с просмотра технической документации, в состав которой входят:

а) проект, т. е. расчетно-объяснительная записка и чертежи, по которым выполнялось отопительное оборудование;

б) акты, подтверждающие, что система отопления была испытана гидравлическим давлением в соответствии с действующими техническими условиями и нормами;

в) акты и документы, фиксирующие изменения проекта и отступления от него в процессе монтажа.

После этого переходят к наружному осмотру теплового центра (котельной или ввода в здание от наружной тепловой сети). При осмотре теплового центра проверяется соответствие с проектом размеров и мощности установленного оборудования, а также качество выполнения монтажных работ и связанных с ними общестроительных работ. Далее, при помощи установленных или принесенных на время обследования контрольно-измерительных приборов проверяется работа насосов (производительность, давление), моторов и других механизмов, как, например, дутьевых вентиляторов или дымососов, если таковые имеются, и т. п.

Особое внимание обращается на наличие у котельных агрегатов предохранительных устройств и на соблюдение требований техники безопасности, а также на наличие контрольно-измерительной аппаратуры и инструкции, необходимой для правильной и экономной эксплоатации теплового центра.

Осмотр сети трубопроводов и нагревательных приборов производится после предварительного прогрева системы, причем во время осмотра параметры теплоносителя (давление пара, поступающего в паровую систему, и температура горячей воды водяной системы отопления) должны соответствовать расчетным данным. При осмотре сети обращается внимание на соблюдение уклонов магистральных трубопроводов, на наличие и качество изоляции на трубах, проложенных в неотапливаемых помещениях, на тщательность сборки труб (отсутствие даже незначительных протечек), на правильность установки и присоединения к сети расширительных сосудов, компенсаторов, воздухосборников и вантузов, на доброкачественность крепления труб к строительным конструкциям.

Необходимо проверять прокладку труб. Важно, чтобы при открытой прокладке труб внутри отапливаемых помещений стояки были проложены строго по отвесу. При этом необходимо проверять и качество строительных работ; например, не получился ли при отвесной прокладке стояка зазор между стояком и плоскостью стены по высоте помещения различным (нормальный зазор 1—2 *см*).

При осмотре нагревательных приборов проверяется число секций каждого прибора (по чертежам проекта), надежность крепления и правильность установки прибора, наличие арматуры или иных устройств для местной регулировки теплоотдачи каждого прибора. Обращается также внимание на отсутствие течи в ниппельных соединениях приборов.

Степень прогрева каждого прибора очень часто проверяется лишь приблизительно, наощупь, и лишь в отдельных случаях при помощи специальных приборов.

При предварительной приемке системы отопления, особенно в новых зданиях, нельзя требовать нормальной температуры в отапливаемых помещениях, так как значительная часть тепла расходуется на просушку стен и других строительных конструкций здания.

Техническое обследование систем вентиляции также начинается с просмотра проекта, по которому выполнялось вентиляционное оборудование, и документов, подтверждающих согласие проектной организации на те или иные отступления от проекта.

Обращается особое внимание на бесперебойную работу оборудования приточных и вытяжных вентиляционных центров.

Производительность вентиляторов и количество воздуха, проходящее по отдельным веткам вентиляционной сети, проверяется чаще всего при помощи анемометра, хотя в ответственных промышленных установках для этой цели пользуются пневмометрической трубкой с микроманометром.

Тепломощность калориферов проверяется путем замера температур воздуха до и после калорифера при пропуске через калорифер требуемого проектом количества подогреваемого воздуха.

В результате обследования отопительной или вентиляционной установки составляется перечень недоделок и дефектов (дефектная ведомость) с указанием сроков их устранения.

§ 36. ОКОНЧАТЕЛЬНАЯ ПРИЕМКА ОБОРУДОВАНИЯ

Как отмечалось выше, окончательная приемка отопительного и вентиляционного оборудования, целью которой является проверка эффекта действия этого оборудования, производится в нормальных условиях эксплоатации здания и отдельных его помещений.

Необходимо, чтобы к моменту окончательной приемки вполне закончился процесс естественной просушки здания и чтобы производственное оборудование здания работало на полную проектную мощность.

Поэтому эффект действия отопительного оборудования в гражданских (общественных и жилых) зданиях новой постройки может быть безошибочно выявлен лишь после года нормальной повседневной эксплоатации этих зданий. Для зданий старой постройки этот срок может быть сокращен до 1—2 мес. в зависимости от характера и объема общестроительных и ремонтных работ, выполненных одновременно с монтажем отопительного оборудования.

Проверка системы отопления производится в течение нескольких дней по возможности при наружных температурах, близких к расчетным, т. е. в период декабря—февраля. Такой проверке предшествует осмотр всей системы в целях устранения случайных дефектов в работе оборудования и выбора мест установки термометров или самопишущих термографов для замера в течение 2—3 суток температуры в отдельных помещениях. В число таких помещений обязательно включаются угловые помещения нижнего и самого верхнего этажей здания как находящиеся в наиболее неблагоприятных условиях.

Термометры и термографы устанавливаются на высоте 1,5 *м* от пола и на расстоянии не меньше чем на 1,0 *м* от наружных стен и окон. Температура горячей воды и давление пара, подаваемых в систему отопления, а также длительность топки и перерывов между топками выдерживаются во время

испытания по заранее разработанному графику в зависимости от наружной температуры, которая замеряется не реже 2 раз в сутки. Равным образом строго учитывается расход топлива.

Последующая тщательная обработка данных, полученных при испытании, позволяет сделать выводы об эффекте действия системы отопления, произвести дополнительную регулировку системы и установить график ее работы.

Определение эффекта действия установок промышленной вентиляции считается обязательным и производится в первые же дни пуска предприятия в эксплоатацию.

В процессе этого испытания, выполняемого специальными организациями при участии представителей охраны труда, производятся замеры температур, относительной влажности и степени загрязнения воздуха газами и пылью в рабочей зоне помещения и на отдельных рабочих местах. Такому испытанию предшествует изучение технологического процесса и условий работы в отдельных цехах предприятия для правильного выбора времени, точек замера и общей методики производства испытания. В результате обследования составляется акт, на основании которого органы охраны труда разрешают или, наоборот, запрещают дальнейшую эксплоатацию производственного предприятия. Если в дальнейшем происходят какие-либо изменения в процессах производства или увеличивается выпуск продукции, вследствие чего изменяется характер или количество вредностей, выделяющихся в помещении, вновь производится обследование предприятия и анализ воздушной среды для выяснения эффекта действия вентиляции при изменившихся условиях ее эксплоатации и для принятия мер к обеспечению надлежащих условий труда рабочих.

Глава XI

ЭКСПЛОАТАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

§ 37. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Каждая система теплоснабжения, отопления и вентиляции нуждается в определенном уходе и повседневном наблюдении.

Правильная эксплоатация и своевременный текущий ремонт отопительно-вентиляционного оборудования обеспечивают не только получение требуемого эффекта действия этого оборудования, т. е. создание наиболее благоприятных условий работы в закрытых помещениях при минимальных расходах топлива и электроэнергии, но значительно удлиняют также срок службы оборудования.

Основной и наиболее ответственной работой, входящей в круг обязанностей обслуживающего персонала, является повседневная регулировка систем отопления и вентиляции в зависимости от времени года и местных условий.

Регулировка систем отопления необходима потому, что с изменением температуры наружного воздуха изменяются потери тепла зданием и, следовательно, для сохранения постоянной температуры в отапливаемых помещениях необходимо соответственно изменять теплоотдачу нагревательных приборов, установленных в этих помещениях. Необходимость регулирования работы систем вентиляции вызывается изменением не только температуры, но и относительной влажности наружного воздуха. Кроме того, может изменяться и количество выделяющихся в помещении производственных вредностей, борьба с которыми является основной целью вентиляции.

Когда производственные процессы не допускают значительных колебаний температуры и относительной влажности внутри помещений, регулирование систем отопления и вентиляции производится автоматически при помощи специальных приборов, изготовление которых освоено нашей промышленностью. Однако в подавляющем числе случаев вполне удовлетвори-

тельных результатов можно достигнуть и при ручном управлении отопительно-вентиляционным оборудованием.

Сохранение в различное время года требуемых параметров воздушной среды в закрытых помещениях может быть достигнуто местной, центральной или одновременно той и другой регулировкой.

Местная регулировка температуры осуществляется при помощи кранов, установленных непосредственно у нагревательных приборов центральной водяной и паровой системы отопления, или при помощи подвижных жалюзи у приточных решеток воздушного отопления, а относительная влажность воздуха может регулироваться при помощи местных увлажнительных устройств в тех, конечно, случаях, когда помещения оборудованы такими устройствами.

Центральная регулировка производится непосредственно в котельной и в вентиляционных камерах.

Эта регулировка может быть: а) качественная (изменяются параметры воды, пара или воздуха);

б) количественная (изменяется количество греющей воды или пара, подаваемого в систему отопления, или изменяется количество воздуха в системах вентиляции, а также количество воды, разбрызгиваемой в камере для увлажнения воздуха);

в) смешанное, т. е. количественно-качественное регулирование.

Когда теплоносителем служит горячая вода, широко используется качественное регулирование, т. е. изменение температуры воды, подаваемой к калориферам системы вентиляции или в отопительную сеть, а при паре приходится прибегать к регулированию пропусками.

Санитарно-гигиенические и производственные требования определяют границы допустимых колебаний температуры, относительной влажности и загрязненности воздуха в закрытых помещениях в часы их эксплоатации. Чаще всего амплитуда колебаний температуры допускается в пределах $\pm 2°$, а относительной влажности $\pm 5\%$.

Что касается вредных (особенно ядовитых) газов и пыли, то санитарными нормами устанавливаются предельно допустимые концентрации их в воздухе.

Если здание присоединено к водяной городской или заводской теплосети, то регулирование местной системы отопления и вентиляции предопределяется режимом работы этой сети.

§ 38. ЦЕНТРАЛЬНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Для поддержания постоянной температуры внутри отапливаемых помещений теплоотдача нагревательных приборов должна быть равна теплопотерям помещений, а эти теплопотери

в период эксплоатации системы отопления изменяются в зависимости от температуры наружного воздуха.

Действительно, при расчетной наружной температуре $t_н$ теплопотери помещения согласно уравнению (6) равны:

$$Q = \Sigma kF(t_в - t_н) \text{ ккал/час.} \qquad (а)$$

При какой-либо другой наружной температуре $t_{нх}$ эти теплопотери могут быть подсчитаны по аналогичной формуле:

$$Q_х = \Sigma kF(t_в - t_{нх}) \text{ ккал/час.} \qquad (б)$$

Из уравнений (а) и (б) получим:

$$\frac{Q_х}{Q} = \frac{t_в - t_{нх}}{t_в - t_н} = \alpha. \qquad (65)$$

Следовательно, теплопотери помещения изменяются прямо пропорционально разности температур внутреннего и наружного воздуха.

Отношение расходов тепла $\frac{Q_х}{Q}$ обозначают так называемым коэфициентом расхода тепла α. Пропорционально этому коэфициенту изменяется и расход топлива при эксплоатации систем отопления.

Повседневная центральная регулировка систем водяного отопления производится непосредственно кочегаром, который пользуется для этого таблицей, где указана температура горячей воды в котлах в зависимости от наружной температуры (см., например, табл. 19).

Таблица 19

Котельная насосно-водяного отопления жилого дома №_____

по ул._____ в Москве

Наружная температура в град.	−30	−25	−20	−15	−10	−5	0	+5
Температура в котлах в град.	+95	+88	+80	+72	+64	+56	+48	+40

Примечания. 1. Наружная температура замеряется в начале рабочей смены, через каждые 8 час.

2. Топка котлов круглосуточная.

Примечания к табл. 19 сделаны из следующих соображений. Наружная температура замеряется лишь в начале рабочей смены потому, что каждое здание обладает определенной теплоустойчивостью и колебания наружной температуры сказываются на температуре внутри помещений только через

определенное время. Круглосуточная топка котлов предусмотрена потому, что с учетом такой именно топки составлена таблица. При эксплоатации системы пропусками, т. е. с перерывами в топке котлов, температура воды на котлах в часы топки должна быть несколько выше.

В системе парового отопления не представляется возможным изменять температуру пара в значительных пределах, а потому в переходное время года подача в систему отопления производится периодически, по специальному графику, который вывешивается в котельной.

Кроме эксплоатационных графиков, в котельной вывешивается также инструкция для кочегара, в которой кратко излагаются правила техники безопасности, а также правила по уходу за котлами, насосами и другим оборудованием котельной, причем особое внимание уделяется процессам пуска и остановки системы отопления и учету расхода топлива.

Норма расхода топлива определяется заранее в зависимости от сорта топлива и от наружной температуры и вывешивается в котельной в виде отдельной таблицы.

Все оборудование котельной должно содержаться в исправном состоянии. Никаких посторонних предметов и материалов (особенно легко воспламеняющихся) оставлять и хранить в котельной и на складе топлива не разрешается.

Передача котельной от одной смены кочегаров к другой фиксируется в дневнике кочегара. В этом дневнике обязательно отмечаются также все неполадки в работе оборудования котельной в течение смены, температура воды или давление пара в котлах и температура наружного воздуха в начале каждой смены.

Перед началом отопительного сезона система отопления промывается водой и подвергается пробной топке в целях выявления мелких дефектов, которые должны быть устранены до начала сезона. При остановке на летний период система вновь промывается водой, причем системы водяного отопления остаются заполненными водой вплоть до начала следующего отопительного сезона в целях предотвращения коррозии внутренних поверхностей трубопроводов.

Мелкий текущий ремонт системы отопления (исправление изоляции, окраска местами труб и приборов, устранение мелких подтечек и т. п.) частично выполняется в течение отопительного сезона и, главным образом, в летний период. Средний ремонт систем парового отопления производится через каждые 2—3 года, а водяного отопления — через 4—5 лет.

Нормальный срок службы системы водяного отопления — 40, а паровой — до 25 лет, хотя при внимательном уходе и своевременном ремонте эти системы могут отлично работать даже 50 лет и более.

§ 39. ВЕНТИЛЯЦИЯ

Для обеспечения нормальной работы каждая вентиляционная установка должна находиться под постоянным наблюдением ответственного лица. На крупных заводах и фабриках для этой цели выделяется даже специальная бригада, в обязанности которой вменяется повседневный уход за системами вентиляции, включая сюда и контроль за эффектом действия этих систем.

Для каждой вентиляционной установки разрабатывается инструкция по ее эксплоатации и ведется эксплоатационный журнал. Кроме того, при сдаче в эксплоатацию установка снабжается паспортом, который содержит краткую техническую характеристику отдельных элементов вентиляционного оборудования и схему всей вентиляционной установки с указанием помещений, ею обслуживаемых.

Инструкция по уходу за вентиляционной установкой включает в себя не только сведения об объеме, температуре и относительной влажности воздуха, который необходимо подавать через приточную камеру при различной температуре наружного воздуха в различные помещения или группу помещений, а также удалять из помещений при помощи вытяжной системы вентиляции, но и правила по пуску в действие и регулированию работы приточной или вытяжной системы вентиляции.

В эксплоатационном журнале записываются все сведения о неполадках в работе вентиляционной установки, о текущем, среднем и капитальном ее ремонте, включая замену выбывших из строя отдельных элементов или агрегатов, а также сведения о частичном переоборудовании этой установки.

Если вентиляция обслуживает производственные помещения, то в журнал систематически заносятся данные, характеризующие состояние воздушной среды в рабочих помещениях, по которым можно судить о конечном эффекте действия вентиляции.

Такие записи особенно полезны в тех случаях, когда вентиляция производственных помещений осуществляется при помощи аэрации, эффект действия которой в значительной мере определяется опытными данными по эксплоатации каждого отдельного цеха.

Текущий ремонт вентиляционной установки производится по мере обнаружения тех или иных дефектов оборудования, а капитальный ремонт через каждые 2—3 года в зависимости от местных условий.

Нормальным сроком службы вентиляционного оборудования в промышленных зданиях считается 15—20 лет. В общественных зданиях при внимательном уходе за системой вентиляции срок ее службы может быть значительно больше.

Часть пятая

ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ ГОРОДСКИХ БАНЬ И ПРАЧЕЧНЫХ

§ 40. ОБЩАЯ И ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЗДАНИЙ БАНЬ И ПРАЧЕЧНЫХ

Вопросам обеспечения широких масс трудящихся дешевыми и удобными для пользования коммунальными банями и прачечными у нас в СССР придается огромное значение.

Еще в 1920 г. был издан декрет СНК, подписанный В. И. Лениным, «Об обеспечении населения Республики банями». Наркомвнуделу было поручено производство ремонта и переустройство существующих бань. Строительство коммунальных прачечных началось в 1923 г.

В настоящее время у нас функционирует огромное количество бань и прачечных, и их строительство приобретает с каждым годом все больший размах.

Бани разделяются на несколько основных типов:

а) русские бани с шаечным мытьем и парильной;

б) душевые бани (с общей душевой или же с общей душевой и индивидуальными душевыми и ванными кабинами);

в) смешанные бани (с индивидуальными душевыми и ванными кабинами и с отделениями русских бань).

Необходимо, кроме того, отметить тип бани-пропускника с санитарной обработкой.

Прачечные разделяются в зависимости от назначения на следующие типы: а) коммунальные; б) самодеятельные (домовые), предназначенные для индивидуальной стирки белья; в) коммунально-самодеятельные (смешанные).

В зависимости от степени механизации производственных процессов прачечные разделяются на: а) механизированные; б) полумеханизированные; в) ручного труда (немеханизированные).

Схема производственного процесса обработки белья в основном сводится к выполнению операций в следующей последовательности:

1) приемка грязного белья; 2) сортировка белья с учетом: а) окрашенности (белое и цветное); б) характера загрязнения и степени загрязнения; в) сорта ткани; 3) метка белья; 4) замачивание белья; 5) бучение (кипячение); 6) стирка (в машинах или ручным способом в корытах); 7) полоскание; 8) отжим; 9) сушка; 10) катанье; 11) глаженье; 12) разборка и починка чистого белья; 13) выдача чистого белья.

Замачивание белья осуществляется в специальных чанах, обычно бетонных, облицованных внутри плитками или подвергнутых железнению. Емкость чанов определяется из расчета 1 $м^3$ чана на 100 *кг* сухого белья. Чаны по длине делятся на отдельные секции. Габаритные размеры в *м*: ширина — 1,1, высота — 0,8, длина — 1,4 (секции). Емкость — 100 *кг* сухого белья. Эффективность обработки белья достигается введением в воду химических реагентов.

Бучение белья представляет собой обработку перед стиркой наиболее загрязненного белья путем кипячения в простой воде или в мыльном либо в щелочном растворе. Трудоемкость процесса ограничивает применение бучения и оно производится, главным образом, при необходимости дезинфекции. При герметизации сосуда бучение происходит под давлением больше атмосферного при температуре раствора, превышающей 100°. Различают следующие типы наиболее употребительных бучильников.

Паровой дезинфекционный; его назначение — освобождать белье, помимо загрязнения, от всякого рода болезнетворных бацилл, что достигается пребыванием белья в течение 45 мин. в воде с температурой 103—107° (при герметизации сосуда). Бучильник имеет удлиненную овальную форму. Он делится на два отделения глухой перегородкой и снабжается двумя крышками—загрузочной и разгрузочной, каждая из которых располагается в смежных изолированных помещениях. Вода подогревается паром при помощи змеевика (глухого или дырчатого), размещенного на дне под деревянной решеткой.

Паровой прикорытный бучильник; его назначение — облегчить стирку белья ручным способом в корыте. Бучильник изготовляется из дерева или из оцинкованной стали. Вода нагревается паром через закрытый или дырчатый змеевик. Размеры бучильника: диаметр — 0,6 *м*, высота — 0,9 *м*.

Паровой герметический опрокидывающийся бучильник (имеет цилиндрическую форму и вращается около горизонтальной оси для облегчения опорожнения) изготовляется из оцинкованной стали. Бучильник имеет диаметр 0,75 *м* и высоту 0,9 *м*. Температура воды в бучильнике при закрытой крышке достигает 105°. Подогрев производится при помощи пара, впускаемого через полые оси или через змеевик, уложенный на дне бучильника под решеткой, на которую кладется белье.

Даже в механизированных прачечных некоторое количество белья из особого сорта ткани (от 5 до 15%) должно обрабатываться ручным способом в корытах. Наиболее распространенный тип корыта — из дерева, размером 1,2×0,75 *м* при высоте 0,75 *м*.

Наибольшее распространение имеет моечная машина, состоящая из наружного горизонтально установленного, неподвижного цилиндра, служащего резервуаром для жидкости, и внутреннего вращающегося в одну и другую сторону барабана с дырчатой поверхностью. Для усиления механических воздействий на ткань внутренняя полость барабана снабжается выступающими округленными ребрами. Приводится в движение барабан от трансмиссии или индивидуального мотора. Подогрев жидкости производится острым паром, вводимым или в закрытый змеевик, или в паровую коробку-рубашку.

Полоскание белья производится с целью освободить белье от загрязнений в растворенном состоянии, от частиц мыла и особенно от щелочей, вредно действующих на ткань при внедрении в структуру волокна.

Полоскательная машина представляет собой чан овальной формы с валом, вращающимся около горизонтальной оси. К валу прикреплены лопасти, вращением которых создается движение воды и белья.

Отжим белья производится центрифугами, работа которых основана на принципе использования центробежной силы. Белье при вращении корзины центрифуги прижимается к дырчатым стенкам корзины, через которые происходит удаление влаги. Остаток влаги не должен превышать 35% от веса сухого белья. Существует большое количество разнообразных конструкций центрифуг.

Сушка белья в наших механических прачечных производится двумя способами: 1) в сушилках кулисного типа и 2) при помощи паровых гладильных машин.

Кулисное сушило состоит из термически изолированного шкафа с несколькими равными отделениями, выдвижных кулис с «вешалками» из деревянных брусков, парового воздухонагревателя и вентиляционных устройств. Воздухонагреватель обычно выполняется из ребристых труб, уложенных наклонно в нижней части шкафа. Подача воздуха под нагреватель производится через щелевидные отверстия в воздуховоде, причем в ряде случаев воздух забирается не только снаружи, но и непосредственно из помещения, в котором установлено кулисное сушило. Отработавший воздух удаляется через отверстие в потолке камеры и затем через выкидную шахту. Приточные и вытяжные каналы снабжаются шиберами. Внутри шкафа поддерживается температура не выше 60° во избежание потери тканью прочности. Кроме того, пересушка белья затрудняет глажение и ведет к лиш-

ним потерям пара. Остаток влаги не должен быть меньше 10—12%.

Недостатком конструкции кулисного сушила является наличие естественной вентиляции, при которой невозможно доведение производительности до проектной мощности (6 *кг* в 1 час с кулисы). Путь прохождения нагретого воздуха короток, вследствие чего последний используется недостаточно и с высокой температурой уходит в атмосферу. Для устранения этих недостатков Академией коммунального хозяйства предложено сушильное устройство, работающее с вентиляторным побуждением на рециркуляцию воздуха, с подогревом воздуха при помощи пластинчатого нагревателя. Для сушки белья применяются также специальные сушильные барабаны.

Паровые гладильные машины применяются двух типов: паровые катки и каландры. Паровые катки изготовляются с одним или несколькими вращающимися валиками, которые прижимают белье к нагретой до 120—130° полированной поверхности цилиндрически вогнутого корыта, благодаря чему белье сушится и гладится.

Каландры выполняют те же операции при помощи металлического полого большого цилиндра, нагретого паром до 130—140°, к которому белье прижимается также вращающимися валиками.

Данные о емкости и производительности оборудования прачечных помещены в табл. XXVII приложения.

Своеобразие температурно-влажностного режима бань и прачечных ставит эти здания в особый разряд среди других коммунальных сооружений. Вредное действие избыточной влаги, паров и высокой температуры заставляет предъявлять особые требования к наружным ограждениям бань и прачечных. В мокрых помещениях бань и прачечных относительная влажность (при отсутствии вентиляции) достигает 90—100%, что вызывает конденсацию водяных паров на охлажденных поверхностях и увлажнение кладки стен и перекрытий. Последнее влечет за собой увеличение теплопроводности материала и, следовательно, увеличение коэфициента теплопередачи наружных ограждений.

По данным А. А. Задермана[1] объемная влажность стен мокрых помещений достигает 35% против нормальной влажности 1—3% при воздушно-сухом состоянии стен такой же конструкции.

Пагубное воздействие повышенной влажности на долговечность строительных конструкций уже было отмечено в § 2.

Правильный выбор строительных и гидроизоляционных материалов, а также выбор наиболее рациональной конструкции наружных ограждений для мокрых помещений бань и прачечных

[1] Задерман А. А., Гидроизоляция бань и прачечных, изд. Министерства коммунального хозяйства, 1947.

является основной проблемой, над которой работают соответствующие проектные и строительные организации.

Практика банно-прачечного строительства показала нерациональность использования пористого или пустотелого кирпича, камней с засыпкой пустот и прочих стеновых материалов повышенной влагоемкости. Наиболее пригодным материалом для указанной цели до сих пор считается обыкновенный глиняный обожженный кирпич.

Толщина стен для мокрых отделений должна быть не менее 64 *мм* при кладке на цементном растворе. Для полусухих помещений (раздевальная, гладильная) с повышенной относительной влажностью, достигающей 75—80%, толщина кирпичных стен (на теплом растворе) должна быть не менее 52 *мм* при известковой штукатурке.

Материал для наружных стен зданий с повышенной влажностью[1] должен выдерживать (не разрушаясь) для сооружений 1 класса 25-кратное замораживание, 2 класса — 20-кратное и 3 класса — 15-кратное замораживание.

Каменные здания бань и прачечных рекомендуется возводить без наружной оштукатурки стен для лучшей естественной вентиляции и просушки кладки. Следует отметить, что увеличение толщины стен не предохраняет материал от намокания. Одним из наиболее эффективных, но дорогих способов влагоизоляции может считаться покрытие поверхностей стен глазурованными или метлахскими плитками; полезной мерой, проверенной на практике, является нанесение на внутренние поверхности наружных стен каменноугольных смол (битума, гудрона с высокой температурой плавления) с последующей цементной штукатуркой.

Перекрытия каменных зданий бань и прачечных во всех помещениях рекомендуется делать железобетонные, так как они обладают наибольшей по сравнению с другими конструкциями водонепроницаемостью, причем перекрытия мокрых отделений должны иметь термоизоляционный слой из наименее гигроскопических материалов с малым коэфициентом теплопроводности. Для устранения опасности проникания в указанный слой влаги рекомендуется гудронирование поверхности перекрытий с укладкой толя и промазкой жирной битумной

Полы в мокрых помещениях должны быть также водонепроницаемы.

Что касается деревянных зданий бань и прачечных, то наружные стены их не покрывают штукатуркой, так как она препятствует проветриванию и быстро разрушается. Материалом наружных стен этих зданий обычно служат смолистые породы дерева, преимущественно сосна. Толщина бревен должна быть не менее 23—27 *см*. Запрещается обшивка стен тесом во избе-

[1] ОСТ 90038-39, § 29.

жание образования сырости между поверхностью стен и обшивкой.

§ 41. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

Бани и прачечные являются в современном городе крупными потребителями тепла. Кроме сезонного расхода тепла на отопление и вентиляцию, бани требуют в течение круглого года весьма значительного расхода горячей воды для мытья, а прачечные — расхода горячей воды и пара для выполнения различных процессов стирки белья.

Из годового количества тепла, потребляемого механической прачечной, $^2/_3$ расходуется на производственные нужды и только $^1/_3$ — на отопление и вентиляцию здания. В банях годовой расход тепла на отопление и вентиляцию здания также составляет лишь 15—25%, а остальные 85—75% тепла расходуются на приготовление горячей воды для мытья.

В среднем можно считать, что расход тепла в банях равен 6 000 *ккал* на одну помывку, а в механических прачечных — 1 600 *ккал* на 1 *кг* сухого белья.

Общий расход тепла в зданиях бань резко колеблется в зависимости от их пропускной способности и фактической загрузки по часам суток, по дням недели и месяцам года. Расход тепла в прачечных зависит от оборудования последних и также колеблется, хотя и в значительно меньших пределах, чем в зданиях бань.

Обычно бани и прачечные работают в две смены, т. е. по 16 час. в сутки. В течение третьей смены в прачечных производятся лишь операции, не требующие особого наблюдения со стороны обслуживающего персонала, а в банях, оборудованных баками емкости, происходит пополнение запаса горячей воды.

Расчетные количества тепла для разработки проекта теплоснабжения этих зданий определяются по максимально возможной нагрузке в зависимости от заданной пропускной способности бани или прачечной и от их оборудования.

В условиях городского хозяйства источником тепла для бань и прачечных может служить или местная котельная, или городская теплосеть.

При выборе теплоносителя следует иметь в виду, что значительная часть оборудования современной механической прачечной требует применения пара вполне определенного давления, а именно: стиральные машины и бучильники рассчитаны на использование пара давлением от 0,5 до 1,0 *ати*, а паровые гладильные машины — 4—5 *ати*. Паровые дезинфекционные камеры, которые устанавливаются в некоторых банях и прачечных, также требуют пар давлением 4—5 *ати*.

Если учесть, что отопление, вентиляция и тем более водонагрев в банях и прачечных вполне допускают применение па-

ра, то становится очевидным, что пар является наиболее экономичным видом теплоносителя для упомянутых зданий.

Поэтому при устройстве местной котельной последняя почти во всех случаях оборудуется паровыми, а не водяными котлами.

Давление пара в котлах выбирается в зависимости от местных условий, а именно несколько большие давления, требующегося для нормальной работы производственного оборудования. Так, например, при наличии дезинфекционных камер или гладильных машин, работающих при давлении пара 4—5 *ати*, давление на котлах принимается 6—7 *ати*. Для нужд отопления этот пар обычно редуцируется до давления 0,5 *ати*, а для нужд вентиляции и водонагрева — до 1,0—2,0 *ати*.

Для ориентировочного определения габаритов котельной можно пользоваться приведенными выше данными о расходе в среднем 1 600 *ккал* на 1 *кг* сухого белья в прачечной и 6 000 *ккал* на одну помывку в бане.

При более точных подсчетах расход тепла для бань и прачечных определяется по соответствующим нормативным данным.

В современном теплофицированном городке или рабочем поселке теплоснабжение бань и прачечных осуществляется от теплосети. Если теплоносителем в городской сети служит перегретая вода, то она с успехом может быть использована в банях и прачечных для их отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

§ 42. ОТОПЛЕНИЕ

Критерием при выборе рациональной системы отопления зданий бань и прачечных должны служить переменный тепловой режим основных помещений, разнообразие расчетных внутренних температур согласно действующим нормам, временное пребывание людей. Отсюда возникает требование к особой гибкости системы отопления, способной обеспечить быстрый подъем температуры до требуемого уровня, различного для разных помещений, и снижение ее в кратчайший срок.

Печное отопление, устраиваемое часто в зданиях некрупных бань и прачечных, в известной мере удовлетворяет этому требованию, а именно раздельности отопления, в силу которой возможно поддержание температуры на различном уровне в отдельных помещениях. Кроме того, при устройстве печей с двукратной топкой в сутки можно отапливать помещение 1 раз, допуская при более длительной эксплоатации двухразовую топку.

Действующими нормами устройство печного отопления допускается в прачечных с пропускной способностью до 500 *кг* белья в смену и в банях, рассчитанных на 50 человек в 1 час. В более крупном банно-прачечном строительстве отопление

осуществляется центральными системами, среди которых преимуществом пользуется паровая низкого давления, отвечающая требованиям быстрого подъема и снижения температуры и позволяющая одновременно поддерживать различные температуры. Это оправдывается и экономическими соображениями, так как стоимость парового отопления значительно ниже, чем водяного[1].

Для прачечных возможно применение пара повышенного давления.

Наиболее пригодными в гигиеническом отношении нагревательными приборами для основных помещений бань и прачечных следует считать гладкие радиаторы и регистры из гладких труб. В подсобных помещениях разрешается установка ребристых труб.

Все приборы устанавливаются открыто, без ниш, устройство которых в наружных стенах мокрых отделений не разрешается.

Расчетные внутренние температуры для всех помещений бань и прачечных указаны в табл. V приложения.

Попутно отметим, что при подсчете теплопотерь главного входа в баню к вычисленным теплопотерям дверей следует применять надбавки в размере 400%.

Специфичность работы бань и прачечных с переменным тепловым режимом в основных помещениях требует особой компоновки системы отопления. Следует рекомендовать установку центральной распределительной гребенки с самостоятельными ветвями для возможности управления отдельными частями системы отопления бани, причем из соображений экономического порядка приходится ограничиваться устройством отдельных ветвей лишь для следующих групп помещений бань: 1) вестибюля; ожидальни, раздевалки, гардероба и подсобных помещений; 2) мыльных и парильных; 3) дезинфекционных камер.

В зданиях прачечных в отдельные группы систем отопления рекомендуется выделять: 1) сушильно-гладильные помещения; 2) стиральные отделения и 3) дезинфекционные камеры[2].

Рациональной схемой отопления для многоэтажных зданий следует считать схему со средней разводкой пара, при которой паропроводы прокладываются в пределах помещений под потолком одного из этажей (рис. 185,*а*). В мокрых помещениях во избежание пробивки большого количества отверстий в перекрытиях паропроводы ветвей полезно прокладывать над по-

[1] Исходя из указанных соображений, нормы ГОСТ 1309-42, ГОСТ 2075-43 и Инструкция 1947 г. Главстройпроекта Министерства строительства предприятий тяжелой индустрии предписывают устройство в банях и прачечных систем парового отопления низкого давления, допуская присоединение этих зданий к теплофикационной сети.

[2] В прачечных можно предусматривать отключение отдельных отопительных веток в обслуживаемых ими помещениях.

лом, осуществляя в этой части поэтажную горизонтальную проточную систему (рис. 185,*б*).

Центральная система водяного отопления, не отвечающая основному требованию быстрого нагрева и охлаждения сети, не нашла широкого применения в банно-прачечном хозяйстве, тем более, что устройство ее связано с большим расходом металла по сравнению с паровой системой. Применение ее имеет место, главным образом, при присоединении к теплофикационной сети или в домовых прачечных, система отопления которых является частью общей системы отопления здания.

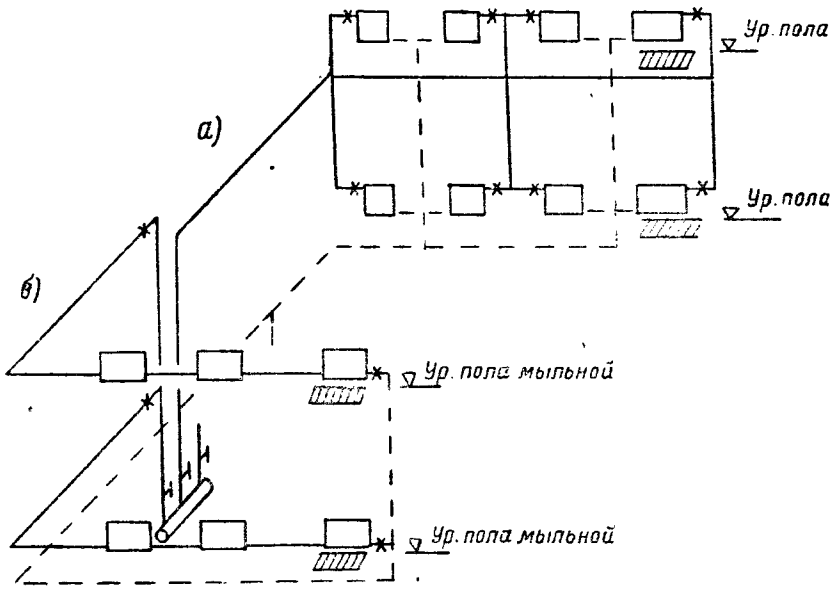


Рис. 185

Особое место в отоплении русской бани занимает парильня, температурный режим которой слагается из тепла от нагревательных приборов и из тепла от печи-каменки. Каменка представляет собой массивную теплоемкую печь, в которой продукты горения нагревают камни (булыжник). Температура поверхности камней достигает 310—470°. Камни через дверки камеры поливаются водой, которая превращается в пар с перегревом последнего до 125°, благодаря чему в помещении не создается тумана. Таким образом, каменка служит для повышения и температуры и влажности воздуха в помещении парильни. Каменка может быть заменена прямой подачей пара в парильню от системы отопления по трубе, прокладываемой под

полком у пола. Труба должна иметь мелкие отверстия, обращенные к полу.

Трубопроводы систем как парового, так и водяного отопления должны прокладываться в помещениях бань и прачечных открыто. Особое внимание уделяется надежной тепловой изоляции трубопроводов, проходящих по холодным помещениям.

§ 43. ВЕНТИЛЯЦИЯ

Бани. Высокая относительная влажность мокрых помещений, достигающая 90—100%, нарушает надлежащие гигиенические условия для моющихся, препятствуя испарению пота с кожи, создает туман и, кроме того, способствует разрушению каменной кладки стен и деревянных деталей стропил, вызывая гниение последних. Конденсация паров, соприкасающихся с потолком, образует капель, ниспадающую на тела моющихся. В раздевальнях, считающихся «сухими» помещениями, относительная влажность колеблется от 75 до 80%, что создается в результате смачивания пола босыми мокрыми ногами и испарением влаги с поверхности тела посетителей.

Действенным мероприятием для снижения влажности и борьбы с туманом является устройство приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением с подачей в верхнюю зону наружного воздуха, подогретого до температуры помещения или несколько выше последней (на 5°).

Наружный воздух как более сухой поглощает водяные пары, повышая собственную влажность до предельной нормы, после чего извлекается из верхней зоны помещения и выбрасывается в атмосферу.

Кратность воздухообмена приточной вентиляции в сухих помещениях должна быть больше кратности воздухообмена по вытяжке, чтобы обеспечить достаточный подпор и движение воздуха из сухих в мокрые помещения.

В мокрых помещениях объем вытяжки из указанных выше соображений должен быть больше объема приточного воздуха. Устройство одной вытяжной вентиляции мало эффективно и дает даже отрицательные результаты. Холодный наружный воздух, поступая через неплотности ограждений, охлаждает внутренний влажный воздух, конденсируя находящиеся в нем пары, что способствует образованию тумана. Но все же в небольших банях из экономических соображений часто устраивается только вытяжка.

Предусматриваемые действующими в настоящее время Н и ТУ кратности воздухообмена для различных помещений бань даны в табл. V приложения.

Рекомендуется принимать температуру приточного воздуха: для мыльных 30°, для раздевалок, душевых, ванных, бассейнов 25°, для остальных помещений 18°.

Одним из вариантов решения приточной вентиляции может быть устройство одной системы с подогревом воздуха до 30° с регулировкой температуры в отдельных помещениях за счет соответствующего уменьшения поверхности или уменьшения теплоотдачи путем местной регулировки приборов отопления.

В случае наличия при бане дезинфекционной камеры ее грязное отделение вентилируется при помощи отдельного приточного агрегата.

Вытяжная вентиляция с механическим побуждением осуществляется путем устройства нескольких систем для следующих помещений: 1) основных помещений; 2) санитарных узлов; 3) грязного отделения дезинфекционной камеры; 4) чистого отделения дезинфекционной камеры, причем последнее может быть присоединено к камере основных помещений самостоятельными каналами.

Кроме обычной вытяжки, в помещении дезинфекционной камеры устанавливается отдельный вентилятор для создания во время пиковых нагрузок 10—12-кратного обмена воздуха в этом помещении[1].

В небольших банях с пропускной способностью до 50 человек в 1 час специальных вентиляционных устройств обычно не проектируется, кроме санитарных узлов, в которых предусматривается устройство вытяжных каналов и шахт, выведенных выше крыши. В банях с пропускной способностью до 150 человек в 1 час необходимо устройство вытяжной вентиляции, причем для улучшения тяги рекомендуется устраивать тепловое или дефлекторное побуждение.

Приточно-вытяжная вентиляция с механическим или комбинированного действия побуждением и с подогревом приточного воздуха обычно устраивается лишь в крупных банях с пропускной способностью более 150 человек в 1 час. В этих случаях в мокрых помещениях предусматривается устройство плакобетонных (или из оцинкованной стали) приставных вентиляционных каналов, так так внутристенные каналы способствуют повышению влажности кирпичной кладки стен.

Вытяжные магистральные каналы на чердаке следует прокладывать с уклоном к вытяжной шахте, чтобы обеспечить сток конденсата, отводимого из низшей точки через воронку и трубопровод в ближайшую раковину. Рекомендуется сборные чердачные каналы выполнять из оцинкованной стали с тщательной пригонкой или промазкой соединений и хорошей изоляцией их наружной поверхности (устройство коробов с засыпкой шлаком и т. п.).

---

[1] Министерство строительства предприятий тяжелой индустрии, Нормы и технические условия проектирования отопления и вентиляции жилых и гражданских зданий поселков при промышленных предприятиях (Н и ТУ-9-48), Стройиздат, 1949.

В мокрые помещения и раздевальни приточный воздух подается через жалюзийные решетки со скоростью не более 0,7—0,8 *м/сек*, во избежание неприятных ощущений у обнаженных людей, в остальных помещениях скорость приточного воздуха принимается не более 1,5 *м/сек*. У вытяжных жалюзийных решеток скорость движения воздуха не должна превышать 2 *м/сек*.

Прачечные. Вентиляция помещений прачечных должна понизить высокую относительную влажность и температуру воздуха в производственных отделениях и создать благоприятные условия воздушной среды в других помещениях.

Наибольшего эффекта при решении этих задач можно достигнуть при помощи хорошо организованной приточно-вытяжной вентиляции с механическим или комбинированного действия побуждением и подогревом подаваемого воздуха. В борьбе с избыточным теплом и влагой указанная вентиляция должна понизить относительную влажность до 75—80% и температуру воздуха до 22° в зимний период. Летом температура воздуха производственных помещений не должна превышать температуру наружного воздуха более чем на 5°.

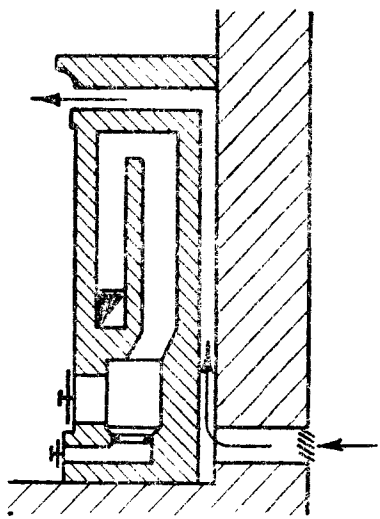


Рис. 186

В прачечных с центральным отоплением устройство подобной вентиляции предписано действующими в настоящее время нормами.

В небольших прачечных с печным отоплением вентиляция устраивается упрощенного типа, а именно: в стиральных отделениях вытяжка производится через дымоходы печей (или очагов с вмазанными котлами для варки белья), а в сухих помещениях вытяжные каналы помещаются рядом с дымоходами печей. В таких случаях усиление тяги может быть достигнуто установкой дефлекторов на вытяжных шахтах. В мокрых помещениях подогрев приточного воздуха может производиться в камерах (отступках) печей, как это указано, например, на рис. 186.

В сушильно-гладильных помещениях прачечных простейшего типа приточный воздух подается без подогрева через каналы в стене или через матерчатые либо дырчатые каналы на высоте не менее 3 *м* от пола. Через последние воздух посту-

пает медленным раздробленным потоком, что уменьшает вредное влияние холодных токов на организм рабочих.

Кратности обменов в соответствии с нормативными данными принимаются для прачечных с печным отоплением следующие: стиральный зал — 1,5, сушильно-гладильный зал — 2,0, остальные помещения—0,5.

Кратность воздухообмена для прачечных с центральным отоплением указана в табл. V приложения.

В стиральных, замочечных и сушильно-гладильных помещениях прачечных на 500 *кг* белья в смену и более вентиляционный обмен должен проверяться по тепло- и влаговыделению, но кратность его следует принимать не менее указанной в табл. V приложения.

Данные о количестве тепла и влаги, выделяемых банно-прачечной аппаратурой, приведены в табл. XXVII приложения.

Как известно, с повышением температуры воздуха возрастает его способность поглощать водяные пары. В мокрых отделениях для уменьшения количества приточного воздуха и в целях снижения стоимости вентиляции можно часть приточного воздуха подавать в верхнюю зону с более высокой температурой (примерно 30°) и часть на высоте 2,5 *м* от пола с температурой помещения.

Прачечные с производительностью 500 *кг* белья и более в смену оборудуются самостоятельными приточными камерами.

При небольшой протяженности здания возможно ограничиться одним приточным центром с установкой дополнительных подогревателей на отдельных ответвлениях воздуховодов.

В прачечных с производительностью до 500 *кг* белья в смену рекомендуется устраивать одну приточную камеру с подогревом воздуха до 22°.

Регулирование температуры в отдельных помещениях достигается местными нагревательными приборами.

Что касается подогрева наружного воздуха для сушильно-гладильных отделений, то его следует производить за счет подмешивания к нему рециркуляционного воздуха.

Температура приточного воздуха может приниматься ниже температуры помещения, но не более чем на 5°. В этом случае подачу приточного воздуха следует производить в верхнюю зону через матерчатые или металлические дырчатые короба.

Переходя к вопросу организации вытяжной вентиляции, необходимо отметить, что и в этом случае требуется раздельность систем. Грязные отделения дезинфекционных камер и бучильников объединяются в особую, отдельную от общей, вытяжную систему. Кроме того, нормами 1948 г. предписывается установка особого вентилятора, помимо обычной вытяжки, для создания во время пиковых нагрузок дезинфекционной камеры 10—12-кратного обмена воздуха в 1 час.

В сушильно-гладильном отделении устраиваются местные отсосы в виде зонтов над гладильными машинами. Отсосы от сушильных шкафов и от гладильных машин рекомендуется осуществлять самостоятельными системами. Скорость в открытом сечении зонта принимается 0,5—0,8 *м/сек*. Что касается вытяжки из самого помещения, то она может быть организована с применением механического побуждения или с использованием естественной тяги.

Для создания общего потока воздуха из помещений с меньшими вредными выделениями в соседние более загрязненные помещения нормы (табл. V приложения) предусматривают соответствующее соотношение кратности воздухообмена по притоку и вытяжке в этих помещениях.

Для централизации обслуживания приточных и вытяжных камер последние чаще всего размещаются на чердаке.

Прокладка внутри стен вентиляционных каналов в мокрых помещениях не допускается. Выполнение приставных каналов и сборных коробов на чердаке аналогично указанному для бань. Скорость выпуска воздуха через жалюзийные решетки или через отверстия в стальных воздуховодах в мокрых и сушильно-гладильных помещениях не должна превышать 1,0 *м/сек*, а у вытяжных отверстий скорость движения воздуха принимается не более 2,0 *м/сек*. Извлечение отработавшего воздуха производится преимущественно из верхней зоны за исключением некоторых помещений (разборка грязного белья, уборных), где жалюзийные решетки устанавливаются на расстоянии 0,5 *м* от потолка и 0,5 *м* от пола для наиболее эффективного удаления загрязненного воздуха.

§ 44. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Расход тепла в банях падает, главным образом, на приготовление горячей воды или мытья. Поэтому вопросу правильной организации хозяйства горячего водоснабжения в зданиях бань придается особое значение. Расход горячей воды в банях резко колеблется по дням недели и по часам суток в зависимости от фактической загрузки (посещаемости) бани. Водопотребление бань не постоянно и по отдельным месяцам в течение года.

В виде примера на рис. 187 представлен график дневного расхода горячей воды в бане. Из этого графика видно, что расход воды изменяется больше чем в 2 раза, достигая минимума к 13 час. и максимума к 16 час.

При разработке проекта теплоснабжения какой-либо вновь строящейся бани чаще всего пользуются графиками, составленными для существующих ближайших к месту постройки бань того же города или населенного пункта, учитывая дополнительно местные условия и пропускную способность проектиру-

мой бани. Графики расхода горячей воды необходимы для правильного определения емкости баков горячей воды, а также для выбора числа котлов местной котельной установки в тех случаях, когда здание бани не присоединяется к городской теплосети. Емкость баков горячей воды определяется в соответствии с указаниями § 27, а число котлов выбирают, исходя из тех соображений, чтобы в летний период при минимальной загрузке бани можно было производить ремонт котельного оборудования, не прекращая эксплоатации бани.

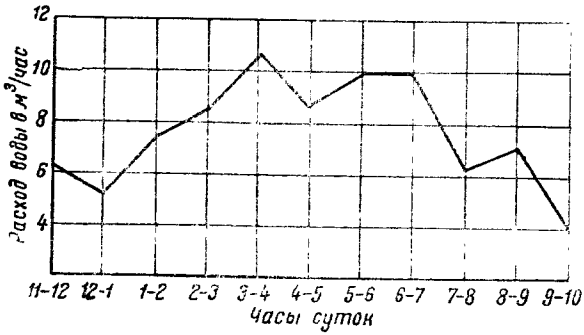


Рис. 187

Система горячего водоснабжения бани обычно принимается открытая с установкой баков горячей воды на чердаке здания бани по схеме рис. 151,*а* или по рис. 151,*в* в зависимости от того, обслуживается ли баня от местной котельной или присоединена к теплосети.

Чтобы предотвратить колебание давления и температуры воды у душей, их выделяют в особую сеть, питающуюся от отдельных установленных на чердаке баков холодной и горячей воды. Остальные точки водоразбора (краны для шаечного мытья и ванны) обслуживаются от общей сети внутреннего горячего и холодного водопровода. Схема сети, как правило, принимается тупиковая с нижней, верхней или поэтажной разводкой в зависимости от местных условий.

Расчет сети трубопроводов выполняется в соответствии с данными § 27. Там же приведен и конкретный пример расчета сети горячего водоснабжения небольшого здания бани-прачечной.

Чертежи отопительно-вентиляционного оборудования прачечной производительностью 500 *кг* белья в смену даны на рис. 188, к которому необходимо сделать следующие пояснения.

На рис. 188, А и Б даются планы и разрез здания прачечной. В прачечной имеется следующее оборудование: *1*—дезинфекционный бучильник производительностью 220 *кг* сухого

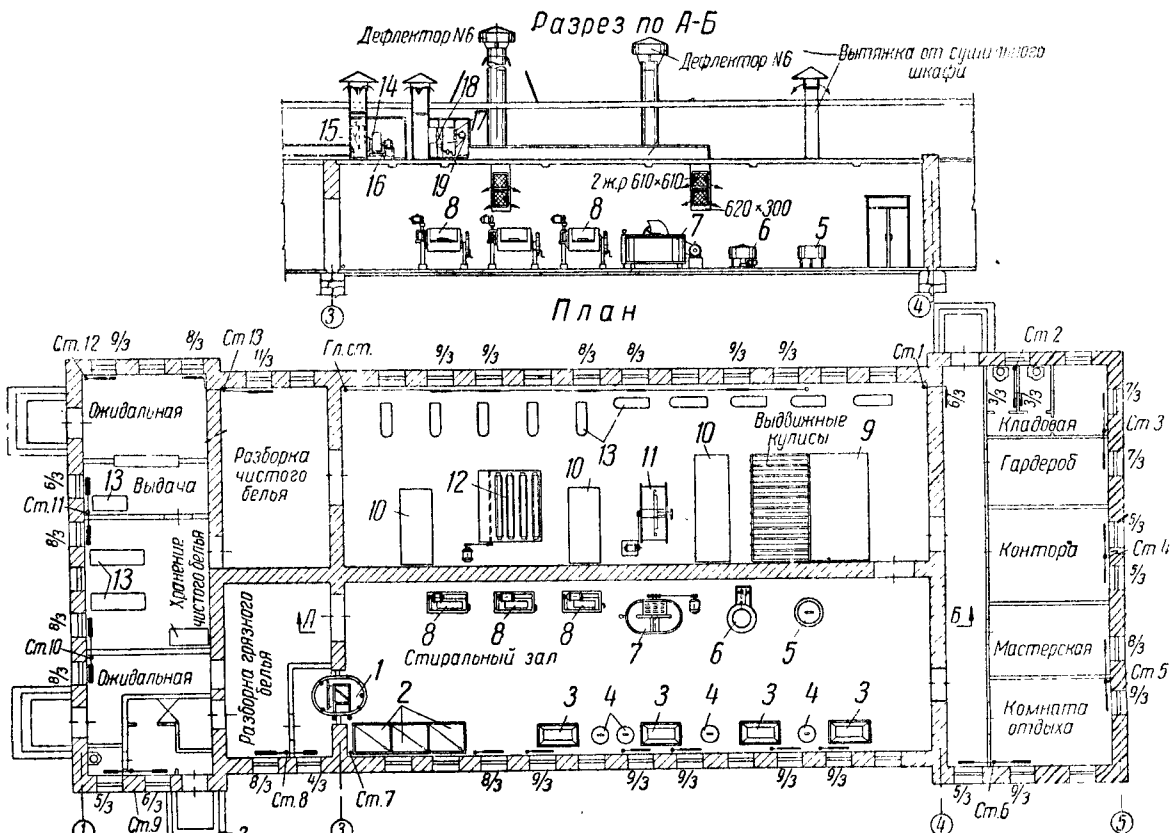

Разрез по А-Б
Дефлектор №6
Дефлектор №6
Вытяжка от сушильного шкафа
2 ж.р 610×610
620×300
План
Ожидальная
Выдача
Хранение чистого белья
Разборка чистого белья
Разборка грязного белья
Стиральный зал
Выдвижные кулисы
Кладовая
Гардероб
Контора
Мастерская
Комната отдыха
Ожидальная
Ст.1
Ст.2
Ст.3
Ст.4
Ст.5
Ст.6
Ст.7
Ст.8
Ст.9
Ст.10
Ст.11
Ст.12
Ст.13
Гл.ст.

Рис. 188 А

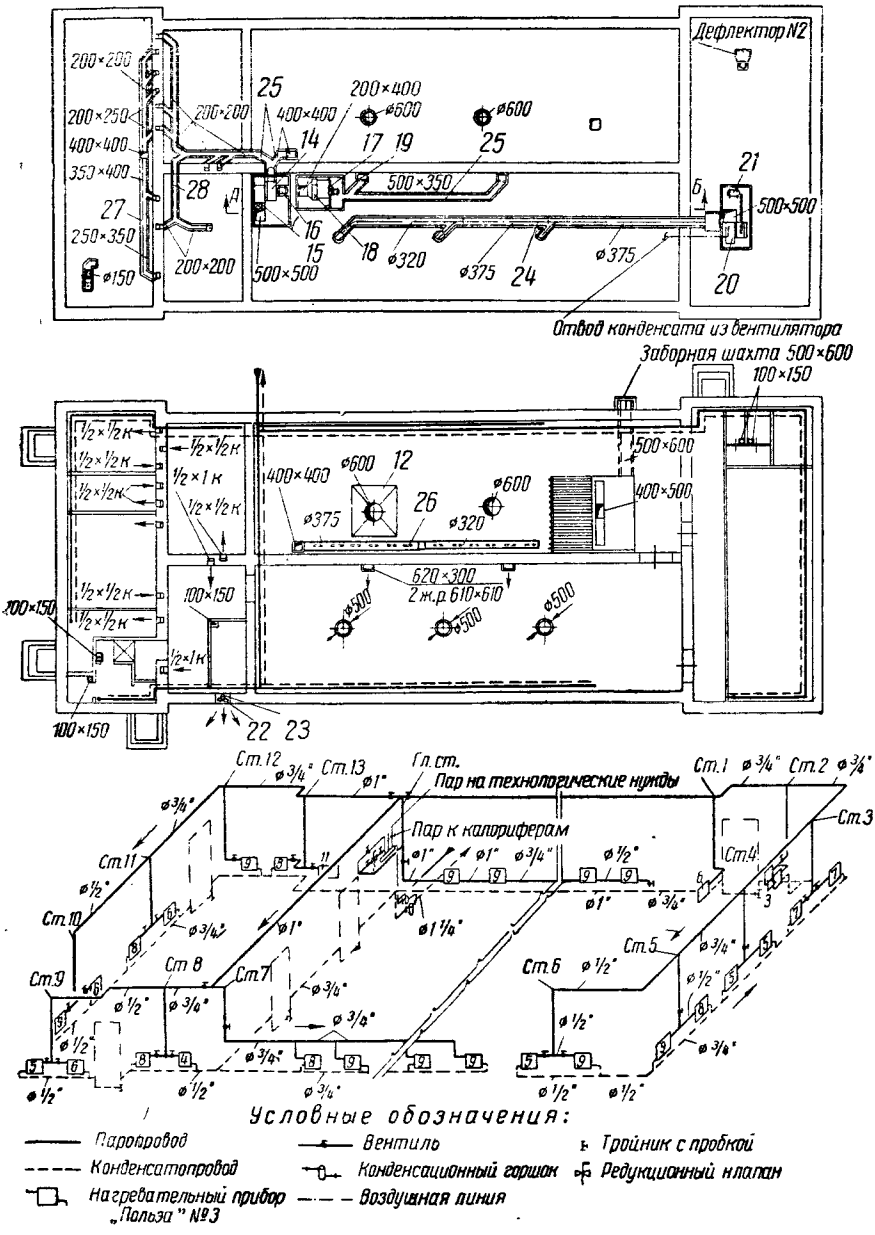

Дефлектор №2
Отвод конденсата из вентилятора
Заборная шахта 500×600
100×150
Гл. ст.
Пар на технологические нужды
Пар к калориферам
Ст.1
Ст.2
Ст.3
Ст.4
Ст.5
Ст.6
Ст.7
Ст.8
Ст.9
Ст.10
Ст.11
Ст.12
Ст.13
Условные обозначения:
Паропровод
Конденсатопровод
Нагревательный прибор „Пальэа" №3
Вентиль
Конденсационный горшок
Воздушная линия
Тройник с пробкой
Редукционный клапан

Рис. 188 Б

белья в смену; *2* — замочечные чаны емкостью на 100 *кг* сухого белья; *3* — стиральные корыта; *4* — бучильники прикорытные емкостью каждый 8 *кг* сухого белья; *5*—чан для варки щелока на 37 *л; 6* — центрифуга производительностью 510 *кг* сухого белья в смену; *7*—полоскательная машина на 600 *кг* белья в смену; *8*—стиральная машина на 190 *кг* сухого белья в смену; *9*—сушильный шкаф на 10 кулис, рассчитанный на производительность 500 *кг* сухого белья в смену; *10*—рабочие столы; *11*—холодный каток; *12*—горячий пятивальцевый каток производительностью 480 *кг* сухого белья в смену; *13* — гладильные столы.

Теплоснабжение прачечной осуществляется паром, давление которого на вводе в здание равно 5 *ата* с последующим снижением этого давления (при помощи редукционного клапана) для питания системы отопления.

Отопление принято паровое низкого давления. Разводка паропроводов и конденсатопроводов показана на среднем плане рис. 188 Б. Там же внизу дана схема системы парового отопления, разбитая на отдельно выключаемые ветки в соответствии с назначением помещений. Размещение нагревательных приборов и стояков в плане здания показано на рис. 188 А.

Вентиляция прачечной запроектирована приточно-вытяжная с механическим и частично с тепловым побуждением:

Чердачные вентиляционные короба показаны на верхнем плане рис. 188 Б.

Техническая характеристика вентиляционного оборудования прачечной: *14*—центробежный вентилятор № 4 низкого давления; *15*—воздухонагреватель модели С-2; *16*—электродвигатель мощностью 0,7 *квт; 17*—осевой четырехлопастной вентилятор № 5; *18*—воздухонагреватель модели С-2; *19*—электродвигатель мощностью 0,37 *квт*; *20*—центробежный вентилятор № 4 низкого давления; *21* — электродвигатель мощностью 0,7 *квт*; *22*—осевой четырехлопастной вентилятор № 3; *23*—электродвигатель мощностью 0,25 *квт; 24*—вытяжной воздуховод из листовой стали, размещенный в шлакобетонном канале; *25*—приточный воздуховод из шлакобетонных плит с двойными стенками; *26*—стальной воздуховод с продольными щелями; *27*—вытяжной воздуховод из шлако-алебастровых плит с двойными стенками; *28* — приточный воздуховод из шлако-алебастровых плит с двойными стенками.

ТАБЛИЦА I

КОЭФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ *K* НЕКОТОРЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Конструкция наружного ограждения	*K* в *ккал/час м² град*
Стены из обыкновенного или силикатного кирпича с односторонней штукатуркой 1,5 *см* на холодном растворе при толщине стен в кирпичах	
1	1,76
$1^1/_2$	1,32
2	1,06
$2^1/_2$	0,89
3	0,76
$3^1/_2$	0,67
Деревянные рубленые стены с односторонней штукатуркой (1,5 *см*) при общей толщине стен в *мм*:	
200	1,05
220	0,97
240	0,83
270	0,76
Наружные окна и фонари при деревянных переплетах:	
одинарные	5,0
двойные	2,3
тройные	1,5
при металлических переплетах:	
одинарные	5,5
двойные	2,8
тройные	2,0
Магазинные окна (витрины)	4,0
Двери и ворота наружные деревянные сплошные:	
одинарные	4,0
двойные	2,0
Двери балконные с остеклением:	
одинарные	5,0
двойные	2,3

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Принятые обозначения:

γ—объемный вес материала в *кг/м*^{3};

λ—коэфициент теплопроводности в *ккал/м час град*;

c—удельная весовая теплоемкость в *ккал/кг град*;

μ—коэфициент паропроницания в *г/м час мм рт. ст.*

Наименование материала	γ	λ	c	$\mu \cdot 10^2$
Асбокартон рыхлый	625	0,14	3,3	0,67
Асбофанера, этернит	1 900	0,3	3,3	0,34
Асфальт в полах	1 800	0,65	0,4	—
Железобетон	2 400	1,25	0,2	0,8
Бетон с каменным щебнем	2 100	1,1	0,2	—
„ „ кирпичным „	1 800	0,75	0,2	—
„ легкий (шлакобетон)	1 000	0,35	0,18	—
„ „	1 200	0,45	0,18	1,4
„ „	1 500	0,6	0,18	1,0
Пенобетон	500	0,14	0,18	3,3
„	600	0,18	0,18	1,7
„	800	0,22	0,18	1,0
Войлок строительный	150	0,04	0,45	—
Гипсовые плиты	1 250	0,4	0,20	1,4
Гипсобетон с котельным шлаком	1 300	0,48	0,19	1,4
Глинобетон или кладка из сырца	2 000	0,8	0,2	1,3
Глиносоломенные материалы и кладка	1 600	0,6	0,3	2,3
Глинопесчаная смазка	1 800	0,6	0,20	1,3
Глиносоломенная смазка	1 200	0,4	0,35	2,3
Глиношлаковая смазка	1 300	0,45	0,19	—
Грунт в естественно сухом состоянии	1 800	1,0	0,20	—
Засыпка песчаная в перекрытиях	1 600	0,75	0.2	2,2
Дерево (ель, сосна) поперек волокон	500	0,15*	0.65	0.8
Древесные опилки	300	0,11	0,6	3,7
Фанера древесная	600	0,15	0.6	0,3
Фибролит магнезиальный	450	0,15	0.55	1,4
Плиты пробковые	250	0,05	0,50	—
Соломит	320	0,08	0,36	0.6
Торфоплиты	225	0,06	0,40	2,6
Шлаковая вата	200	0,05	0.18	6 5
Шлак котельный	1 000	0,25	0,18	2,6
„ доменный	550	0,14	0,18	—
Сталь листовая и прокат	7 500	50	0,02	—
Камни естественные:				
мрамор, гранит, базальт	2 800	3,0	0,22	0,14
песчаник, кварциты	2 400	1,9	0,22	0,5
известняки	2 000	1,0	0,22	0,5
известняк-ракушечник	1 200	0,45	0,22	—
„ „	1 600	0,7	0,22	—
известняковый туф	960	0,35	0,22	1,8

* Во внутренних ограждениях $\lambda = 0,12$.

Продолжение табл. II

Наименование материала	γ	λ	c	$\mu \cdot 10^2$
Кладка каменная:				
из тяжелых естественных пород	2 600	2,5	0,22	—
» средних пород (песчаник)	2 000	1,1	0,22	0,8
» легких » (ракушечник)	1 200	0,5	0,22	—
Кладка кирпичная из обыкновенного кирпича:				
на тяжелом растворе	1 800	0,7	0,21	1,4
» легком »	1 700	0,65	0,21	1,6
Кладка из эффективного кирпича и пустотелых блоков	1 500	0,55	0,20	—
	1 200	0,45	0,18	—
	1 000	0,40	0,18	—
Стекло зеркальное	2 500	0,7	0,2	—
» обыкновенное	2 500	0,65	0,2	—
Вата стеклянная	200	0,05	0,2	6,5
Картон обыкновенный	700	0,13	0,35	—
Толь, рубероид, пергамин	600	0,15	0,36	1,8
Лед	900	2,0	0,5	—
Снег слегка уплотненный	300	0,2	0,5	—
» плотный	400	0,4	0,5	—
Штукатурка известковая				
на наружной поверхности	1 800	0,75	0,2	1,6
» внутренней »	1 600	0,65	0,2	1,6
То же, по драни	1 400	0,45	0,25	1,6

ТАБЛИЦА III

СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОПРОНИЦАНИЮ ВОЗДУШНОГО ПРОСЛОЙКА (ПО ОСТ 90008-39)

Толщина прослойка в *см*	Значение $\frac{1}{\Delta}$ в *час м²* *град/ккал*		
	вертикальные прослойки	горизонтальные прослойки	
		поток тепла снизу вверх	поток тепла сверху вниз
1,0	0,17	0,15	0,18
2,0	0,19	0,17	0,21
3,0	0,20	0,18	0,23
5,0	0,20	0,18	0,25
10,0	0,20	0,18	0,26
От 15,0 до 30,0	0,19	0,19	0,26

ТАБЛИЦА IV

РАСЧЕТНАЯ ТЕМПЕРАТУРА t В ГРАД. И ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ВЛАЖНОСТЬ (φ в %) НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Наименование пункта	Для отопления t	Для вентиляции			
		зима		лето	
		t	φ	t	φ
Астрахань	— 21	— 10	84	29	41
Барнаул	— 36	— 23	82	24	58
Брянск	— 26	— 12	82	23	58
Витебск	— 22	— 12	88	20	59
Вологда	— 29	— 16	84	21	58
Воронеж	— 26	— 13	85	25	47
Горький	— 29	— 16	88	22	56
Иркутск	— 38	— 28	84	23	56
Казань	— 31	— 17	85	24	49
Калуга	— 27	— 13	87	22	56
Киров	— 31	— 18	90	21	56
Краснодар	— 18	— 5	80	29	50
Куйбышев	— 31	— 17	84	25	38
Курск	— 22	— 12	83	24	53
Магнитогорск	— 32	— 19	81	20	53
Москва	— 30	— 14	88	21	58
Новосибирск	— 38	— 23	82	27	58
Омск	— 37	— 24	84	23	53
Орел	— 25	— 12	88	23	56
Петрозаводск	— 27	— 14	84	19	62
Ростов-на-Дону	— 19	— 9	85	28	45
Рязань	— 29	— 15	86	23	58
Саратов	— 29	— 15	80	28	42
Свердловск	— 32	— 19	83	21	55

Продолжение табл. IV

Наименование пункта	Для отопления t	Для вентиляции			
		зима		лето	
		t	φ	t	φ
Смоленск	— 25	— 11	88	21	62
Сталинград	— 25	— 13	83	28	41
Ташкент	— 17	— 4	62	33	33
Томск	— 39	— 24	81	23	60
Харьков	— 25	— 11	80	25	50
Челябинск	— 34	— 20	82	23	53
Ярославль	— 29	— 16	88	22	59

Примечание. Расчетные температуры для вентиляции даны по Н и ТУ-9-48 Министерства строительства предприятий тяжелой индустрии (Стройиздат, 1949).

ТАБЛИЦА V

РАСЧЕТНЫЕ ВНУТРЕННИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ И КРАТНОСТИ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ (ПО Н и ТУ-9-48)

№ п/п	Наименование помещений	Внутренняя температура в град.	Кратность воздухообмена		Примечание
			приток	вытяжка	
	Жилые дома, общежития и административно-конторские здания				
1	Жилые комнаты в квартирных домах и общежитиях	18	—	0,5	
2	Спальные и общие комнаты дневного пребывания, комнаты обслуживающего персонала, конторские и административно-конторские помещения, умывальные, раздевальные, комнаты отдыха, приемные	18	—	1,0	
3	Комнаты для чистки платья, буфет	16	—	1,0	
4	Уборные в квартирах	16	—	25 $м^3/час$ на 1 очко	
	„ „ общежитиях	16	—	50 $м^3/час$ на 1 очко	
5	Кухни в квартирах	15	—	3	
6	Ванные при дровяной колонке	18	—	1,5	
	То же, при центральном водоснабжении	25	—	1,5	
7	Душевые	25	—	5	

№ п/п	Наименование помещений	Внутренняя температура в град.	Кратность воздухообмена		Примечание
			приток	вытяжка	
8	Раздевалки при душевых	22	—	—	Вытяжка через душевую
9	Вестибюли, коридоры в жилых домах	18	—	—	
10	Лестничные клетки	16	—	—	
	Школы, детские сады, ясли				
11	Классы, лаборатории, мастерские, общие залы в школах	16	—	1,0	
12	Комнаты для преподавателей, для общественных организаций и обслуживающего персонала, гардеробные	18	—	1,0	
13	Физкультурный зал	15	—	1,0	
14	Боксы, изоляторы, комнаты для кормления грудных детей, детские комнаты, а также умывальные и фильтры в детских садах и яслях	20	—	1,0	
15	Душевые, ванные и раздевальные при них	25	—	1,5	
16	Уборные в детских садах и яслях	20	—	5,0	
17	Уборные в школах	16	—	50 *м*³/*час* на 1 очко	
	Клубы и зрелищные предприятия (зрительный зал на 200—600 мест)				
18	Зрительный зал до спектакля	14			
	» » во время спектакля			20 *м*³/*час* на 1 зрителя	
	а) зимой	18—20			
	б) летом			40 *м*³/*час* на 1 зрителя	
19	Курительные и уборные для зрителей	15	—	10	
20	Фойе и кулуары	18	2	—	
21	Сцена	18	—	—	
22	Вестибюль с гардеробом	18	2	1	
23	Буфет в отдельном помещении	15	2	3	
24	Артистические уборные	18	—	1	
25	Киноаппаратная	—	—	700 *м*³/*час* на 1 аппарат	
26	Переплетная	18	2	2	

Продолжение табл. V

№ п/п	Наименование помещений	Внутренняя температура в град.	Кратность воздухообмена		Примечание
			приток	вытяжка	
27	Административные, конторские помещения, комнаты кружковых занятий, красный уголок, библиотека и читальный зал	18	—	1	
28	Лестницы	16	—	1	
	Бани с пропускной способностью более 150 чел. в 1 час				
29	Вестибюль, гардероб, касса, ожидальня	18	2	1	
30	Раздевальная перед мыльной	25	2,5	2	
31	Мыльная	30	8	9	
32	Парильная	40	—	1	
33	Кабина с ванной	25	6	7	
34	Кабина с душем	25	10	11	
35	Уборная	22	—	50 *м³/час* на 1 очко	
36	Помещение персонала	18	1	1	
37	Дезкамеры				
	а) грязное отделение	15	2	6	
	б) чистое „	16	6	2	
	Прачечные (с центральным отоплением)				
38	Ожидальня для сдающих грязное белье	15	2	—	
39	Приемная грязного белья	15	3	4	
40	Разборочная грязного белья	15	3,5	4,5	
41	Замочечное отделение	15	4	5	
42	Стиральное	15	6	7	
43	Сушильно-гладильное отделение	15	4	5	
44	Разборочная чистого белья и выдача его	15	1	1	
45	Уборные	15	—	50 *м³/час* на 1 очко	
46	Душевой пропускник	25	4	6	
47	Дезкамеры				
	а) грязное отделение	15	2	6	
	б) чистое „	15	6	2	
48	Помещение запасных баков с водой	5	—	—	

ТАБЛИЦА VI

УДЕЛЬНЫЕ РАСХОДЫ ТЕПЛА НА ОТОПЛЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЮ ГРАЖДАНСКИХ ЗДАНИЙ

№ п/п	Тип здания	Строительный объем в $м^3$	Отопление в *ккал/час $м^3$ град*	Приточная вентиляция в *ккал/час $м^3$ град*
1	Жилые здания	До 500	0,7—1,1	—
		„ 1 000	0,5—0,65	—
		„ 5 000	0,38—0,40	—
		„ 10 000	0,33—0,38	—
		„ 25 000	0,27—0,33	—
		„ 50 000	0,24—0,26	—
2	Клубы	10 000 — 15 000	0,3 —0,36	0,35—0,4
		15 000 и более	0,27—0,3	0,35—0,38
3	Универмаги	До 10 000	0,32—0,35	0,35—0,40
		15 000 — 30 000	0,28—0,32	0,28—0,32
4	Детские сады и ясли	До 5 000	0,38—0,40	0,30—0,32
		„ 10 000	0,33—0,38	0,28—0,30
5	Прачечные	2 000 — 5 000	0,29—0,35	0,7 —0,9
		5 000 — 10 000	0,3 —0,33	0,4 —0,6
6	Бани	2 000 — 5 000	0,2 —0,36	0,27—0,30
		До 10 000	0,3 —0,33	0,4 — 0,6
		„ 15 000	0,25—0,3	0,25—0,35
7	Пожарное депо	До 10 000	0,44—0,48	—
		Более 10 000	0,38—0,42	—
8	ФЗУ и ФЗО	До 10 000	0,6 —0,8	0,47—0,50
		„ 15 000	0,33—0,35	0,5 —0,54
		Более 15 000	0,29—0,38	0,54—0,58
9	Учебные заведения	До 5 000	0,35—0,35	0,54—0,58
		„ 30 000	0,26—0,32	0,5 —0,54
		Более 30 000	0,25—0,30	0,4 —0,48
10	Столовые	2 000 — 5 000	0,40—0,45	0,7 —0,9
		5 000 — 10 000	0,3 —0,35	0,7 —0,8
		15 000 и более	0,25—0,3	0,6 —0,7
11	Поликлиники, амбулатории, диспансеры	5 000 — 10 000	0,34—0,4	0,2 —0,45
		10 000 — 15 000	0,3 —0,38	0,3 —0,45
		15 000 и более	0,25— 0,3	0,34—0,45
12	Гаражи	До 5 000	0,54— 0,65	0,62— 0,7
		5 000 — 10 000	0,43— 54	0,51—0,59

ТАБЛИЦА VII

КОЭФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПОГЛОЩЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ B_1 — ПРИ ОДНОЙ И B_2 — ПРИ ДВУХ ТОПКАХ В СУТКИ

№ п/п	Характеристика элементов строительной конструкции, примыкающих к теплопоглощающей поверхности	B_1	B_2
	Стены и перегородки		
1	Деревянная (бревенчатая или брусчатая) стена без штукатурки	2,5	3,1
2	То же, со штукатуркой	2,8	3,6
3	Деревянная каркасно-засыпная стена (две обшивки по 19 *мм*, засыпка шлаком, штукатурка по обшивке)	2,8	3,6
4	Кирпичная стена из обыкновенного кирпича на тяжелом растворе, оштукатуренная внутри	3,8	4,5
5	Кирпичная стена из эффективного кирпича на легком растворе, оштукатуренная внутри	3,2	3,8
6	Стена из шлакобетонных камней оштукатуренная	3,7	4,3
7	Перегородка деревянная дощатая 50 *мм*, оштукатуренная с двух сторон	2,3	3,9
8	То же, без штукатурки	1,5	2,5
9	Перегородка гипсовая из плит „диферент", толщиной 90 *мм*	2,7	3,4
10	Перегородка из шлако-алебастровых плит толщиной 70 *мм*, оштукатуренная с двух сторон	2,0	3,2
11	Перегородка фибролитовая 70—100 *м* оштукатуренная	2,4	3,4
	Полы и потолки		
12	Деревянный пол на лагах над холодным подпольем	2,1	2,6
13	Деревянный половой настил ($\delta \geqslant 40$ *мм*) в междуэтажном перекрытии	2,0	2,4
14	Паркетный пол (щитовой паркет)	1,8	2,4
15	Асфальтовый или бетонный пол	3,4	3,9
16	Перекрытие с накатом из пластин и с засыпкой, нижняя поверхность оштукатурена	2,8	3,6
17	Перекрытие с накатом из шлакобетонных плит и с засыпкой, затирка нижней поверхности	3,1	3,7
18	Деревянный ($\delta \geqslant 40$ *мм*) неоштукатуренный потолок	2,3	2,9
19	То же, оштукатуренный	2,8	3,6
20	Потолок: штукатурка 20 *мм*, подшивка дощатая 20 *мм*, воздушный прослоек 40 *мм*, дощатый настил $\delta \geqslant 10$ *мм*	2,7	3,5
	Окна и двери		
21	Окно двойное	2,3	2,3
22	Дверь дощатая толщиной $\delta \geqslant 40$ *мм*	1,5	2,7

ТАБЛИЦА VIII

ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЕПЛОЕМКИХ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

№ п/п	Расчетные данные для печного отопления	Дрова влажностью 25%	Торф кусковой влажностью 30%	Торф брикетный	Уголь подмосковный	Уголь бурый	Уголь каменный	Антрацит
1	Низшая рабочая теплотворная способность топлива в *ккал/кг*	3 300	3 000	4 000	3 000	4 700	6 500	7 000
2	Объемный вес в *кг/м*³	420	400	250	700	750	900	1 000
3	Температура горения в град.	1 000	970	1 000	960	1 100	1 200	1 300
4	Объем продуктов горения топлива при 0° и 760 *мм* рт. ст. в *м*³/*кг*	10	10	11	12	12	17	17
5	Теплонапряженность топочного пространства в *ккал/м*³ *час*	350 000	350 000	380 000	350 000	350 000	450 000	480 000
6	Температура газов в дымоходах печи в град.:							
	первый дымоход	700	550	600	500	550	480	500
	промежуточные дымоходы	500	350	400	320	350	300	320
	последний дымоход	160	150	160	140	140	120	120
	выход в трубу	130	130	130	120	120	110	110
7	Допустимая скорость движения газов в дымоходах в *м/сек*:							
	поддувало	1,0—2,0	Принимается независимо от вида топлива					
	первый дымоход	1,5—4,0						
	промежуточные дымоходы	0,5—2,0						
	последний дымоход	1,5—2,0						

Продолжение табл. VIII

№ п/п	Расчетные данные для печного отопления	Дрова влажностью 25%	Торф кусковой влажностью 30%	Торф брикетный	Уголь подмосковный	Уголь бурый	Уголь каменный	Антрацит
8	Колосниковая решетка: напряжение в *кг/м² час*	250	180	200	70	85	70	65
	Процент прозоров	25	20	25	35	30	30	40
9	Толщина слоя топлива в *см*:							
	для печей до 3000 *ккал/час*	25	20	25	9	9	10	15
	для печей более 3000 *ккал/час*	35	30	30	12	15	16	24
10	Высота топливника в *см*:							
	для печей до 3000 *ккал/час*	56	56	55	50	49	42	35
	для печей более 3000 *ккал/час*	77	77	65	65	63	56	42
11	Коэфициенты тепловосприятия печи в *ккал/час м²*							
	топливник	6000	5500	6000	5000	5000	5500	4500
	первый дымоход	4500	4000	4200	3500	3500	4000	3200
	остальные дымоходы	2300	2000	2200	2000	2000	2000	2000
	колпак бесканальной печи	3000	2800	2800	2500	2500	2800	2500

Примечание. Для печей с теплоотдачей до 1500 *ккал/час* температуру в дымоходах принимать с коэфициентом 1,2.

ТАБЛИЦА IX

ТЕПЛООТДАЧА НЕТЕПЛОЕМКИХ ПЕЧЕЙ

Тип печи	Коэфициент теплоотдачи α в *ккал/час м²* при топливе		Температура отходящих газов в град.
	уголь	дрова	
Металлические печи и трубы			
С гладкими поверхностями	3 000	2 200	500
„ наружными ребрами	4 400	3 000	500
„ наружными и внутренними ребрами	7 500	5 200	500
„ двойными кожухом и гладкой поверхностью	2 600	1 900	—
Стальные трубы (рукава)	1 000	900	300*
Силикатные печи			
Изразцовые, кирпичные, шамотные с толщиной стенок до 65 *мм*	900	800	350
То же, но в металлическом футляре	800	700	350
Кирпичные теплоемкие печи со стенками в $1\frac{1}{2}$ кирпича и более при непрерывной топке	650	550	250

Примечание. В ребристых печах теплоотдача отнесена к основной поверхности (без поверхности самих ребер)

* Первые 10 *м*.

ТАБЛИЦА X

ДАННЫЕ О ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА, РАЗМЕРАХ ЧУГУННЫХ СЕКЦИОННЫХ КОТЛОВ (рис. 39) И РАЗМЕРАХ БОРОВОВ К НИМ

Модель	Число секций	Длина котла в *мм*	Поверхность нагрева в *м²*	Сечение борова в *м²*	Размеры борова в *мм*						Требуемое сечение сборного борова в *м²* при числе котлов				
					при боковом дыме			при нижнем дыме							
					ширина	высота	шибер	ширина	высота	шибер	2	3	4	5	6
Малая	4	440	3,9	0,021	250	250	250×300	250	280	250×450	0,042	0,063	0,084	0,105	0,126
	5	565	5,1	0,030	250	250	250×300	250	280	250×450	0,060	0,090	0,120	0,150	0,180
	6	690	6,3	0,035	250	250	250×300	250	280	250×450	0,070	0,105	0,140	0,175	0,210
	7	815	7,5	0,041	250	250	250×300	250	280	250×450	0,082	0,123	0,164	0,205	0,246
	8	940	8,7	0,048	250	250	250×300	250	350	250×450	0,096	0,144	0,192	0,240	0,288
	9	1 065	9,9	0,054	250	250	250×300	250	350	250×450	0,108	0,162	0,216	0,270	0,324
	10	1 190	11,1	0,061	250	280	250×300	250	350	250×450	0,122	0,183	0,244	0,305	0,366
	11	1 315	12,3	0,065	250	280	250×300	250	350	250×450	0,130	0,195	0,260	0,325	0,390
	12	1 440	13,5	0,074	250	300	250×300	250	350	250×450	0,148	0,222	0,296	0,370	0,444
Большая	5	565	8,9	0,049	250	280	250×300	380	210	380×450	0,098	0,147	0,196	0,245	0,294
	6	690	11,1	0,061	250	280	250×300	380	210	380×450	0,122	0,183	0,244	0,305	0,366
	7	815	13,3	0,073	250	280	250×300	380	210	380×450	0,146	0,219	0,292	0,365	0,438
	8	940	15,5	0,085	250	350	260×350	380	280	380×450	0,170	0,255	0,340	0,425	0,510
	9	1 005	17,7	0,097	380	280	380×450	380	280	380×450	0,194	0,291	0,388	0,485	0,582
	10	1 190	19,9	0,109	380	450	380×450	380	280	380×450	0,218	0,327	0,436	0,545	0,651
	11	1 315	22,1	0,121	380	450	380×450	380	350	380×450	0,242	0,363	0,484	0,605	0,726
	12	1 440	24,3	0,133	380	450	380×450	380	350	380×450	0,266	0,399	0,532	0,665	0,798

Примечание. Ширина котла: малая модель — 700 *мм;* большая модель — 900 *мм*;
высота без сухопарника: малая модель — 1 300 *мм*; большая модель — 1 700 *мм*;
„ с сухопарником: малая модель — 1 765 *мм*; большая модель — 2 265 *мм*.

ТАБЛИЦА XI

ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ О ВЕРТИКАЛЬНЫХ ВОДОТРУБНЫХ КОТЛАХ СИСТЕМЫ КРШ

Тип котла	Рабочее давление в *ати*	Ориентировочная паропроизводительность в *т/час*	Размеры колосниковой решетки в *мм*		Внешние размеры обмуровки в *мм*		
			длина	ширина	длина	ширина	высота
КРШ-2-8	8,0	2,0	2 130	1 750	5 210	2 770	4 700
КРШ-4-13	13,0	4,0	2 130	3 500	5 210	4 520	4 810
КРШ-6,5-13	13,0	6,5	2 130	4 100	5 210	5 120	4 810

ТАБЛИЦА XII

ДВУХКОЛОННЫЕ РАДИАТОРЫ «ГАММА» и «ПОЛЬЗА»

Характеристика	Единица измерения	„Гамма" № 1	„Гамма" № 4	„Польза" № 3	„Польза" № 6
Полная высота	*мм*	585	1 185	605	1 099
Строительная глубина	„	185	185	185	185
Строительная ширина (расстояние между центрами ниппельных отверстий)	„	80	80	80	80
Поверхность нагрева одной секции	*м²*	0,25	0,49	0,25	0,46
Емкость одной секции	*л*	2,3	4,8	2,35	4,45
Вес одной секции	*кг*	10	19,6	10,20	18,8
Диаметр резьбы	дюйм	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2

ТАБЛИЦА XIII

ЧУГУННЫЕ РЕБРИСТЫЕ ТРУБЫ С КРУГЛЫМИ И ПРЯМОУГОЛЬНЫМИ РЕБРАМИ

Строительная длина в *мм*	Число ребер	Размер ребер в *мм*	Внутренний диаметр в *мм*	Поверхность нагрева в *м²*	Вес в *кг*	Емкость в *л*
Трубы с круглыми ребрами						
2 000	63	175	70	4,00	64	7,70
1 500	69	175	70	3,00	48	5,75
1 000	44	175	70	2,00	32	3,85
Трубы с прямоугольными ребрами						
1 095	40	130×230	50	2,34	38	2,15
970	35	130×230	50	2,05	34	1,90
845	30	130×230	50	1,77	30	1,65

ТАБЛИЦА XIV

КОЭФИЦИЕНТЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ k НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ (ПРИ КОНВЕКЦИОННОМ ДВИЖЕНИИ ВОЗДУХА И ОТКРЫТОМ ИХ РАСПОЛОЖЕНИИ)

Тип нагревательного прибора	Теплоноситель вода						Теплоноситель пар
	Температурн. напор в град. в пределах:						
	до 40	от 40 до 50	от 50 до 60	от 60 до 70	от 70 до 80	более 80	
а) Стальные приборы							
Одиночная горизонтальная или вертикальная гладкая труба наружным диаметром в *мм*:							
до 33	10,5	11,0	11,5	12,0	12,5	12,5	13,0
от 33 до 100	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0
„ 100 „ 150	8,5	9,5	10,0	10,5	10,5	10,5	11,5
Несколько рядов труб в вертикальной плоскости. Расстояние между трубами равно наружному диаметру труб							
Общая высота регистра до 1 *м* при наружном диаметре труб в *мм*:							
до 33	9,0	10,0	10,5	11,0	11,0	11,5	12,5
более 33	7,0	8,0	8,5	9,0	9,0	9,0	11,0
Плоские коробчатые приборы высотой в *м*:							
до 1	7,5	8,0	8,5	9,0	9,5	9,5	12,0
более 1	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	8,5	11,0
б) Чугунные приборы							
Радиаторы „Гамма“ № 1, „Польза“ № 3	6,3*	6,6*	6,8*	7,0*	7,2*	7,3*	8,5
Радиаторы „Гамма“ № 4, „Польза“ № 6	5,7*	6,0*	6,2*	6,4*	6,6*	6,7*	7,7

* К указанным коэфициентам k для водяного отопления вводится поправочный множитель при числе секций радиатора:

до 5	поправочный множитель	0,95
5—10	„ „	1,00
10—20	„ „	1,05
более 20	„ „	1,10

Продолжение табл. XIV

Тип нагревательного прибора	Теплоноситель вода						Теплоноситель пар
	Температурн. напор в град. в пределах						
	до 40	от 40 до 50	от 50 до 60	от 60 до 70	от 70 до 80	более 80	
Ребристые трубы с круглыми или прямоугольными ребрами:							
одна труба	4,5	4,5	4,5	5,0	5,0	5,0	6,0
две трубы в вертикальной плоскости	4,0	4,0	4,25	4,5	4,5	4,5	5,0
три трубы в вертикальной плоскости	3,5	3,5	4,0	4,0	4,0	4,0	4,5

ТАБЛИЦА XV

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ В ЛЕСТНИЧНОЙ КЛЕТКЕ (в процентах от общей поверхности нагрева)

Число этажей здания	Рассматриваемый этаж			
	1	2	3	4
2	65	35		
3	50	30	20	
4	50	30	20	
5	50	25	15	10
6	50	20	15	15
7	50	20	15	15

ТАБЛИЦА XVI

ЗНАЧЕНИЯ КОЭФИЦИЕНТА МЕСТНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЛЯ ВОДЯНОГО И ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

Наименование местного сопротивления	Значение ζ	Примечание
Радиаторы двухколонные	2,0	Относится к скорости теплоносителя в подводящих трубах
Котлы чугунные	2,5	
„ стальные	2,0	
Внезапное расширение	1,0	Относится к большей скорости
„ сужение	0,5	
Отступы	0,5	
Тройники проходные	1,0	
„ ответвлений	1,5	
„ противоточные	3,0	
Противоток в штанообразн. тройниках	1,5	
Кресты проходные	2,0	
„ ответвлений	3,0	
Компенсаторы П-образн. и лирообразн.	2,0	
„ сальниковые	0,5	

Продолжение табл. XVI

Наименование местного сопротивления	Значение ζ при условном диаметре трубы в *мм*					
	13	19	25	32	38	50 и более
Вентиль обыкновенный	16,0	10,0	9,0	9,0	8,0	7,0
Кран проходной	4,0	2,0	2,0	2,0	—	—
„ двойной регулировки с цилиндрической пробкой	4,0	2,0	2,0	2,0	—	—
Вентиль „Косва"	3,0	3,0	3,0	2,5	2,5	2,0
Параллельные задвижки	1,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Угольник	2,0	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0
Отвод 90° и утка	1,5	1,5	1,0	1,0	0,5	0,5
Скоба	3,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
Отвод двойной узкий	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0
„ „ широкий	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

ТАБЛИЦА XVII

ВЕЛИЧИНЫ ДОБАВОЧНЫХ ДАВЛЕНИЙ (в *кг/м²* или в *мм* вод. ст.) ОТ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОДЫ В ТРУБОПРОВОДАХ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ ПРИ ДВУХТРУБНОЙ СИСТЕМЕ, ВЕРХНЕЙ РАЗВОДКЕ И ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Горизонтальное протяжение системы в *м*	Высота нагревательного прибора над котлом в *м*	Горизонтальные расстояния от подающей трубы до стояка в *м*					
		до 10	от 10 до 20	от 20 до 30	от 30 до 50	от 50 до 75	от 75 до 100
Открытые стояки без изоляции							
а) Здание в 1 или 2 этажа							
До 25	До 7	10	10	15	—	—	—
От 25 до 50	„ 7	10	10	15	20	—	—
„ 50 „ 75	„ 7	10	10	15	15	20	—
„ 75 „ 100	„ 7	10	10	10	15	20	25
б) Здание в 3 или 4 этажа							
До 25	До 15	25	25	35	—	—	—
От 25 до 50	„ 15	25	25	30	35	—	—
„ 50 „ 75	„ 15	25	25	25	30	35	—
„ 75 „ 100	„ 15	25	25	25	30	35	40

Горизонтальное протяжение системы в *м*	Высота нагревательного прибора над котлом в *м*	Горизонтальные расстояния от подающей трубы до стояка в *м*					
		до 10	от 10 до 20	от 20 до 30	от 30 до 50	от 50 до 75	от 75 до 100
в) Здание с числом этажей более 4							
До 25	До 7	45	50	55	—	—	—
„ 25	Более 7	30	35	45	—	—	—
От 25 до 50	До 7	55	60	65	75	—	—
„ 25 „ 50	Более 7	40	45	50	55	—	—
„ 50 „ 75	До 7	55	55	60	65	75	—
„ 50 „ 75	Более 7	40	40	45	50	55	—
„ 75 „ 100	До 7	55	55	55	60	65	70
„ 75 „ 100	Более 7	40	40	40	45	50	65

Примечания. 1. При нижней разводке к величине расчетной разности давлений добавки на охлаждение воды в трубопроводах не делают.

2. Для однотрубных систем величины добавок принимают в размере 50% от соответствующих значений, указанных в этом приложении.

ТАБЛИЦА XVIII

НАДБАВКИ НА ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ, УЧИТЫВАЮЩИЕ ОСТЫВАНИЕ ВОДЫ В ТРУБАХ (по ОСТ 90036-39)

Число этажей	Надбавка в % при естественной циркуляции, рассчитываемый этаж						Надбавка в % при насосной циркуляции, рассчитываемый этаж					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Верхняя разводка (открытая без изоляции)												
2	10	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—	—
3	15	5	—	—	—	—	5	—	—	—	—	—
4	20	10	5	—	—	—	10	5	—	—	—	—
5	20	10	5	—	—	—	10	5	5	—	—	—
6	25	15	10	5	—	—	10	5	5	—	—	—
Нижняя разводка (открытая без изоляции)												
2	—	10	—	—	—	—	—	5	—	—	—	—
3	—	5	15	—	—	—	—	—	5	—	—	—
4	—	5	10	20	—	—	—	—	5	10	—	—
5	—	—	5	10	20	—	—	—	5	5	10	—
6	—	—	5	10	15	25	—	—	—	5	5	10

ТАБЛИЦА XIX

УДЕЛЬНЫЙ ВЕС СУХОГО ВОЗДУХА ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

t в град.	Удельный вес в *кг/м³*	*t* в град.	Удельный вес в *кг/м³*
—20	1,396	1	1,288
—19	1,394	2	1,284
—18	1,385	3	1,279
—17	1,379	4	1,275
—16	1,374	5	1,270
—15	1,368	6	1,265
—14	1,363	7	1,261
—13	1,358	8	1,256
—12	1,353	9	1,252
—11	1,348	10	1,248
—10	1,342	11	1,243
— 9	1,337	12	1,239
— 8	1,332	13	1,235
— 7	1,327	14	1,230
— 6	1,322	15	1,226
— 5	1,317	16	1,222
— 4	1,312	17	1,217
— 3	1,308	18	1,213
— 2	1,303	19	1,209
— 1	1,298	20	1,205
— 0	1,293		

ТАБЛИЦА XX

ВЫДЕЛЕНИЯ ЛЮДЬМИ УГЛЕКИСЛОТЫ, ТЕПЛА И ВЛАГИ

Характер работы	Углекислота		Тепловыделение в *ккал/час*		Влаговыделения в *г/час*
	в *л/час*	в *г/час*	явное	скрытое	
Взрослый человек:					
а) при физической работе:					
легкой	30	45	80	100	160
тяжелой	45	68	80	125	200
б) при спокойной работе (в учреждениях, учебных заведениях и т.п.)	23	35	70	45	70
в) в спокойном состоянии (кино, театры и т. п.)	23	35	70	30	45
Дети до 12 лет	12	18	35	15	23

Примечание. Тепло и влаговыделения даны при температуре воздуха $t=20°$.

ТАБЛИЦА XXI

ДОПУСКАЕМЫЕ КОНЦЕНТРАЦИИ УГЛЕКИСЛОТЫ В ПОМЕЩЕНИЯХ

Род помещений	CO_2	
	в *л/м³*	в *г/кг*
При продолжительном пребывании людей	1,0	1,5
При периодическом пребывании людей	1,25	1,75
При кратковременном пребывании людей	2,0	3,0
Для пребывания больных и детей	0,7	1,0
Примечание. В наружном воздухе содержание CO_2:		
а) в малых городах	0,4	0,6
б) в больших „	0,5	0,75

ТАБЛИЦА XXII

УКРУПНЕННЫЕ ИЗМЕРИТЕЛИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ И ВОЗДУХООБМЕНА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЯХ

(по данным, опубликованным В. В. Батуриным и другими авторами)

Характеристика процесса	Укрупненные измерители
А. Тепловыделения	
Заливка и остывание стальных болванок в мартеновских цехах	Тепловыделения в помещение от 900 тыс. до 1 млн. *ккал* на 1 *т* литья
Обработка металла в термических печах	Тепловыделения в помещение составляют 30—55% от тепла топлива, расходуемого на печи
Современные кузницы, оборудованные печами, молотами и прессами. Поковки охлаждаются в цехе	Тепловыделения в помещение составляют 55—65% от тепла топлива, расходуемого печами
Кузнечные печи с выпуском продуктов сгорания непосредственно в помещение	В помещение поступает все тепло топлива, а именно 2 000—2 500 *ккал* на каждый килограмм поковки
Вагранка чугунолитейной	Выделяется до 15% тепла топлива
Литейные мелкого чугунного литья (в основном до 20 *кг* в отливке)	Выделяется до 100 000 *ккал/час* на 1 *т* заливаемого чугуна
Литейные среднего чугунного литья (до 500 *кг* в отливке)	Выделяется до 200 000 *ккал/час* на 1 *т* отливок

Продолжение табл. XXII

Характеристика процесса	Укрупненные измерители
Конвейерные чугунолитейные мелкого и среднего литья:	
отделение заливки	50 000—80 000 *ккал* на 1 *т* литья
охлаждающий кожух	30 000—35 000 „ „ 1 „ „
отделение выбивки	60 000—100 000 „ „ 1 „ „
туннель горелой земли	60 000—90 000 „ „ 1 „ „
обрубное отделение или камера охлаждения отливок	10 000—15 000 „ „ 1 „ „
Помещения котельных	От 0,5 до 3% от тепла сжигаемого топлива
Паровые турбины	От 3 до 5% затраченного тепла
Двигатели внутреннего сгорания с водяной рубашкой	От 3 до 6,5% затраченного тепла

Б. Влаговыделения

Прорыв пара в котельных	От 0,5 до 0,3% от паропроизводительности котлов
Машинный зал электростанции при турбинах с отбором пара и мощностью установки в *квт*:	Выделяется пара в машинный зал:
6 000	300—360 *кг/час*
12 000	390—480 „
25 000	405—505 „
50 000	420—520 „
100 000	570—720 „
Кипение жидкости, подогреваемой паровым змеевиком	Выделяется пара с открытой поверхности 40—50 *кг/час м²*

В. Газовыделения

Чугунолитейные, при заливке металла в опоки выделяется окись углерода (CO)	
при мелком литье	1,8 *кг* на 1 *т* литья
„ крупном „	0,8 „ „ 1 „ „

Продолжение табл. XXII

Характеристика процесса	Укрупненные измерители
При конвейерном литье за время n от заливки опоки до попадания ее в кожух выделяется	
при n=1 мин.	130 *г* на 1 *т* литья
„ n=3 мин.	265 „ 1 „
„ n=5 мин.	345 „ 1 „ „
„ n=7 мин.	400 „ 1 „ „
Газовая ацетиленовая сварка	
Выделение CO	200 *г* на 1 *кг* сгоревшего ацетилена
„ CO_2	3,4 *кг* „ 1 „ „ „
Кузнечные и методические печи, работающие на мазуте выделение CO	40—50 *г* на 1 *кг* сгоревшего мазута

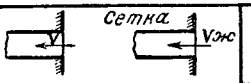
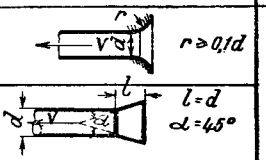
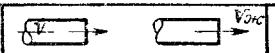
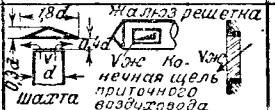
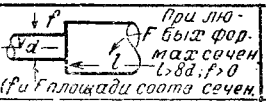
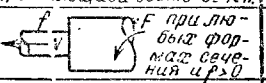
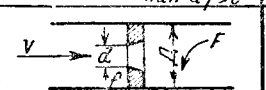
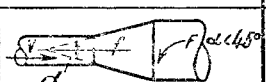
ТАБЛИЦА XXIII

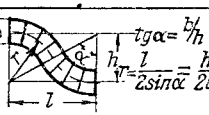
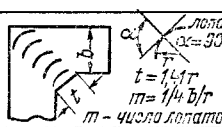
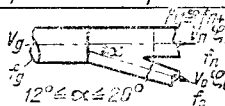
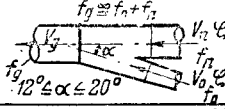
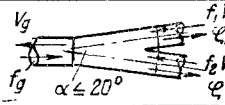
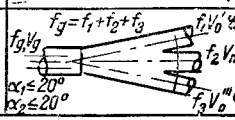
КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ПЛАСТИНЧАТЫХ КАЛОРИФЕРОВ МОДЕЛИ С (см. рис. 96)

Конструктивные элементы и размеры	Единица измерения	Модель и номер калорифера					
		С-1	С-2	С-3	С-4	С-5	С-6
Высота А	*мм*	734	932	932	1 232	1 232	1 232
Ширина Б	„	309	427	545	545	663	781
Глубина В	„	302	302	302	302	302	302
Число секций	шт.	2	3	4	4	5	6
Число пластинок в секции	„	107	140	140	190	190	190
Число труб	„	12	8	24	24	30	36
Диаметр патрубков для пара	дюйм	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	3
„ конденсата	„	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	2
„ воды	„	$1\frac{1}{4}$	2	2	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	3
Поверхность нагрева	$м^2$	6,2	12,1	16,2	21,9	27,4	32,9
Живое сечение для прохода воздуха	„	0,08	0,15	0,20	0,27	0,34	0,41
Живое сечение для прохода теплоносителя	„	0,0023	0,0035	0,0047	0,0047	0,0058	0,0070
Вес калорифера	*кг*	84	137	179	220	268	316

Примечание. Размер пластинок 113×126 *мм* — одинаковый для всех номеров калорифера.

Коэфициенты местных сопротивлений воздуховодов
(по полным потерям напора)

№ п/п	Название сопротивления	Эскиз сопротивления	Коэфициент сопротивления ζ (учитывает полную потерю напора и отнесен к скорости V, указанной на эскизе)
	Сопротивления входа		
1	Вход в отверстие с острыми краями		$\zeta_1 = 0,5$
2	Вход в отверстие с закругленными краями или раструб		$\zeta_2 = 0,1$
3	Вход с поворотом потока (в отверстие с острыми краями)		$\zeta_3 = 2,0$ (стандартная жалюзийная решетка $\zeta = 0,5$)
	Сопротивления выхода		
4	Выход из трубы по прямому направлению		$\zeta_4 = 1,0$
5	Выход с резким поворотом потока		$\zeta_5 = 2,5$
6	Выход с плавным поворотом потока (через расшир. насадок)		$\zeta_6 = 1,0$ при живом сечении сетки 80%
	Сопротивления, вызванные изменением площади сечения потока		
7	Внезапное расширение потока		Значения ζ_7 f/F: 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 ζ_7: 1,0 | 0,8 | 0,65 | 0,5 | 0,35 | 0,25 | 0,15 | 0,10 | 0 $\zeta_7 = (1 - f/F)^2$
8	Внезапное сужение потока		Значения ζ_8 f/F: 0-0,25 | 0,3-0,5 | 0,6-0,75 | 0,8-1,0 ζ_8: 0,50 | 0,35 | 0,20 | 0
9	Диафрагма		Значения ζ_9 d/D: 1,0 | 1,25 | 1,50 | 1,75 | 2,0 | 2,5 | 3,0 f/F: 1,0 | 1,56 | 2,45 | 3,0 | 4,0 | 6,25 | 9,0 ζ_9: 0 | 0,9 | 5,5 | 14,0 | 30,0 | 85,0 | 1900
10	Плавное расширение потока (диффузор)		Значения ζ_{10} F/f \ α: 10°-15° | 20°-30° | 45°-90° 1,25-1,75: 0,05 | 0,15 | (согласно §7 2,0-2,5: 0,10 | 0,30 | §7
11	Плавное сужение потока (конфузор)		при $\alpha \leq 45°$ принимать $\zeta_{11} = 0,1$ при $\alpha > 45°$ принимать ζ_{11} согласно §8

№ п/п	Название сопротивления	Эскиз сопротивления	Коэфициент сопротивления ζ (учитывает полную потерю напора и отнесен к скорости V_0, указанной на эскизе)
	Сопротивления от изгиба потока		
12	Отвод	а) круглый отвод 	Принимать при $\alpha = 90^\circ$ значения ζ_{12} r/d: 0,75 | 1,0 | 1,5 | 2,0 | ≥3,0 ζ_{12}: 0,5 | 0,9 | 0,2 | 0,15 | 0,10 при $45^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ принимать $\zeta_{12\alpha} = \sqrt{\frac{\alpha}{90}}$
		б) прямоугольный отвод 	при $b/h \geq 1$ принимать $\zeta_{12}b = \zeta_{12} \sqrt{b/h}$ при $b/h \leq 1$ принимать $\zeta_{12}b = \zeta_{12} \times b/h$ Примечания. При определении ζ_{12} вместо r/d брать отношение r/b. Плоскую сторону во всех случаях обозначать b, а изогнут. стороны h
13	Утка		Принимать $\zeta_{13} = 1{,}5 \times \zeta_{12}$ рассматривать утку, как 1,5 отвода с углом α
14	Колено	а) круглое колено 	Значения ζ_{14} α: 90° | 120° | 135° | 150° ζ_{14}: 1,10 | 0,55 | 0,35 | 0,20
	Колено	б) прямоугольное колено 	Принимать значения ζ_{14} при $b/h \geq 1$ $\zeta_{14}b = \zeta_{14} \sqrt{b/h}$ при $b/h \leq 1$ $\zeta_{14}b = \zeta_{14} \times b/h$ Примечание. Плоскую сторону во всех случаях обозначать b, а изломанн. h
15	Прямоугольное колено с направляющими металлическими лопатками		Значения ζ_{15} r/b | α: 90° | 120° | 135° 0,25: 0,25 | 0,15 | 0,10 0,10: 0,40 | 0,20 | 0,15
	Сопротивления при слиянии и разделении потоков		
16	Тройник на нагнетании		Значения ζ_{16} V_n/V_g: 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,2 ζ_{16n}: 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 ζ_{16o}: 2,7 | 1,7 | 1,1 | 0,7 | 0,4 | 0,25 | 0,15 | 0,10 | 0
17	Тройник на всасывании		Значения ζ_{17} V_n/V_o: 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 | 1,6 ζ_{17n}: 0,40 | 0,35 | 0,20 | 0,10 | 0 | 0 ζ_{17o}: −1,8 | −0,7 | 0 | 0,10 | 0,25 | 0,35
18	Штанообразное ответвление		При $V_1 = V_2$ принимать значения $\zeta_{o18} = \zeta_{o16}$ или $\zeta_{o18} = \zeta_{o17}$
19	Крестовина (на всасывание и нагнетание)		**Принимать значения ζ_o^I, ζ_o^{III}, ζ_n^I и согласно §16 и 17, рассматривая крестовину как два тройника**

НОРМЫ РАСХОДА ГОРЯЧЕЙ ВОДЫ

№ п/п	Наименование потребителей	G	t в град.	Примечание
	1. В индивидуальных квартирах			При расчете потребного тепла при наличии других потребителей можно условно расход считать равномерным в течение 10 час.
1	Для приготовления пищи, мытья посуды, полов, мелкой стирки при условии постановки в квартире лишь одного $^1/_2$″ крана на кухонной раковине, на одного живущего в квартире (включая детей), *л/сутки*	10—15	70	
2	Для хозяйства в целом со стиркой, приготовлением пищи, купаньем, мытьем посуды и полов и пр. на одного живущего, включая детей, при отсутствии водомеров, при ежедневной подаче горячей воды или при подаче ее не реже чем через день, *л/сутки*	90—120	65—70	Для расчетов котлов, теплообменных аппаратов и внешних сетей
3	То же, при установке водомеров, *л/сутки*	60—80	65—70	
	2. В общежитиях и коммунальных квартирах			
4	Для нужд общей кухни на 1 жильца, *л/сутки*	10—15	70	Можно считать равномерным в течение 10 час.
5	На одну ванну без душа, *л*	250	40	
6	На одну ванну с душем, *л*	300	40	
7	На один душ для обмывания (ванны нет), *л*	60—80	40	
8	На умывание в общей умывальной комнате в часы максимального пользования, *л*	5—7	35	
9	Расход горячей воды в целом на одного человека, *л/сутки*	46	60	По нормам Главэнерго: расход в течение 14 час.
	3. В гостиницах			
10	На одного постояльца, *л/сутки*	64	60	По нормам Главэнерго
11	На парикмахерскую при гостинице (на 3 прибора) за 10—12 час. работы, *л/сутки*	250	70	Расход равномерен в течение 10—12 час.
	4. В банях			
12	На одного посетителя при пользовании шайками в просторных, чистых и светлых банях, *л/час*	80—170	40	
13	На один душ, установленный для общего пользования в русских банях (шаечное мытье), *л/час*	600—800	40	
14	На один душ в душевом отделении при общей раздевалке на один рожок, *л/час*	600—700	40	Нормально душ дает два купанья в 1 час.

Продолжение таблицы XXV

№ п/п	Наименование потребителей	G	t в град.	Примечание
15	На одно душевое купанье из душа, установленного в кабине, *л*	150—200	35—40	
16	Расход воды на одного посетителя в банях с кранами и душами в среднем, *л*	110	60	
	5. В прачечных			
17	На полную стирку 100 *кг* сухого белья в обычных условиях, в хорошей механической прачечной или при ручной стирке прачками, *л*	2 100 4 200	70 15	
18	При ручной стирке в лоханках в коммунальных прачечных самими хозяйками *л*	2700—3800	45	

ТАБЛИЦА XXVI

НОРМЫ РАСХОДА ГАЗА ПРИБОРАМИ ПРИ ТЕПЛОТВОРНОЙ СПОСОБНОСТИ ГАЗА 4 500 *ккал/м³*

Наименование прибора	Расход газа в *м³/час*
1 конфорочная горелка плиты или таганчика	0,4
1 трубчатая горелка духового шкафа	0,8
Водонагреватель для ванной	3,5—4,5
Плита ресторанного типа с 8 горелками	18
„ „ „ „ 12 „	42
„ „ „ „ 16 „	85
Кипятильник „Титан" № 3—5	3,5—10
1 горелка для утюгов	0,5
1 „ под бучильным котлом	3—5
1 „ лабораторная (бунзеновская)	0,17
Автоклав лабораторный диаметром 25—60 *см*	1,5—5

ТАБЛИЦА XXVII

ТЕПЛО- И ВЛАГОВЫДЕЛЕНИЯ В ПРАЧЕЧНЫХ

Наименование оборудования или источника тепло- и влаговыделения	Производство за смену в *кг* сухого белья	Емкость в *кг* сухого белья	Расход пара в *кг/час*	Температура испарений влаги в град.	Расчетное количество влаговыделений в *кг/час*	Расчетное количество тепловыделений в *ккал/час*		Требуемая мощность в *квт*
						сухое	скрытое	
СТИРАЛЬНОЕ ОТДЕЛЕНИЕ								
Стиральная машина	280	80	35	80	3,6	1 660	2 300	2,2
То же	190	32	25	80	2,7	780	1 700	1,75
"	120	22	15	80	1,8	670	1 150	1,5
Чан полоскательный с механизмом для полоскания	850	—	—	25	2,5	—	1 650	0,75
То же	600	—	—	25	2,0	—	1 350	0,75
Бучильник дезинфекционный	440	80	160	90	2,8	750	1 800	—
То же	220	40	80	90	2,5	560	1 600	—
Прикорытный бучильник	50	8	13	90	1,1	290	700	—
Чан для варки щелока емкостью 370 *л*	—	—	50	60	2,1	460	1 300	—
То же, емкостью 110 *л*	—	—	18,0	60	0,9	160	560	—
Ручные стиральные корыта	—	—	—	35	3,4	390	2 100	—
Центрифуга	510	32	—	—	—	—	—	3,5
То же	200	12	—	—	—	—	—	1,3
Пол (на 1 $м^2$ помещения)	—	—	—	25	0,3	—	180	—
Мокрое белье (на 100 *кг*)	—	—	—	40	5,0	—	3 100	—
Люди (на 1 рабочего)	—	—	—	—	0,2	80	125	—
Моторы (на 1 *квт* мощности)	—	—	—	—	—	86	—	—
Паропроводы технологические (на 1 *кг* расходуемого пара)	—	—	—	—	—	25	—	—
Замочечное отделение								
Замочечный чан на 1 *пог. м*	—	100	—	25	0,59	—	360	—
Пол (на 1 $м^2$ помещения)	—	—	—	22	0,18	—	110	—
Люди (на 1 работающего)	—	—	—	—	0,2	—	80	1,25

Продолжение табл. XXVII

Наименование оборудования или источника тепло- и влаговыделения	Производство за смену в *кг* сухого белья	Емкость в *кг* сухого белья	Расход пара в *кг/час*	Температура испарений влаги в град.	Расчетное количество влаговыделений в *кг/час*	Расчетное количество тепловыделений в *ккал/час*		Требуемая мощность в *квт*
						сухое	скрытое	
Сушильно-гладильное отделение								
Электроутюги	—	—	—	—	0,3	410	190	—
Массивный чугунный утюг	—	—	—	—	0,15	205	95	—
Каток паровой с 5 вальцами	480	—	70,0	—	4,0 23,0	6 800 13 200	2 550 14 950	1,3
Каландр пятивальцевый	600	—	90,0	—	5,0 29,0	8 800 17 900	3 700 18 600	1,5
Сушилка (на 1 кулису)	50	—	8,0	—	—	500	—	—
Каток грузовой	300	—	—	—	—	—	—	0,75
Люди (на 1 работающего)	—	—	—	—	0,16	80	100	—

Примечания. 1. Для мокрого белья принята условиая температура 40°.

2. Величины тепло- и влаговыделений, данные в таблице в виде дроби, показывают: числитель—количество тепла и влаги, поступающее непосредственно в помещение, а знаменатель—под зонт, установленный над оборудованием.

3. Количество тепла после сушки и глажения, поступающего от белья, учтено в тепловыделениях оборудования.

4. В помещениях с тепло- и влаговыделениями воздухообмен определяется по полному теплосодержанию воздуха.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Аше Б. М., проф., Отопление, ч. I, ОНТИ, 1930.
2. Аше Б. М., Максимов Г. А., Отопление и вентиляция, ч. II, Стройиздат, 1940.
3. Батурин В. В., Промышленная вентиляция, Стройиздат, 1948.
4. Бреннер Р. Н., Монтажные работы по отоплению, теплогазоснабжению и вентиляции, Стройиздат, 1950.
5. Киссин М. И., Отопление и вентиляция, Стройиздат, 1940.
6. Киссин М. И., Отопление и вентиляция, ч. II, Стройиздат, 1949.
7. Максимов Г. А., Орлов А. И., Отопление и вентиляция, ч. I, Стройиздат, 1948.
8. Максимов Г. А., Отопление и вентиляция, ч. II, Стройиздат, 1949.
9. Хлудов А. В., Атлас деталей конструкций систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения, тепло- и газоснабжения, Стройиздат, 1950.
10. Соколов Е. Я., Тепловые сети, Госэнергоиздат, 1948.

Техн. редактор *В. С. Дахнов*

Сдано в набор 1951 г. Подписано к печ. 18/VII 1951 г. Формат бум. $60\times92^{1}/_{16}$ печ. л. 22,5 УИЛ 21,9
Бум. л. 11,25 Уч. № 8414 Т—05272
Тираж 15 000 экз. Зак. № 576
Цена 9 р. 85 к. + пер. 2 руб.

Типография № 1 Государственного издательства литературы по строительству и архитектуре

г. Владимир