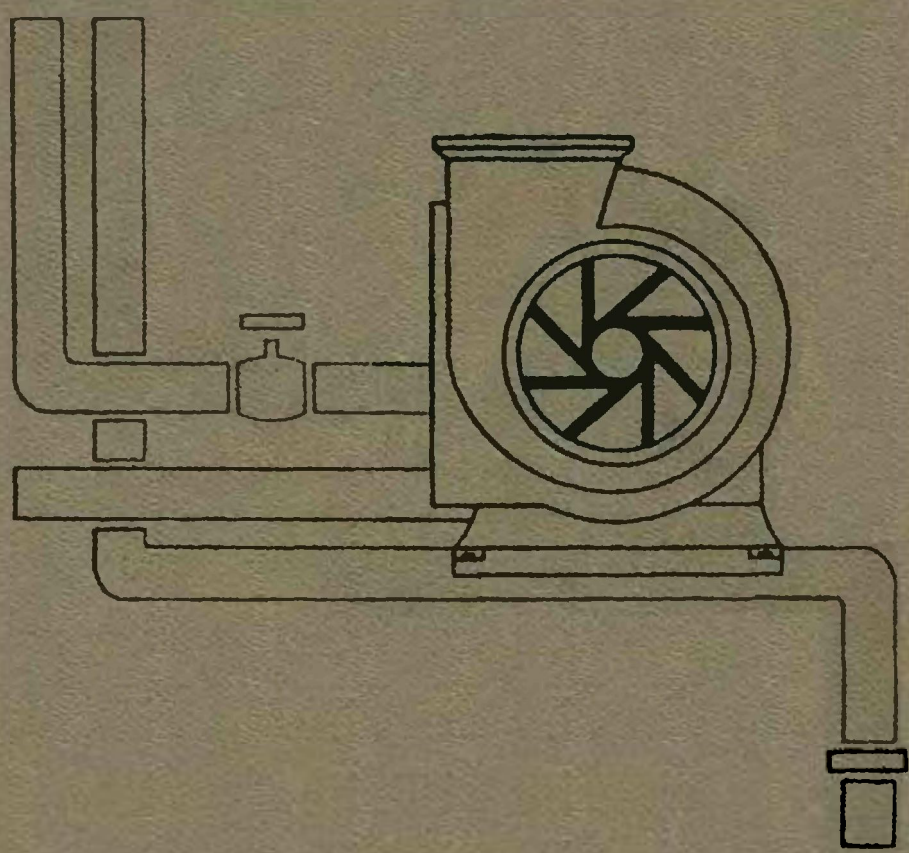


# СПРАВОЧНИК

## ПО ТЕПЛОСНАБЖЕННЮ І ВЕНТИЛЯЦІИ



# СПРАВОЧНИК

## ПО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЮ И ВЕНТИЛЯЦИИ

*КНИГА ВТОРАЯ*

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

*ИЗДАНИЕ ЧЕТВЕРТОЕ,  
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ*

**BOOKS.PROEKTANT.ORG**

**БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ**

**для проектировщиков  
и технических специалистов**

ИЗДАТЕЛЬСТВО «БУДІВЕЛЬНИК»  
КИЕВ — 1976

**Справочник** по теплоснабжению и вентиляции (издание 4-е, переработанное и дополненное). Книга 2-я. Р. В. Щекин, С. М. Корневский, Г: Е. Бем, Ф. И. Скороходько, Е. И. Чечик, Г. Д. Соболевский, В. А. Мельник, О. С. Корневская. Киев, «Будівельник», 1976, стр. 352.

Справочник содержит основные сведения по устройству, расчету и конструированию систем вентиляции и кондиционирования воздуха в жилых и общественных зданиях. Рассмотрены вопросы автоматизации и расчеты систем теплоснабжения и вентиляции с использованием ЭВМ. Предназначен справочник для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и строительством жилых и общественных зданий, а также может быть полезен студентам санитарно-технических специальностей.

Раздел VII написан канд. техн. наук, доц. С. М. Корневским и инж. О. С. Корневской; раздел VIII — доц. Г. Е. Бемом при участии канд. техн. наук Е. И. Чечика; раздел IX — канд. техн. наук доц. Г. Д. Соболевским; раздел X — канд. техн. наук Е. И. Чечиком при участии канд. техн. наук Р. Е. Цаля.  
Таблиц 152, рисунков 71

Рецензенты *канд. техн. наук*  
*Е. И. Чечик и инж. Э. И. Микунис*

Редакция литературы по коммунальному хозяйству  
Заведующий редакцией  
*инж. А. Л. Леоновский*

Щ  $\frac{30210-116}{M203(04)-76}$  116-76

© Госстройиздат УССР, 1959

© Издательство «Будівельник», 1968

© Издательство «Будівельник», 1976

# VII. ВЕНТИЛЯЦИЯ

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

### Выбор систем вентиляции

Выбор систем вентиляции зависит от назначения здания, его объема, характера выделяющихся вредностей и требований, предъявляемых к системе вентиляции. Количество вентиляционного воздуха определяется по табл. VII.7 или на основании расчета. При отсутствии в списке табл. VII.7 требуемых помещений в заданном типе здания, температуру и воздухообмен нужно принимать по аналогичным (или близким к ним) помещениям зданий другого назначения. Во всех зданиях норма приточного воздуха в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , приведенная в табл. VII.7, дается по наружному воздуху. Температуры наружного воздуха, при расчетах систем вентиляции принимаются по табл. VII.5. Для систем общеобменной вентиляции, а также в помещениях с местными отсосами, в сумме не превышающими однократный воздухообмен и при общеобменной вентиляции не превышающей однократный воздухообмен, температура рассчитывается по параметрам А. Для систем компенсирующих вытяжку из лабораторий, учебных мастерских и помещений с местными отсосами или с выделениями вредностей, не допускающих снижения воздухообмена в помещении, приточные системы берутся по параметрам Б.

Жилые здания (СНиП II—Л.1—71) оборудуются вытяжной естественной канальной системой вентиляции, с устройством каналов во внутренних стенах. В квартирах со сквозным или угловым проветриванием, а также в одно-, двух- и трехкомнатных квартирах вытяжная вентиляция осуществляется из уборных, ванных или объединенных санитарных узлов и кухонь.

В квартирах с четырьмя и более комнатами без сквозного или углового проветривания, должна быть предусмотрена вытяжная вентиляция непосредственно из жилых комнат (не смежных с кухнями и санузлами), кухню, санузел и ванных.

Искусственная вытяжная вентиляция проектируется в кухнях многоэтажных зданий, не менее чем в двух верхних этажах, не оборудованных газовыми водонагревателями. Здесь нужно предусматривать установку индивидуальных вентиляторов с обособленными каналами.

Приточная искусственная вентиляция устраивается в домах высотой в три этажа и более, в климатически\* подрайонах IА, IБ и IГ. Калориферы должны иметь устройства, предотвращающие их замораживание. В IVA климатическом районе в жилых зданиях должна предусматриваться техническая возможность установки индивидуальных кондиционеров или других охлаждающих устройств для снижения температуры внутреннего воздуха до  $+28^\circ\text{C}$ , а также возможность установки в жилых комнатах и кухнях фенон. Для притока воздуха в жилые комнаты и кухни в окна должны устраиваться форточки или открывающиеся фрамуги.

Лестничные клетки вентилируются через форточки или фрамуги окон, каналы и шахты. Машинные помещения лифтов оборудуются вентиляцией, обеспечивающей температуру не выше  $+40^\circ\text{C}$ . Норма воздухообмена для кухонь, где находятся газовые плиты, сохраняется и при установке в них газовых водонагревателей, а газосход от водонагревателей является одновременно дополнительным вытяжным каналом.

Общие жтия должны быть обеспечены вытяжной естественной канальной вентиляцией в спальнях комнатах и во всех подсобных помещениях, за исключением вестибюля. Искусственная приточно-вытяжная вентиляция устраивается в постирочной, гладильной, сушильной для одежды и обуви. Количество удаляемого воздуха в этих помещениях должно быть больше приточного на  $1/3$ . Вентиляция изоляторов проектируется вытяжная, естественная, с обособленной системой.

Гостиницы (СНиП II—Л.17—65) проектируются, как правило, с естественной вытяжкой в номерах. В IV строительно-климатической зоне допускается искусственная вытяжная вентиляция. В районах с наружной температурой воздуха (наиболее холодной пятидневки)  $-40^\circ\text{C}$  и ниже следует предусматривать искусственную приточную вентиляцию с нагреванием, а при необходимости, и с увлажнением наружного

воздуха, подаваемого в холодный и переходной периоды года. При наличии в номерах санитарных узлов вытяжку из жилой части номеров проектируют через санитарные узлы. В районах с наружной температурой воздуха (наиболее холодной пятидневки) —  $15^{\circ}\text{C}$  и ниже в тамбурах главных входов в гостиницы и рестораны устраиваются воздушно-тепловые завесы с забором теплого воздуха из вестибюлей.

Административные учреждения и проектные организации (СН 400—70) проектируются с приточно-вытяжной вентиляцией с механическим побуждением. В зданиях, где работают 600 человек и более, а также в зданиях высотой десять этажей и более, в климатических районах с расчетной наружной температурой —  $15^{\circ}\text{C}$  и ниже (параметры Б) у главных входов устраивается воздушно-тепловая завеса с забором воздуха из верхней зоны вестибюля. Все помещения здания, за исключением конференц-залов, помещений общественного питания и киноаппаратного комплекса следует обеспечивать единой системой приточной вентиляции. Подача приточного воздуха предусматривается только в помещения основного назначения (конференц-залы, обеденные залы, кухни (по балансу, но не менее 30%) и вестибюли. В системах приточной вентиляции, как правило, устраивается очистка, а в зимний период также нагревание и увлажнение воздуха.

Самостоятельные системы искусственной вентиляции устанавливают для санитарных узлов, холлов, коридоров, курительных, помещений общественного питания, копировально-множительных служб, аккумуляторных и кинопроекторных.

Для конференц-залов предусматривается самостоятельная система естественной вытяжной вентиляции с устройствами против опрокидывания тяги. Вытяжку из кабинетов площадью  $24\text{ м}^2$  и меньше и из общих рабочих комнат устраивают выдавливанием воздуха через коридоры с удалением его через холлы и санитарные узлы. В помещениях создается подпор в размере 20% по балансу воздухообмена.

Воздухообмен в помещениях основного и вспомогательного назначения организуется по схеме «сверху-вверх», а в конференц-залах «сверху-вниз-вверх» или «сверху-вниз». В административных учреждениях сельских населенных пунктов допускается устройство естественной вытяжной вентиляции.

В IV климатическом районе предусматривается комфортное кондиционирование воздуха. В других климатических районах комфортное кондиционирование устраивается только при технико-экономическом обосновании и согласовании с госстроем республики.

Для обеспечения в помещениях круглогодичных комфортных условий воздушной среды применяются совмещенные системы отопления и охлаждения. Кондиционированный воздух в конференц-залы подводится через одноканальные системы низкого давления с рециркуляцией воздуха, а для всего здания через одноканальные высокоскоростные системы с эжекционными приборами и централизованными источниками тепло-холодоснабжения. К отдельным группам помещений (по заданию) могут быть подведены двухканальные высокоскоростные системы кондиционирования воздуха со смесительными аппаратами. В районах с сухим и жарким климатом, при небольшом влаговыделении в помещениях, следует применять установки двухступенчатого испарительного охлаждения, а также двухступенчатые системы сухого охлаждения воздуха.

Приточно-вытяжная вентиляция должна обеспечивать: зимой — температуру  $16\text{—}21^{\circ}\text{C}$  (влажность воздуха не нормируется), подвижность воздуха  $0,15\text{ м/с}$ ; летом — температуру в основных помещениях не более чем на  $3^{\circ}\text{C}$  (в кухнях  $5^{\circ}\text{C}$ ) выше расчетной наружной вентиляционной температуры по параметрам А (влажность воздуха не нормируется), подвижность воздуха  $0,25\text{ м/с}$  (в кухнях  $0,5\text{ м/с}$ ). Системы кондиционирования воздуха должны обеспечивать: зимой — температуру  $20\text{—}21^{\circ}\text{C}$ , влажность воздуха  $45\text{—}50\%$ , подвижность  $0,15\text{ м/с}$ ; летом — температуру  $23\text{—}26^{\circ}\text{C}$ , влажность  $50\text{—}55\%$ , подвижность  $0,25\text{ м/с}$ . Количество приточного воздуха для основных помещений определяется при наружной температуре  $+10^{\circ}\text{C}$ , а вытяжного — при расчетной летней вентиляционной температуре (параметр А). Дополнительный приток воздуха подается через окна, а вытяжка вентилятором. Температура и воздухообмен в помещениях принимаются по табл. VII.7. При наличии местных отсосов, кратности воздухообменов характеризуют минимумы общеобменной вентиляции. При наружном остеклении более 50% расчетная внутренняя температура в основных помещениях должна быть  $+20^{\circ}\text{C}$ .

Санатории (СНиП II—Л.10—62) оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией. В IV строительном-климатическом районе рекомендуются системы кондиционирования воздуха.

Приточная вентиляция водогрязелечебниц проектируется по расчетной температуре наружного воздуха, приведенной в табл. VIII.5, параметр Б, остальные помещения — по параметру А.

Приточный воздух должен подаваться в следующие помещения: водогрязелечебницы, общие раздевалки при душевых в кабинеты парафиноозокеритолечения, ингаляции, электросветолечения, рентгеновские кабинеты, обеденные и зрительные залы, киноаппаратные. В остальные помещения воздух подается через коридоры, а в дверях, стенах или перегородках прорезываются отверстия с решетками. В рентгеновском кабинете приток воздуха проектируется в верхнюю зону, вытяжка — 80% из нижней зоны и 20% — из верхней зоны.

В спальнях комнатах с санитарным узлом вытяжка устраивается через санитарный узел. Коридоры в спальнях корпуса III и IV строительного-климатических зон устраиваются со сквозным проветриванием.

При расположении обеденного зала смежно с варочным залом приток воздуха проектируется в обеденный зал, а вытяжка — из варочного зала. В варочном зале, заготовочной и кондитерском помещении (с печью) вытяжка должна превышать приток (не менее чем на две кратности). Над плитой устанавливается кольцевой вытяжной воздуховод со шторами из армированного стекла. Вытяжка над плитой проектируется из расчета удаления 60% тепла плиты, остальные 40% удаляются общеобменной вентиляцией.

Больницы и поликлиники (СНиП II-Л. 9—70) оборудуются искусственной приточно-вытяжной вентиляцией, за исключением инфекционных отделений, где вытяжная вентиляция допускается только естественная (с дефлекторами) и отдельная для каждого бокса или полубокса. Установка фильтров в приточных системах обязательна. Бактериологические фильтры устанавливаются в приточных системах операционных, наркозных, родовых, реанимационных, послеоперационных, палатах интенсивной терапии, однокоечных и двухкоечных палатах для больных с ожогами кожи. Кондиционирование воздуха необходимо в операционных, наркозных, родовых, послеоперационных, реанимационных, палатах интенсивной терапии, однокоечных и двухкоечных палатах больных с ожогами кожи, для 50% коек в отделениях для грудных и новорожденных детей, 40% коек в отделениях недоношенных и травмированных детей (при условии оборудования кюветами 20—25% коек) или 60—70% коек [при отсутствии кюветов].

Для IV строительного-климатической зоны на летний период расчетную температуру воздуха в кондиционируемых помещениях допускается принимать на 3° выше указанной в табл. VII.7. Относительная влажность воздуха 55—60% и подвижность 0,15 м/с обеспечиваются в операционных, наркозных, родовых, послеоперационных палатах и помещениях реанимации. Отдельные системы вентиляции проектируются для: операционных блоков, реанимационных, родовых, лабораторий, рентгеновских, грязелечебных и водолечебных кабинетов, помещений сероводородных и радоновых ванн, лабораторий приготовления растворов радона, санитарных узлов, холодильных камер, ковсов.

Детские сады и ясли (СНиП II-Л. 3—71) оборудуются естественной вытяжной вентиляцией во всех основных помещениях. Искусственная приточно-вытяжная вентиляция проектируется в кухнях, уборных и стиральных помещениях. Отдельная — для изолятора, кухни, уборных и группы стиральных помещений. В шкафах для сушки верхней одежды детей устанавливается вытяжная вентиляция с расходом воздуха 10 м<sup>3</sup>/ч на каждый шкаф.

Общеобразовательные школы и школы-интернаты (СНиП II-Л. 65—73) оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией.

Приток воздуха в учебные и учительские помещения искусственный. При расчетных отопительных температурах наружного воздуха выше —30° приток принимают децентрализованный неподогретым воздухом с подачей его в верхнюю зону (под потолок). При расчетных наружных температурах ниже —30° принимают приток подогретого воздуха в верхнюю зону помещения. При определении расхода тепла принимается температура наружного воздуха по табл. VII.5, параметр А.

Вытяжка из учебных и учительских помещений естественная. Для получения положительного баланса вытяжка должна быть меньше притока. Механическая вытяжная вентиляция устраивается в санитарных узлах и в помещениях с местными отсосами: химической лаборатории с вытяжным шкафом, мастерских с отсосами от станков и др.

При смежном расположении уборной и умывальной комнат вытяжка устраивается только из уборной. В душевых — только в кабинках. При числе душевых сеток 5 и более приток воздуха проектируется в раздельное помещение.

В помещениях кухни, моечной и уборных устанавливаются самостоятельные системы вентиляции. Вентиляция столовой и буфета проектируется по нормам предприятий общественного питания, киноаппаратной по нормам для кинотеатров. Вентиляция учебных помещений и учительских рассчитывается на ассимиляцию избыточных тепловыделений, влаговыделений и углекислоты с тем, чтобы температура внутреннего воздуха находилась в пределах 16—22° С (при отсутствии тепловыделений 16° С), влажность 30—60%, содержание CO<sub>2</sub> до 1 л/м<sup>3</sup>.

Профессионально-технические училища (СНиП II-Л. 5—68) оборудуются приточно-вытяжными системами вентиляции. Самостоятельные системы принимаются в актовом и спортивных залах, столовых, кухнях, химических и других лабораториях с препаративными вытяжными шкафами, кабинете зубного врача, санузлах. Из помещений с вытяжными шкафами весь объем воздуха рекомендуется удалять через вытяжные шкафы. Для обеспечения вытяжки из верхней зоны помещения при закрытых рабочих проемах шкафов, шкафы оборудуются клапанами размером 150 × 150 мм, расположенными в верхней части. В одну вытяжную систему допускается объединять не более двух вытяжных шкафов одного помещения, если удаляемые вещества не образуют взрывоопасных, ядовитых смесей и не дают осадка. В зависимости от предельно допустимых концентраций (ПДК) выделяющихся вредных веществ, скорость воздуха в проемах вытяжных шкафов принимается: при ПДК более 10 мг/м<sup>3</sup> — 0,5 м/с; от 10 до 0,1 0,6—1; менее 0,1 1—1,5. При полном открытии проема шкафа (размер рабочих проемов принимается 400 × 700 мм) скорость воздуха должна быть: при ПДК 0,1 мг/м<sup>3</sup> и более — 0,3, менее 0,1 — 0,45 м/с. Коэффициенты одновременности работы проемов вытяжных шкафов устанавливаются заданием. Подачу приточного воздуха проектируют непосредственно в помещения. В помещениях лабораторий с выделяющимися вредностями приток должен составлять 90% от вытяжки с учетом коэффициента одновременности действия местных отсосов, но не менее 70% общего количества воздуха, удаляемого из помещения. Остальная часть подается в коридор или смежные помещения, имеющие двери в лабораторию.

Воздух в учебные помещения и лаборатории без местных отсосов и вытяжных шкафов для районов с расчетной температурой наружного воздуха выше —16° С подается децентрализованными агрегатами с подачей неподогретого наружного воздуха в верхнюю зону в количестве 12 м<sup>3</sup>/ч на человека. Температура приточного воздуха во всех помещениях допускается не ниже 14° С, за исключением лабораторий и учебно-производственных мастерских, где она принимается по расчету. Вентиляция столовых проектируется по нормам предприятий общественного питания с воздухообменом не менее 20 м<sup>3</sup>/ч на одно посадочное место, с подачей воздуха в обеденный зал и удалением из помещений кухонного блока.

Средние специальные учебные заведения (СНиП II-Л. 18—71) оборудуются вентиляцией, проектируемой по нормам для вузов. В районах с расчетной температурой наружного воздуха в холодный период —15° С и ниже, при входах в вестибюль при проходе более 400 чел/ч предусматриваются воздушные или воздушно-тепловые завесы.

Высшие учебные заведения (СНиП II-Л. 6—67) оборудуются вентиляцией аналогично профессионально-техническим училищам. Коэффициент одновременности работы проемов вытяжных шкафов в лабораториях принимается: до 3 проемов — 1; 3—6 проемов — 1—0,7, более 6—0,7—0,5. Эти коэффициенты рекомендуется уточнять по заданию. Воздух, удаляемый из лабораторий, запрещается транспортировать по кирпичным каналам. Для поступления воздуха из коридоров в помещения лабораторий, в стенах устраивают отверстия с решетками и звукофильтрами (при проникающем шуме более 35 дб) и клапанами (или другими устройствами) для отключения. Клапаны закрываются со стороны помещения. Приток наружного неподогретого воздуха, рассчитанный на ассимиляцию теплоизбытков, разрешается для групповых аудиторий, учебных кабинетов и лабораторий (без местных отсосов и вытяжных шкафов) в районах с наружной расчетной вентиляционной температурой выше —16° С. В аудиториях вместимостью 50 и 100 человек, в IV строительной-климатической зоне, рекомендуются потолочные вентиляторы (фены). В поточных аудиториях на 150 человек и более принимаются оптимальные параметры воздушной среды по табл. VII.6. В зимнее время для лабораторий и производственных помещений предусматривается увлаж-

нение приточного воздуха до 40—60% при подаче более 20 м<sup>3</sup>/ч воздуха на одного работающего.

Спортивные сооружения (СНиП II-Л. 11—70) оборудуются приточно-вытяжными системами вентиляции, самостоятельными для спортивных залов, залов подготовительных занятий в бассейнах, залов-ванн, душевых, уборных, раздевальных и административно-хозяйственных помещений, хлораторных и складов хлора, технических служб (насосных, бойлерных и др.). Удаление воздуха из спортивных залов естественное за счет давления приточного воздуха.

Воздушно-тепловые завесы предусматриваются для вестибюлей спортивных залов и бассейнов круглогодичного действия, при температурах наружного воздуха — 15° С и ниже. Скорость движения воздуха в зонах, где находятся учащиеся, не должна превышать: в спортивных залах для борьбы и настольного тенниса — 0,25; в залах вани крытых бассейнов — 0,2, в душевых, раздевальных, массажных и банях — 0,15; в остальных помещениях — 0,5 м/с. Относительная влажность воздуха принимается в спортивных залах и залах для подготовительных занятий в бассейнах 35—60%, в залах вани бассейнов — 50—65%.

При совмещении курительной комнаты с санитарными узлами вытяжка в санитарном узле устраивается десятикратная.

Расчетное количество зрителей в залах — 100%. При применении рециркуляции в системах воздушного отопления спортивных залов, грелок катков и залов вани крытых бассейнов, совмещенного с вентиляцией или кондиционированием воздуха, объем наружного воздуха должен быть не менее указанного в табл. VII.7. Электропусковые устройства систем вентиляции хлораторных и складов хлора размещаются вне этих помещений, перед входом.

Клубы (СНиП II-Л. 16—71) оборудуются приточно-вытяжными системами вентиляции, самостоятельными для помещений зрительной и клубной части с обслуживающими и административными помещениями.

В зрительной части проектируют приточную вентиляцию с механическим побуждением для зрительного зала (с рециркуляцией воздуха), фойе и обслуживающих зрительный зал помещений (кулуаров, гостиных, буфета, вестибюля и др.) и искусственную вытяжную вентиляцию из курительных, уборных, киноаппаратной, артистических комнат, аккумуляторных и кислотных. Естественная вытяжная вентиляция предусматривается из зрительного зала, помещений сцены, а также из отдельных или обособленных административно-хозяйственных помещений.

В клубной части устраивается следующая вентиляция: искусственная приточная во всех комнатах для занятий кружков, гостиных, выставочных залах, помещениях детского сектора, библиотеки и вестибюле; отдельная искусственная приточная для спортивного зала, которая может быть совмещена с воздушным отоплением. Разрешается рециркуляция. При близком расположении спортивного и малого залов целесообразно объединять приточную вентиляцию для обоих помещений в одну общую систему;

естественная вытяжная для всех помещений; искусственная вытяжная для уборных и душевых. В зрительных залах, в зависимости от их вместимости, конфигурации и способов размещения зрительных мест допускаются следующие схемы вентиляции:

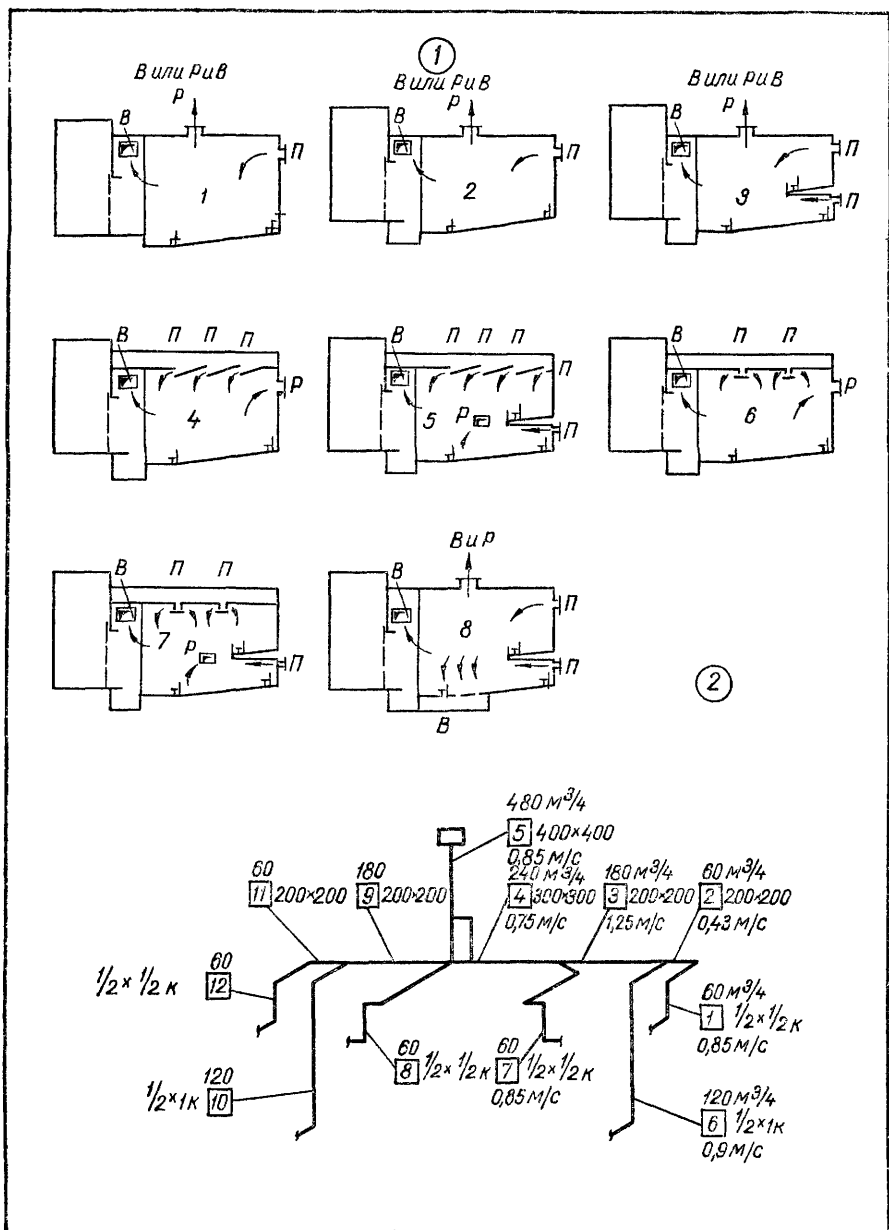
в зрительных залах без балконов вместимостью до 400 зрителей подача приточного воздуха проектируется через отверстия *П* в верхней средней зоне помещения со стороны кинопроекционной (лист VII.1, рис. 1, схема 1);

в зрительных залах вместимостью 400 зрителей приточный воздух может подаваться через приточные решетки в верхней зоне задней торцевой стены концентрированным притоком (лист VII.1 схема 2 и 3), через приточные решетки в потолке с направлением струи в сторону сцены или эстакады (схемы 4 и 5) или через анемостаты, установленные в потолке (схемы 6 и 7);

при наличии в зрительном зале балкона приточный воздух подается также под потолок балкона через решетки в задней стене зала (лист VII.1, схемы 3,5 и 7); места под балконом обеспечиваются приточным воздухом в объеме, соответствующем количеству мест;

вытяжные отверстия *В* располагают в потолке или в верхней зоне стен у портала стены или перед антрактным занавесом эстрады; рециркуляционные отверстия *Р* могут быть общими с вытяжкой или отдельными, расположенными в средней или верхней зоне стен зала; вытяжные и рециркуляционные отверстия не допускается располагать под балконом и над балконом.





Лист VII.1. Схема вентиляции зрительных залов (рис. 1) и расчетная схема к примеру VII.2 (рис. 2):

П — приток; В — вытяжка; Р — рециркуляция.

Расстояние от пола до низа приточных отверстий (решеток) в задней стене балкона или подбалконного пространства должно быть не менее 2,1 м. Приточный факел должен быть направлен параллельно потолку или на потолок.

Разница между температурой воздуха в зоне зрителей и температурой приточного воздуха у приточных отверстий или решеток при выпуске приточного воздуха на высоте до 2 м от пола должна быть не более 2°; при выпуске приточного воздуха на высоте более 3 м от пола допускается разница в пределах 5—8°, в зависимости от высоты отверстий над полом и направления приточного факела. Более высокий перепад температур может быть принят при применении специальных насадок в приточных отверстиях, обеспечивающих нормальные температуры воздуха в зоне дыхания зрителей.

Способы подачи приточного воздуха и размещение приточных отверстий в зрительном зале должны исключать возможность образования застойных зон и неприятного для зрителей ощущения дутья. Способ подачи воздуха принимается с учетом геометрических форм зала, планировки мест, наличия балконов и глубины подбалконного пространства. Подвижность воздуха в зоне зрителей, т. е. на высоте до 2 м от пола, в зависимости от температуры и влажности воздуха не должна превышать 0,3 м/с (по СНиП II-Г. 7—62).

В зрительных залах без кондиционирования воздуха в летний период применяется прямооточная схема вентиляции без рециркуляции.

В фойе и кулуарах проектируется только приточная вентиляция. Фойе и кулуары рассматриваются как резервуары приточного воздуха для компенсации вытяжки из смежных обслуживаемых помещений. Объем приточного воздуха, подаваемого в фойе, должен превышать на 10% суммарный объем вытяжки из помещений буфета, уборных, курительных, гардероба и плюс двукратный объем притока в вестибюль. Приточный воздух в фойе и кулуарах надлежит подавать в верхнюю зону. Для курительных и уборных проектируется общая вытяжная система. В клубной части приточный воздух подается в коридоры или кулуары во всех случаях в верхнюю зону. В малом зале-аудитории проектируются искусственный приток воздуха и естественная вытяжка.

Все приточные и вытяжные решетки в обслуживаемых и административных помещениях устанавливаются под потолком и должны иметь регулировочные устройства.

Приточные вентиляционные камеры проектируются, как правило, в подвале или в первом этаже. Не допускается устройство вентиляционных камер с механическим приводом над и под зрительными залами, фойе и малым залом-аудиторий.

В районах с расчетной наружной температурой ниже  $-20^{\circ}$  в нерабочий период клуба в зрительном и спортивном залах следует применять, как правило, воздушное отопление с рециркуляцией воздуха, совмещенное с соответствующими приточными системами или с воздушно-тепловыми завесами. Допускается устройство в зрительном и спортивном залах самостоятельной системы дежурного отопления с нагревательными приборами. При этом температура воздуха в помещениях не должна быть менее  $+10^{\circ}$ .

Вентиляция курительных, кинопроекторных, аккумуляторных и других помещений выполняется аналогично соответствующим помещениям кинотеатров.

**Т е а т р ы** (СНиП II-Л. 20—69) оборудуются искусственными приточно-вытяжными системами вентиляции, самостоятельными для помещений зрительного и сценического комплексов, курительных, санитарных узлов, аккумуляторных, подсобных при буфетах, светопроекторных (при дуговых проекторах) и трюма сцены. Вентиляцию курительных и санитарных узлов допускается объединять в одну систему. В зрительных залах театров состояние воздушной среды в зонах размещения зрителей должно быть обеспечено отдельной системой вентиляции или кондиционирования воздуха в соответствии с требованиями табл. VII.7, со степенью обеспеченности по табл. VII.5, параметры Б.

Тепло- и влаговыделения, а также выделения  $\text{CO}_2$  в зале от зрителей принимаются по табл. VII.2.

Для систем вентиляции и кондиционирования воздуха зрительного зала и других помещений применяется рециркуляция воздуха, при этом количество наружного воздуха должно составлять не менее 20 м<sup>3</sup>/ч на 1 человека. Наружный и рециркуляционный воздух должен очищаться от пыли.

В зрительном зале театра с колосниковой сценой количество удаляемого воздуха должно составлять 66% приточного, в том числе через сцену удаляется 17% воздуха.

В районах с расчетной наружной температурой  $-15^{\circ}\text{C}$  и ниже, при входах в вестибюли и в проемах складов для декораций, предусматриваются воздушные или тепловые завесы с забором воздуха из верхних зон вестибюлей и складов. Для помещений аппаратной регулирования (дрессельная) освещения сцены и зала и других технических помещений с тепловыделениями более  $20 \text{ ккал/ч м}^3$  разрешается подача наружного неподогретого воздуха. При температуре ниже  $+10^{\circ}\text{C}$  подогрев воздуха осуществляется за счет рециркуляции.

В репетиционные залы, групповые помещения для артистов, производственные мастерские, аппаратные звукофикации, радиовещания, звукозаписи, телевидения и кабинет директора приток и вытяжка делаются непосредственно из помещений. В щелочных аккумуляторах вытяжные отверстия располагаются под потолком, в кислотных из двух зон: из нижней — на высоте  $0,2 \text{ м}$  от пола, и из верхней — под потолком. От клеварок устраиваются местные отсосы.

В помещениях постирочной, для окраски и пропитки декораций устраивается искусственная приточно-вытяжная вентиляция с местными отсосами. Умывальные при уборных вентилируются за счет вытяжки из уборных. На всех ответвлениях воздуховодов предусматриваются устройства для удалочной регулировки систем. Все приточные отверстия зрительного зала оборудуются устройствами, позволяющими изменять направление движения воздуха. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха должны иметь: устройства виброшумоглушения; автоматическое регулирование; дистанционный и местный контроль и сигнализацию.

Кинотеатры (СНиП II-Л.15—68 и СН 30—58) оборудуются приточно-вытяжными системами вентиляции; приток искусственный с подогревом воздуха. В зрительных залах вытяжка осуществляется через шахты.

В кинотеатрах III класса со зрительным залом до 200 мест (включительно) допускается устройство вытяжной вентиляции без организованного притока. Зрительные залы кинотеатров I класса и залы на 600 мест и более оборудуются установками для кондиционирования воздуха.

В зрительных залах кинотеатров I и II классов круглогодичного действия для экономии тепла в зимнее и переходное время, а летом — холода в системах кондиционирования воздуха применяют рециркуляцию воздуха. Вытяжную вентиляцию, естественную или искусственную, проектируют из верхней зоны помещения через отверстия в потолке или боковых стенах.

Вентиляция зрительных залов в зависимости от их размеров и конфигурации принимается по схеме «сверху — вверх и вниз» со следующими рекомендациями:

в зрительных залах в виде амфитеатров на 200—600 мест подача приточного воздуха может быть принята как со стороны проекционной, так и со стороны экрана;

в зрительных залах более чем на 600 мест приточный воздух допускается подавать через анемостаты в потолке (плафоны с отражателями и раздачей воздуха в горизонтальном направлении) или со стороны, противоположной экрану. Удаление воздуха из зрительного зала осуществляется из верхней зоны или из верхней и частично из нижней зон;

в широких зрительных залах (при ширине зала, близкой к его длине) приточный воздух подается через отверстия в потолке у одной из боковой стены (или торцовой стены, в зависимости от того, какая из стен длиннее), а отсасывается через отверстия в потолке у другой боковой стены (или торцовой). Может быть принята схема с подачей приточного воздуха через отверстия в потолке у боковых (торцовых) стен и удалением воздуха через отверстия в середине потолка;

при наличии в зале балкона приточный воздух подается под потолком балкона со стороны проекционной. При наличии подбалконной пазухи достаточной высоты приточный воздух в партер может быть подан через нижнюю часть барьера балкона. Места под балконом и на балконе должны быть обеспечены приточным воздухом в объеме, соответствующем количеству мест. Расстояние от пола до низа приточного отверстия в задней стене балкона или подбалконной пространства должно быть не менее  $2,1 \text{ м}$ . Приточный факел должен быть направлен на потолок или параллельно потолку. При подаче приточного воздуха на высоте до  $2 \text{ м}$  от пола температура приточного воздуха не должна отличаться от температуры воздуха в этой зоне более чем на  $2^{\circ}$ .

При подаче приточного воздуха в партер зрительного зала через боковые или торцовые стены воздуховыпускные отверстия должны быть на высоте  $3\text{--}6 \text{ м}$  от пола до нижней части отверстия. Приточные отверстия, как правило, следует размещать

в плоскости стен. Они должны иметь устройства, исключющие дутье воздуха на зрителей\*.

Приточный воздух в фойе следует подавать в верхнюю зону. Приточная система фойе может быть принята в виде отдельной системы или совмещенной с приточной вентиляцией зрительного зала. В фойе с буфетом или в распределительные кулуары необходимо обеспечивать подачу приточного воздуха в объеме не менее объема, удаляемого из смежных помещений — курительной, санитарных узлов и других обслуживаемых помещений.

Приточный воздух в вестибюль может быть подан через фойе, распределительные кулуары или непосредственно в вестибюль.

В кинотеатрах сезонного действия (летних) приточно-вытяжная вентиляция предусматривается только в зрительных залах и киноаппаратных.

В кинопроекционных устраивается искусственная приточная вентиляция с подогревом наружного воздуха за счет рециркуляции части воздуха из кинопроекционной. Вытяжка воздуха выполняется через вытяжные трубы от кинопроекторов с дуговыми лампами и через вытяжные шахты (или дефлекторы) из верхней зоны киноаппаратной. Вытяжка из кинопроекторов с дуговыми лампами проектируется искусственная или естественная, из помещения кинопроекторов с лампами накаливания — естественная.

Вытяжная вентиляция курительных и санитарных узлов объединяется в общую систему. При высоте курительной более 3 м вытяжные решетки устраивают в двух зонах — под потолком и на высоте 2 м от пола; при высоте менее 3 м вытяжку проектируют только из верхней зоны.

К вытяжным системам проекционных допускается присоединение вытяжных каналов из перемоточных. В служебно-хозяйственных помещениях, как правило, устраивается вытяжная естественная вентиляция. Искусственная вытяжная вентиляция самостоятельными системами устраивается в санузлах, курительных, аккумуляторных и кислотных. Системы вентиляции кислотных аккумуляторных проектируются во взрывобезопасном исполнении. Вытяжные отверстия в щелочных аккумуляторных располагаются под потолком, а в кислотных — под потолком и на высоте 0,2 м от пола. Искусственная вентиляция аккумуляторных, не имеющих дневного света, должна быть заблокирована с зарядным устройством (выключение вентиляции — отключение зарядного устройства).

При определении воздухообмена зрительных залов для теплого периода года не рекомендуется принимать количество приточного наружного воздуха более 80 м<sup>3</sup>/ч на человека. В расчетах для климатических подрайонов IVA и IVB принимается нижний предел относительной влажности воздуха (СНиП II-A.6—72).

Приток воздуха в кулуары и фойе определяется с учетом вытяжки из смежных помещений, не имеющих приточной вентиляции. Подвижность воздуха в рабочей зоне зрительных залов в холодный период не должна превышать 0,3, в теплый 0,4 м/с.

Вытяжные шахты оборудуются утепленными клапанами с дистанционным управлением и поддонами с отводом конденсата. Вентиляционные камеры, как правило, не должны размещаться над и под зрительным залом. Приточные вентиляционные камеры устраивают в подвале или на первом этаже. Приточный воздух должен быть очищен от пыли. Размещение транзитных воздухопроводов для других помещений не разрешается: в проекционной, перемоточной и в стенах зрительных залов, разделяющих зрительные залы двухзальных кинотеатров.

В кинотеатрах II класса предусматривается скрытая прокладка трубопроводов систем отопления и вентиляции в зрительных залах, вестибюлях, фойе и распределительных кулуарах. Вентиляционные камеры, шахты, воздухопроводы, ограждения звукоглушителей и звукоглушители систем вентиляции и кондиционирования воздуха выполняются из негорючих материалов.

Ба и н (СНиП II-Л. 13—62\*) оборудуются приточно-вытяжной искусственной вентиляцией с подогревом приточного воздуха. В помещениях с воздухообменом однократным и менее приток может быть неорганизованным.

\* Для систем кондиционирования воздуха делается расчет воздухораспределения («Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Вентиляция и кондиционирование воздуха». Часть II. Под общей редакцией канд. техн. наук И. Г. Старовойта. М., Стройиздат, 1969).

Подача приточного воздуха и размещение приточных отверстий в раздевальных, мыльных, душевых, ваннных и душевых кабин должны исключать ощущение дутья и образования неventилируемых участков. Скорость выпуска воздуха из приточных отверстий в раздевальных, мыльных, душевых, ваннных и душевых кабин должна следовать принимать не более 0,7 м/с, в остальных помещениях — не более 1,5 м/с. Скорость воздуха в вытяжных решетках должна быть не более 2 м/с.

Верх приточных и вытяжных решеток должен быть на расстоянии не более 400 мм от потолка. Конструкция решеток должна обеспечивать регулировку пропускаемого воздуха.

Вытяжные системы вентиляции должны быть отдельными для следующих помещений: раздевальных, мыльных, душевых, парильных, ваннных, душевых кабин, грязной половины дезинфекционных камер, чистой их половины, уборных, остальных помещений.

В дезинфекционных камерах устраивается аварийная вентиляция в десятикратном объеме вытяжным осевым вентилятором с утепленным клапаном. Приток неорганизованной, через открываемые наружные окна и двери. При работе аварийной вентиляции допускается временное охлаждение помещений.

В помещении для топki печей-каменок предусматривается, как правило, естественная приточно-вытяжная вентиляция в трехкратном объеме.

В раздевальных и мыльных бань вместимостью 200 мест и более допускается устройство воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией, без рециркуляции воздуха, но с учетом возможности рециркуляции воздуха в нерабочее время. Температура приточного воздуха должна быть не более 70°. В качестве теплоносителя для систем вентиляции и воздушного отопления принимается пар давлением до 5 *атм* или вода с температурой не выше 150°. Трубопроводы для систем вентиляции прокладываются отдельной ниткой.

Приточный воздух для компенсации воздуха, удаляемого из ваннных и душевых кабин, должен поступать через раздевальные при кабинках. При отсутствии организованного притока, кратность воздухообменов в раздевальных, мыльных, душевых, парильных, ваннных и душевых кабинках принимается 1,5. В банях вместимостью 200 мест и более, при расчетной температуре наружного воздуха для проектирования отопления ниже —20° С, в тамбурах входных дверей рекомендуется устройство воздушных тепловых завес. Не допускается размещение вентиляционных каналов в толще наружных и внутренних стен помещений с мокрым и влажным режимами. Вытяжные каналы из таких помещений должны укладываться с уклоном в сторону движения воздуха и отводом конденсата из воздухопроводов и вентилятора.

П р а ч е ч н ы е (СНиП II-Л. 14—62) оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией с подогревом приточного воздуха.

В стиральных и сушильно-гладильных цехах подача приточного воздуха производится в верхнюю и рабочую зоны; в остальных помещениях прачечных, как правило, — только в верхнюю зону.

В прачечных производительностью 1000 кг и более белья в смену вентиляционные вытяжные системы должны быть отдельными для следующих помещений: цеха приемки белья, стирального и сушильно-гладильного цехов, душевых, уборных. Вентиляционные системы прачечных не должны объединяться с вентиляционными системами здания, вентилирующими помещения другого назначения.

Баланс притока и вытяжки должен приниматься с таким расчетом, чтобы обеспечить перетекание воздуха из помещений выдачи чистого белья в помещения приемки грязного белья.

Сушильно-гладильные машины прачечных оборудуются местными отсосами. Вентиляционное оборудование сушильно-гладильных машин должно блокироваться с технологическим оборудованием.

Расход тепла на вентиляцию определяется по расчетной температуре наружного воздуха (см. табл. VII.5, параметры А).

Давление пара для калориферов воздушного отопления и вентиляции принимается не выше 5 *атм*. Характерные давления пара для технологического оборудования следующие: стиральные машины — 1,5—2 *атм*, сушильно-гладильные машины — 6—8 *атм*. Паропроводы к калориферам вентиляционных систем выполняются отдельной веткой от распределительной гребенки.

В прачечных производительностью 3000 кг белья и более в смену допускается устройство воздушного отопления, совмещенного с приточной вентиляцией, без рециркуляции воздуха, но с учетом возможности рециркуляции воздуха в нерабочее время.

В помещении сортировки белья дополнительно к основной устраивается аварийная вентиляция.

Относительная влажность воздуха принимается в стиральном цехе — 70%, в сушильно-гладильном — 60%.

Магазины (СНиП II-Л.7—70) оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией.

В магазинах с торговыми залами общей площадью 150 м<sup>2</sup> и менее проектируется естественная вентиляция. При торговых залах общей площадью 2700 м<sup>2</sup> и более проектируется кондиционирование воздуха при расчетной наружной температуре для теплого периода года 25° С и выше (по параметрам А). В IV климатическом районе кондиционирование воздуха допускается для магазинов с общей площадью торговых залов 900 м<sup>2</sup> и более. В магазинах с отдельными залами продовольственных и непродовольственных товаров проектируются самостоятельные системы вентиляции этих помещений.

Магазины, встроенные в дома другого назначения, должны иметь самостоятельные системы вентиляции. В охлаждаемых камерах для хранения овощей и фруктов проектируется приточно-вытяжная система вентиляции. Тамбуры входов для покупателей в магазинах с торговыми залами общей площадью 150 м<sup>2</sup> и более при расчетной температуре наружного воздуха — 15° С и ниже оборудуются воздушными или воздушно-тепловыми завесами. В административных и бытовых помещениях вентиляция проектируется по нормам (СНиП II-М. 3—68).

В торговых залах магазинов допускается рециркуляция воздуха, кроме торговых залов с химическими, синтетическими или пахучими веществами. При рециркуляции обеспечивается подача наружного воздуха в объеме не менее 20 м<sup>3</sup>/ч на человека. Двигатели вентиляционных систем, работающих на рециркуляцию, должны быть сброшены с дымовыми датчиками, отключающими систему рециркуляции при появлении дыма в помещении.

Расчет воздухообмена в торговых залах производится на поглощение тепловыделений людей, оборудования, освещения и солнечной радиации с проверкой на предельно допустимую концентрацию углекислоты.

Теплопоступления от солнечной радиации через витрины с одинарным остеклением принимаются с коэффициентом 1,15. Для расчета вентиляции количество людей в торговых залах принимается по площади залов (включая площадь, занятую оборудованием) на одного человека: в продовольственных и непродовольственных магазинах до 2,5 м<sup>2</sup>; в мебельных, музыкальных и магазинах электротоваров до 3,5 м<sup>2</sup>. Вентиляция для наружного воздуха рассчитывается по табл. VII.5, параметры А.

Температура приточного воздуха в зимнее время должна быть не ниже + 12° С. СНиП II-Л. 7—70 распространяется на проектирование продовольственных магазинов с площадью торговых залов до 900 м<sup>2</sup> и непродовольственных — до 5400 м<sup>2</sup> включительно.

Склады (СНиП II-П. 1—62\*) в зависимости от степени загрязнения в них воздуха проектируются с естественной, искусственной или комбинированной вентиляцией.

Кондиционирование воздуха устраивается только в тех случаях, когда оно требуется для сохранения продукции и обосновано по технико-экономическим показателям.

Вентиляция помещений проектируется по СНиП II-М. 3—68, а устройство воздушных тепловых завес по СНиП II-М.2—72.

Холодильники (СНиП II-П. 105—74) требуют специальной приточно-вытяжной вентиляции в машинном (компрессорном) и аппаратном отделениях аммиачных холодильных установок. В остальных помещениях вентиляция проектируется на общих основаниях.

Помещения с аммиачными холодильными установками, которые содержат более 300 кг аммиака, должны иметь искусственную приточную вентиляцию с подогревом воздуха зимой в двухкратном объеме и вытяжную вентиляцию — в трехкратном объеме. Кроме того, проектируется аварийная вытяжная вентиляция в семикратном объеме.

Требуемая кратность воздухообменов при аварийной вентиляции обеспечивается совместной работой постоянно действующей вытяжной и аварийной вентиляции (СНиП II-Г. 7—62, п. 4.27) в виде дополнительной вытяжной системы.

Компенсацию аварийной вытяжки предусматривают за счет поступления наружного воздуха или воздуха из соседних помещений с устройством при необходимости для этого проемов, но не предусматривая специальных приточных систем. При

включении аварийной вентиляции допускается временное нарушение нормируемых метеорологических условий в помещениях.

Включение аварийной вентиляции устраивается снаружи и в помещении. В помещении пуск рекомендуется дублировать включением от руки и от газоанализаторов, настраиваемых на допустимую по санитарным и противопожарным нормам концентрацию газов. Одновременно с включением аварийной вентиляции следует предусматривать автоматическое открывание проемов для притока воздуха в помещение.

В машинных и аппаратных отделениях, в системах которых имеется менее 300 кг аммиака, проектируется только вытяжная вентиляция в трехкратном объеме воздуха в 1 ч без специальной аварийной вентиляции.

Холодильники с расходом холода до 150 000 ккал/ч оборудуются фреоновыми холодильными установками. В машинных отделениях фреоновых холодильных установок проектируется следующая вентиляция\*:

для установок группы В (рабочий объем цилиндров компрессоров, до 25 м<sup>3</sup>/ч) — вытяжка естественная в трехкратном объеме в 1 ч, приток неорганизованный;

для установок группы Б (рабочий объем цилиндров компрессоров, до 100 м<sup>3</sup>/ч) искусственный приток в двухкратном объеме, вытяжка — в пятикратном; специальная аварийная вентиляция не устраивается.

Вытяжка в машинных отделениях проектируется из нижней зоны, у пола.

В холодильных камерах вытяжка проектируется из верхней зоны в пятикратном объеме без притока. Камеры для рыбы и других продуктов с резким запахом вентилируются самостоятельными системами. Выброс воздуха устраивается выше конька крыши; забор приточного воздуха для камер — на высоте не ниже 3 м от поверхности земли. В остальных помещениях вентиляция проектируется по данным табл. VII.7.

Предприятия общественного питания (СНИП II-Л. 8—71) оборудуются системами искусственной приточно-вытяжной вентиляции. Системы вытяжной вентиляции проектируются отдельными для следующих групп: уборных, умывальных, душевых, охлаждаемых камер для хранения овощей, фруктов и пищевых отходов, помещений для посетителей, горячих цехов и моечных (если система вентиляции обслуживается официантами, то для этих помещений проектируются отдельные системы), производственных, складских и административных.

Приточные системы проектируются отдельными для торговых и производственных помещений. В предприятиях на 100 посадочных мест одна общая система приточной вентиляции может обслуживать все помещения.

Уборные и душевые оборудуются самостоятельной системой вентиляции.

Вентиляционные системы предприятий общественного питания, размещаемых в зданиях иного назначения, не должны совмещаться с вентиляционными системами этих зданий. Рециркуляция воздуха не допускается.

В предприятиях с самообслуживанием вытяжка из зала и горячего цеха проектируется через горячий цех. Приток в горячий цех принимается 35% и в зал 65% (дополнительно к расчетному притоку в зал).

В предприятиях с обслуживанием официантами вытяжка из горячего цеха и раздаточную проектируется через горячий цех. Приток в горячий цех принимается 65% и в раздаточную 35% (дополнительно к расчетному притоку раздаточной).

В горячих цехах, в помещениях для выпечки кондитерских изделий и в моечных вытяжка должна превышать приток воздуха не менее чем на 2 объема этих помещений, а в залах не менее чем на 2 объема помещений горячего цеха и моечной. В производственные, складские, административные, вспомогательные помещения торговой группы приточный воздух подается через коридоры или непосредственно в помещения.

Приточный воздух в горячем цехе и в помещении выпечки кондитерских изделий поступает в рабочую зону, в остальных помещениях в верхнюю зону.

При расчете воздухообменов, тепловыделения в залах принимаются 100 ккал/ч на посетителя (включая 25 ккал/ч скрытого тепла от пищи). Тепловыделения от технологического оборудования определяются с учетом коэффициентов одновременности работы и загрузки. Коэффициент одновременности работы электрического и газового оборудования в столовых, кафе и закусовых — 0,8; в ресторанах — 0,7. Коэффициент загрузки электроплиты — 0,65; электроармицы тепловых шкафов, электросковороды и электрофритюрницы — 0,5, прочего электрооборудования — 0,3.

\* Временные технические условия по проектированию институтом «Ленпроект» холодильных установок для гражданского строительства в г. Ленинграде. Л., Ленпроект, 1961.

Расчет систем вентиляции производится по параметрам А наружного воздуха. Для расчета воздухообменов в горячих цехах и в помещениях для выпечки кондитерских изделий температура воздуха, удаляемого через кольцевые воздуховоды, зонты и завесы над технологическим оборудованием, выделяющим тепло, принимается  $+42^{\circ}$ , под потолком помещений  $+30^{\circ}$  С. Количество удаляемого воздуха через кольцевые воздуховоды, завесы и зонты принимается 65%, а общеобменной вентиляции из верхней зоны помещений 35% общего количества удаляемого воздуха.

Над кухонными плитами проектируют вытяжные кольцеобразные воздуховоды с отсосом из внутренней части кольца. Кольцо располагают на уровне не ниже 2,2 м от пола кухни. Внутренние размеры кольцевого воздуховода должны быть на 0,5 м больше габаритов плиты с каждой стороны. Между воздуховодом и потолком должна быть глухая завеса из некоррозирующего металла или из армированного стекла. Кольцевой воздуховод рекомендуется присоединять отдельным коробом к вентиляционной камере, через которую удалится воздух из кухни. Кроме вытяжки над плитой, в кухне рекомендуется вытяжка из верхней зоны.

Входы для посетителей на предприятиях общественного питания с количеством мест в залах 100 и более в районах с расчетной температурой  $-15^{\circ}$  С и ниже проектируются с воздушно-тепловыми завесами. Забор воздуха, как правило, из верхней зоны вестибюля. 1

Охлаждаемые камеры для хранения всех видов продукции (кроме фруктов, ягод, овощей, напитков и пищевых отходов) и шлюз при камере пищевых отходов — не вентилируются. Кольцевой воздуховод над плитой, по СНиП рекомендуется устанавливать вплотную к потолку, без зазора.

В залах и горячих цехах ресторанов, кафе и столовых открытой сети с количеством мест более 300 (в IV климатическом районе более 200) допускается, при обосновании, проектировать системы кондиционирования воздуха, принимая оптимальные параметры внутреннего воздуха по СНиП II-Г. 7—62, при этом работу в горячих цехах нужно относить к работам средней тяжести. Для столовых до 100 посадочных мест допускается вытяжная вентиляция без организованного притока.

Предприятия бытового обслуживания (СНиП II-Л. 21—71) оборудуются приточно-вытяжной вентиляцией. В помещениях срочной химической чистки и в помещениях для посетителей на предприятиях химической чистки с самообслуживанием удаление воздуха должно производиться из верхней и нижней зон в непосредственной близости от машин обезжиривания. Местные отсосы воздуха, встроенные в обезжиривающие машины, не должны объединяться с другими системами. При наличии в вентиляционных выбросах паров перхлорэтилена, трихлорэтилена и других вредных газов необходимо предусматривать рекуперацию паров растворителей с помощью адсорберов и обеспечивать «факельный выброс воздуха».

В районах с расчетной температурой для отопления  $-15^{\circ}$  С и ниже при количестве посетителей более 250 человек в час у входов в помещения проектируются воздушно-тепловые завесы с забором циркуляционного воздуха из верхней зоны вестибюля.

В производственных помещениях при определении воздухообменов по тепловыделениям от электродвигателей коэффициент перехода электроэнергии в тепловую принимается: для швейных производств — 0,3, для остальных — 0,2.

Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий (СНиП II-М. 3—68) оборудуются искусственными приточно-вытяжными системами вентиляции.

В помещениях с однократным воздухообменом и менее допускается естественная приточно-вытяжная вентиляция. Естественная вытяжная вентиляция допускается в душевых и уборных, если смежные помещения не оборудованы механической вытяжкой и при числе приборов 3 и менее (в уборной и душе). При этом подсчет приборов ведется суммированием их в смежных помещениях этажа.

При размещении бытовых помещений в подвальных этажах и в помещениях без естественного проветривания, проектируется только искусственная приточно-вытяжная вентиляция с увеличением воздухообмена на две кратности, по сравнению с указанными в табл. VII.7.

В помещениях химической чистки рабочей одежды, светокопировальных мастерских, пылевывибных устройств и другого оборудования с вредными выделениями следует проектировать местные отсосы.

Залы совещаний и залы собраний вместимостью 100 человек и более должны иметь отдельные системы вентиляции (допускается кондиционирование воздуха).



Подачу приточного воздуха следует проектировать непосредственно из воздуховодов в верхнюю зону помещений и сосредоточено в коридоры без разводки его по помещениям (в случаях, когда по табл. VII.7 требуется только вытяжная вентиляция (кроме душевых). Для поступления воздуха из коридоров в помещения (кроме уборных и курительных) устанавливаются жалюзийные решетки (сетки) в стенах и перегородках, отделяющих помещения от коридоров. При кратности 1,5 по вытяжке установку решеток можно не предусматривать.

В помещениях без значительных выделений вредных веществ (управления, общественные организации и т. п.) допускается устраивать приток воздуха непосредственно в помещения, а вытяжку из них предусматривать через уборные, курительные и коридоры.

В тамбурах входных дверей вестибюлей вспомогательных зданий устраиваются воздушно-тепловые завесы в зависимости от расчетной отопительной температуры наружного воздуха (табл. VII.5, параметры Б) и количества людей, проходящих через тамбур в час: при  $-15^{\circ}\text{C}$  и ниже —  $400 \text{ чел./ч}$ ; минус  $26^{\circ}\text{C}$  и ниже —  $250 \text{ чел./ч}$ ; минус  $45^{\circ}\text{C}$  и ниже —  $100 \text{ чел./ч}$ .

В шлюзы (исключая шлюзы при уборных) для создания подпора должен подаваться приточный воздух в пятикратном объеме, но не менее  $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Воздух в шлюзы при кондиционируемых помещениях должен подаваться таких же кондиций, что и в помещения. Приток воздуха в душевые проектируется из гардеробных (хранение уличной, рабочей или домашней одежды) через помещение преддушевой. Для этой цели в верхней части перегородок гардеробной и преддушевой устанавливаются жалюзийные решетки (сетки). Если воздухообмен гардеробной превышает воздухообмен душевой, то их разница удаляется непосредственно из гардеробной.

В гардеробных рабочей одежды при производственных процессах групп IIIa, IIIb предусматривается отсос воздуха из шкафов в объеме не менее  $25 \text{ м}^3/\text{ч}$  из каждого шкафа. Отсос из шкафов проектируется самостоятельной системой искусственной вентиляции. Для притока воздуха в нижней части шкафа устраиваются отверстия общей площадью  $0,03 \text{ м}^2$ .

В районах с расчетной температурой теплого периода выше  $25^{\circ}\text{C}$  (табл. VII.5, параметры А) в рабочих помещениях управлений, конторских бюро, помещениях учебных занятий, общественных организаций, библиотеках и залах совещаний рекомендуется установка пропеллерных вентиляторов (фенов), дополнительно к обычным вентиляционным устройствам, для повышения подвижности воздуха до  $0,3—0,5 \text{ м/с}$ . В помещениях душевых, гардеробных домашней и рабочей одежды, комнатах кормления грудных детей скорость воздуха через решетки принимается не более: приточных —  $0,7$ , вытяжных —  $2 \text{ м/с}$ . Жалюзийные решетки (сетки) в горизонтальных воздуховодах для смежных помещений следует располагать на максимально возможном расстоянии друг от друга. Температура воздуха в помещениях для отдыха в теплый период не должна превышать  $25^{\circ}\text{C}$ .

В районах с расчетной температурой выше  $25^{\circ}\text{C}$  для теплого периода года (параметры А), а также в любых климатических районах для работающих на производствах с тепловым облучением  $1500 \text{ ккал/м}^2 \text{ ч}$  и более на рабочих местах и в помещениях для отдыха должны предусматриваться устройства для радиационного охлаждения (например, в виде панелей с температурой поверхности  $2—5^{\circ}\text{C}$  и др. Высота панелей должна быть  $1,5 \text{ м}$ , а площадь  $15—20\%$  площади ограждений). Во всех помещениях, для которых указана температура выше  $22^{\circ}\text{C}$  (табл. VII.7), в холодный период года принимается температура  $22^{\circ}\text{C}$ . Для помещений прачечных, столовых, буфетов, здравпунктов расчетные температуры воздуха и кратности воздухообменов нужно принимать по специальным нормам (табл. VII.7).

Предприятия по обслуживанию автомобилей (СНИП II-Д. 93—74 \*) и помещения постов обслуживания оборудуются общеобменной вентиляцией, рассчитанной на растворение газовых вредных веществ. В помещениях для хранения автомобилей приточный воздух подается сверху вниз сосредоточенными струями, в помещениях постов обслуживания автомобилей — рассредоточено в рабочую зону, в помещения для обойных работ — рассредоточено в верхнюю зону.

Удаление воздуха из помещений хранения автомобилей осуществляется из верхней и нижней зон, а из помещений постов обслуживания автомобилей — только из верхней зоны. Удаление воздуха из верхней зоны выполняется сосредоточено крышными вентиляторами, дефлекторами и т. д.

Локализацию вредных веществ, как правило, осуществляют при помощи укрытий с местными отсосами. В случае невозможности устройства местных отсосов (при движе-

нии автомобилей в помещениях, при запуске двигателей автомобилей устраивается общеобменная вентиляция помещений.

В помещениях для испытания автомобилей двигателей, а также на постах обслуживания автомобилей, предназначенных для регулирования работы двигателей, устраиваются местные отсосы выхлопных газов. Выхлопные трубы присоединяются гибкими шлангами к вытяжным индивидуальным каналам в виде стояков из стальных труб диаметром 100 мм.

Количество приточного воздуха во всех случаях должно быть в зимнее время достаточным для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами.

Температура наружного воздуха в расчетах приточной вентиляции для систем, компенсирующих местные отсосы, принимается по табл. VII.5, параметр Б; для систем, компенсирующих общеобменную вентиляцию, — по табл. VII.5, параметр А.

Для помещений регенерации масла и зарядки аккумуляторов, а также помещения для малярных работ с применением пульверизаторов системы вентиляции выполняются самостоятельными для каждого помещения во взрывоопасном исполнении; применяют специальные вентиляторы или эжекторы. Удаляемый из этих помещений воздух должен очищаться в гидросфильтрах.

В рабочие канавы помещений постов обслуживания автомобилей приточный воздух подается в зимнее время подогретым (не более 25°), в летнее время температура не нормируется.

Забор приточного воздуха должен производиться в местах, наиболее удаленных и защищенных от выброса загрязненного воздуха. При расстоянии между местом выброса и местом забора воздуха 20 м и более отверстия для забора и выброса могут располагаться на одном уровне, при расстоянии менее 20 м отверстие для забора воздуха должно располагаться ниже отверстия для выброса не менее чем на 6 м.

Подача приточного воздуха в помещения для хранения автомобилей производится в основные проезды.

При проектировании отопительных и вентиляционных установок следует применять блокировку и автоматизацию, а при количестве установок более 20 — дистанционное управление или блокировку вентиляционного оборудования с технологическим оборудованием, от которого предусмотрены местные отсосы, установку автоматических клапанов на подводе теплоносителя к отопительным агрегатам, автоматизацию наиболее ответственных вентиляционных установок, механизацию или автоматизацию открывания и закрывания ворот, заблокированных с воздушными или воздушно-тепловыми завесами.

Вентиляция помещений в гаражах и парках, размещенных в зданиях иного назначения, должна быть обособленной. Удаление загрязненного воздуха производится через негорючие и газонепроницаемые шахты, выведенные выше крыши зданий.

Отопление помещений для хранения и обслуживания автомобилей проектируется воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией. В нерабочее время приточные системы работают на рециркуляцию.

В помещениях объемом менее 300 м<sup>3</sup> система отопления при трехсменной работе проектируется воздушная с перегревом приточного воздуха, в нерабочее время приточная система или часть ее переключается на рециркуляцию; при одно- и двухсменной работе — смешанная система: местными нагревательными приборами для дежурного отопления с перегревом приточного воздуха в рабочее время для повышения температуры воздуха в помещении до заданных температур.

Допускается рециркуляция воздуха, за исключением помещений для ремонта и зарядки аккумуляторов, малярных, обойных, шиномонтажных, вулканизационных, регенерации масел и испытания двигателей.

Кроме теплопотерь, учитывается расход тепла на нагрев поступающих автомобилей и врывающегося через ворота воздуха; количество врывающегося воздуха принимают не более 75% объема помещения. Продолжительность обогрева легковых автомобилей принимается 1 ч; для обогрева других автомобилей в течение первого часа принимают 70% расхода тепла.

Для воздушного отопления рекомендуется принимать укрупненные агрегаты с сосредоточенной подачей воздуха.

Передающие и приёмные радиочастоты (СНиП II-Е. 2-62). В помещениях (зале передатчиков, диспетчерских, аппаратных радиорелейных линий, аппаратных технического контроля) проектируется кондиционирование воздуха. Расчётная температура наружного воздуха принимается по табл. VII. 5, параметр Б. В остальных помещениях система вентиляции проектируется приточно-вы-

тяжная: приток искусственный, а вытяжка естественная, за счет гравитационных давлений и подпора приточной вентиляции. Может быть применена искусственная вентиляция при соответствующем обосновании. Расчетная температура наружного воздуха принимается по табл. VII.5, параметр А.

В рабочей зоне основных и вспомогательных производственных помещений с постоянным пребыванием людей температура воздуха принимается в помещениях с кондиционированием воздуха летом  $22—25^{\circ}$ , зимой  $18—21^{\circ}$  С и относительная влажность воздуха  $60—40\%$ . В помещениях без кондиционирования воздуха температура летом принимается на  $3^{\circ}$  выше наружной для помещений с незначительными тепловыделениями и на  $5^{\circ}$  выше для помещений со значительными тепловыделениями.

В отдельных производственных помещениях (без постоянного пребывания людей), обслуживаемых и автоматизированных радиостанций температура воздуха нормируется требованиями заводов-изготовителей технологического оборудования, но не должна быть выше  $40^{\circ}$  для передающих станций и  $45^{\circ}$  — для приемных. На автоматизированных станциях управление и регулирование систем вентиляции должны быть автоматизированы.

Приточный воздух, подаваемый в технические помещения, должен фильтроваться в фильтрах тонкой очистки (сухих или влажных). Приточные вентиляционные решетки и насадки располагаются в местах, исключающих непосредственное обдувание людей. Воздушные души применяются в случае, когда температура в рабочей зоне не может быть получена ниже  $30^{\circ}$ .

В помещениях с интенсивным тепловыделением от технологического оборудования вентиляционные установки проектируются с двумя вентиляторами. В зависимости от режима работы, вентиляторы могут быть использованы для параллельной или раздельной работы.

На необслуживаемых (автоматических) станциях охлаждение технологического оборудования, как правило, следует проектировать воздушное или другое, обеспечивающее надежную автоматизированную систему управления и контроля. Систему водо-холодоснабжения кондиционеров проектируют одну, для всех кондиционеров.

В аккумуляторных и кислотных помещениях проектируется искусственная приточно-вытяжная вентиляция. Приточный воздух подвергают очистке от пыли; его объем не должен превышать  $85\%$  объема вытяжки. Вытяжка из нижней зоны составляет  $1/3$  общего количества воздуха, из верхней —  $2/3$ .

Воздухообмен в аккумуляторных определяется по зарядному току из условия допустимой концентрации водорода в воздухе не более  $0,7\%$  объема. Количество выделяющегося водорода  $V \text{ м}^3/\text{ч}$  может быть определено по зависимости  $V = 0,000105 E n$ , где  $E$  — емкость аккумуляторных батарей, а · ч;  $n$  — число последовательно установленных аккумуляторных батарей ( $n$  равно величине напряжения, деленной на 2).

При отсутствии данных об аккумуляторных батареях принимают вытяжку по кратности для кислотных аккумуляторных — 10; щелочных — 3; кислотных — 3.

Вентиляционные установки помещений аккумуляторных и кислотных проектируются самостоятельными, не связанными с вентиляционными установками других помещений. На период между зарядками аккумуляторов следует предусматривать возможность перехода на естественную вентиляцию помещений аккумуляторной и кислотной при отключенных вентиляторах.

Кроме этих нормативных требований, при выборе схемы вентиляции необходимо учитывать следующие соображения. Независимо от наличия вентиляции, в окнах каждого помещения всех типов зданий устраивают форточки или фрамуги. Устройство открывающихся окон, форточек и фрамуг не допускается в случаях, когда в помещении имеются резкие запахи, повышенная влажность, пыль и другие вредности и помещения эти расположены под жилыми и административными помещениями.

Если в помещениях кратность воздухообмена не превышает  $0,5$  в 1 ч, допускается естественная вентиляция проветриванием через форточки и фрамуги. При воздухообменах не более однократного в помещениях жилых и общественных зданий и в производственных помещениях вентиляция проектируется вытяжная, естественная или искусственная, без организованного притока во все периоды года.

При выборе схем вентиляции необходимо учитывать, что естественная вытяжная канальная вентиляция с неорганизованным притоком ненадежна, так как она не обеспечивает вытяжки летом из-за отсутствия гравитационных давлений, а зимой — из-за

герметичности помещений. Поэтому рекомендуется проектировать комбинированную приточно-вытяжную вентиляцию во всех случаях, когда кратность воздухообмена больше единой или необходима эффективно действующая вентиляция. Система комбинированной вентиляции в зимнее время работает с естественной циркуляцией воздуха, а летом или в моменты пиковых нагрузок переключается на искусственную циркуляцию.

Вытяжные системы рекомендуется выполнять с типовыми вытяжными камерами (лист VII.2).

При приточно-вытяжной вентиляции приток воздуха устраивают централизованный или децентрализованный. Централизованный приток наиболее совершенен, допускает все виды обработки воздуха (нагревание, фильтрацию, увлажнение и др.), может применяться во всех зданиях и в дальнейшем облегчает устройство более совершенных систем вентиляции — кондиционирование воздуха. Устройство центральных систем сложнее, но они более удобны и надежны в эксплуатации. Центральные приточные системы при сложной обработке воздуха и разветвленной системе воздуховодов имеют большие гидравлические сопротивления, поэтому в таких системах применяется искусственное побуждение движения воздуха.

Очистку приточного воздуха для общественных зданий не следует предусматривать в приморских и горных районах с чистым воздухом, а также когда забор воздуха производится в зеленой зоне. В остальных случаях очистка воздуха от пыли предусматривается при обосновании. В производственных помещениях очистка наружного воздуха предусматривается при наличии технологических требований или при загрязненности наружного воздуха более 30% от допустимых концентраций в рабочей зоне.

В крупных зданиях устройство центральных рабочих систем следует считать обязательным, тем более, что оборудование их может производиться по этапам, а эксплуатация может быть максимально удешевлена и упрощена при работе на естественной циркуляции воздуха и применении в зимнее время только подогрева. При упрощенной обработке воздуха возможно устройство комбинированной центральной или децентрализованной приточной системы, особенно в системах, совмещенных с воздушным отоплением. Такая система может длительное время в осенне-зимне-весеннем сезоне работать с естественной циркуляцией и искусственной в периоды года с неустойчивой погодой.

Децентрализованный приток обычно осуществляют в виде приточных каналов в наружных стенах, подводящих воздух за нагревательный прибор так, как это показано на листе VII.3. Децентрализованный приток упрощает и удешевляет строительные работы, но он менее надежен и менее удобен в эксплуатации, ограничивает обработку воздуха и удорожает системы отопления. На практике децентрализованные системы притока часто превращаются в вытяжные, особенно на верхних этажах. Наиболее ненадежными оказались приточные подоконные щели с выпуском воздуха над радиатором. Эту схему применять не следует. Рекомендуется децентрализованный приток по схеме на листе VII.3, рис. 1, 2 и 3. Децентрализованный приток рекомендуется применять в зданиях небольшой этажности и кубатуры.

Для коттеджей можно рекомендовать приточно-вытяжную вентиляцию по схеме, показанной на листе VII.3, рис. 5, т. е. приток в жилые комнаты децентрализованный, а вытяжка — из кухни через колпак над газовой плитой и из санузла.

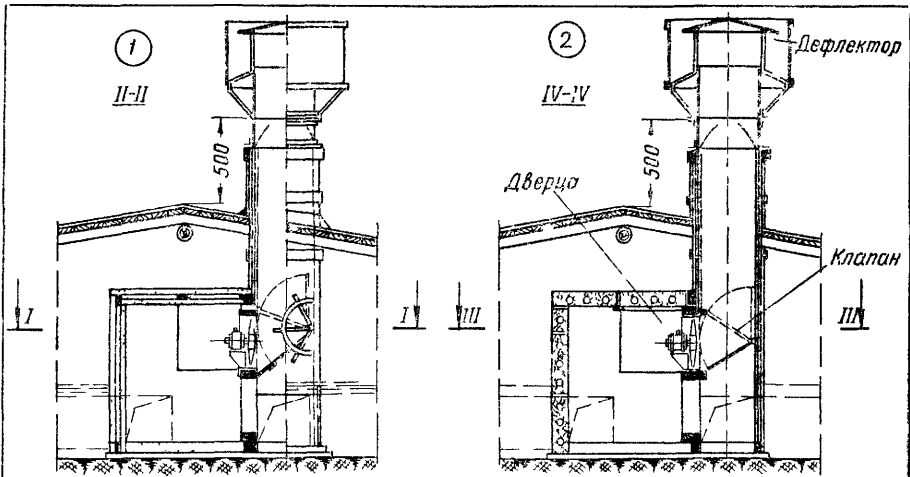
В отдельных случаях децентрализованный приток может быть осуществлен в виде приточного шкафа, устройство которого аналогично подоконному. Приточные шкафы устанавливают в междуконных простенках. Они имеют большую высоту и поверхность нагрева. Приточные шкафы для подогрева и подачи в помещения наружного воздуха допускается применять при объеме приточного воздуха не более 1000 м<sup>3</sup>/ч.

Помещения со значительным выделением вредных веществ и резкими запахами (прачечные, душевые, кухни столовых и пр.) должны иметь самостоятельный выход, не сообщающийся с лестничными клетками или с помещениями, имеющими выход на лестничную клетку.

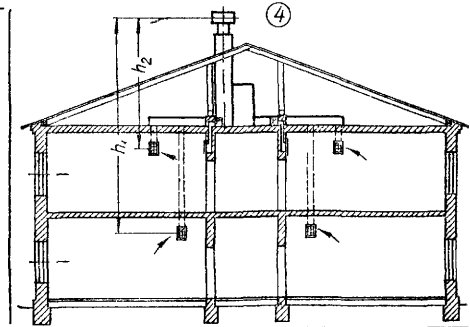
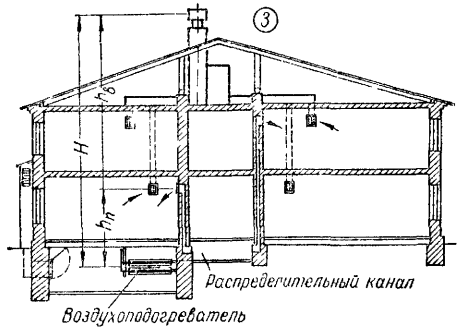
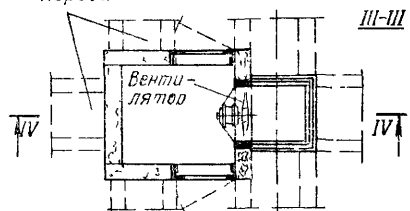
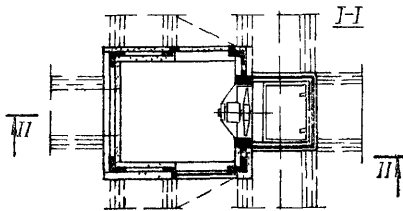
При наличии самостоятельных выходов помещения с избыточными выделениями влаги и тепла можно оборудовать самостоятельными комбинированными системами вытяжной вентиляции с естественным побуждением. Во влажных помещениях следует предусматривать подачу подогретого наружного воздуха.

В общественных зданиях вытяжка из уборных рекомендуется искусственная независимо от числа очков или унитазов.

В душевых помещениях проектируется искусственная вытяжка при числе рожков

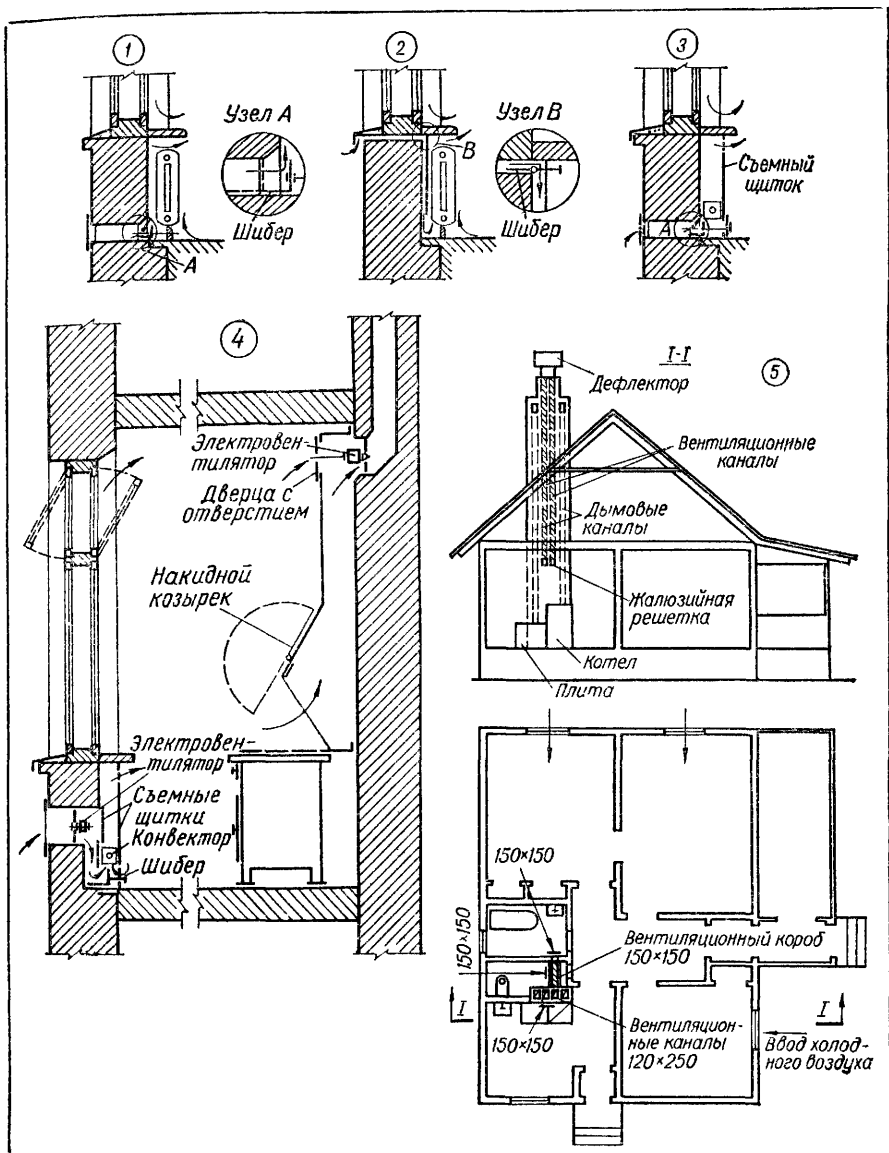


Вентиляционные  
короба



Лист VII.2. Схемы естественной вытяжной и приточно-вытяжной систем вентиляции и типовые вытяжные камеры:

- 1 — вытяжная камера из двойных плит;
- 2 — то же, из пустотелых гипсовых плит;
- 3 — приточно-вытяжная вентиляционная система;
- 4 — вытяжная система вентиляции.



**Лист VII.3. Вентиляция жилого дома и децентрализованный приток в жилые помещения и кухню:**

1 — приток за радиатором системы отопления; 2 — то же, через подоконную щель; 3 — то же, за конвектором; 4 — искусственный приток в вытяжной колпак над газовой плитой; 5 — вентиляция одноэтажного жилого дома.

более пяти; приток выполняется в раздевальни. Если душевые изолированы от раздевален и перетекание воздуха затруднено, часть приточного воздуха следует подавать в душевую.

В курительных помещениях, как правило, осуществляется искусственная вытяжка. Вытяжная вентиляция из санузлов, расположенных вблизи помещений с механической вытяжкой, должна выполняться с механическим побуждением.

## Конструктивные указания по устройству систем вентиляции

Радиус действия систем вентиляции (естественной и искусственной), кондиционирования воздуха и воздушного отопления определяется технико-экономическими расчетами. Для ориентировочных решений можно принимать радиус действия систем вентиляции с естественным побуждением не более 8 м, с механическим — не более 30 м для систем, оборудованных осевыми вентиляторами, и не более 50 м для систем, оборудованных центробежными вентиляторами.

Приточные камеры, как правило, устанавливаются в подвале или на первом этаже, вытяжные — на чердаке. Приточные камеры искусственной вентиляции не разрешается располагать непосредственно под жилыми комнатами, классами и аудиториями учебных заведений, зрительными залами театров, кинотеатров и клубов, операционными и палатами для больных в лечебных учреждениях, студиями звукозаписи и тому подобными помещениями, требующими пониженного уровня громкости проникающего шума.

В системах с искусственной вентиляцией необходимо соблюдать следующие требования:

вентиляторы и насосы с моторами устанавливать на звукопоглощающих основаниях;

вентиляторы отделять от воздуховодов эластичными вставками;

окружные скорости ротора не должны превышать предельно допустимых значений по бесшумности. Следует отдать предпочтение центробежным вентиляторам, так как они шумят меньше, чем осевые;

в особых случаях, когда предъявляются повышенные требования к звукоизоляции, применять звукофильтры.

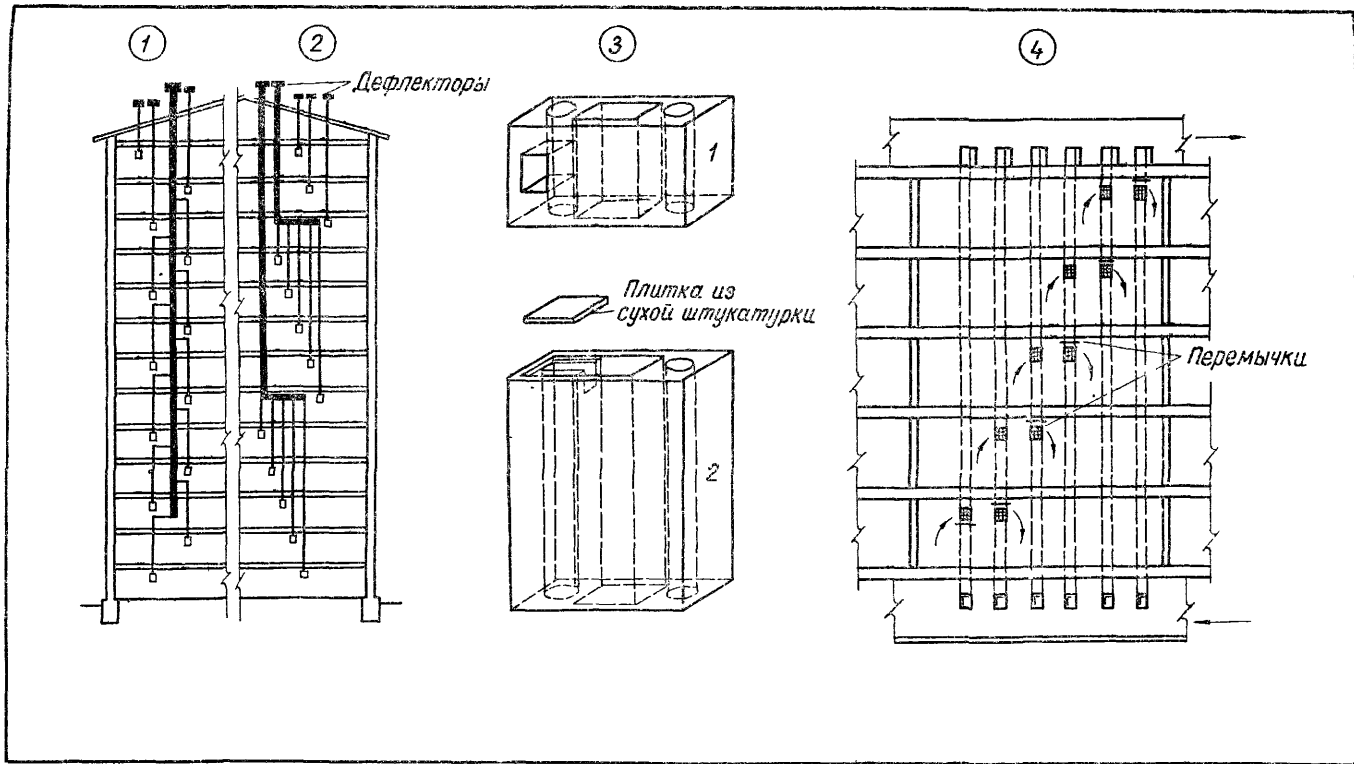
Воздухозаборные решетки устанавливаются на высоте не менее 2 м от уровня земли, при заборе воздуха в чистой зеленой зоне и вдали от проезжей и пешеходной частей улиц — на высоте не менее 1 м.

При заборе воздуха над кровлей зданий низ отверстия следует располагать на высоте не менее 1 м от кровли. Заборные отверстия следует располагать с наветренной стороны (по господствующему направлению ветра) по отношению к дымовым трубам и другим источникам загрязнения воздуха, а также в стороне от горячих поверхностей крыши в летнее время.

Отверстия выброса следует располагать выше приемных отверстий. Расстояние между отверстиями выброса и приемными при расположении их на одной отметке принимают более 10 эквивалентных диаметров (по площади) выхлопной трубы, но не менее 10 м. При разности отметок более 2 м забор наружного воздуха производится в пределах круга на плоскости кровли, описанного радиусом, равным высоте выбросной трубы над кровлей. При наличии над кровлей выбросов воздуха, загрязненного вредными газами и пылью, забор наружного воздуха допускается располагать над кровлей в случаях, когда расчетом или данными анализов будет доказано, что концентрация вредностей в месте забора не превышает 30% предельно допустимой в воздухе рабочей зоны помещений.

Вентиляционные системы квартир, общежитий и гостиниц не должны совмещаться с вентиляционными системами детских учреждений, торговых и других встроенных помещений. В одну систему могут объединяться одноименные или близкие по назначению помещения. Санузлы во всех случаях объединяются в самостоятельные системы. Вентиляционные каналы кухонь и газоходы, как правило, выводятся в виде дымовых труб.

Совмещение вытяжных и дымовых каналов в одном блоке улучшает естественную тягу в том случае, когда топят плиты. Такое решение целесообразно для кухонных блоков. В газифицированных кухнях вытяжка должна быть из верхней зоны и через колпак над плитой. Для вытяжки из санузла и курительных, особенно в общественных зданиях, более надежным является установка специального вентилятора. Вентиляторы целесообразно устанавливать и в вытяжных каналах кухонь жилых домов, особенно в верхних этажах (лист VII.3, рис. 4).



Лист VII.4. Схемы вытяжных и пригочно-вытяжных систем вентиляции многоэтажных зданий:

1 — схема с вертикальным сборным каналом; 2 — схема с горизонтальным сборным каналом; 3 — блоки для устройства вентиляции по схеме 1; 4 — использование одного канала для притока и вытяжки.



В жилых зданиях высотой 4 и 5 этажей для обеспечения устойчивой вытяжки из кухонь устанавливается вытяжной вентилятор в одном верхнем этаже; в жилых зданиях высотой 6 и более этажей — в верхней трети здания, но не более чем в четырех верхних этажах. Установка вентиляторов допускается только в обособленные каналы при отсутствии в кухнях газовых водонагревателей.

Вытяжные каналы кухонь должны быть рассчитаны на удаление воздуха из жилых комнат всей квартиры. Количество удаляемого воздуха принимается согласно указаниям на стр. 36 и табл. VII.7.

В жилых зданиях с числом этажей более 5 допускается объединение вытяжных каналов из каждых четырех-пяти этажей (лист. VII.4, рис. 1 и 2) в один сборный канал, доведенный до верха здания.

Из верхних трех этажей объединение каналов в сборный канал не допускается. Каналы этих этажей должны выводиться самостоятельно наружу или в сборную вытяжную камеру.

В жилых домах квартирного типа допускается объединение вентиляционных каналов:

из жилых комнат одной квартиры в один вентиляционный канал, обособленный от вентиляционных каналов из кухни и санитарного узла той же квартиры;

из санитарного узла без унитаза с вентиляционным каналом из кухни той же квартиры;

из уборной и ванной или душевой той же квартиры;

в одной из двух смежных комнат при наличии между ними двери.

В общественных зданиях объединение вентиляционных решеток нескольких помещений в один канал с устройством горизонтальных участков или без них не допускается.

Вытяжку из комнат с окнами, выходящими на одну сторону здания, рекомендуется объединять в одну систему.

Для монтажной регулировки системы вентиляции рекомендуется в месте установки вытяжных решеток или в месте выхода вентиляционных каналов на чердак устанавливать шиберы. В современных крупнопанельных зданиях вентиляционные вертикальные каналы рекомендуется устраивать в пределах этажей в стенах или перегородках в виде специальных вентиляционных панелей с каналами круглого, прямоугольного или овального сечений или в виде приставных блоков, объединяющих сразу несколько каналов.

Вентиляционные панели выполняют с одним или двумя рядами каналов, причем двухрядные панели делаются из одного блока или составными из двух блоков.

Вентиляционные панели можно устраивать самонесущими в пределах этих этажей или только в пределах одного этажа. В этих случаях в них предусматривают специальные приливы или закладные части, воспринимающие нагрузки от перекрытий или передающие нагрузку от веса вентиляционных панелей на перекрытия и ригели. Конструкция вентиляционных панелей при установке их друг на друга должна обеспечивать совпадение каналов и герметичность стыков.

Вентиляционные панели изготовляемые из бетона, гипсобетона или других материалов, обеспечивающих долговечность и прочность, должны быть проверены на транспортабельность. Вентиляционные панели, размещаемые в стенах или перегородках, по звукоизоляции должны отвечать общим требованиям, предъявляемым к конструкциям стен и перегородок. Наименьший размер сечения вентиляционного канала принимается 100 мм, внутренние его поверхности должны быть гладкими.

В качестве горизонтальных вентиляционных каналов в пределах помещения допускается использовать пустоты многопустотного настила перекрытия, что исключает необходимость устройства подшивных коробов. При невозможности прокладки каналов в толще перекрытия допускается устройство подшивных горизонтальных каналов из асбестоцементных, керамических или бетонных труб прямоугольного сечения.

При наличии в зданиях внутренних кирпичных стен их используют для прокладки вентиляционных каналов, которые устраивают в толще стены или бороздах, закрываемых снаружи плитами. Наименьший размер каналов в кирпичных стенах  $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2}$  кирпича (140 × 140 мм). Толщина стенок канала принимается не менее  $\frac{1}{2}$  кирпича, прорезки между одноименными каналами —  $\frac{1}{2}$  кирпича, между разноименными — 1 кирпич.

Каналы во внутренних кирпичных стенах устраивают возле проемов и стыков стен на расстоянии не менее  $1\frac{1}{2}$  кирпича. Соотношение сторон канала следует прини-

мать не более 1 : 3, сечение канала — кратным размеру кирпича. Каналы рекомендуются выполнять по передвижной пробке с последующей прозиркой их мокрой тряпкой; их делают вертикальными, без уводов в стороны.

Каналы в стенах, сложенных из силикатного кирпича, шлакобетона и других пористых или влагоемких материалов, образуют путем закладки асбоцементных труб; эти участки стен можно также выполнять из обычного кирпича.

Размещение вентиляционных каналов в толще внутренних стен помещений с мокрым и влажным режимами не допускается.

При отсутствии кирпичных капитальных стен, а в существующих зданиях при отсутствии каналов во внутренних стенах устраивают приставные каналы из блоков или плит, наименьший размер каналов 100 × 150 мм. Приставные каналы в помещениях с нормальной влажностью воздуха выполняют из гипсовых и шлакоопилкогипсовых плит, с повышенной влажностью воздуха — из шлакобетонных или бетонных плит. Толщина плит принимается не менее 35—40 мм. В отдельных случаях целесообразно изготавливать каналы из стали или асбестоцементных плит.

При перемещении по каналам воздуха нормальной влажности (до 60%) допускается размещать приставные каналы у наружных стен с устройством воздушной слойки между стеной и каналом.

При смежном расположении однородных приставных каналов допускается устройство общей решетки. При смежном размещении приточных и вытяжных каналов каждый канал выполняется с самостоятельными стенками. Приставные каналы маскируют в нишах, встроенных шкафах, у колонн и т. д.

Во вновь строящихся зданиях каналы делают в толще внутренних перегородок.

В помещениях на каналах устанавливают решетки, снабженные регулировочным приспособлением. В газифицированных кухнях устанавливают нерегулируемые решетки и колпак над плитой.

Художественное оформление решеток различно, но желательны решетки с минимальным гидравлическим сопротивлением. Для этого живое сечение решетки делают максимальным. Стандартная решетка имеет живое сечение 60%. Решетки изготавливают из металла, пластмассы и гипса.

Вентиляционные решетки устанавливают на расстоянии 200—500 мм от потолка, размер их определяют исходя из скорости прихода воздуха (0,5—1 м/с). На большую скорость рассчитывают решетки нижних, а на меньшую — верхних этажей. При прокладке вентиляционных каналов в толще перекрытия допускается горизонтальная установка решеток в потолке.

В общественных уборных вытяжные решетки следует располагать под потолком и над полом, в курительных — под потолком и на расстоянии 1,75 м от пола. Для притока воздуха под дверьми уборных жилых домов, ванн и кухонь следует оставлять щель высотой 30 мм или устанавливать у пола решетку площадью не менее 0,2 м<sup>2</sup>.

При системах вентиляции с механическим побуждением и высоте коридоров не более 3 м приточный воздух следует подавать в коридоры без разводки его воздухопроводами по помещениям. При этом для поступления приточного воздуха в помещения с воздухообменом, превышающим двухкратный (за исключением помещений санитарных узлов), следует предусматривать решетки в дверях или стенах, отделяющих этих помещения от коридоров. При высоте коридоров более 3 м распределяющий воздухопровод делают в виде подшивного потолка в коридоре.

Части вытяжных каналов и шахт, проходящие в неотапливаемых помещениях, и воздухоприемные каналы в отапливаемых помещениях необходимо утеплять.

При удалении воздуха повышенной влажности или с острыми запахами должны быть обеспечены водо- и воздухопроницаемость стенок каналов и их стыков. В этих случаях принимают безнапорные асбестоцементные трубы.

Если вытяжные каналы извлекают воздух с острыми или специфическими запахами, с повышенной влажностью или другими примесями, вредными для здоровья людей, все каналы вытяжной системы в пределах помещений зданий должны работать под разрежением. Устройство напорного канала от вытяжного вентилятора по помещениям не допускается. В этих случаях вытяжные вентиляторы следует устанавливать в верхней части здания (на чердаке, на крыше, в специальных помещениях верхних этажей и пр.).

Каналы в стенах на чердаке направляют к вытяжным камерам. Рекомендуется устанавливать камеры, а не шахты. Камеры и чердачные короба устраивают из одинарных пустотелых (вместо двойных с воздушной прослойкой) гипсовых плит, опилко-

гипсовых плит или блочных конструкций из малотеплопроводных материалов, обеспечивающих отсутствие конденсации водяных паров из транспортируемого воздуха.

Каналы прокладывают непосредственно по плитам чердачного перекрытия с подстилкой одного ряда плит и заливкой их цементным раствором слоем не менее 5 мм.

Сопротивление теплопередаче  $R$  стенок каналов, прокладываемых по чердаку, должно быть не менее  $0,6 \text{ м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град/ккал}$ .

Наименьший размер (в свету) чердачного короба составляет  $200 \times 200 \text{ мм}$ , а наибольшее отношение его ширины к высоте или высоты к ширине 1 : 3. Чердачные короба для воздуха с повышенной влажностью выполняют из двойных гипсовых плит; для воздуха мокрых помещений (моющие, парильные в банях, стиральные и замочечные в прачечных) — стальными оцинкованными или хорошо прокрашенными, собранными на фальцах с промазкой, с последующей засыпкой утеплителем (шлаковата, опилки антисептированные, шерстяные очесы) толщиной 120—150 мм и обкладкой шлакобетонными плитами.

Вытяжные короба на чердаке для воздуха из мокрых помещений выполняют с уклоном в сторону движения воздуха; в месте присоединения каналов к камере предусматривается спуск воды при помощи труб с гидравлическим затвором. Из центробежных вентиляторов устраивается отвод конденсата через отверстие диаметром 8 до 10 мм в нижней части кожуха (статора). Ответвления присоединяют к магистральному коробу под углом не более  $45^\circ$ . Колена выполняют из элементов под углом не более  $45^\circ$ .

Выпуск воздуха из вертикальных каналов наружу рекомендуется производить при помощи специального оголовочного блока без объединения каналов чердачными горизонтальными коробами.

Для уменьшения количества видимых над крышей шахт ухудшающих архитектурный вид здания, каналы в стенах собираются в центральные камеры. Допускается объединение шахт от разных вентиляционных систем под одним зонтом или дефлектором. Групповой прямоугольный дефлектор в аэродинамическом отношении лучше зонта, устанавливаемого над блоком вентиляционных каналов, выведенных над кровлей в виде трубы.

Шахты вытяжных камер размещают в наиболее высокой части чердака, со стороны ската, выходящего на дворовой фасад, вблизи слуховых окон. Сложные сдвоенные и строенные шахты изготовляют на заводе и монтируют в готовом виде.

Высоту шахты над кровлей определяют следующими условиями: шахта расположена около конька, ее устье должно возвышаться над коньком не менее чем на 0,5 м; если шахта расположена от конька на расстоянии 1,5—3 м, ее устье устанавливается на уровне конька; если шахта расположена от конька на расстоянии более 3 м, ее устье выводится по прямой, проведенной от конька под углом  $10^\circ$  к горизонту. Во всех случаях расстояние от кровли (возле трубы) до низа выходного отверстия канала или патрубка дефлектора должно быть не менее 0,5 м и не более 1,5 м.

Вытяжные шахты на чердаке выполняют деревянными, утепленными. Внутренние поверхности шахты обивают кровельной сталью по войлоку, пропитанному глиняным раствором, наружные (в пределах чердака) штукатурят, а над крышей утепляют и гидроизолируют. Шахты снабжают клапаном для отключения и регулировки расхода воздуха и дефлектора на устье шахты.

Помещения, выделенные брандмауэрными стенками, должны иметь самостоятельные вытяжные и приточные вентиляционные установки.

Устройстве отверстий для перехода вентиляционных воздуховодов и каналов в брандмауэрах и других противопожарных преградах, на уровне этажей и на чердаке, как правило, не допускается. При неизбежности пропуска вентиляционных каналов через противопожарные преграды внутри воздуховодов должны быть предусмотрены огнезадерживающие устройства, а воздуховоды в этих местах выполняют из негорючих материалов. В брандмауэрах вспомогательных зданий разрешается устраивать внутренние вентиляционные каналы; наименьшая толщина брандмауэра в этих местах, за вычетом пустот, должна быть не менее 250 мм.

Ограждающие конструкции вентиляционных камер выполняют из трудносгораемых материалов. При наличии в здании помещений, связанных с обработкой или хранением легковоспламеняющихся материалов (горючих газов, жидкостей и пр.), ограждающие конструкции вентиляционных камер, обслуживающих эти группы помещений, следует выполнять из негорючих материалов.

Фортсчки или фрамуги в окнах должны иметь площадь живого сечения (при полном открывании) не менее  $0,2 \text{ м}^2$ . Наилучшим решением является устройство нижеподвесной фрамуги в верхней части окна (см. лист VII. 3, рис. 4).

Назначение помещений или характер вредностей в них со временем изменяются, что заставляет менять и системы вентиляции. В капитальных зданиях, особенно из сборных конструкций, устройство новых каналов оказывается невозможным или очень сложным. Поэтому в строительной части всех зданий, независимо от их назначения рекомендуется устраивать самостоятельные каналы для каждого помещения: один вытяжной и один приточный. Для уменьшения количества каналов можно использовать один канал с перемычкой для организации притока и вытяжки по схеме, показанной на листе VII. 4, рис. 4. Кроме эксплуатационных преимуществ в дальнейшем, устройство неиспользуемых каналов в стенах оправдывается экономией строительных материалов и облегчением веса конструкций.

В бесчердачных зданиях вертикальные вентиляционные каналы выводят без объединения, группами, в виде дымовых труб или вытяжных камер, установленных на крыше. Возможно объединение вытяжных каналов под потолком коридоров и лестничных клеток. В коридорах в этом случае рекомендуется выполнять сборные каналы в виде подшивных потолков (желательно поэтому увеличивать высоту верхних этажей), а в лестничных клетках под потолком удобно сосредотачивать вытяжные камеры.

Наружные подземные воздухоприемные каналы защищают от проникновения почвенных вод и выполняют с уклоном для промывки и очистки. Для удаления воды устанавливаются приемки. Канал принимают размерами не менее  $600 \times 700 \text{ мм}$ .

При конструктивном оформлении камер рекомендуется следующее: устанавливать агрегаты на виброизолирующих основаниях; применять тихоходные двигатели и не превышать окружных скоростей роторов вентиляторов; соединять всасывающие и нагнетательные отверстия вентиляторов и с воздуховодами при помощи гибких патрубков; устанавливать двигатель и вентилятор на одном валу; применять центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми назад; устанавливать двигатель и вентилятор в подвалах или на первом этаже на самостоятельном фундаменте; устанавливать двигатель и вентилятор на чердаке на виброизолирующем основании в песчнице; устраивать камеры с вентиляторами над или под помещением вспомогательного назначения; осуществлять дублированный пуск двигателей из обслуживаемого узлом помещения и из камеры.

## РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

### Расчетные данные

Таблица VII.1. Физические свойства влажного воздуха при давлении  $760 \text{ мм рт. ст.}$

Температура $t, ^\circ\text{C}$	1 м <sup>3</sup> сухого воздуха			Упругость насыщенных водяных паров, мм рт.ст.	Содержание водяного пара, Г, при полном насыщении		
	вес, кг	объем, м <sup>3</sup> , при изменении температуры			в 1 м <sup>3</sup> воздуха	в 1 кг влажного воздуха	на 1 кг сухого воздуха
		от 0° до $t$ ( $1 + \alpha t$ )	от $t$ до 0° $\left(\frac{1}{1 + \alpha t}\right)$				
-20	1,396	0,927	1,079	0,940	1,1	0,80	0,77
-19	1,394	0,930	1,075	1,015	1,2	0,85	0,86
-18	1,385	0,934	1,071	1,116	1,3	0,92	0,93
-17	1,379	0,938	1,066	1,207	1,4	1,03	1,04
-16	1,374	0,941	1,062	1,308	1,5	1,10	1,11
-15	1,368	0,945	1,058	1,400	1,6	1,19	1,20

Температура $t$ , °C	1 м <sup>3</sup> сухого воздуха			Упругость насыщенных водяных паров, мм рт.ст.	Содержание водяного пара, Г. при полном насыщении		
	вес, кг	объем, м <sup>3</sup> , при изменении температуры			в 1 м <sup>3</sup> воздуха	в 1 кг влажного воздуха	на 1 кг сухого воздуха
		от 0° до $t$ ( $1 + \alpha t$ )	от $t$ до 0° ( $\frac{1}{1 + \alpha t}$ )				
-14	1,363	0,949	1,054	1,549	1,7	1,29	1,30
-13	1 358	0,952	1,050	1,680	1,9	1,39	1,40
-12	1,353	0,956	1,046	1,831	2,0	1,49	1,50
-11	1,348	0,959	1,042	1,985	2,2	1,64	1,65
-10	1,342	0,963	1,038	2,140	2,3	1,78	1,79
-9	1,337	0,967	1,034	2,267	2,5	1,91	1,93
-8	1,332	0,971	1,030	2,455	2,7	2,06	2,08
-7	1,327	0,974	1,026	2,658	2,9	2,23	2,25
-6	1,322	0,978	1,023	2,876	3,1	2,38	2,40
-5	1,317	0,982	1,019	3,160	3,4	2,58	2,60
-4	1,312	0,985	1,015	3,368	3,6	2,78	2,80
-3	1,308	0,989	1,011	3,644	3,9	3,09	3,10
-2	1,303	0,993	1,007	3,941	4,2	3,29	3,28
-1	1,298	0,996	1,004	4,263	4,5	3,57	3,58
0	1,293	1,000	1,000	4,580	4,9	3,78	3,80
1	1,288	1,004	0,996	4,940	5,2	4,07	4,15
2	1,284	1,007	0,993	5,302	5,6	4,40	4,48
3	1,279	1,011	0,989	5,687	6,0	4,71	4,77
4	1,275	1,015	0,986	6,097	6,4	5,05	5,10
5	1,270	1,018	0,982	6,534	6,8	5,35	5,40
6	1,265	1,022	0,979	6,998	7,3	5,70	5,78
7	1,261	1,026	0,975	7,492	7,7	6,10	6,21
8	1,256	1,029	0,972	8,017	8,3	6,60	6,65
9	1,252	1,033	0,968	8,574	8,8	7,00	7,13
10	1,248	1,037	0,965	9,210	9,4	7,50	7,63
11	1,243	1,040	0,961	9,840	9,9	8,00	8,15
12	1,239	1,044	0,958	10,520	10,6	8,60	8,75
13	1,235	1,048	0,955	11,222	11,2	9,20	9,35
14	1,230	1,051	0,951	11,988	12,0	9,80	9,97
15	1,226	1,055	0,948	12,790	12,8	10,50	10,60
16	1,222	1,059	0,945	13,630	13,6	11,20	11,40
17	1,217	1,062	0,941	14,530	14,4	11,90	12,10
18	1,213	1,066	0,938	15,480	15,3	12,70	12,90
19	1,209	1,070	0,935	16,480	16,2	13,50	13,80
20	1,205	1,073	0,932	17,530	17,2	14,40	14,70
21	1,201	1,077	0,929	18,650	18,2	15,30	15,60
22	1,197	1,081	0,925	19,830	19,3	16,30	16,80
23	1,193	1,084	0,922	21,070	20,4	17,30	17,70

Температура $t$ , °C	1 м³ сухого воздуха			Упругость насыщенных водяных паров, мм рт. ст.	Содержание водяного пара, Г, при полном насыщении		
	вес, кг	объем, м³, при изменении температуры			в 1 м³ воздуха	в 1 ка влажного воздуха	на 1 кг сухого воздуха
		от 0° до $t$ ( $1+\alpha t$ )	от $t$ до 0° ( $\frac{1}{1+\alpha t}$ )				
24	1,189	1,088	0,919	22,380	21,6	18,40	18,80
25	1,185	1,092	0,916	23,760	22,9	19,50	20,00
26	1,181	1,095	0,913	25,210	24,2	20,70	21,40
27	1,177	1,099	0,910	26,740	25,6	22,00	22,60
28	1,173	1,103	0,907	28,350	27,0	23,40	24,00
29	1,169	1,106	0,904	30,040	28,5	24,80	25,60
30	1,165	1,110	0,901	31,820	30,1	26,30	27,28
31	1,161	1,114	0,898	33,700	31,8	27,80	28,80
32	1,157	1,117	0,895	35,660	33,5	29,50	30,60
33	1,154	1,121	0,892	37,730	35,4	31,20	32,50
34	1,150	1,125	0,889	38,900	37,3	33,10	34,40
35	1,146	1,128	0,886	42,180	39,3	35,00	35,60
36	1,142	1,132	0,884	44,560	41,4	37,00	38,80
37	1,139	1,136	0,881	47,070	43,6	39,20	41,10
38	1,135	1,139	0,878	49,690	45,9	41,40	43,50
39	1,132	1,143	0,875	52,440	48,3	43,80	46,00
40	1,128	1,147	0,872	55,320	50,8	46,30	48,90
41	1,124	1,150	0,869	58,340	53,4	48,90	51,70
42	1,121	1,154	0,867	61,500	56,1	51,60	54,80
43	1,117	1,158	0,864	64,800	58,9	54,50	58,00
44	1,114	1,161	0,861	68,260	61,9	57,50	61,30
45	1,110	1,165	0,858	71,880	65,0	60,70	65,00
46	1,107	1,169	0,856	75,650	68,2	64,00	68,90
47	1,103	1,172	0,853	79,600	71,5	67,50	72,80
48	1,100	1,176	0,850	83,700	75,0	71,10	77,00
49	1,096	1,180	0,848	88,020	78,6	75,00	81,50
50	1,093	1,183	0,845	92,510	83,3	79,00	86,30
51	1,089	1,187	0,843	97,200	86,3	83,20	91,30
52	1,086	1,191	0,840	102,100	90,4	87,70	96,60
53	1,083	1,194	0,837	107,200	94,6	92,30	102,00
54	1,080	1,198	0,835	112,500	99,1	97,20	108,00
55	1,076	1,202	0,832	118,000	103,3	102,30	114,00
56	1,073	1,205	0,830	123,800	108,4	107,60	121,00
57	1,070	1,209	0,827	129,800	113,3	113,20	128,00
58	1,067	1,213	0,825	136,100	118,5	119,10	136,00
59	1,063	1,216	0,822	142,600	123,8	125,20	144,00
60	1,060	1,220	0,820	149,400	129,3	131,70	152,00

Таблица VII.2. Выделение тепла, влаги и CO<sub>2</sub> одним человеком

Условия выделения вредностей	Выделение CO <sub>2</sub> , л/ч	Температура окружающего воздуха, °C														
		10			15			20			25			30		35
		Q <sub>я</sub>	Q	G	Q <sub>я</sub>	Q	G	Q <sub>я</sub>	Q	G	Q <sub>я</sub>	Q	G	Q <sub>я</sub>	G	G
Работа физическая тяжелая	45	170	255	135	140	255	185	110	255	240	80	255	295	45	350	415
То же средняя	35	140	180	70	115	180	110	90	180	150	63	180	190	40	230	290
» » легкая	25	125	143	30	105	125	33	85	125	70	60	125	110	35	150	200
Работа умственная (учреждения, вузы и пр.)	23	120	138	30	100	120	33	80	120	70	50	120	105	35	140	195
Покой (театры, клубы и пр.)	23	120	138	30	100	120	33	75	100	40	50	80	50	35	75	130
Дети до 12 лет	12	60	70	15	50	60	18	35	50	22	25	40	25	20	35	66

Примечания. 1. Здесь Q<sub>я</sub> — тепло явное, ккал/ч; Q — тепло полное, ккал/ч; G — влаговыделения, г/ч.

2. При t = 35° явного тепловыделения нет. Полное тепло Q одинаковое при 25, 30 и 35°.

Таблица VII.3. Тепло- и влаговыделения в прачечных

Источник тепло- и влаговыделения	Производительность	Емкость	Установленная мощность, кВт	Расход пара, кг/ч	Температура испарения влаги, °C	Влаговыделение, кг/ч	Тепловыделение, ккал/ч	
							явное	скрытое
Стиральное отделение								
Стиральная машина	280	80	2,2	35,0	80	3,60	1660	2300
	190	32	1,75	25,0	80	2,70	780	1700
	120	22	1,95	15,0	80	1,80	670	1150
	—	10	—	—	80	0,50	600	300
	—	5	—	—	80	0,25	500	150
Чан с механизмом для полоскания	850	—	0,75	—	25	2,50	—	1650
	600	—	0,75	—	25	2,00	—	1350
Бучильник дезинфекционный	440	80	—	160,0	90	2,80	750	1800
	220	40	—	80,0	90	2,50	560	1600
Прикрытый бучильник	50	8	—	13,0	90	1,10	290	700
Чан для варки щелока емкостью 370 л	—	—	—	50,0	60	2,10	460	1300
То же, емкостью 110 л	—	—	—	18,0	60	0,90	160	560
Ручные стиральные корыта	—	—	—	—	35	3,40	390	2100
Центрифуга	510	32	3,5	—	—	—	—	—
	200	12	1,3	—	—	—	—	—
Пол (на 1 м <sup>2</sup> )	—	—	—	—	25	0,30	—	180
Мокрое белье (на 100 кг)	—	—	—	—	40	5,00	—	3100
Люди (на 1 работника)	—	—	—	—	—	0,20	80	125
Двигатели (на 1 кВт)	—	—	—	—	—	—	86	—
Технологические паропроводы (на 1 кг пара)	—	—	—	—	—	—	20	—

Источник тепло- и влаговыведения	Производительность	Емкость	Установленная мощность, кВт	Расход пара, кг/ч	Температура испарения влаги, °С	Влаговыведение, кг/ч	Тепловыделение, ккал/ч	
							явное	скрытое
<b>Замочечное отделение</b>								
Замочечный чан (на 1 м <sup>2</sup> )	—	—	—	—	25	0,59	—	360
Пюль (на 1 м <sup>2</sup> )	—	—	—	—	22	0,18	—	110
Люди (на 1 работника)	—	—	—	—	—	0,20	80	125
<b>Сушильно-гладильное отделение</b>								
Электроутюг	—	—	—	—	—	0,30	410	190
Массивный чугунный утюг	—	—	—	—	—	0,15	215	95
Каток паровой на 5 вальцев	480	—	1,3	70,0	—	4,00	6800	2550
						23,00	13200	14950
						5,0	8000	3700
Каландр на 5 вальцев	600	—	1,5	90,0	—	29,00	17900	18600
Сушильно-гладильная машина	1500	—	—	—	—	52,5	34000	38000
	1000	—	—	—	—	45	28000	28000
	500	—	—	—	—	22,5	17000	15000
	250	—	—	—	—	13	10000	8000
Гладильный пресс	—	—	—	—	—	3,2	2800	2000
						2,4	2100	1500
Сушилка (на 1 кулису)	50	—	—	8,0	—	—	500	—
Каток грузовой	300	—	0,75	—	—	—	—	—
Моторы (на 1 кВт)	—	—	—	—	—	—	86	—
Технологические паропроводы (на 1 кг пара)	—	—	—	—	—	—	25	—
Люди (на 1 работника)	—	—	—	—	—	0,16	80	100

Примечание. 1. Для мокрого белья принимается условная температура +40°,  
 2. Величины тепло- и влаговыведений в виде дроби показывают в числителе количество тепла и влаги, поступающего непосредственно в помещение, а в знаменателе — под зонти, установленный над оборудованием.  
 3. Тепло, поступающее от белья после сушки и глажения, добавлено к тепловыделениям оборудования.

Таблица VII.4. Тепло- и влаговыведения на предприятиях общественного питания

Источник тепло- и влаговыведения	Тепловыделение (явное), ккал/ч	Источник тепло- и влаговыведения	Тепловыделение (явное), ккал/ч
Плиты на 1 м <sup>2</sup> в плане	3500	Мармит (на 1 м <sup>2</sup> в плане)	1300
на 1 м <sup>2</sup> жарочной поверхности	5000	Паровой шкаф (на 1 м <sup>2</sup> в плане)	2500



Источник тепло- и влаговыведения	Тепловыделе- ние (явное), ккал/ч	Источник тепло- и влаговыведения	Тепловыделе- ние (явное), ккал/ч
Огневая плита № 1 (в плане 3,87 × 1,67 м)	35000	Кондитерская печь (на 1 м <sup>2</sup> внешней поверхности)	500
То же, № 19 (1,68 × 0,72 м)	6400	Кипятильник:	2000
» № 21 (2,4 × 1,14 м)	15000	емкостью 200 л, диаметром 0,8 м	
Электроплиты кухонные (на 1 квт установленной мощности)	430	то же, 100 л	1500
Газовые плиты ресторанные, секционные (на 1 м <sup>2</sup> в плане, размер 1,135 × 0,8 м при расходе газа на секцию 3,8 нм <sup>3</sup> /ч)	4000	емкостью 50 л, диаметром 0,5 м	1200
Газовая плита ресторанный со шкафом на 8 конфорок (расход газа 100 000 ккал/ч)	13500	» 25 л	600
То же, на 12 (расход газа 240000 ккал/ч)	20000	Жарочно-кондитерские шкафы ГКШ-3 и ШК-20	2500
То же, на 16	27000	Жаровня газовая УЖГ-Г1 или электрическая УЖГ-Э1 м	2500
Варочный котел емкостью, л:		Разные электроприборы, кроме кипятильников, плит и котлов (на 1 квт установленной мощности)	260
40	1100	Паропроводы (на 1 кг пара)	25
60	(1900)	Люди (на 1 рабочего)	80
125	1700	Стенки завес над плитой (на 1 м <sup>2</sup> остекления)	100
250	(6270)	Обработываемые продукты на плитах (на 1 кг/ч)	(250)
400	3200	Влаговыведения (кг/ч) варочных котлов в зависимости от их емкости, л:	
600	(14500)	40	3
800	5000	60	5
	(30000)	125	10
		250	16
		400	23
		600	39
		800	48

Примечания. 1. При определении тепло-влажновыведений оборудования коэффициент одновременности работы оборудования принимают равным 0,8.

2. Тепловыведения в помещении от оборудования, установленного под завесами, принимают 20% от приведенных в таблице; влаговыведения не учитывают. Скрытые тепловыведения приведены в скобках.

3. При расчете завес принимают: удаление 80% тепла, 100% влаги. Температуру под завесами над плитами принимают 45°, над варочными котлами — 80°, относительную влажность воздуха — 80%.

4. Влаговыведения на 1 рабочего человека составляют 0,16 кг/ч, на 1 кг/ч обрабатываемых на плитах продуктов — 0,40 кг/ч.

Таблица VII.5 Расчетные параметры наружного воздуха

Наименование населенных пунктов	Географическая широта, ° с. ш.	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Параметры						Скорость ветра, м/с
			А		Б		В		
			Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	
Александровск-Сахалинский	52	760	19	11,2	22,1	11,9	34	16	3,7
Алма-Ата	44	700	-19	-4,2	-26	-6,1	-41	-9,8	7,8
Архангельск	64	760	27,6	12,3	31,2	13	42	19,5	1
Астрахань	48	760	-12	-2,2	-27	-6,4	-36	-8,6	1,9
Ашхабад	36	730	18,6	11,6	24,5	13,2	34	17,6	4
Баку	40	760	-19	-4,2	-32	-7,6	-48	-11,5	5,9
Барнаул	52	745	29,5	14,6	33	15,4	40	20,2	3,6
Батуми	40	760	-8	-1	-22	-5	-34	-8,1	4,8
Бодайбо	56	715	36	13,9	39	15	47	18,4	2,4
Братск	56	730	-2	1	-11	-1,9	-24	-5,5	2,8
Брест	52	745	28,3	15,6	31,7	16,4	40	19,4	4
Брянск	52	745	1	2	-4	0,2	-13	-2,5	8,4
Вильнюс	56	745	23,9	12,4	28,3	13,3	41	17,8	1
Винница	48	730	-23	-5,3	-39	-9,3	-52	-12,5	5,9
Витебск	56	745	25,9	16,5	29,6	17,1	40	19,3	—
Владивосток	44	745	4	3,1	-1	1,2	-9	-1,3	—
Волгоград	48	745	23,1	11,6	27,6	12,6	39	15,7	1
Воронеж	52	745	-36	-8,6	-47	-11,3	-55	-13,2	3,2
Ворошиловград	48	760	22,5	11,7	27,7	12,7	37	15	1
Горький	56	745	-30	-7,1	-43	-10,3	-58	-13,9	3,4
Днепропетровск	48	745	22,4	11,7	27	13,5	37	15	3,3
Душанбе	40	685	-8	-1	-20	-4,5	-36	-8,6	5,2
Енисейск	60	745	22,5	11,9	27,3	12,7	38	18,1	1
Ереван	40	685	-13	-2,5	-24	-5,5	-42	-10,1	6,3
Железнодорожный	56	745	21,6	11,5	26,1	12,7	34	16,7	1
Златоуст	56	745	-9	-1,2	-23	-5,3	-37	-8,1	5,5
Иркутск	52	745	21,6	11,8	25,7	12,7	36	14,6	3,6
Казань	56	745	-12	-2,2	-26	-6,1	-41	-9,8	5,9
Калининград	54	745	23,6	12,8	23,4	14,7	36	19,3	4,7
Камышин	48	745	-16	-3,4	-25	-5,8	-31	-7,3	9
Киев	50	745	28,6	13,2	33	13,8	42	16	4,6
Киров	56	745	-13	-2,5	-22	-5	-36	-8,6	8,5
Кисловодск	43	745	24,2	12,5	28,9	13,1	41	16,7	3,3
Кобальды	48	760	-14	-2,8	-25	-5,8	-38	-9,1	5,4
Копельцево	56	745	27,3	13,2	31,8	14	40	15,8	1
Курган	56	745	-10	-1,6	-25	-5,8	-42	-10,1	5,3
Курск	52	745	21,2	12,2	26,8	13,1	37	16,8	1
Ленинград	59	745	-17	-3,7	-30	-7,1	-41	-9,8	5,1
Ленинск-Кулинский	48	745	26,5	12,9	31	13,7	40	20,2	1
Ленинск-Заводской	56	745	-9	-1,3	-24	-5,5	-34	-8,1	5,5
Ленинск-Турковский	56	745	34,3	13,8	36,8	14,7	40	17,8	1
Ленинск-Холмский	56	745	-2	0,9	-14	-2,8	-29	-6,8	2,8
Ленинск-Энергетический	56	745	22,3	11,5	27,7	12,6	37	15,2	1
Ленинск-Эрзянский	56	745	-28	-6,6	-47	-11,3	-59	-14,2	3,7
Ленинск-Эрзянский	56	745	29,7	14,6	34,8	15	41	17,4	1
Ленинск-Эрзянский	56	745	-8	-1	-19	-4,2	-31	-7,3	2,5

Наименование населенных пунктов	Географическая широта, °С Ш	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Параметры						Скорость ветра, м/с
			А		Б		В		
			Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	
Запорожье	48	760	27,1	13,3	31,2	14	41	15,8	3,5
			-9	-1,3	-23	-5,3	-34	-8,1	5,4
Иркутск	52	715	22,7	12	26,9	12,8	36	16,9	1
			-25	-5,8	-38	-9,1	-50	-12	2,8
Казань	56	745	22,8	12,2	27,3	13,1	38	17,2	3,6
			-18	-3,9	-30	-7,1	-47	-11,3	5,7
Караганда	48	715	25,1	11,1	31	12,4	40	15,4	1
			-20	-4,5	-32	-7,6	-49	-11,8	7,7
Керчь	44	760	26	14,5	30,3	15	37	17	4,1
			-4	0,3	-15	-3,1	-26	-6,1	7,5
Киев	52	745	23,7	12,8	28,7	13,4	39	16,9	1
			-10	-1,6	-21	-4,7	-32	-7,6	4,3
Кировоград	48	745	25,8	13,2	29,7	13,7	40	15,6	1
			-9	-1,3	-21	-4,7	-35	-8,4	4,8
Кишинев	48	745	26	13,5	30,2	14,2	39	17,6	3,6
			-7	-0,7	-15	-3,1	-32	-7,6	5,4
Копотоп	52	745	24	12,5	28	13,3	37	15,5	1
			-11	-1,9	-23	-5,3	-37	-8,8	5,2
Красноярск	56	730	22,5	11,8	25,9	12,4	38	15,9	1
			-22	-5	-40	-9,6	-53	-12,7	6,2
Курск	52	730	22,9	12,2	27,8	12,8	37	16,7	3,5
			-14	-2,8	-24	-5,5	-38	-9,1	5,3
Ленинград	60	760	20,6	11,5	24,8	12,3	33	16	8,7
			-11	-1,9	-25	-5,8	-36	-8,6	4,2
Львов	48	730	22,1	12,7	26,4	13,7	38	16,9	1
			-7	-0,6	-19	-4,2	-34	-8,1	6,4
Магнитогорск	52	730	22,8	11,8	27,4	12,5	39	16,4	1
			-22	-5	-34	-8,1	-46	-11	8,1
Минск	52	745	21,2	11,9	25,9	12,8	35	16,4	3,8
			-10	-1,6	-25	-5,8	-39	-9,3	5,4
Москва	56	745	22,3	11,8	28,5	12,9	33	16,7	3,4
			-14	-2,8	-25	-5,8	-40	-9,6	4,9
Мурманск	68	760	16,6	9,9	22	10,2	33	12,8	3,8
			-18	-3,9	-28	-6,6	-38	-9,1	7,5
Наманган	40	715	34,2	14,9	37	15,7	44	17,8	1
			-7	-0,9	-15	-3,1	-29	-6,8	2
Николаев	48	760	27,9	13,9	31	14,8	40	17,2	3,2
			-7	-0,7	-19	-4,2	-30	-7,1	5,4
Новороссийск	44	760	26,7	14,4	30,1	15,7	39	17,2	2,9
			-2	-0,9	-13	-2,5	-24	-5,5	6,7
Новосибирск	56	745	22,7	12	26,4	13,1	38	18,8	1
			-24	-5,5	-39	-9,3	-50	-12	5,7
Одесса	48	760	25	14,1	18,6	14,8	38	17,6	3,9
			-6	-0,3	-18	-3,9	-29	-6,8	8,5
Петрозаводск	60	760	18,6	11	23,1	12	35	15,2	3,2
			-14	-2,8	-29	-6,8	-40	-9,6	5,9
Полтава	48	745	24,5	12,9	29,4	15,5	38	16,4	4,4
			-11	-1,9	-22	-5	-37	-8,8	6,2

Наименование населенных пунктов	Географическая широта, °с. ш.	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Параметры						Скорость ветра, м/с
			А		Б		В		
			Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	
Рига	56	760	20,3	11,3	24,3	12,2	34	15,9	1
			-9	-1,3	-20	-4,5	-35	-8,4	4,5
Ровно	52	730	22,6	12,3	25,1	13,2	38	17,2	1
			-9	-1,3	-21	-4,7	-36	-8,6	7,5
Ростов-на-Дону	48	745	27,3	13,7	31,9	14,5	40	17,8	3,6
			-8	-1	-22	-5	-33	-7,9	6,5
Самарканд	40	685	32,3	14,2	35	15	44	20,3	1
			-3	0,5	-13	-2,6	-30	-7,1	2,7
Свердловск	56	730	20,7	11,5	28,7	12,2	38	15,8	1
			-20	-4,5	-31	-7,3	-43	-10,3	5
Севастополь	44	760	25	14,5	29,4	15,4	38	17	2,3
			0	1,7	-11	-2	-22	-5	6,4
Симферополь	44	730	26,1	14,2	31,8	15,1	40	16,8	2,8
			-4	0,3	-16	-3,4	-29	-6,8	6
Сочи	44	760	25,9	15,8	30,2	16,6	39	17,8	1,8
			2	2,3	-3	0,5	-15	-3,1	6,5
Сыктывкар	60	745	20,3	11,7	25,7	12,6	35	14,5	3,5
			-20	-4,6	-36	-8,6	-51	-12,2	5,5
Таллин	60	760	19	11,3	23,5	12,2	33	15,4	4,9
			-9	-1,3	-21	-4,7	-32	-7,6	7,7
Ташкент	40	715	33,2	13,9	35,7	15	44	19,8	1,2
			-6	0,6	-15	-3,1	-30	-7,1	1,7
Тбилиси	40	715	28,8	14,4	34,7	15	40	19,7	1
			0	1,4	-7	-0,9	-23	-5,3	3,9
Тернополь	48	730	22,1	12,6	26,8	13,7	37	15	1
			-9	-1,2	-21	-4,7	-34	-8,1	5,1
Ужгород	48	745	24,2	13	28,1	14	40	17,6	1
			-7	-0,6	-18	-3,9	-28	-6,6	3,6
Умань	48	745	24,1	12,8	28,7	13,8	38	15,5	1
			-10	-1,6	-21	-4,7	-37	-8,8	5,8
Уральск	52	760	28,1	12,8	32,8	13,6	42	15,5	1
			-18	-3,9	-30	-7,1	-43	-10,3	6,8
Уфа	56	745	23,4	12,1	28	13	40	17,6	3,4
			-19	-4,2	-29	-6,8	-42	-10,1	8,1
Фергана	40	700	32,2	14,9	36,2	15,7	43	21,8	1
			-7	-0,8	-15	-3,1	-28	-6,6	2
Фрунзе	44	700	28,9	12,6	34,4	13,8	42	17,6	1
			-9	-1,5	-23	-5,3	-38	-9,1	2,4
Хабаровск	48	745	24,1	14,5	28,4	15,6	40	19,4	1
			-23	-5,3	-32	-7,6	-43	-10,3	5,9
Харьков	52	745	25,1	12,6	29,4	13,4	39	18,2	1
			-11	-1,9	-23	-5,3	-36	-8,6	5
Херсон	48	760	29	13,8	30,6	14,7	39	17,8	1
			-7	-0,7	-18	-3,9	-32	-7,6	6,2
Целиноград	52	730	24,9	11,5	31	12,2	42	15,4	5
			-22	-5	-35	-8,4	-52	-12,5	7,7
Челябинск	56	745	22,8	11,5	27,3	12,5	39	18,1	3,2
			-20	-4,5	-29	-6,8	-45	-10,8	4,5

Наименование населенных пунктов	Географическая широта, ° с. ш	Барометрическое давление, мм рт. ст.	Параметры						Скорость ветра, м/с
			А		Б		В		
			Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	Температура, °С	Теплосодержание, ккал/кг	
Чернигов	52	745	23,2 —11	12,3 —1,9	27,8 —22	13 —5	39 —34	16,8 —8,1	3,5 4,2
Якутск	62	745	23 —45	11,5 —10,8	28,6 —55	12,5 —13,2	38 —64	14,6 —15,4	1 2,6
Ялта	44	760	26,3 1	14,6 1,9	30,5 —6	15,4 —0,6	39 —15	17 —3,1	2,4 4,4

Примечания 1 Для параметров воздуха и скорости ветра, верхняя строчка у всех городов содержит данные для теплого периода года, нижняя — холодного

2. В таблице приведены осредненные данные, предназначенные для расчетов

### Определение количества вентиляционного воздуха

Количество вентиляционного воздуха определяется для каждого помещения на основании выделяющихся в помещении вредностей, приведенных в табл. VII.2—VII.4 и др., или задается на основании исследований.

Если характер и количество вредностей не поддаются учету, вентиляционный воздухообмен определяют по кратностям, значения которых приведены в табл. VII.7.

Приведенные в табл. VII.7 кратности обмена воздуха отнесены к высоте помещения 3 м. При другой высоте помещений эти кратности принимаются с коэффициентом, равным отношению высоты помещения (3 м) к проектной высоте.

Необходимый воздухообмен определяют по следующим формулам: при газовыделениях

$$L = \frac{G}{b_e - b_n}; \quad (\text{VII.1})$$

при влаговыделениях

$$L = \frac{D}{(d_v - d_n) \gamma}; \quad (\text{VII.2})$$

при тепловыделениях

$$L = \frac{Q}{C\gamma(t_y - t_n)}; \quad (\text{VII.3})$$

по кратности

$$L = VK_p.$$

Здесь  $L$  — необходимый воздухообмен,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$G$  — газовыделение в помещение,  $\text{л}/\text{ч}$ ;

$b_n$  — предельно допустимое содержание газа в удаляемом воздухе,  $\text{л}/\text{м}^3$ ;

$b_n$  — содержание газа в приточном воздухе  $\text{л}/\text{м}^3$ ;

$D$  — влаговыделения в помещение,  $\text{г}/\text{ч}$ ;

$d_v$  и  $d_n$  — влагосодержание удаляемого и приточного воздуха,  $\text{г}/\text{кг}$ ;

$\gamma$  — плотность воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$Q$  — выделение в помещение явного тепла,  $\text{ккал}/\text{ч}$ ;

$C$  — теплоемкость воздуха, равная  $0,24 \text{ ккал}/\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}$ ;

$t_y$  и  $t_n$  — температура удаляемого и приточного воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;

$V$  — объем помещения,  $\text{м}^3$ ;

$K_p$  — кратность воздухообмена (табл. VII.7).

## Нормы допустимых концентраций $\text{CO}_2$ в воздухе, л/м<sup>3</sup>

В местах постоянного пребывания людей (жилые комнаты) . . .	1
В детских комнатах и больницах . . . . .	0,7
В местах периодического пребывания людей (учреждения) . . .	1,25
То же, кратковременного пребывания . . . . .	2,0
В наружном воздухе:	
населенная местность (село) . . . . .	0,33
малые города . . . . .	0,4
большие » . . . . .	0,5

При одновременном выделении в помещение тепла и влаги расчет удобнее вести по  $I - d$ -диаграмме (стр. 102), пользуясь угловым масштабом (тепловлажностным отношением).

При выделении в помещение нескольких видов инертных газов ( $\text{CO}_2$  и др.) необходимый воздухообмен определяют по формуле (VII.1) для каждого газа отдельно и принимают большее значение. При выделении нескольких токсичных газов, паров растворителей (ацетона, спиртов, эфиров, уксусной кислоты и др.), раздражающих газов (серного и сернистого ангидрида, хлористого и фтористого водорода и др.) принимают сумму вентиляционных воздухообменов, определенных для каждого газа раздельно.

**Пример VII.1.** Определить необходимый воздухообмен на 1 чел., находящегося в спокойном состоянии.

Необходимый воздухообмен по  $\text{CO}_2$  определяем по формуле (VII.1). Выделение  $\text{CO}_2$  для 1 чел. в спокойном состоянии по табл. VII.2 равно 23 л/ч. Содержание  $\text{CO}_2$  во внутреннем и наружном воздухе принимаем по нормам,  $b_B = 1$  л/м<sup>3</sup>;  $b_H = 0,5$  л/м<sup>3</sup>. Подставляя эти величины в формулу (VII.1), находим

$$L_{\text{CO}_2} = \frac{G}{b_B - b_H} = \frac{23}{1 - 0,5} = 46 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Необходимый воздухообмен по влаговыведениям определяем по формуле (VII.2). Влаговыведение 1 чел. в спокойном состоянии  $D = 40$  г/ч, по табл. VII.2 плотность воздуха при  $t = 20^\circ$   $\gamma = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>; влагосодержание внутреннего удаляемого воздуха  $d_B = 8,9$  г/кг при  $B = 745$  мм рт. ст. и  $\phi = 60\%$ , находим по  $I - d$ -диаграмме (см. лист VII.14). Аналогично находим влагосодержание наружного воздуха  $d_H = 6,3$  г/кг при  $t_H = 10^\circ$  и  $\phi = 80\%$ . Подставляя эти величины в формулу (VII.2), получаем

$$L_d = \frac{D}{(d_B - d_H) \gamma} = \frac{40}{(8,9 - 6,3) 1,2} = 12,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Необходимый воздухообмен по тепловыделению определяем по формуле (VII.3). Явное тепло  $Q_A = 75$  ккал/ч находим по табл. VII.2.

$$L_Q = \frac{Q_A}{C_v (t_y - t_H)} = \frac{75}{0,24 \cdot 1,2 \cdot \Delta t}.$$

При  $t_H = 10^\circ$  значение  $\Delta t = t_y - t_H = 20 - 10 = 10$ . Таким образом,  $L_Q = 26,05$  м<sup>3</sup>/ч. При летних температурах перепад  $\Delta t = 3^\circ$  и  $L_Q = 87$  м<sup>3</sup>/ч.

На основании расчетов следует, что необходимый воздухообмен на 1 чел., например, для условий Киева должен составлять (м<sup>3</sup>/ч):

Зимой и в переходной период:

в жилых зданиях (постоянное пребывание) . . . . .	46
в учреждениях (временное пребывание) . . . . .	30,6
в театрах (кратковременное пребывание) . . . . .	16—26

Летом при  $\Delta t = 3^\circ$  . . . . . 87

Для помещений, где количество одновременно пребывающих людей известно, вентиляционный воздухообмен определяют по норме подачи воздуха на 1 чел. (табл. VII.8).

В производственных помещениях с объемом здания менее 20 м<sup>3</sup> на 1 чел. должна быть предусмотрена вентиляция, обеспечивающая воздухообмен не менее 30 м<sup>3</sup>/ч на 1 работающего, а в помещениях с кубатурой на 1 работающего 20—40 м<sup>3</sup> — не менее 20 м<sup>3</sup>/ч. В помещениях без окон и фонарей воздухообмен на 1 чел. должен быть

Таблица VII.6. Нормативные параметры воздуха в рабочей зоне производствен-  
Г. 7—62)

Характеристика помещений	Категория работы	Холодный и переходный периоды года ( $t_n < +10^\circ$ )						
		На постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий						
		Оптимальные			Допускаемые			Допускаемая температура вне рабочих мест $^\circ\text{C}$
		температура, $^\circ\text{C}$	относительная влажность, проц.	скорость движения, $\text{м/с}$ (не более)	температура, $^\circ\text{C}$	относительная влажность, проц.	скорость движения, $\text{м/с}$ (не более)	
Производственные, незначительные избытки явного тепла ( $20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ и менее)	Легкая	18—21	60—40	0,2	17—22	80	0,3	15—20
	Средней тяжести	16—18		0,3	15—17		0,5	13—15
	Тяжелая	14—16		0,3	13—15		0,5	12—14
Производственные; значительные избытки явного тепла (более $20 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч}$ )	Легкая	18—21	60—40	0,2	17—24	80		15—26
	Средней тяжести	16—18		0,3	17—22		0,5	15—24
	Тяжелая	14—16		0,3	14—17			12—19
Общественные и жилые здания	—	19—21	60—40	0,3	По соответствующим главам СНиПа		—	

Примечания 1. Незначительными считаются избытки явного тепла не превышающие мешениях 2 При определении характеристики помещений по избыткам явного тепла для уста тепло, которое выделяется в рабочую зону и уносится с воздухом, удаляемым местными отсосами.

Теплый период года ( $t_{н} > +10^{\circ}$ )

На постоянных рабочих местах или в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий

Оптимальные

Допускаемые

Допускаемая температура в рабочих мест.  $^{\circ}\text{C}$

температура,  $^{\circ}\text{C}$

относительная влажность, проц.

скорость движения, м/с (не более)

температура,  $^{\circ}\text{C}$

относительная влажность, проц.

скорость движения, м/с (не более)

22—25

20—23

17—20

60—40

0,3

Не более чем на  $3^{\circ}$  выше расчетной наружной вентиляционной температуры (параметры А), но не более  $28^{\circ}$

При  $28^{\circ}$  не более 55; при  $26^{\circ}$  не более 60; при  $24^{\circ}$  не более 65; ниже  $24^{\circ}$  — не более 75

0,5

0,7

1, но не менее 0,5

Не более чем на  $3^{\circ}$  выше расчетной наружной вентиляционной температуры (параметры А)

22—25

20—23

17—20

60—40

0,3

Не более чем на  $5^{\circ}$  выше расчетной наружной вентиляционной температуры (параметры А), но не более  $28^{\circ}$

При  $28^{\circ}$  не более 55; при  $26^{\circ}$  не более 60; при  $24^{\circ}$  не более 65; ниже  $24^{\circ}$  не более 75

0,7

0,7 — 1

1 — 1,5, но не менее 0,5

Не более чем на  $5^{\circ}$  выше расчетной наружной вентиляционной температуры (параметры А)

22—25

60—40

0,3

Не более чем на  $3^{\circ}$  выше расчетной наружной вентиляционной температуры (параметры А)

—

0,5

—



Таблица VII.7. Расчетные температуры и воздухообмен в помещениях жилых и общественных зданий

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
<b>Жилые здания (СНиП II-Л. 1—71)</b>			
Жилая комната квартиры и общежития в зданиях для I строительной-климатической зоны (воздухообмен на 1 м <sup>2</sup> площади пола)	20	(3)*	—
То же, для остальных зон	18	—	—
Кухня квартиры, кухня и кубовая общежития (в негазифицированных зданиях)	15	(60)	—
То же, в газифицированных:	15		
при двухконфорочных плитах не менее		(60)	—
то же, при трехконфорочных		(75)	—
» при четырехконфорочных		(90)	—
Ванная индивидуальная	25	(25)	—
Ванная с индивидуальным нагревателем	18	(25)	—
Уборная индивидуальная	16	(25)	—
Совмещенный санитарный узел	25	(50)	—
То же, с индивидуальным нагревателем	18	(50)	—
Умывальная индивидуальная	18	0,5	—
Ванная или душевая общие	25	5	—
Кабина личной гигиены женщины	23	2	—
Уборная общая:			
на унитаз	16	(50)	—
на писсуар	16	(25)	—
Гардеробная, комната для чистки и глажения одежды, умывальная общая в общежитии	18	1,5	—
Помещения для культурно-массовых мероприятий, индивидуальной подготовки к занятиям, комната отдыха дневного пребывания, помещения коменданта и воспитателя, служебная комната обслуживающего персонала в общежитии	18	6	—
Постирочная	15	7	По расчету, но не менее 4
Гладильная, сушильная в общежитии	15	3	То же, 2
Сушка для одежды и обуви в общежитии	15	6	» 4
Приемные в общежитии	18	3	2
Парикмахерская в общежитии	18	3	—
Кладовые и бельевые в общежитии	16	1	—
Изолятор в общежитиях:			
вестибюль	16	1	—
палата, комната персонала	20	1	—
кабинет врача	18	1	—
кабинет физиотерапии	20	4	3
процедурная	20	2	1,5
Машинное помещение лифтов (воздухообмен по расчету, но не менее	5	1	—
Электрощитовая, мусоросборная камера	5	1	—
<b>Гостиницы (СНиП II-Л. 17—65)</b>			
Номера (на одно гостиничное место)	20	(30)	—

\* Цифры в скобках обозначают воздухообмен в м<sup>3</sup>/ч (не менее).

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Гардероб, комната для чистки одежды и обуви,	20	1	—
общая умывальная	16	1	—
Кладовые, бельевые, камера хранения			
Санитарный узел номера:			
одноместный	25	(50)	—
двухместный	25	(60)	—
Общий санитарный узел:			
на 1 унитаз	16	(50)	—
на 1 писсуар	16	(25)	—
<b>Санатории (СНиП II-Л. 10—62)</b>			
Вестибюль, гардеробная, регистратура, помещение для хранения вещей больных, парикмахерская	16	1	—
Кабинет главного врача (директора), кабинет заместителя директора, бухгалтерия с кассой, канцелярия, комната общественных организаций и инженерно-технического персонала, медицинский архив	18	0,5	—
Спальные комнаты, комнаты персонала, комнаты чистки одежды и обуви, ожидальные, комнаты дневного пребывания	18	1	—
Кабинеты врачей, аптечная комната	20	1	1
Кабинеты: рентгеновский (при работе с закрытыми аппаратами), электросветолечения, парафино- и озокеритолечения, массажные	20	4	3
Ингаляторий индивидуальный	20	4	3
То же, групповой	20	10	9
Кабинеты: функциональной диагностики и электрокардиографии, антропометрическая, кислородная палата, процедурные,	20	2	1,5
Зубоврачебный кабинет	18	1	1
Зал лечебной физической культуры (на одного человека)	18	—	(50—60)
Лаборатория	18	3	1
Водолечебница и грязелечебница:			
зал с ваннами, душевой, зал с водолечебной камерой, зал грязевых процедур и душевые кабины в зале	25	5	3
раздевательные (баланс по объему залов с ваннами и грязевых процедур)	23	—	2
грязевая кухня, помещение для мойки и сушки простыней, халатов, брезентов	18	5	4
бельевые, кладовые брезентов, халатов, простыней, грязелечебницы, компрессорная ингалятория	16	0,5	—
Обеденный зал, раздаточная	16	По расчету	
Варочный зал, заготовочная, кондитерская с печью	5	По расчету	
Буфетная, хлебозерка	16	1	1
Моечные кухонной и столовой посуды	18	6	4
Заготовочные, изолированные от варочного зала — мясная, рыбная, овощная и холодных блюд, комнаты для предварительной обработки продуктов	16	4	3
Машинные отделения для охлаждаемых камер, гардеробная персонала	16	1	—

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Кладовые суточного запаса продуктов, загрузочная, тарная	12	1	—
Комнаты шеф-повара, сестры, врача и персонала	18	1	—
Зрительный зал с эстрадой (на 1 зрительное место)	—	По притоку	(40)
летом	14	То же	(20)
зимой	—	По нормам кинотеатров	—
Кинопроекционная	18	1	1
Радиоузел, фотолаборатория	18	1	—
Гостинные, комната для артистов	18	2	3
Библиотека-читальня	18	10	—
Бильярдная	15	4,5	3,5
Помещение для сдачи и сортировки грязного белья	15	13	10
Стиральная (воздухообмен по расчету, но не менее)	15	6	4
Гладильная, сушильная (воздухообмен по расчету, но не менее)	15	1	1
Помещение для починки, хранения и выдачи чистого белья	16	1	1
Комната персонала, гардеробная	16	1	1
А п т е к и (СН 273—64) и (СНиП II-Л.9—70)			
Зал обслуживания	18	3	—
Ассистентская, асептическая, расфасовочная, хранение товаров, комната химика-аналитика	18	3	2
Моечная, кубовая-стерилизационная	18—20	4	3
Помещение для хранения термолабильных материалов	12	3	2
Б о л ь н и ц ы и п о л и к л и н и к и (СНиП II-Л.9—70)			
Палаты:			
для взрослых, противошоковые, спальня для матерей детских отделений, гипотермии, для туберкулезных (на 1 койку)	20	—	(40)
предродовые, оклампсии, манипуляторные, для новорожденных	25	2	1,5
послеоперационные, отделений анестезиологии-реанимации, родовые, родовые (боксы), операционные, операционные-диализационные, наркозные, для больных с ожогами кожи	22	По расчету	—
послеродовые (на 1 койку)	22	(40)	—
для детей (в том числе для новорожденных на 1 койку)	22	(20)	—
для травмированных и недоношенных новорожденных (на 1 койку)	25	(15)	—
Палаты в боксах, полубоксах, фильтр-боксы, предбоксы (вытяжка из коридора)	22	2	2,5
Фильтры, приемно-смотровые боксы, смотровые, перевязочные, манипуляционные, предоперационные, процедурные, комнаты для сцеживания грудного молока и кормления детей в возрасте до 1 года, кабинеты пневмоторакса с кабиной для раздевания и комнатой отдыха, помещения для прививок	22	2	1,5

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Кабинет врачей, ангиографии, акупунктуры, выписные, аудометрии, антропометрии, а также комнаты персонала, отдыха больных водолечебниц, помещения для ректороманоскопии	20	1	1
Процедурные и кабины для раздевания при рентгенодиагностических кабинетах, процедурные и раздевальные флюорографических кабинетов, процедурные для рентгеновских снимков зубов, моечные лабораторной посуды патолого-анатомических отделений, комнаты управления рентгеновских кабинетов и радиологических отделений, фотолаборатория, кабинеты электросветолечения, массажные	20	4	3
Стерилизационные при операционных, лаборатории и помещения для производства анализов, кабинеты (помещения) радиотелеметрических, эндокринологических и других исследований, кольпоскопные, помещения для приема, сортировки и взятия проб для лабораторных анализов, монтажные и моечные кабинетов искусственной почки и помещения для аппарата искусственного кровообращения, растворные-деминерализационные, препараторские лабораторий, помещений для центрифуг и окраски мазков, весовые, калориметрические, средоварки, материально-аппаратные лабораторий, фиксационные, комнаты для занятий с персоналом, рецептурные, помещения для подготовки перевязочных и операционных материалов и белья, контроля, комплектования и упаковки инструментов, приема, разборки, мытья и сушки хирургических инструментов, шприцов, игл и катетров	18	3	1
Залы лечебной физической культуры (на одного занимающегося в зале)	18	(50)	
Кабинеты механотерапии и функциональной диагностики	22	3	1
Кабинеты лечебной физической культуры, зубо-врачебные кабинеты, комнаты зондирования, помещения для дегельминтизации	20	3	2
Помещения (комнаты) для санитарной обработки больных, душевые, кабины личной гигиены женщин, помещения для субаквальных, сероводородных и других ванн (кроме радоновых), подогрева парафина и озокерита, лечебные плавательные бассейны	25	5	3
Помещения для хранения гипсовых бинтов и гипса, музеи и препараторские при них в патолого-анатомических отделениях, компрессорные ингаляторы, центральные бельевые и бельевые для хранения чистого белья, помещения для хранения лекарственных средств, перевязочных материалов и других медицинских товаров, помещения для временного хранения инфицированного белья и постельных принадлежностей, помещения для хранения хозяйственного инвентаря.	16	1	—

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Помещения стерилизационных-автоклавных центральных стерилизационных	16	По расчету	
Помещения для мытья, стерилизации и хранения суден и горшков, мытья и сушки клеенок, сортировки и временного хранения грязного белья, для хранения предметов уборки, помещения для хранения (временного) последов и льда, помещения для временного хранения белья и хранения твердых отходов, загрязненных радиоактивными веществами, кладовые кислот, помещения для хранения дезинфицирующих средств	16	5	—
Регистратуры, справочные, вестибюли, гардеробные, помещения для приема передач больным, помещения для временного хранения вещей больных, ожидающие, помещения для хранения теплых вещей при верандах, помещения для хранения одежды и обуви больных, выходящих на прогулки, кладовые вещей больных и гладильные, инструментально-материальные, раздаточные с подсобным помещением в молочно-раздаточных пунктах, комнаты для хранения реактивов и аппаратуры в патолого-анатомических отделениях, помещения для текущего ремонта физиотерапевтической аппаратуры, буфетные, столовые для больных.	18	1	—
Помещения для обработки резиновых перчаток, для мытья и стерилизации столовой и кухонной посуды при буфетных и столовых палатных отделениях, боксов и полубоксов, парикмахерские для обслуживания больных, муляжные.	18	3	2
Хранилища радиоактивных веществ, фасовочные и моечные в радиологических отделениях, моечные лабораторий.	18	6	5
Процедурные в кабинетах для статической и подвижной теле-гамма-терапии, комнаты для центрирования в кабинетах для подвижной теле-гамма-терапии, процедурные рентгенотерапевтические, кабинеты микроэлектроволновой терапии, ультразвуковой высокочастотной терапии, аэроионолечения, теплолечения и укутывания, помещения приготовления растворов для радоновых ванн, кабинеты лечения ультразвуком	20	5	
Радоновые ванны, грязелечебные залы, душевой зал с кафедрой, кабинеты грязелечения для гинекологических процедур	25	5	4
Раздевальные и кабины для раздевания в водолечебницах (приток по балансу вытяжки из залов с ванными и грязевых процедур).	23	—	По балансу
Помещение для хранения и регенерации грязи	12	10	2
Комнаты хранения трупов	2	3	—
Комнаты для одевания и выдачи трупов, кладовые для хранения гробов, помещения для хранения хлорной извести	14	3	—

Помещение	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжки	приток
Дезинфекционные камеры:			
приемные (приток из чистого отделения)	16	3	—
грязные (то же)	16	5	—
разгрузочные (чистые) (вытяжка через грязное отделение)	16	—	5
Шлюзы при сероводородных ваннах	25	4	3
Кабины для раздевания при сероводородных ваннах	25	3	3
Помещения для приготовления растворов сероводородных ванн и хранения реактивов	20	6	5
Помещения для мойки и сушки простыней, холстов, брезентов, грязевые кухни	16	10	6
Помещения для ингаляции (процедурные)	20	10	8
Секционные	16	4	1
Шлюзы перед палатами для новорожденных, изоляторы в отделениях для новорожденных, помещения для выписки родильниц и облучения детей кварцевой лампой	22	1	1
Уборные для больных и умывальные:			
на 1 унитаз	20	(50)	—
на 1 писсуар	20	(25)	—
Клизменные	20	5	—
Малые операционные	22	5	6
Склады хранения стерильных материалов	18	—	3
Детские сады и ясли (СНиП II-Л. 3—71)			
Игральная-столовая, приемная младшей группы ясельного возраста климатических подрайонов:			
IA, IB, IG	23	1,5	—
IV, ID	22	1,5	—
То же, районов II, III, IV	21	1,5	—
Групповая, приемная средней и старшей групп ясельного возраста климатических подрайонов:			
IA, IB, IG	21	1,5	—
IV, ID	20	1,5	—
То же, районов II, III, IV	19	1,5	—
Спальня-веранда и раздевальная климатических подрайонов:			
IA, IB, IG	19	1,5	—
То же, районов IV, ID, II, III, IV	18	1,5	—
Туалетные:			
для младшей группы ясельного возраста	22	2	—
то же, средней и старшей групп	21	2	—
для групп дошкольного возраста	20	2	—
Комната для музыкальных и гимнастических занятий	18	1,5	—
Помещение бассейна для обучения плаванию (не менее 50 м <sup>3</sup> /ч на ребенка)	29	По расчету	—
Изолятор, медицинская комната	22	1,5	—
Комната персонала	18	0,5	—
Кухня	15	По расчету	—
Комната для хранения чистого белья	15	0,5	—
Стиральная-разборочная	18	5	5

Помещение	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Сушильная-гладильная	16	5	5
Общеобразовательные школы и школы интернаты (СНиП II-Л.65—73)			
Классные комнаты, учебные кабинеты, лаборатории	16	По расчету	
Мастерская по обработке металла: на человека	16	(20)	
на электроточило (вытяжка местная искусственная)	16	(250)	
Мастерская по обработке древесины: на человека	14	(20)	
местный отсос от клееварки		(350)	
Гимнастический зал на 1 человека	15		(80)
Спальные комнаты	18	1,5	—
Актный зал на 1 человека:			
I, II климатические районы	16	По притоку	(20)
то же, III, IV	16	То же	(40)
Библиотека-книгохранилище, кабинет директора, заведующего учебной частью, воспитателей, канцелярия	18	1	—
Кабинеты врачей	20	1	1
Раздевальные при гимнастическом зале	20	1,5	—
Душевые	25	5	—
Уборные:			
на 1 унитаз	18	(50)	—
на 1 писсуар	18	(25)	—
Умывальные	22	1	—
Комнаты для чистки одежды и обуви	18	3	—
Вестибюль, гардеробы, кладовые для одежды и обуви	16	1,5	—
Веранда для дневного сна	8	1,5	—
Профессионально-технические училища (СНиП II-Л.5—68)			
Учебные кабинеты и классы (на 1 человека)	16	—	(16)
Кабинеты технического черчения и читальные залы (на 1 человека)	18	—	(16)
Лаборатории без выделения вредностей с точными измерительными приборами (на 1 человека)	20	—	(16)
Лаборатории с выделениями вредностей и учебно-производственные мастерские	16	По расчету	
Помещения административно-служебные и общественных организаций	18	1	—
Библиотека-книгохранилище	18	0,5	—
Гардеробная	16	1	2
Вестибюль	16	—	2
Спортивный зал (на 1 человека)	15	—	(80)
Актный зал (на 1 место)	16	—	(40)
Душевые	25	5	—
Раздевальная при душевых (по объему душевых)	22	—	5

Помещение	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Кабинет врача	20	1	—
Умывальные в отдельном помещении	22	1	—
Уборные:			
на 1 унитаз	18	(50)	—
на 1 писсуар	18	(25)	—
Высшие учебные заведения (СНиП II-Л.6—67)			
Аудитории до 150 мест, учебные кабинеты, чертежные залы, залы курсового и дипломного проектирования, лаборатории без выделения производственных вредностей (на 1 человека)	18	(20)	
Аудитории на 150 и более мест		По расчету	
Актовые залы (на 1 человека):			
летом		(40)	
зимой	16	(20)	
Лаборатории, препараторские и другие помещения с производственными вредностями	16	По расчету	
Лаборатории с точными измерительными приборами	20	То же	
Моечные при лабораториях (без вытяжных шкафов и местных отсосов)	18	6	4
Книгохранилище	18	0,5	—
Помещения администрации и общественных организаций	18	1	—
Рентгеновский кабинет	20	7	5
Фотолаборатория	18	2	2
Вестибюль	16	—	2
Гардероб в отдельном помещении	16	1	2
Спортивные сооружения (СНиП II-Л.11—70)			
Спортивные залы:		По расчету	
на 1 занимающегося	15		(80)
на 1 зрителя	15		(20)
Залы для крытых бассейнов	26	—	(20)
Залы для подготовительных занятий в бассейнах	18	—	(20)
Вестибюль-грелка катка (на 1 место)	16	—	(20)
Вестибюль бассейнов	20	—	2
Гардеробные верхней одежды в бассейнах (по объему за барьером)	20	2	—
Раздевальные душевых и отдельно расположенных массажных и бань (вытяжка через душевые, приток по балансу с душевыми)	23	2	По балансу
Душевые	25	10	5
Гардеробные домашней одежды с обслуживанием	18	2	—
Массажные	22	3	2
Бани (парильные) (температура обеспечивается технологическим оборудованием):			
русского типа	60—70	1	—
типа сауны	60—120	2	5
Уборные при раздевальных (на 1 унитаз)	23	(100)	—



Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Помещения для отдыха занимающихся, учебные классы, методические кабинеты	18	2	2
Помещения для отдыха занимающихся в бассейнах	22	3	3
Комнаты администрации, обслуживающего персонала, инструкторского и тренерско-преподавательского состава, для судей, прессы и охраны общественного порядка	18	1	1,5
Лаборатория анализа воды в бассейнах (скорость в рабочем отверстии шкафа 0,5 м/с)	18	По расчету	
Мастерские (в том числе для точки коньков)	15	3	2
Насосно-фильтровальная	16	3	2
Хлораторная	16	12	5
Склады баллонов с хлором (кроме указанной нормы притока, должен быть обеспечен естественный приток в однократном объеме)	10	12	5
Склад реагентов, хозяйственных химикатов и красок	10	2	—
Кладовые и склады:			
с постоянным пребыванием людей	16	2	—
то же, с кратковременным	10	1	—
Помещения хранения и выдачи ботинок с коньками	16	3	—
К л у б ы (СНиП II-Л. 16—71)			
Зрительный зал, зал-аудитория (наружного воздуха на 1 человека не менее 20 м <sup>3</sup> /ч)	16	По расчету	
То же, при залах до 200 мест	16	3	3
Фойе, фойс-вестибюль (дополнительно учесть приток воздуха по вытяжке из уборных, курительных, гардеробных, имеющих входы в фойе)	18	—	2
Гримерно-парикмахерская	20	5	3
Артистические уборные	20	3	2
Комнаты рабочих	18	5	3
Костюмерная	16	1,5	—
Комната кружков	18	2	2
Механическая мастерская	16	3	2
Регуляторная освещения сцены и автотрансформаторная (воздухообмен не менее двухкратного)	12	По расчету	
Светопроекционная	16	3	3
Звукоаппаратная (на 1 квт мощности аппаратуры)	16	(30)	
Кинопроекционная (местный отсос от кинопроекторов по нормам для кинотеатров)	16	3	3
Склады объемных декораций (бутафории, мебели, электроаппаратуры)	15	1	—
Помещение пожарного поста	16	2	—
Комнаты для работы кружков	18	2	2
Гостиняя	18	2	—
Бильярдная	18	5	3
Читальный зал	18	2	3
Книгохранилище с открытым доступом читателей	18	2	—
Помещение для выдачи книг на дом	18	1	—

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Курительные	16	10	—
Уборные (на каждый унитаз или писсуар)	18	(100)	—
Гардеробные	16	2	—
Аккумуляторные:			
кислотные	15	10	8
щелочные	15	3	—
<b>Т е а т р ы (СНиП II-Л.20—69)</b>			
Зрительный комплекс:			
зал (до спектакля, без зрителей)	16	—	—
то же, во время спектакля	19—21	По расчету	
Кассовые кабины (на 1 работника)	18	—	(20)
Распределительный вестибюль	16	—	2
Гардеробная (по объему за барьером)	16	2	—
Фойе, кулуары	18	По расчету	
Буфет с подсобными помещениями	18	5	—
Курительная	16	10	—
Уборные (на 1 унитаз или писсуар)	16	(100)	—
Трюм (вентиляция периодическая)	20	5	—
Помещения дирижера, для занятий и настройки инструментов, библиотека нот	18	1,5	—
Помещение отдыха музыкантов	18	5	3
Помещения аппаратных звукофикации, звукозаписи, технологической связи, радиовещания, кабины дикторов, переводчиков (на 1 работающего)	16	—	(100)
Помещения светопроекционных, оборудованных проекторами с дуговыми лампами:			
на 1 проектор	16	(700)	
на 1 работающего	16	(30)	
То же, с лампами (на 1 работающего)	16	(30)	
Помещения регуляторов освещения сцены и зала (дроссельная)	12	По расчету	
Помещение щелочной аккумуляторной и хранения электролита	15	3	—
То же, кислотной	15	10	8
Кладовые:			
машиниста сцены, сценической электроаппаратуры, дежурных складов и складов бутафории текущего сезона, мебели, реквизита, объемных декораций, гардероба текущего сезона	15	1	—
Помещения рабочих сцены, билетеров, гардеробщиков, уборщиц	18	5	3
Артистические уборные	20	3	2
Дежурные костюмерные	16	1	—
Дежурные гримерно-парикмахерские	16	5	3
Репетиционные залы	16	3	3
Помещения для занятий артистов	18	2	2
Курительные (на 1 м <sup>2</sup> пола)	16	(30)	—
Буфет с подсобными помещениями	18	3	—
Санитарные узлы:			
на 1 унитаз или писсуар	16	(50)	—

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
на 1 кабину душа	25	(25)	—
Кабинет врача и ингаляционная	20	2	2
Вестибюль с гардеробной	16	—	2
Пожарный пост и насосная	16	2	—
Подсобно-производственные помещения:			
Живописно-декорационная мастерская	18	3	2
Макетная художника, декоратора, кладовая красок и для трафаретных работ	18	2	2
Бутафорская и столярная мастерские	16	3	3
Пошивочная и обувная мастерские	18	3	3
Слесарно-механическая и ремонтно-поделочная мастерские	16	1,5	1,5
Склады костюмов, бутафории, мебели	16	1	—
Все прочие помещения для обслуживания сцены и административно-хозяйственные помещения	18	1,5	—
<b>Кинотеатры (СНиП II-Л. 15—68)</b>			
Зрительный зал до 300 мест (наружного воздуха на 1 зрителя) *	16—18	—	(20)
То же, более 300 мест (наружного воздуха на 1 зрителя) **	16—18	—	(20)
Распределительные кулуары и фойе	14	—	2
Кассовый вестибюль	12	—	2
Кассовые кабины (приток на 1 человека)	18	3	(30)
Проекционная	16	3	3
Дополнительная вытяжка из кинопроекторов дуговых:			
угол 8°, сила тока 60 а	16	(400)	—
» 9 » » 90	16	(700)	—
» 10 » » 90	16	(700)	—
» 11 » » 120	16	(1000)	—
» 12 » » 180	16	(1700)	—
Дополнительная вытяжка из аппаратуры с ксеоновыми лампами, мощностью, <i>квт</i> :			
0,5—1	16	(300)	—
2—3	16	(600)	—
5	16	(800)	—
Шкаф оконечных усилителей	16	(500)	—
Перемоточная	12	2	2
Электросиловая	18	2	—
Аккумуляторная кислотная	15	10	8
То же, щелочная	15	3	—
Склад кислот и щелочей	15	3	—
Мастерские: кинемеханика, плакатная, столярная	18	2	—
Санитарные узлы (на унитаз или писсуар)	15	(100)	—
Контора, кабинет директора, администратора, комнаты персонала	18	1	1
Курительная и совмещенные санузелы	14	10	—
Буфет в отдельном помещении	16	3	3
Доготовочная буфета	16	4	2
Моечная буфета	18	6	3
Кладовая буфета или уборочного инвентаря	12	1	—

\* Расчет ведется по табл. VII.5, параметры А. Перегрев летом не более 3° С.

\*\* Расчет ведется по табл. VII.5, параметры Б. Перегрев летом не более 26° С.

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Тарная	5	1	—
Бани (СНиП II-Л.13—62*)			
Вестибюли с гардеробными и кассами	18	—	2
Ожидательные-остывочные	18	1	2
Раздевалочные	25	2	2,5
Мыльные	30	9	8
Душевые в банях комбинированного типа	25	9	8
Тамбуры между мыльной и раздевальной	25	—	10
Парильные	40	1	—
Ванные кабины	25	7	6
Душевые	25	11	10
Парикмахерские	18	1,5	—
Мастерские бытового обслуживания	16	1	1
Помещения запасных баков для воды	5	0,5	—
Кладовые	15	1	—
Уборные (на каждый унитаз)	20	(50)	—
Административные помещения и комнаты обслуживающего персонала	18	1	1
Дезинфекционные камеры:			
чистая половина	15	2	6
грязная половина	15	6	2
Помещение топок печей-каменков	15	3	3
Прачечные (СНиП II-Л.14—62)			
Цех приема белья:			
прием с меткой, учет и сортировкой белья	15	4,5	3,5
дополнительно аварийная вентиляция	—	13,5	10,5
хранение белья	15	3	2
Ожидательная цеха приема белья	15	6	7
Стиральный цех:			
стирка, полоскание и отжим (вентиляция по расчету, но не менее)	15	13	10
хранение стиральных материалов	15	1	1
приготовление растворов стиральных материалов	15	3	2
централизованный реверс	10	1	1
лаборатория	18	6	4
Стирально-гладильный цех (вентиляция по расчету, но не менее)	15	6	4
Цех разборки, починки и упаковки белья	15	1	1
Цех выдачи белья:			
хранение белья	15	1	1
выдача белья	15	1	1
ожидательная	15	—	2
Помещение запасных уравнильных баков	5	0,5	—
Магазины (СНиП II-Л.7—70)			
Торговые залы площадью 150 м <sup>2</sup> и менее в магазинах:			
продовольственных	12	1,5	—
непродовольственных	15	1,5	—
Торговые залы площадью более 150 м <sup>2</sup> :			
продовольственных	12	По расчету	

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
непродовольственных	15	То же	
демонстрация новых товаров	18	«	
Разгрузочные помещения (только вытяжка)	10	По расчету	
Помещения приемки и подготовки товаров к продаже	16	1	2
Гладильные	16	По расчету	
Разрубочные	10	4	3
Помещения для хранения инвентаря, упаковочных материалов и бельевые	16	1	—
Помещения хранения тары	10	1	—
Кладовые:			
бакалейных и хлебных товаров	10	0,5	—
гастрономических товаров и табачных изделий	10	1	—
рыбных товаров, овощей	8	1	—
обуви, парфюмерных товаров	12	2	—
москательных и хозяйственных товаров	10	2	—
прочих товаров	12	0,5	—
Машинные отделения холодильных камер, с охлаждением агрегатов:			
воздушных	—	По расчету	
водяных	—	3	—
Холодильники (СНиП II-П.105—74)			
Машинные и аппаратные аммиачных установок:			
аммиака в системе до 300 кг	—	3	—
то же, более 300 кг	—	3	2
Аварийная вентиляция	—	7	—
Предприятия общественного питания (СНиП II-Л.8—71)			
Зал, раздаточная, буфет	16	По расчету	
Вестибюль, аванзал	16	—	2
Помещение для отдыха посетителей и игр	18	2	2
Кабинет врача	20	1	—
Помещение для продажи полуфабрикатов, кулинарных изделий (и обедов), бельевая, помещение для отделки кондитерских изделий	16	2	2
Горячий цех, помещение для выпечки кондитерских изделий	5	По расчету	
Цехи: доготовочный, холодный, мясной, рыбный, обработки зелени, овощей, птицегольевой, фреоновый холодильной установки	16	4	3
Помещение подготовки яиц	16	5	3
Помещение мучных изделий и приготовления пельменей	16	2	1
Моечные столовой и кухонной посуды, судков, тары (воздухообмен по расчету, но не менее)	20	6	4
Помещение резки хлеба, подготовки мороженого, сервизная, хранение музыкальных инструментов	16	1	1
Помещение заведующего производством	18	—	2
Кабинет директора, контора, главная касса, помещения официантов, персонала, совета кафе, кладовщика	18	1	1

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
Кладовая сухих продуктов	12	2	—
Кладовая инвентаря	12	2	2
Кладовые овощей, солений, квашений, тары	5	2	—
Кладовая вино-водочных изделий и помещение для хранения пива	12	1	—
Экспедиция, загрузочная	16	—	3
Охлаждаемые камеры для хранения:			
фруктов, ягод, овощей, напитков	4	0,17	0,17
пищевых отходов	2	10	—
<b>Предприятия бытового обслуживания (СНиП II-Л. 21—71)</b>			
Изготовление и ремонт одежды, головных уборов и трикотажных изделий	18	По расчету	
Изготовление и ремонт гофре и плиссе, скорняжные работы	18	2	2
Ремонт обуви и кожаной галантереи	18	3	2
Химическая чистка одежды:			
срочная и с самообслуживанием	16	По расчету	
лаборатория	18	3	2
срочное выведение пятен	16	10	8
стирка белья срочная и с самообслуживанием	18	По расчету	
Ремонт металлоизделий, бытовых электроприборов, часов, фотокиноаппаратов, оптики, музыкальных инструментов, переплетные работы	18	3	2
Ремонт телевизоров и радиоаппаратуры	18	5	4
Зал фотосъемок	18	2	—
Обработка черно-белых фотоматериалов	18	3	2
То же, цветных	18	10	8
Ремонт изделий из пластмасс, ювелирные и граверные работы, прокат предметов	18	2	1
Парикмахерские:			
до 5 рабочих мест	18	2	1
более 5 рабочих мест	18	3	2
помещение сушки волос	18	По расчету	
Студия звукозаписи (зал звукозаписи, аппаратная и кабинет перезаписи)	18	2	2
Машинописное бюро	18	3	3
Помещение для посетителей (приток по балансу)	18	—	Баланс
Складские помещения	15	0,5	—
Помещения обезжиривающих машин	16	15	4
<b>Вспомогательные здания и помещения промышленных предприятий (СНиП II-М.3—68)</b>			
Вестибюли	16	—	2
Гардеробные уличной и рабочей одежды	18	1	—
Гардеробные душевых	23	—	5
Душевые (на душевую сетку)	25	(75)	—
Умывальные	16	1	—
Уборные:			
на 1 унитаз	14	(50)	—

Помещения	Температура, °С	Кратность воздухообмена в 1 ч	
		вытяжка	приток
на 1 писсуар	14	(25)	—
Курительные	14	10	—
Помещение личной гигиены женщин	23	2	2
Помещение кормления грудных детей	23	2	—
Помещение для отдыха (не менее 30 м <sup>3</sup> /ч на человека)	20	4	5
То же, с охлаждающими устройствами (не менее 40 м <sup>3</sup> /ч на человека)	20	6	7
Помещение для обогрева работающих	22—24	5	5
Помещение для сушки, обеспыливания или химической чистки рабочей одежды	16—18	По расчету	
Помещение ремонта рабочей одежды	20	1	—
Помещение ремонта обуви	20	3	—
Фотарии	25	По расчету	
Помещения управлений и общественных организаций	18	1,5	—
Конструкторские бюро, библиотеки	20	2	—
Залы совещаний или собраний:			
вместимостью до 100 человек	16	3	3
то же, более 100 человек (на 1 человека)	16		(40)
Архивы	18	1	—
Светокопировальные мастерские	16	3	2
Радиоузлы и телефонные станции	18	3	3

Таблица VII.8. Воздухообмен на 1 чел. по CO<sub>2</sub>, м<sup>3</sup>/ч

Тип помещений	Большие города	Малые города	Населенная местность
Жилые комнаты (постоянное пребывание)	46,0	38,3	34,4
Учреждения (временное пребывание)	30,6	27,0	25,0
Театры клубы и др. (кратковременное пребывание)	15,4	14,4	13,8
Больницы	115,0	76,6	62,0
Детские комнаты	60,0	40,0	32,0
Кратности для жилых комнат при кубатуре помещений на 1 чел. 35,1 м <sup>3</sup> (13 м <sup>3</sup> × 2,7 м)	1,31	1,08	0,98

не менее 40 м<sup>3</sup>/ч. В данном случае имеются в виду производственные помещения без выделения вредных веществ, что соответствует условиям, например, в учреждениях и пр. (СНиП II-Г.7—62).

Для кинотеатров устанавливают воздухообмен на 1 зрителя: зимой — 20, летом — 40 м<sup>3</sup>/ч. Зимняя условная норма 20 м<sup>3</sup>/ч на 1 чел. широко применяется многими ведомствами и проектными институтами при расчете систем кондиционирования и вентиляции, хотя она не вполне соответствует гигиеническим требованиям (см. табл. VII.8, пример VII.1).

Нормы для спортивных сооружений (см. табл. VII.7) устанавливают воздухообмен 80 м<sup>3</sup>/ч на 1 физкультурника и 20 м<sup>3</sup>/ч на 1 зрителя.

В системах кондиционирования воздуха санитарную норму наружного воздуха на 1 чел. принимают 25 м<sup>3</sup>/ч.

### Нормы вытяжки воздуха, м<sup>3</sup>/ч

В общественных уборных на 1 очко или унитаза в зданиях	
театров, кинотеатров, клубов . . . . .	100
То же, в прочих зданиях . . . . .	50
На писсуар . . . . .	25
На желобчатый писсуар . . . . .	40
В квартирах:	
индивидуальная ванна . . . . .	25
» уборная . . . . .	25
объединенный санузел . . . . .	50
двухконфорочные газовые плиты . . . . .	60
то же, трехконфорочные . . . . .	75
то же, четырехконфорочные . . . . .	90
Кинопроекторы с дугowymi лампами и обычным экраном (на проектор) . . . . .	700
То же, широким . . . . .	1400
Колпак над газовой плитой (по опытным данным) . . . . .	150—200
Моечные машины столовых ПМК-1 . . . . .	500
Пищеварочные котлы . . . . .	500

### Допустимая относительная влажность воздуха в помещениях, проц.

Ванные комнаты лечебных учреждений, душевые, раздевальные, смежные с душевыми . . . . .	70—75
Стиральный цех прачечной . . . . .	70
Сушильно-гладильное помещение . . . . .	60
Моечные и неохлаждаемые кладовые магазинов, кафе и пр. . . . .	60—70
Охлаждаемые камеры магазинов . . . . .	80—90
Помещения с постоянным пребыванием людей . . . . .	40—60
Кинотеатры . . . . .	50—60

Расчетное количество людей в торговых залах магазинов принимают по норме площади пола на 1 чел., равной 2,50 м<sup>2</sup>. Количество тепло- и влаговыделений принимают: на 1 покупателя  $Q_{\text{я}} = 75$  ккал/ч, на 1 работающего  $Q_{\text{я}} = 100$  ккал/ч (остальные данные — по табл. VII.2 и соответствующему значению  $Q_{\text{я}}$ ). Температура воздуха в рабочей зоне магазинов для проектирования вентиляции не должна быть более 5° выше наружной и расчетной внутренней — зимой. Температура приточного воздуха должна быть не ниже +12° (СНиП II-Л.7—70).

Вентиляцию учебных помещений и учительских рассчитывают на ассимиляцию избыточных тепловыделений, влаговыделений и углекислоты, обеспечивая температуру 16—22°, относительную влажность 30—60% и содержание CO<sub>2</sub> до 1 л/м<sup>3</sup>.

При расчетах воздухообменов торговых залов столовых, кафе и ресторанов выделения на 1 посетителя или работника принимают  $Q_{\text{я}} = 100$  ккал/ч (включая тепловыделения пищи), а влаговыделения — по соответствующей графе табл. VII.2. Тепло- и влаговыделения установленного в помещении оборудования принимают по табл. VII.4 с коэффициентом одновременности работы оборудования: для столовых и кафе — 0,8; для ресторанов — 0,7. При перетекании приточного воздуха из зала в кухню через раздаточные и вентиляционные проемы скорости воздуха допускаются не более 1 м/с. Раздаточные проемы рекомендуется делать во всю ширину помещения. Дополнительные вентиляционные проемы делают на высоте более 2 м.

Температуру воздуха в кольцевых отсосах или завесах кухонь принимают 42°. Температурный градиент в горячих цехах с наличием завес или кольцевых воздухопроводов принимают  $t_{\text{гр}} = 1,5^\circ$ ; при отсутствии завес и кольцевых воздухопроводов  $t_{\text{гр}} = 2^\circ$ . Отсос из завес в моечных отделениях должен обеспечить скорость в сечении завесы от 0,15 до 0,2 м/с. В баланс притока отсос моечного отделения включается в объеме 30%, учитывая периодичность работы моек. Независимо от наличия местных отсосов в моечных и кухнях, рекомендуется вытяжка из верхней зоны не менее однократного обмена.

В помещениях, в которые летом приточный воздух подается без обработки, а в холодный период года поступление наружного неподогретого воздуха недопустимо,



необходимый воздухообмен проверяется по переходному периоду года, при температуре наружного воздуха  $+10^{\circ}$  и относительной влажности 70%.

При определении температуры приточного воздуха необходимо учитывать его нагревание в вентиляторе на  $1 \div 2^{\circ}$ , в воздуховодах — по расчету.

При определении воздухообмена для систем кондиционирования воздуха в залах клубов, театров и других зданий основой расчетов являются тепловой баланс помещений и влаговыделения в помещении. При составлении тепловых балансов солнечная радиация учитывается для температур наружного воздуха  $+10^{\circ}$  и выше. Тепло, влаговыделения на 1 зрителя принимаются по табл. VII.2.

В зрительных залах театров учитываются тепловыделения от прожекторов и не учитываются от ламп освещения. В фойе и кулуарах тепловыделения принимаются в зависимости от мощности и расположения ламп: выше 4 м от пола — 25%, ниже 4 м от пола — 50%.

В системах кондиционирования воздуха объем рециркуляции определяется разницей между расчетным количеством воздуха по летнему режиму и санитарной нормой наружного воздуха  $20-30 \text{ м}^3/\text{ч}$  на 1 чел. или количеством удаляемого воздуха местными отсосами, если это количество воздуха больше санитарной нормы. В помещениях без фонарей и скон количество наружного воздуха должно быть, кроме того, не менее 10% всего количества подаваемого воздуха.

Для систем кондиционирования одноканальных, низкого давления, в общественных зданиях скорость воздуха в воздуховодах принимается не более  $4-5 \text{ м/с}$  при отсутствии звукофильтра в воздуховыпускающем устройстве и расположении воздуховодов в кондиционируемом помещении. В металлических воздуховодах с изоляцией скорость воздуха может быть доведена до  $6-8 \text{ м/с}$ . Скорость воздуха в каналах и решетках систем естественной вентиляции определяется расчетом в зависимости от располагаемого давления. При ориентировочной оценке значений скорости в системах естественной вытяжной вентиляции для каналов и решеток верхних этажей принимаются меньшие значения скорости, а для нижних — большие (табл. VII.9).

Таблица VII.9. Рекомендуемые скорости воздуха в воздуховодах и решетках, м/с

Тип и место установки воздуховода и решеток	Вентиляция	
	естественная	искусственная
Воздухоприемные жалюзи	0,5—1,0	2,0—4,0
Каналы приточных шахт	1,0—2,0	2,0—6,0
Горизонтальные сборные каналы	0,5—1,0	5,0—8,0
Вертикальные каналы	0,5—1,0	2,0—5,0
Приточные решетки у пола	0,2—0,5	0,2—0,5
То же, у потолка	0,5—1,0	1,0—3,0
Вытяжные решетки	0,5—1,0	1,5—3,0
Вытяжные шахты	1,0—1,5	3,0—6,0

Более точно ориентировочная скорость воздуха в вертикальных кирпичных каналах определяется по номограммам листов VII.5 и VII.6.

Скорость воздуха в решетках и соответствующих им каналах рекомендуется принимать одинаковой. Учитывая, что стандартные решетки для помещений имеют живое сечение 55—60%, площадь решетки следует выбирать всегда в два раза больше площади канала или на основании расчета.

Подбор стандартных комнатных решеток, имеющих регулировочные жалюзи, производится по расходу и скорости воздуха.

В расчетах систем вентиляции и кондиционирования воздуха расчетную температуру и теплосодержание наружного воздуха принимают по табл. VII.5.

для естественной и механической общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с избытками тепла, влаги или газовыми вредностями, характеризуемыми предельно допустимыми концентрациями более  $100 \text{ мг/м}^3$ , в том числе вентиляции с испарительным охлаждением воздуха путем распыления воды внутри помещений или в оросительных камерах — по параметрам А;

для общеобменной вентиляции, предназначенной для борьбы с газовыми вредностями, характеризуемыми предельно допустимыми концентрациями  $100 \text{ мг/м}^3$  и менее, или для компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологиче-

ким оборудованием (топками, пневмотранспортом, сушилками и др.), в том числе вентиляции с испарительным охлаждением воздуха путем распыления воды внутри помещений или в оросительных камерах — по параметрам Б для холодного периода и по параметрам А для лета;

для систем кондиционирования воздуха, как правило,— по параметрам Б;

для систем воздушного отопления, воздушных и воздушно-тепловых завес — по параметрам Б.

Параметры В применяются в системах кондиционирования воздуха только при обоснованных технологических требованиях.

Внутренние расчетные температуры для зимнего периода приведены в табл. VII.7; для помещений, не приведенных в табл. VII.7, температура принимается по аналогии назначения помещения либо намечается по табл. VII.6. Летние значения температур в помещениях принимаются по табл. VII.6.

Комфортным условиям в помещениях соответствуют оптимальные параметры воздуха по табл. VII.6. Эти параметры принимаются для расчета систем кондиционирования воздуха, если кондиции не заданы специальными требованиями технологических процессов или другими соображениями. Такие кондиции для некоторых помещений приведены в табл. VII.10.

**Таблица VII.10. Оптимальные параметры воздуха для некоторых производственных помещений**

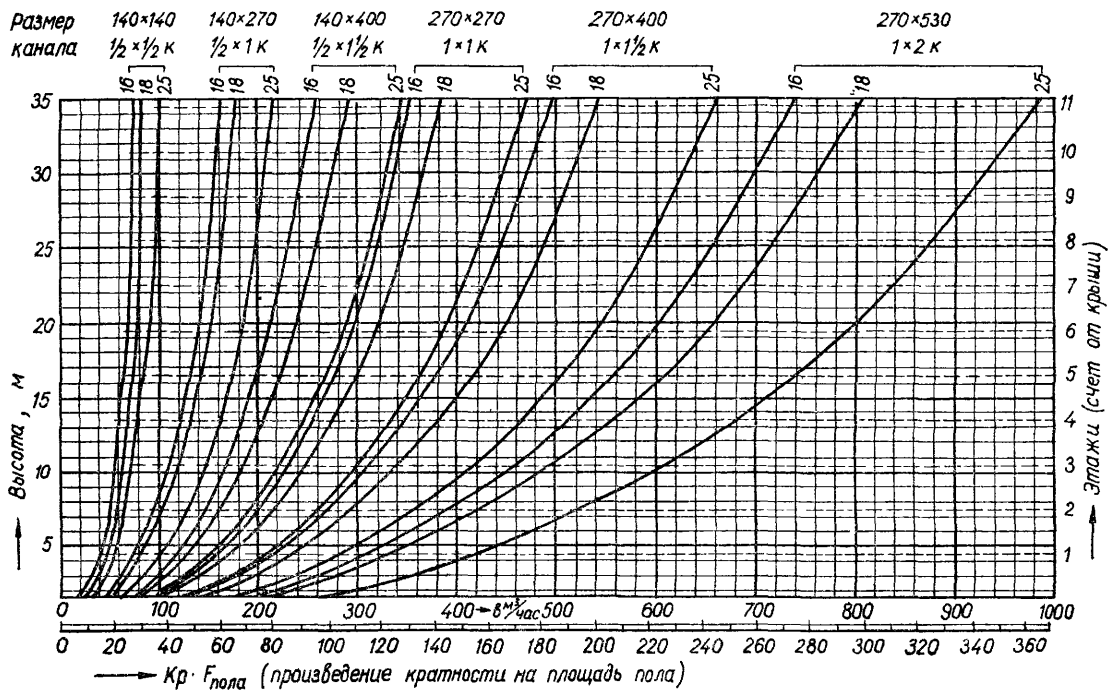
Помещения	Температура, град	Относительная влажность, проц.
Архивы	14—17	57—63
Библиотеки, хранилища книг	18—21	38—50
Деревообделочные цехи:		
машинно-станочное отделение	15—16	40—55
сборочное отделение	18	55—65
скорлупное	18	40—55
столярно-заготовительное отделение	15—16	55—65
модельные	18—20	40—55
Лаборатории металлов	20	40
Помещения точных приборов	20	40
Плазовые цехи	18—20	50—60
Склады химикатов	15,5—26,5	35—50
Фотопомещения:		
проявочные	20—24	60
резки пленки	18—20	65
сушки негативов и позитивов	22—24	60
хранения кинофотоматериалов	18—20	40—50

Допускаемые параметры воздуха по табл. VII.6 принимаются для расчета систем вентиляции. В случае, когда расчетная температура наружного воздуха летом для параметров А превышает 25°, допускаемые температуры воздуха в помещениях по табл. VII.6 повышают при сохранении значений относительной влажности воздуха:

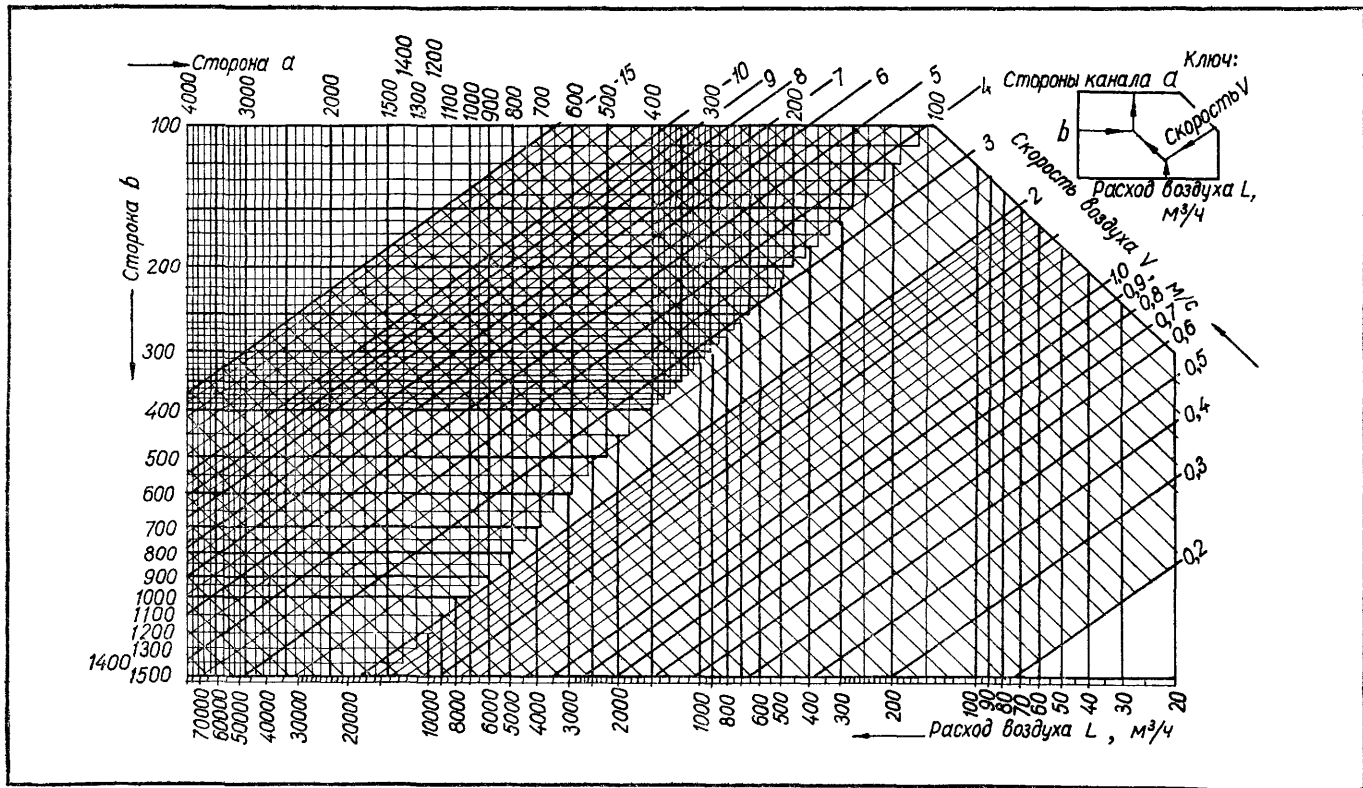
в местностях с расчетной температурой летом от 25 до 28° — на 3°, но не выше 31° в помещениях с незначительными избытками явного тепла; на 5°, но не выше 33° в помещениях со значительными избытками явного тепла и на 2°, но не выше 30° в помещениях, в которых по условиям требуется искусственное поддержание относительной влажности 55% и выше;

в местностях с расчетной температурой летом выше 28° на 5°, но не выше 33° в помещениях с незначительными избытками явного тепла; на 7°, но не выше 35° в помещениях со значительными избытками явного тепла; на 4°, но не выше 32° в помещениях, в которых по условиям требуется искусственное поддержание относительной влажности 55% и выше.

Температуру приточного воздуха для помещений без теплоизбытков принимают не ниже внутренней расчетной температуры. В помещениях с избытками тепла температуру приточного воздуха принимают в зависимости от назначения помещения, способа и зоны подачи воздуха. В системах кондиционирования воздуха круглого-



Лист VII.5. Номограмма для определения скорости воздуха или размеров вертикальных каналов в кирпичных стенах при естественной вентиляции.



Лист VII.6. Номограмма для определения расходов воздуха и размеров прямоугольных каналов.

дично, а в системах вентиляции в холодные периоды года температура приточного воздуха принимается ниже внутренней температуры помещения:

- на  $2^{\circ}$  при подаче в рабочую зону;
- на  $4-6^{\circ}$  при подаче на высоте  $2,5 \text{ м}$  и выше от уровня пола;
- на  $6-8^{\circ}$  при подаче на высоте более  $4 \text{ м}$  от уровня пола;
- на  $8-15^{\circ}$  при подаче через плафоны эжекционного типа.

Расположение, размер и конструкция приточных устройств (плафонов, решеток, анемостатов и др.) являются решающими при оценке принятого в расчетах перепада температур между приточным и внутренним воздухом помещения, а также для обеспечения допустимых скоростей воздуха (табл. VII.6) в рабочей зоне и отсутствия застойных зон воздуха в помещении. В системах вентиляции и кондиционирования воздуха это проверяется специальным расчетом.

### Расчет воздуховодов\*

Для систем естественной вентиляции необходимо сбалансировать сопротивление системы с располагаемым гравитационным давлением.

Сопротивление системы воздуховодов  $H_c$  по стандартному воздуху:

$$H_c = \Sigma (Rl + z), \quad (\text{VII.4})$$

где  $l$  — длина воздуховодов,  $\text{м}$ ;

$R$  — потери давления на  $1 \text{ м}$  длины круглого воздуховода, принимаемая по номограммам листов VII.7—VII.10 или по табл. VII.11;

$z$  — местное сопротивление,  $\text{кгс/м}^2$ .

Для надежности сопротивление системы должно быть несколько меньше располагаемого гравитационного давления

$$H_c = 0,9p_{\text{гр}}. \quad (\text{VII.5})$$

Располагаемое гравитационное давление  $p_{\text{гр}}$  определяют по формуле

$$p_{\text{гр}} = h(v_n - v_a). \quad (\text{VII.6})$$

Здесь  $v_n$  — плотность воздуха, принимаемая по нормам при температуре  $5^{\circ}$  равным  $1,27 \text{ кг/м}^3$ ;

$v_a$  — плотность воздуха при температуре для вытяжных систем и при температуре подогретого воздуха для приточных систем,  $\text{кг/м}^3$ , принимаемая по табл. VII.1;

$h$  — высота от оси решетки до плоскости выпускного отверстия шахты над крышей или до оси дефлектора на шахте,  $\text{м}$ .

Для приточно-вытяжных систем принимается высота  $H$  (лист VII.2), создающая гравитационное давление, преодолевающее сопротивление систем притока и вытяжки или соответствующее  $h_a + h_{\text{п}}$ , если расчет ведется раздельно для вытяжки и притока. По номограммам или таблицам, зная расход воздуха и задавшись скоростью в воздуховоде, определяют неизвестные величины:  $R$ , диаметр и динамическое давление  $H_d$ .

Скорость (см. стр.56) принимают или сначала назначают размеры каналов по номограмме листа VII.7, а затем уточняют скорость, пользуясь зависимостью

$$v = \frac{L}{3600F}, \quad (\text{VII.7})$$

где  $L$  — часовой расход воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$F$  — площадь сечения канала,  $\text{м}^2$ ;

Вместо уравнения VII.7 можно пользоваться номограммой листа VII.6.

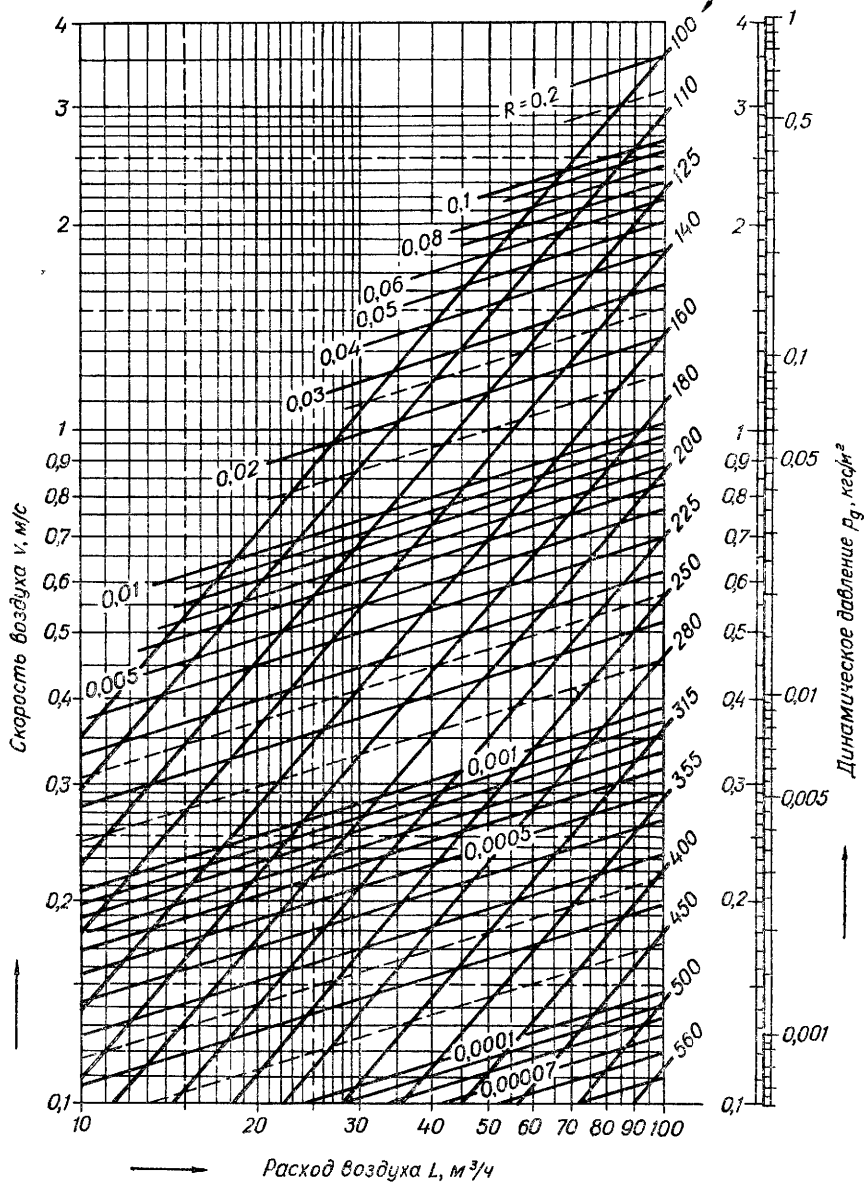
Потеря давления в местных сопротивлениях  $z$  ( $\text{кгс/м}^2$ ) равна

$$z = \Sigma \zeta H_d, \quad (\text{VII.8})$$

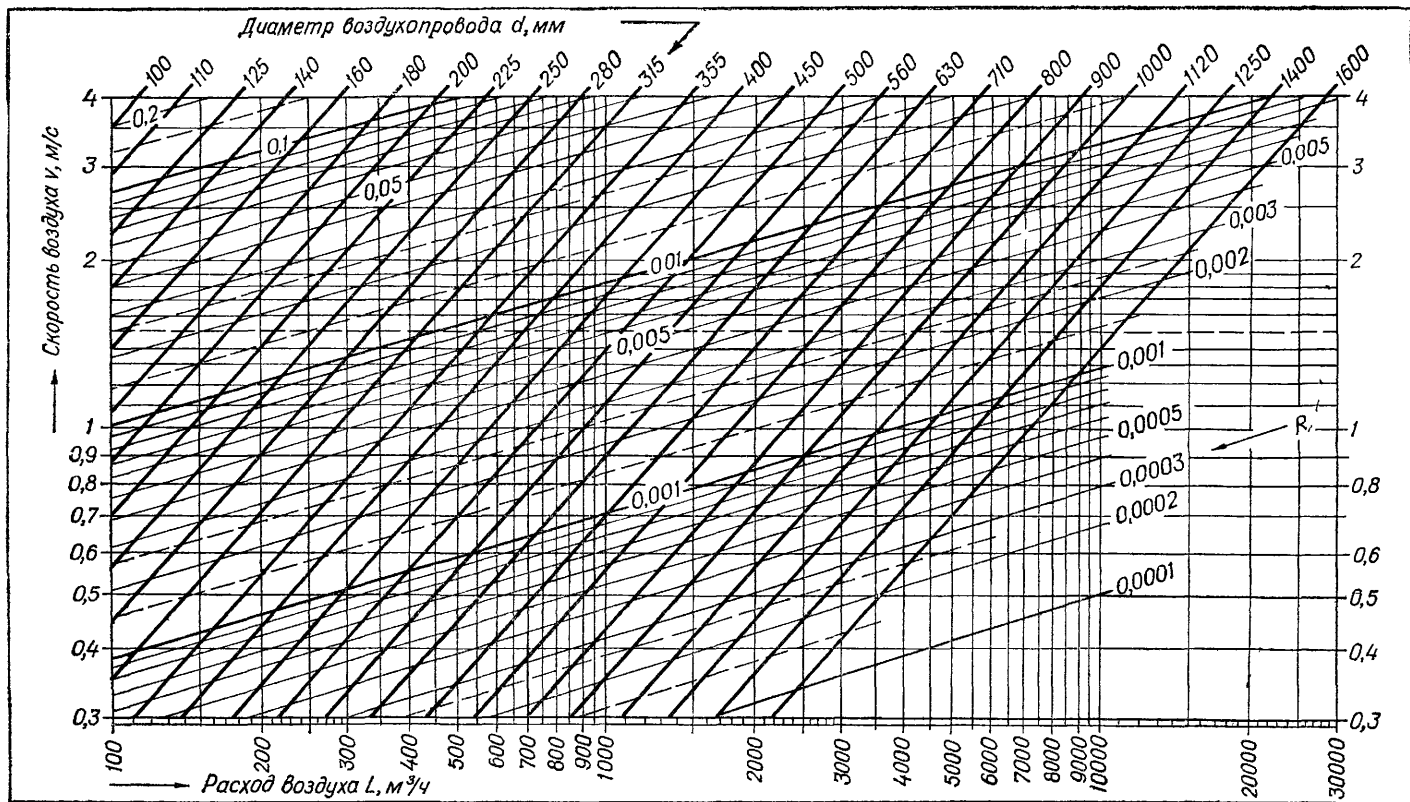
где  $\Sigma \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений, принимаемая по табл. VII.13.

\* Технико-экономический расчет воздуховодов изложен в монографии Б. Н. Лобаева «Расчет воздуховодов» (К., Госстройиздат УССР, 1969). Программы для технико-экономического расчета воздуховодов на электронных вычислительных машинах приведены в разделе X.

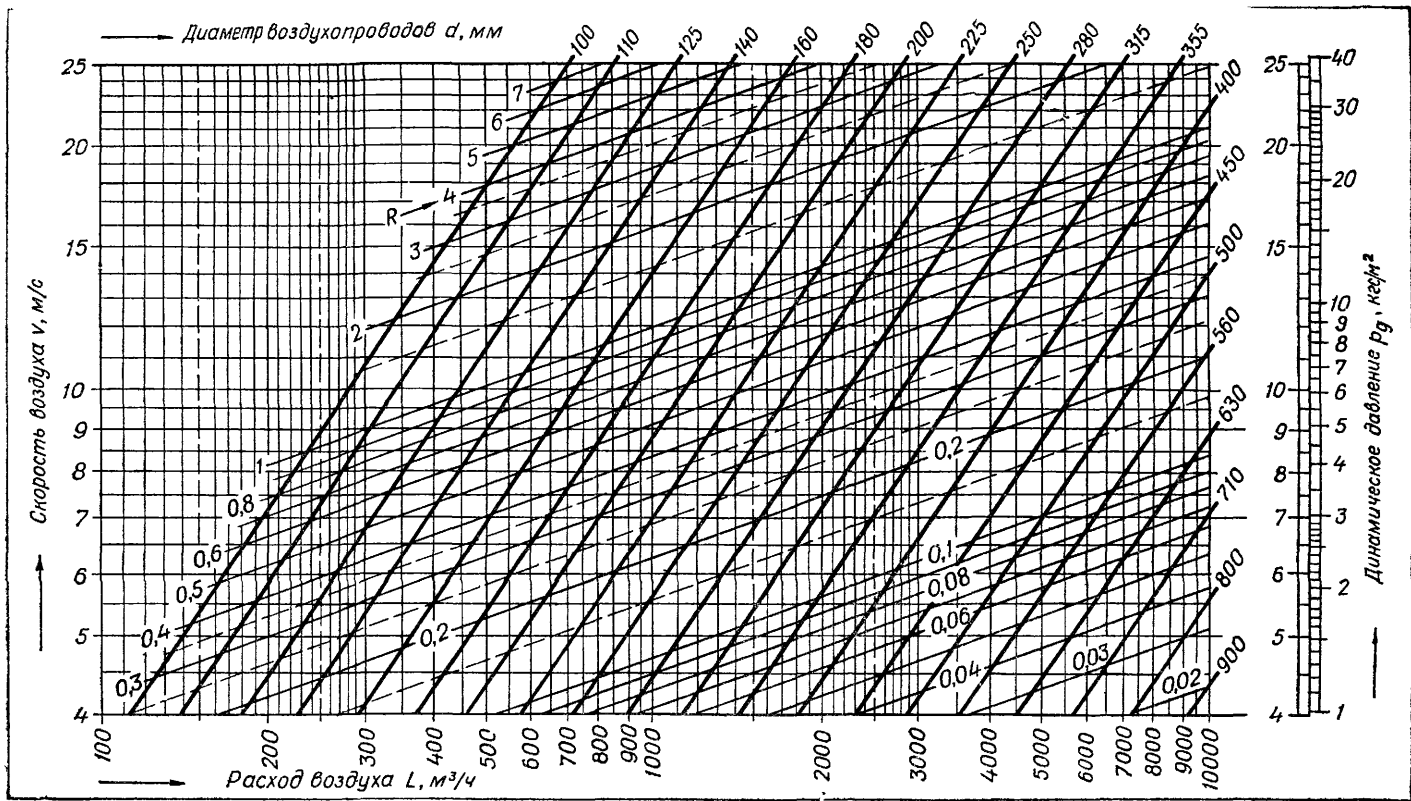
Диаметр воздуховода  $d$ , мм



Лист VII.7. Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов при расходах воздуха до 100 м<sup>3</sup>/ч (при  $K = 0,1$ ;  $\gamma = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>).

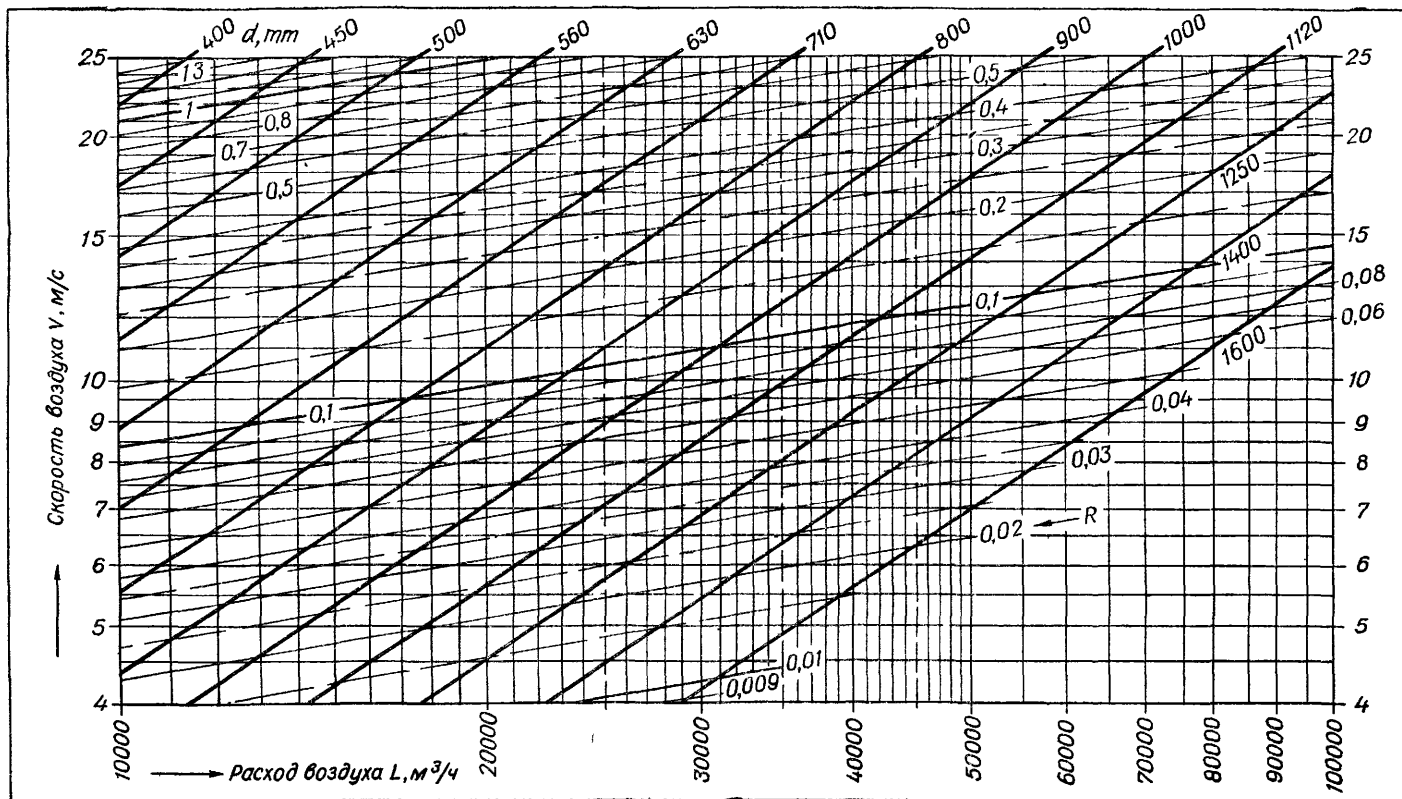


Лист VII.8. Номограмма для расчета круглых стальных воздухопроводов при расходах воздуха от 100 до 10 000  $\text{м}^3/\text{ч}$  и скорости воздуха от 0,3 до 4  $\text{м}/\text{с}$  (при  $K = 0,1$ ,  $\gamma = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ ).

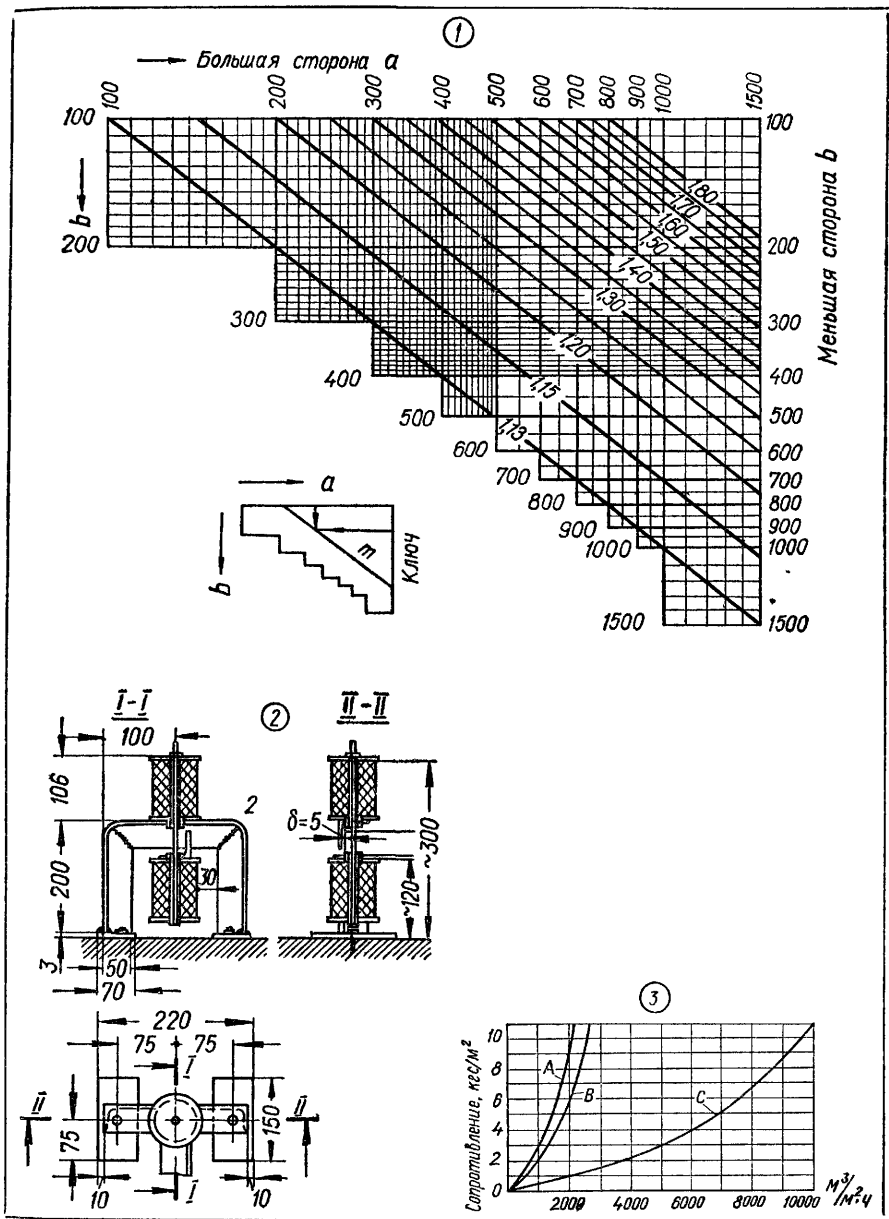


Лист VII.9. Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов при расходах воздуха от 100 до 10 000 м<sup>3</sup>/ч и скорости воздуха от 4 до 25 м/с (при  $K = 0,1$ ;  $\gamma = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>).





Лист VII.10. Номограмма для расчета круглых стальных воздухопроводов при расходах воздуха от 10 000 до 100 000 м³/ч и скорости воздуха от 4 до 25 м/с (при  $K = 0,1$ ,  $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ).



Лист VII.11. Установка резиновых виброизоляторов, номограммы для определения поправочного коэффициента  $m$  и сопротивления фильтров:

1 — коэффициент  $m$  для прямоугольных воздухопроводов, 2 — виброизолятор резиновый типа ВИР 1; 3 — сопротивление ячейковых фильтров конструкции Е В Рекка (А — для сетчатого большой модели; В — то же, для малой модели, С — то же, из винилпластовой гофрированной сетки).





Площадь, м <sup>2</sup>	Диаметр, мм	Динамическое давле									
		0,4788	0,5135	0,5499	0,5871	0,6256	0,6652	0,7061	0,7483	0,7916	0,8362
		Скорость воз									
		2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7
0,0122	125	122	127	132	135	140	144	149	153	157	161
		0,100	0,106	0,110	0,120	0,130	0,136	0,142	0,150	0,160	0,170
0,0153	140	153	159	165	170	175	181	186	192	197	203
		0,090	0,094	0,098	0,102	0,110	0,115	0,120	0,130	0,135	0,140
0,0200	160	201	208	216	223	230	237	244	251	259	266
		0,075	0,080	0,085	0,090	0,096	0,100	0,105	0,110	0,120	0,125
0,0254	180	256	265	274	283	292	301	311	320	329	338
		0,065	0,070	0,072	0,078	0,083	0,090	0,094	0,098	0,102	0,110
0,0314	200	316	327	339	350	361	372	384	395	406	418
		0,059	0,061	0,063	0,068	0,072	0,089	0,083	0,086	0,090	0,095
0,0397	225	400	414	429	443	457	471	486	500	514	529
		0,050	0,054	0,056	0,060	0,062	0,067	0,070	0,075	0,080	0,085
0,0490	250	493	511	529	546	564	581	599	616	634	652
		0,045	0,047	0,050	0,052	0,056	0,060	0,063	0,066	0,070	0,073
0,0615	280	619	641	664	685	707	729	751	773	795	818
		0,040	0,042	0,043	0,045	0,048	0,051	0,055	0,058	0,060	0,063
0,0778	315	784	812	840	868	896	924	952	980	1008	1036
		0,032	0,035	0,038	0,040	0,042	0,044	0,045	0,050	0,052	0,054
0,0989	355	996	1032	1068	1103	1139	1174	1210	1245	1281	1317
		0,029	0,030	0,031	0,032	0,036	0,038	0,042	0,043	0,044	0,048
0,1256	400	1265	1310	1356	1400	1446	1491	1536	1581	1626	1672
		0,025	0,026	0,027	0,029	0,031	0,032	0,035	0,037	0,039	0,040
0,1589	450	1601	1658	1716	1773	1830	1887	1944	2002	2059	2116
		0,022	0,023	0,024	0,025	0,026	0,028	0,030	0,033	0,034	0,035
0,1962	500	1976	2047	2118	2188	2259	2329	2400	2470	2541	2612
		0,018	0,020	0,021	0,022	0,024	0,025	0,026	0,028	0,029	0,030
0,2461	560	2480	2569	2658	2746	2835	2923	3012	3101	3189	3278
		0,016	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021	0,023	0,024	0,025	0,026
0,3115	630	3139	3251	3364	3475	3587	3699	3811	3923	4035	4148
		0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020	0,021	0,022	0,023
0,3956	710	3987	4129	4272	4414	4557	4699	4841	4984	5126	5269
		0,013	0,014	0,0145	0,015	0,0155	0,016	0,017	0,018	0,019	0,020
0,5024	800	5061	5242	5426	5604	5785	5966	6147	6328	6508	6689
		0,011	0,012	0,0123	0,0125	0,0135	0,014	0,015	0,016	0,017	0,0173
0,6358	900	6409	6638	6866	7096	7325	7554	7783	8012	8241	8470
		0,0090	0,0095	0,010	0,011	0,012	0,013	0,0135	0,014	0,0145	0,015
0,7850	1000	7912	8195	8478	8760	9043	9331	9614	9896	10179	10462
		0,0080	0,0085	0,0089	0,0091	0,010	0,011	0,012	0,0125	0,013	0,0135
0,9847	1120	9925	10280	10635	10989	11343	11698	12052	12407	12761	13116
		0,0070	0,0074	0,0077	0,0080	0,0084	0,0087	0,0099	0,011	0,0115	0,012
1,2265	1250	12361	12803	13246	13686	14127	14568	15009	15450	15893	16344
		0,0059	0,0061	0,0066	0,0071	0,0076	0,0080	0,0085	0,0090	0,0096	0,010
1,5386	1400	15507	16061	16617	17170	17724	18278	18832	19386	19940	20494
		0,0051	0,0055	0,0057	0,0060	0,0064	0,0070	0,0075	0,0079	0,0083	0,0088
2,0096	1600	20257	20981	21704	22428	23151	23875	24598	25322	26045	26769
		0 0043	0,0047	0,0050	0,0052	0,0055	0,0059	0,0062	0,0066	0,0070	0,0074

Площадь, м <sup>2</sup>	Диаметр, мм	Динамическое давле									
		1,589	1,652	1,7161	1,7815	1,8486	1,9129	1,9837	2,055	2,126	2,199
		Скорость воз									
		5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	6,0
0,00785	100	144	146	149	152	155	158	160	163	166	169
		0,390	0,400	0,410	0,430	0,450	0,460	0,480	0,50	0,51	0,52
0,0094	110	172	175	179	182	186	189	192	196	199	203
		0,34	0,35	0,36	0,37	0,39	0,40	0,42	0,44	0,45	0,46
0,0122	125	223	227	232	236	241	245	249	254	258	263
		0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
0,0153	140	280	285	291	296	302	307	313	318	324	330
		0,26	0,27	0,28	0,29	0,295	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34
0,0200	160	366	374	381	388	395	403	410	417	424	432
		0,22	0,23	0,235	0,24	0,245	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29





















Площадь, м²	Диаметр, мм	Динамическое давле											
		13,5650	13,7475	13,9313	14,1162	14,3024	14,4899	14,6801	14,8699	15,0610	15,2533	15,4469	15,6416
		Скорость воз											
		14,9	15,0	15,1	15,2	15,3	15,4	15,5	15,6	15,7	15,8	15,9	16,0
0,3956	710	21219 0,276	21362 0,280	21504 0,283	21646 0,286	21781 0,289	21931 0,292	22074 0,295	22160 0,298	22358 0,301	22501 0,304	22643 0,307	22786 0,310
0,5024	800	26948 0,232	27129 0,234	27309 0,237	27490 0,240	27671 0,243	27852 0,246	28033 0,249	28213 0,252	28314 0,255	28575 0,258	28756 0,261	28938 0,264
0,6358	900	34104 0,207	34333 0,210	34562 0,213	34791 0,216	35020 0,219	35250 0,222	35479 0,225	35708 0,228	35937 0,231	36165 0,234	36394 0,237	36622 0,240
0,7850	1000	42107 0,177	42390 0,179	42672 0,182	42955 0,185	43237 0,188	43520 0,191	43803 0,194	44085 0,197	44368 0,200	44650 0,203	44933 0,206	45216 0,210
0,9847	1120	52819 0,158	53174 0,160	53528 0,162	53882 0,164	54237 0,166	54591 0,168	54946 0,170	55300 0,172	55655 0,174	56009 0,176	56364 0,178	56719 0,180
1,2265	1250	65788 0,138	66231 0,140	66672 0,142	67114 0,144	67555 0,146	67997 0,148	68438 0,150	68880 0,152	69321 0,154	69763 0,156	70204 0,158	70646 0,160
1,5386	1400	82530 0,122	83084 0,125	83637 0,126	84191 0,127	84745 0,128	85299 0,129	85853 0,130	86407 0,131	86961 0,132	87515 0,133	88069 0,134	88623 0,135
2,0096	1600	107795 0,105	108518 0,107	109241 0,108	109965 0,109	110688 0,110	111412 0,110	112135 0,111	112859 0,112	113582 0,113	114306 0,114	115029 0,115	115753 0,117

Площадь, м²	Диаметр, мм	Динамическое давле											
		18,4986	18,7119	18,9263	19,1420	19,3589	19,5771	19,7964	20,0170	20,2387	20,4618	20,6860	20,9115
		Скорость воз											
		17,4	17,5	17,6	17,7	17,8	17,9	18,0	18,1	18,2	18,3	18,4	18,5
0,00785	100	492 3,88	495 3,93	497 3,97	500 4,02	503 4,06	506 4,10	508 4,15	511 4,20	514 4,24	516 4,29	519 4,34	522 4,48
0,0094	110	588 3,40	591 3,42	595 3,45	598 3,47	601 3,50	605 3,52	609 3,55	612 3,59	615 3,64	618 3,68	621 3,73	625 3,87
0,0122	125	764 2,95	768 2,97	773 3,00	777 3,02	782 3,05	786 3,07	790 3,10	795 3,13	799 3,17	804 3,20	808 3,24	812 3,27
0,0153	140	958 2,55	963 2,57	969 2,60	974 2,62	980 2,65	985 2,67	991 2,70	997 2,73	1002 2,76	1007 2,79	1013 2,82	1018 2,85
0,0200	160	1252 2,19	1259 2,21	1266 2,24	1274 2,27	1281 2,30	1288 2,32	1296 2,35	1303 2,37	1310 2,39	1317 2,41	1324 2,44	1331 2,45
0,0254	180	1590 1,90	1599 1,92	1608 1,95	1618 1,97	1627 2,00	1636 2,02	1646 2,03	1654 2,05	1663 2,06	1672 2,08	1682 2,10	1691 2,12
0,0314	200	1966 1,63	1977 1,64	1988 1,65	1999 1,67	2011 1,70	2022 1,73	2035 1,76	2045 1,78	2056 1,80	2067 1,82	2079 1,84	2090 1,86
0,0397	225	2486 1,46	2500 1,47	2515 1,49	2529 1,50	2543 1,52	2557 1,53	2572 1,55	2586 1,56	2600 1,58	2615 1,59	2629 1,61	2643 1,62
0,0490	250	3068 1,27	3086 1,28	3103 1,29	3121 1,31	3138 1,32	3156 1,33	3175 1,35	3192 1,36	3220 1,37	3227 1,39	3245 1,40	3262 1,41
0,0615	280	3851 1,14	3873 1,15	3895 1,16	3917 1,17	3939 1,18	3961 1,19	3985 1,20	4007 1,21	4029 1,22	4051 1,23	4073 1,24	4095 1,25
0,0778	315	4873 0,94	4901 0,95	4929 0,96	4957 0,97	4985 0,98	5013 0,99	5041 1,00	5069 1,02	5097 1,03	5125 1,05	5153 1,06	5181 1,08
0,0989	355	6194 0,83	6230 0,84	6265 0,85	6301 0,86	6336 0,87	6372 0,88	6409 0,89	6444 0,898	6480 0,906	6515 0,916	6551 0,924	6587 0,932
0,1256	400	7867 0,712	7912 0,720	7957 0,728	8002 0,736	8047 0,744	8092 0,752	8139 0,760	8194 0,767	8229 0,774	8274 0,781	8319 0,788	8364 0,795
0,1589	450	9953 0,614	10010 0,620	10067 0,626	10124 0,632	10182 0,638	10239 0,644	10297 0,650	10354 0,659	10411 0,668	10468 0,677	10525 0,686	10583 0,695
0,1962	500	12289 0,554	12360 0,560	12430 0,566	12501 0,572	12571 0,578	12642 0,584	12714 0,590	12784 0,596	12855 0,602	12925 0,608	12996 0,614	13067 0,620
0,2461	560	15415 0,480	15504 0,485	15592 0,490	15681 0,495	15769 0,500	15858 0,505	15947 0,510	16035 0,516	16124 0,522	16212 0,528	16301 0,534	16390 0,540
0,3115	630	19512 0,416	19624 0,420	19736 0,424	19848 0,428	19960 0,432	20072 0,436	20185 0,440	20297 0,445	20409 0,450	20521 0,455	20633 0,460	20745 0,465
0,3956	710	24780 0,366	24923 0,370	25065 0,374	25207 0,378	25350 0,382	25492 0,386	25635 0,390	25777 0,393	25919 0,396	26062 0,399	26204 0,402	26347 0,405
0,5024	800	31470 0,312	31651 0,316	31831 0,320	32012 0,324	32193 0,328	32374 0,332	32555 0,336	32735 0,339	32916 0,336	33097 0,339	33278 0,342	33459 0,345
0,6358	900	39827 0,272	40056 0,275	40285 0,278	40514 0,281	40742 0,284	40971 0,287	41200 0,290	41429 0,294	41658 0,298	41887 0,302	42116 0,306	42345 0,310





Площадь, м²	Диаметр, мм	Динамическое давле											
		18,4986	18,7119	18,9263	19,1420	19,3589	19,5771	19,7964	20,0170	20,2387	20,4618	20,6860	20,9115
		Скорость воз											
		17,4	17,5	17,6	17,7	17,8	17,9	18,0	18,1	18,2	18,3	18,4	18,5
0,7850	1000	49172 0,248	49455 0,250	49737 0,252	50020 0,254	50302 0,256	50585 0,258	50868 0,260	51150 0,263	51433 0,266	51715 0,269	51998 0,272	52281 0,275
0,9847	1120	61681 0,212	62035 0,215	62390 0,218	62744 0,221	63099 0,224	63453 0,227	63808 0,230	64162 0,232	64517 0,234	64871 0,236	65226 0,238	65580 0,240
1,2265	1250	76828 0,188	77269 0,190	77711 0,192	78152 0,194	78594 0,196	79035 0,198	79477 0,200	79918 0,202	80360 0,204	80801 0,206	81243 0,208	81684 0,210
1,5386	1400	96377 0,158	96931 0,160	97485 0,162	98039 0,164	98593 0,166	99147 0,168	99701 0,170	100254 0,172	100808 0,174	101362 0,176	101916 0,178	102470 0,180
2,0096	1600	125882 0,134	126605 0,135	127329 0,137	128052 0,139	128776 0,141	129499 0,142	130222 0,143	130945 0,144	131669 0,146	132392 0,147	133116 0,149	133839 0,151

Площадь, м²	Диаметр, мм	Динамическое давление, кгс/м²											
		24,1962	24,4400	25,6773	26,9451	28,243	29,572	30,931	32,321	33,7425	35,1936	36,6753	38,1875
		Скорость воздуха, м/с											
		19,9	20,0	20,5	21,0	21,5	22,0	22,5	23,0	23,5	24,0	24,5	25,0
0,00785	100	561 5,02	565 5,09	579 5,20	593 5,50	607 5,75	622 5,97	636 6,15	650 6,50	664 6,90	678 7,00	692 7,28	706 7,76
0,0094	110	672 4,36	677 4,40	694 4,80	710 4,95	727 5,05	744 5,30	760 5,60	778 5,80	794 6,00	812 6,20	828 6,70	846 6,80
0,0122	125	874 3,81	878 3,85	900 3,97	922 4,10	944 4,35	966 4,60	988 4,87	1010 4,95	1032 5,10	1054 5,25	1076 5,47	1098 5,70
0,0153	140	1096 3,27	1101 3,30	1129 3,45	1157 3,60	1184 3,80	1212 4,00	1239 4,15	1267 4,30	1295 4,50	1322 4,70	1350 4,85	1377 5,00
0,0200	160	1432 2,82	1440 2,85	1475 2,97	1512 3,10	1548 3,25	1584 3,40	1620 3,55	1656 3,70	1692 3,85	1728 4,00	1764 4,14	1800 4,20
0,0254	180	1819 2,45	1829 2,48	1874 2,59	1920 2,70	1965 2,80	2012 2,90	2056 3,05	2103 3,20	2148 3,32	2194 3,45	2239 3,57	2286 3,70
0,0314	200	2248 2,13	2261 2,16	2316 2,25	2374 2,35	2429 2,47	2487 2,60	2542 2,70	2600 2,80	2655 2,90	2713 3,00	2768 3,16	2826 3,32
0,0397	225	2843 1,88	2858 1,90	2929 2,00	3001 2,10	3072 2,20	3144 2,30	3215 2,37	3287 2,45	3358 2,57	3430 2,70	3501 2,75	3573 2,80
0,0490	250	3509 1,62	3528 1,65	3616 1,72	3704 1,80	3792 1,90	3880 2,00	3968 2,05	4057 2,10	4144 2,27	4233 2,35	4321 2,42	4410 2,50
0,0615	280	4404 1,43	4428 1,45	4538 1,52	4649 1,60	4759 1,65	4871 1,70	4980 1,77	5092 1,85	5202 1,92	5313 2,00	5423 2,08	5535 2,15
0,0778	315	5573 1,24	5601 1,25	5741 1,30	5882 1,35	6022 1,42	6162 1,50	6302 1,57	6442 1,65	6582 1,70	6722 1,75	6862 1,83	7002 1,90
0,0989	355	7085 1,09	7121 1,10	7299 1,15	7477 1,20	7655 1,27	7833 1,35	8011 1,37	8189 1,40	8367 1,45	8545 1,50	8723 1,58	8901 1,65
0,1256	400	8996 0,93	9043 0,95	9269 1,00	9495 1,05	9721 1,10	9947 1,15	10173 1,18	10399 1,22	10625 1,26	10852 1,30	11078 1,36	11304 1,43

Для прямоугольных каналов в величину  $R$  вносится поправка на форму канала

$$R_{\Pi} = mR_K, \quad (\text{VII.9})$$

где  $m$  — поправочный коэффициент, определяемый по номограмме листа VII.11, рис. 1, в зависимости от размеров сторон прямоугольного канала  $a$  и  $b$ ;

$R_K$  — сопротивление  $l$  м круглого воздуховода, выполненного из материалов, имеющих абсолютную шероховатость  $0,1$  мм (металл, фанера, стекло и др.); определяется по номограммам листов VII.7—VI.10 или табл. VII.11.

Для каналов, имеющих абсолютную шероховатость поверхности более  $0,1$  мм, вносится поправка на шероховатость в  $R_K$

$$R_{\text{ш}} = nR_K, \quad (\text{VII.10})$$

где  $n$  — поправочный коэффициент, принимаемый по номограмме листа VII.12, в зависимости от скорости, абсолютной шероховатости  $K_s$  (см. стр. 101) и диаметра воз-

нне, кгс/м <sup>2</sup>												
21,1382	21,3661	21,5952	21,8255	22,0571	22,2399	22,5239	22,7591	22,9956	23,2333	23,4722	23,7123	23,9536
духа, м/с												
18,6	18,7	18,8	18,9	19,0	19,1	19,2	19,3	19,4	19,5	19,6	19,7	19,8
52563	52846	53128	53411	53694	53976	54259	54541	54824	55107	55389	55672	55954
0,278	0,281	0,284	0,287	0,290	0,292	0,294	0,296	0,298	0,300	0,302	0,304	0,306
65935	66289	66644	66998	67353	67707	68062	68416	68771	69125	69480	69834	70189
0,242	0,244	0,246	0,248	0,250	0,253	0,256	0,259	0,262	0,265	0,268	0,271	0,274
82126	82567	83009	83450	83892	84333	84775	85216	85658	86099	86541	86982	87424
0,212	0,214	0,216	0,218	0,220	0,223	0,226	0,229	0,232	0,235	0,238	0,241	0,244
103024	103578	104132	104686	105240	105793	106347	106901	107455	108009	108563	109117	109671
0,182	0,184	0,186	0,188	0,190	0,193	0,196	0,199	0,202	0,205	0,208	0,211	0,214
134563	135286	136010	136733	137456	138179	138903	139626	140350	141073	141797	142520	143244
0,152	0,154	0,155	0,157	0,158	0,160	0,162	0,164	0,166	0,168	0,170	0,172	0,174

Площадь, м <sup>2</sup>	Диаметр, мм	Динамическое давление, кгс/м <sup>2</sup>											
		24,1962	24,4400	25,6773	26,9451	28,243	29,572	30,931	32,321	33,7425	35,1936	36,6753	38,1875
		Скорость воздуха, м/с											
		19,9	20,0	20,5	21,0	21,5	22,0	22,5	23,0	23,5	24,0	24,5	25,0
0,1589	450	11382	11441	11727	12013	12299	12585	12871	13160	13443	13729	14015	14301
		0,790	0,800	0,850	0,90	0,95	1,00	1,04	1,08	1,11	1,15	1,20	1,25
0,1962	500	14055	14126	14479	14833	15186	15539	15892	16245	16598	16951	17304	17658
		0,695	0,709	0,750	0,78	0,82	0,85	0,90	0,95	0,97	1,00	1,05	1,10
0,2461	560	17630	17719	18162	18605	19048	19491	19934	20377	20820	21263	21706	22149
		0,615	0,620	0,650	0,69	0,71	0,74	0,77	0,80	0,83	0,87	0,91	0,95
0,3115	630	22314	22428	22988	23549	24109	24671	25231	25792	26352	26913	27473	28035
		0,536	0,540	0,570	0,59	0,61	0,64	0,67	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80
0,3956	710	28340	28483	29195	29907	30619	31331	32043	32756	33467	34180	34892	35604
		0,474	0,480	0,490	0,51	0,54	0,57	0,58	0,60	0,63	0,67	0,69	0,71
0,5024	800	35992	36173	37077	37981	38885	39790	40694	41599	42503	43407	44311	45216
		0,400	0,404	0,430	0,45	0,47	0,49	0,51	0,53	0,55	0,57	0,59	0,62
0,6358	900	45549	45777	46921	48066	49210	50355	51499	52644	53788	54933	56077	57222
		0,357	0,360	0,380	0,400	0,410	0,420	0,450	0,470	0,485	0,500	0,520	0,540
0,7850	1000	56237	56520	57933	59346	60759	62172	63585	64998	66411	67824	69237	70650
		0,308	0,311	0,330	0,350	0,370	0,380	0,390	0,410	0,425	0,440	0,460	0,480
0,9847	1120	70543	70898	72670	74443	76215	77988	79760	81533	83305	85078	86850	88623
		0,277	0,280	0,290	0,300	0,320	0,340	0,350	0,360	0,375	0,390	0,400	0,420
1,2265	1250	87865	88308	90515	92723	94930	97137	99345	101554	103761	105969	108176	110385
		0,247	0,250	0,255	0,260	0,270	0,290	0,300	0,310	0,330	0,350	0,355	0,360
1,5386	1400	110225	110779	113548	116318	119087	121857	124626	127396	130165	132935	135704	138474
		0,217	0,200	0,210	0,220	0,225	0,230	0,245	0,260	0,270	0,280	0,290	0,300
2,0096	1600	143967	144691	148308	151925	155542	159160	162777	166394	170011	173629	177246	180864
		0,175	0,176	0,190	0,200	0,202	0,204	0,209	0,218	0,228	0,240	0,255	0,270

духовода. Для прямоугольных воздуховодов принимается диаметр, равновеликий по площади.

Сопrotивление фильтров, калориферов, решеток и другого оборудования определяют при подборе оборудования, суммируют и добавляют к сопротивлению сети воздуховодов.

В системах искусственной вентиляции общее сопротивление значительно превышает гравитационное давление и характеризует то давление, которое должен развивать вентилятор. По этому давлению и расходу воздуха подбирается вентилятор (см. стр. 143).

**Пример VII.2.** Рассчитать вытяжную систему, показанную на листах VII.1 и VII.2. Объем комнат жилого дома принят по 120 м<sup>3</sup>.

Необходимое количество вентиляционного воздуха по кратности (см. табл. VII.7)

$$L = 120 K_p = 120 \cdot 1,0 = 120 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Таблица VII.12.

Номер участка	$L$	$l$	$a \times b$	$v$	$d_f$	$R$
1	2	3	4	5	6	7
1	60	1	140×140	0,85	158	0,0092
2	60	1	200×200	0,43	226	0,0018
3	180	2	200×200	1,25	226	0,0120
4	240	3	200×200	1,67	226	0,0190
5	480	4	300×300	1,48	339	0,0095

Перерасчет

1	60	1	140×140	0,85	158	0,0092
4	240	3	300×300	0,75	339	0,0030
5	480	4	400×400	0,85	452	0,0025

В участках 1 и 2 расход воздуха одинаковый, но сечение каналов разное, поэтому эта часть воздухопровода разбивается на два участка. По общему виду системы можно предположить, что участки 1—2—3—4—5 дадут большее сопротивление, чем участки 12—11—9—5. Заполняем расчетный бланк (табл. VII.12).

При заполнении бланка учитывались следующие соображения.

Графа 2. Количество воздуха по участкам распределялось в соответствии с листом VII.2, рис. 3 и 4 и по схеме на листе VII.1, рис. 2, где принято по 2 канала на одно помещение верхнего этажа, поэтому расходы на участках 1, 7, 8 и 12 приняты по 60 м<sup>3</sup>/ч, на участках 6 и 10 — по 120 м<sup>3</sup>/ч.

Графа 3. Длина участков определена по чертежам в м.

Графа 4. Размеры каналов в кирпичной стене определены по номограмме листа VII.5, в зависимости от расхода воздуха и этажности: участок 1 —  $a \times b = 1/2 \times 1/2$  кирпича; участок 6 и 10 —  $1/2 \times 1$  кирпич; участок 12 —  $1/2 \times 1/2$  кирпича; участок 2 принят минимального сечения. Сечения остальных участков приняты по номограмме листа VII.6 и скорости воздуха в пределах 1—2 м/с (см. стр. 56).

Графа 5. Действительные скорости определены по номограмме листа VII.6.

Графы 6, 7 и 13 заполнены по номограмме листа VII.7 и VII.8 и известным значениям  $L$  и  $v$  (графы 2 и 5). Графа 13 может быть заполнена по табл. VII.11.

Графы 8 и 10 заполнены по номограммам листа VII.11 и VII.12, графа 9 — в зависимости от материала воздухопровода по данным стр. 101.

Графа 12. Сумма коэффициентов местных сопротивлений оценена по табл. VII.13.

Коэффициенты местных сопротивлений по участкам определяются следующим образом.

Участок 1. Решетка (табл. VII.13, п. 49)

Три колена под углом 90° (табл. VII.13, п. 3)

$$\xi = 1,21$$

$$\xi = 1,1 \times 3 = 3,3$$

$$\text{Итого } \Sigma \xi_1 = 4,51$$

Участок 2. Местных сопротивлений не имеет.

Участок 3. Тройник на стыке участков 2, 3 и 6:  $d = 90^\circ$ ;  $v_2 = 0,43$ ;  $v_3 = 1,25$ ;  $v_6 = 0,9$  (индексы соответствуют номерам участков).

$$v'_c = \frac{L_2}{L_3} = \frac{60}{180} 0,43 = 0,143 \quad (\text{по табл. VII.13, п. 55});$$

$$\frac{v'_c}{v_3} = \frac{0,143}{1,25} = 0,114; \quad \frac{v_2}{v_3} = \frac{0,43}{1,25} = 0,34;$$

$$\xi_3 = 0,45 \quad (\text{по табл. VII.13, п. 55; см. примечание на стр. 100}).$$

Расчет воздухопроводов

$m$	$K_3$	$n$	$Rlmn$	$\Sigma \zeta$	$h_q$	$z$	$Rlmn + z$
8	9	10	11	12	13	14	15
1,13	5	1,77	0,0184	4,51	0,045	0,203	0,221
1,13	1	1,07	0,0021	0,00	0,010	0,000	0,002
1,13	1	1,17	0,0317	0,45	0,095	0,043	0,075
1,13	1	1,23	0,0790	1,31	0,170	0,223	0,302
1,13	1	1,17	0,0500	1,01	0,138	0,139	0,189

$$H_{\text{сист}} = \sum_1^5 (Rlmn + z) = 0,789$$

участков

1,13	5	1,77	0,0184	2,56	0,045	0,115	0,133
1,13	1	1,12	0,0113	1,81	0,035	0,063	0,074
1,13	1	1,13	0,0127	1,03	0,043	0,044	0,57

$$H_{\text{сист}} = \sum_1^5 (Rlmn + z) = 0,341$$

Участок 4. Тройник на стыке участков 3 и 7:  $\alpha = 45^\circ$ ;  $v_7 = 0,85$ ;  $v_3 = 1,25$ ;  $v_4 = 1,67$ .

$$v'_c = \frac{L_7}{L_4} v_7 \cos' 45 + \frac{L_3}{L_4} v_3 = \frac{60}{240} 0,85 \times 0,707 + \frac{180}{240} 1,25 = 1,09;$$

$$\frac{v'_c}{v_4} = \frac{1,09}{1,67} = 0,65; \quad \frac{v_3}{v_4} = \frac{1,25}{1,67} = 0,75; \quad \zeta = 0,3.$$

Внезапное расширение при входе воздуховода в типовую камеру (лист VII.2) сечением  $0,85 \text{ м}^2$ ,

$$\frac{f}{F} = \frac{0,04}{0,85} = 0,05 \text{ (по табл. VII.13, п. 5, C); } \zeta_C = 1,01.$$

Итого на расчетном участке 4  $\Sigma \zeta_4 = 1,31$ .

Участок 5. Внезапное сужение с поворотом потока при входе в шахту из камеры (по табл. VII.13, п. 5, А)

$$\frac{f}{F} = \frac{0,3 \cdot 0,3}{0,85} = 0,106; \quad \zeta_A = 0,41.$$

Дефлектор ЦАГИ на шахте (по табл. VII.13, п.30)  $\zeta = 0,6$ .

Определяем располагаемое гравитационное давление по формуле (VII.6).

По табл. VII.12 длина участков 1 и 5 равна  $l_1 = 1 \text{ м}$ ;  $l_5 = 4 \text{ м}$ ; расчетная высота  $h_2 = l_1 + l_5 = 5 \text{ м}$ . При температуре воздуха  $t_H = 5^\circ$   $\gamma_H = 1,27 \text{ кг/м}^3$ ;  $t_B = 20^\circ$   $\gamma_B = 1,2 \text{ кг/м}^3$ . Подставляем эти значения в формулу (VII.6)

$$\rho_{\text{ГР}} = h_2 (\gamma_H - \gamma_B) = 5 (1,27 - 1,20) = 0,35 \text{ кг/м}^2.$$

Располагаемое давление оказалось меньше сопротивления системы  $0,35 < 0,789$ . Вносим изменения в участки 1, 4 и 5.

Участок 1. В прямоугольных коленах делаем скругления внутренней кромки (табл. VII.13, п. 4).

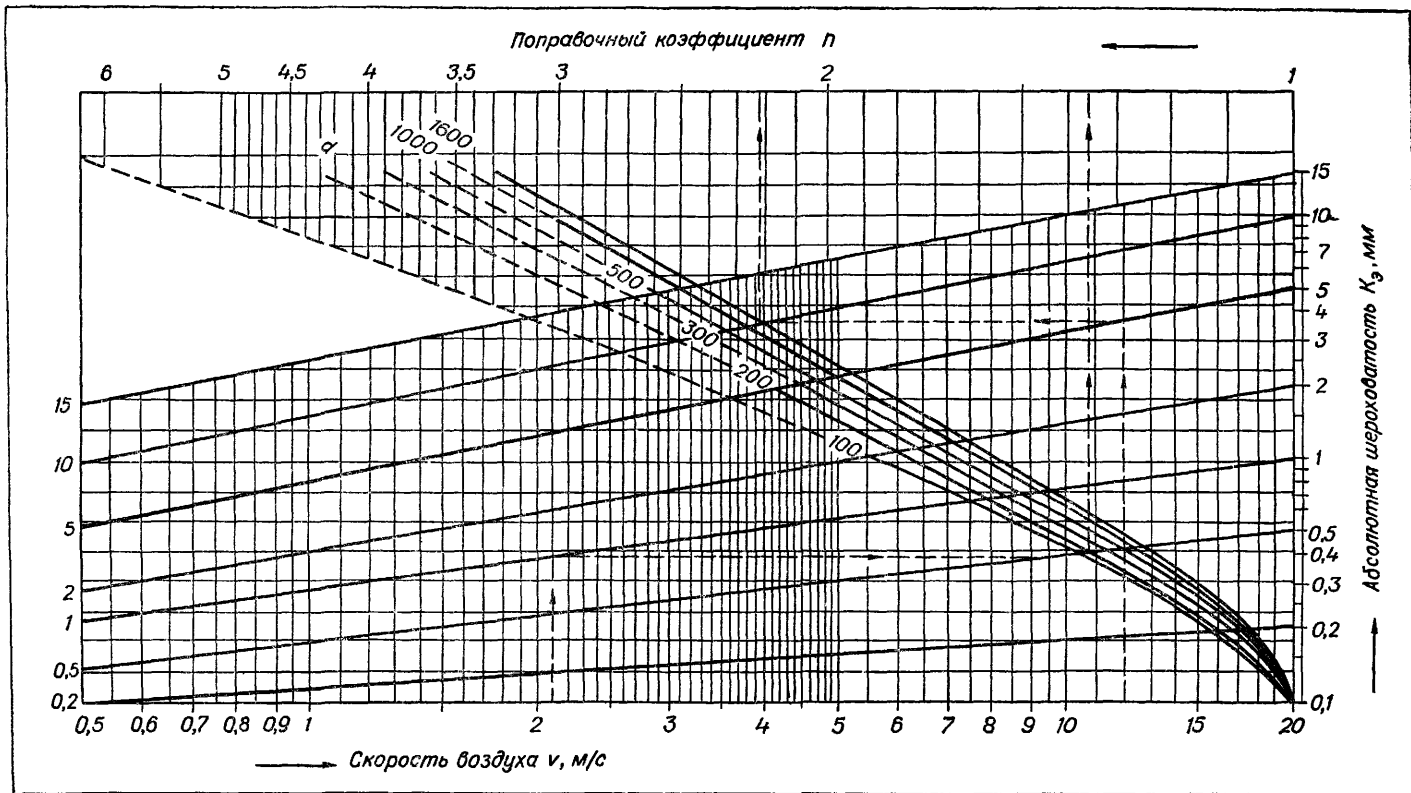
Решетка

Три колена по  $90^\circ$  (при  $r/b = 0,5$ )

$$\zeta = 1,21$$

$$\zeta = 0,45 \cdot 3 = 1,35$$

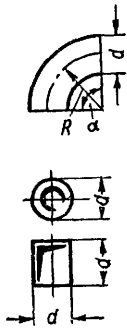
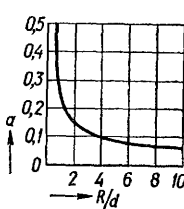
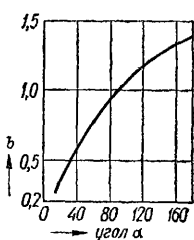
$$\text{Итого } \Sigma \zeta_1 = 2,56$$

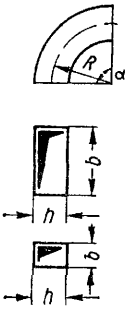
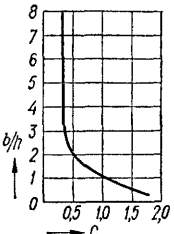
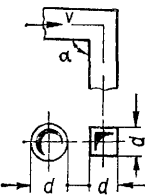
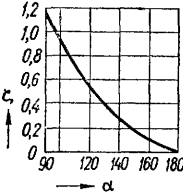
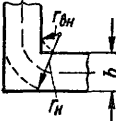
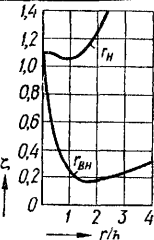


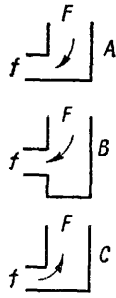
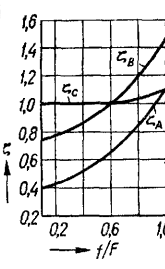
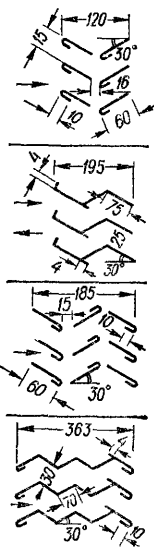
Лист VII.12. Номограмма для определения поправочного коэффициента  $n$  шероховатых воздуховодов.

Примеры: 1) при  $v = 2,1$  м/с,  $K_z = 1$  мм,  $d = 200$  мм находим  $n = 1,36$ ; 2) при  $v = 12$  м/с,  $K_z = 5$  мм,  $d = 1600$  мм находим  $n = 2,22$ .

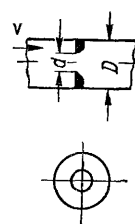
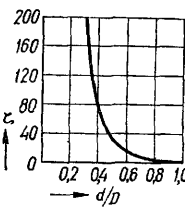
Таблица VII.13 Коэффициенты местных сопротивлений воздуховодов

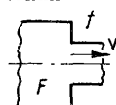
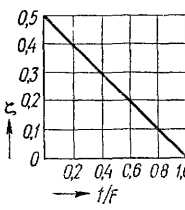
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																																
1	<p>Группа I. Изменение направлений воздушного потока</p> <p>Плавный отвод для воздуховодов любого сечения</p>	<p><math>\zeta = abc</math>      <math>c</math> — см. пункт 2</p>																																
		 <p>Коэффициент <math>a</math>, учитывающий радиус поворотов</p> <table border="1" data-bbox="518 518 984 837"> <thead> <tr> <th><math>R/d</math></th> <th><math>a</math></th> <th><math>R/d</math></th> <th><math>a</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,75</td> <td>0,5</td> <td>3,0</td> <td>0,117</td> </tr> <tr> <td>1,0</td> <td>0,25</td> <td>4,0</td> <td>0,1</td> </tr> <tr> <td>1,25</td> <td>0,2</td> <td>6,0</td> <td>0,08</td> </tr> <tr> <td>1,5</td> <td>1,175</td> <td>8,0</td> <td>0,073</td> </tr> <tr> <td>2,0</td> <td>0,15</td> <td>10,0</td> <td>0,066</td> </tr> </tbody> </table>	$R/d$	$a$	$R/d$	$a$	0,75	0,5	3,0	0,117	1,0	0,25	4,0	0,1	1,25	0,2	6,0	0,08	1,5	1,175	8,0	0,073	2,0	0,15	10,0	0,066								
$R/d$	$a$	$R/d$	$a$																															
0,75	0,5	3,0	0,117																															
1,0	0,25	4,0	0,1																															
1,25	0,2	6,0	0,08																															
1,5	1,175	8,0	0,073																															
2,0	0,15	10,0	0,066																															
		 <p>Коэффициент <math>b</math>, учитывающий угол поворота</p> <table border="1" data-bbox="518 1133 984 1532"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th><math>b</math></th> <th><math>\alpha</math></th> <th><math>b</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15</td> <td>0,25</td> <td>90</td> <td>1,0</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>0,46</td> <td>100</td> <td>1,06</td> </tr> <tr> <td>45</td> <td>0,62</td> <td>120</td> <td>1,12</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>0,68</td> <td>140</td> <td>1,24</td> </tr> <tr> <td>60</td> <td>0,77</td> <td>160</td> <td>1,32</td> </tr> <tr> <td>70</td> <td>0,86</td> <td>170</td> <td>1,36</td> </tr> <tr> <td>80</td> <td>0,93</td> <td>180</td> <td>1,40</td> </tr> </tbody> </table>	$\alpha$	$b$	$\alpha$	$b$	15	0,25	90	1,0	30	0,46	100	1,06	45	0,62	120	1,12	50	0,68	140	1,24	60	0,77	160	1,32	70	0,86	170	1,36	80	0,93	180	1,40
$\alpha$	$b$	$\alpha$	$b$																															
15	0,25	90	1,0																															
30	0,46	100	1,06																															
45	0,62	120	1,12																															
50	0,68	140	1,24																															
60	0,77	160	1,32																															
70	0,86	170	1,36																															
80	0,93	180	1,40																															

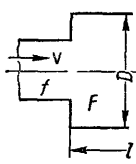
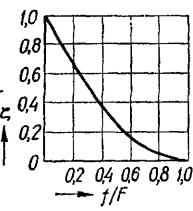
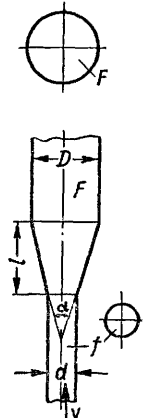
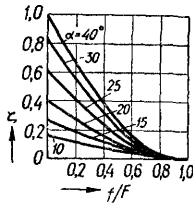
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																														
2	<p>Плавный отвод прямоугольного сечения</p> 	<p><math>\zeta = abc</math> <math>a</math> и <math>b</math> — см. п.1</p>  <p>Коэффициент <math>c</math>, учитывающий форму сечения воздуховода</p> <table border="1" data-bbox="523 454 989 798"> <tr> <td><math>b/h</math></td> <td>0,25</td> <td>0,50</td> <td>0,65</td> <td>0,80</td> </tr> <tr> <td><math>c</math></td> <td>1,80</td> <td>1,50</td> <td>1,30</td> <td>1,17</td> </tr> <tr> <td><math>b/h</math></td> <td>1,0</td> <td>1,25</td> <td>1,50</td> <td>1,75</td> </tr> <tr> <td><math>c</math></td> <td>1,0</td> <td>0,80</td> <td>0,70</td> <td>0,57</td> </tr> <tr> <td><math>b/h</math></td> <td>2,0</td> <td>2,5</td> <td>3,0</td> <td>7,5</td> </tr> <tr> <td><math>c</math></td> <td>0,48</td> <td>0,4</td> <td>0,37</td> <td>0,33</td> </tr> </table> <p><math>b</math> — изогнутая сторона <math>h</math> — плоская сторона</p>	$b/h$	0,25	0,50	0,65	0,80	$c$	1,80	1,50	1,30	1,17	$b/h$	1,0	1,25	1,50	1,75	$c$	1,0	0,80	0,70	0,57	$b/h$	2,0	2,5	3,0	7,5	$c$	0,48	0,4	0,37	0,33
$b/h$	0,25	0,50	0,65	0,80																												
$c$	1,80	1,50	1,30	1,17																												
$b/h$	1,0	1,25	1,50	1,75																												
$c$	1,0	0,80	0,70	0,57																												
$b/h$	2,0	2,5	3,0	7,5																												
$c$	0,48	0,4	0,37	0,33																												
3	<p>Колено</p> 	<table border="1" data-bbox="585 877 916 933"> <tr> <td><math>\alpha \dots</math></td> <td>90</td> <td>120</td> <td>135</td> <td>150</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta \dots</math></td> <td>1,1</td> <td>0,55</td> <td>0,35</td> <td>0,2</td> </tr> </table> <p>Для прямоугольного сечения умножить на поправочный коэффициент <math>c</math> (п.2)</p> 	$\alpha \dots$	90	120	135	150	$\zeta \dots$	1,1	0,55	0,35	0,2																				
$\alpha \dots$	90	120	135	150																												
$\zeta \dots$	1,1	0,55	0,35	0,2																												
4	<p>Одностороннее скругление колена</p> 	 <p>Для прямоугольного сечения умножить на поправочный коэффициент <math>c</math> (см. п. 2)</p>																														

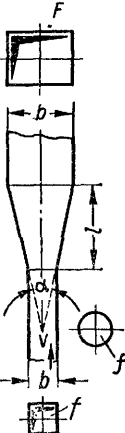
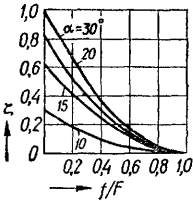
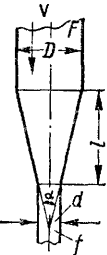
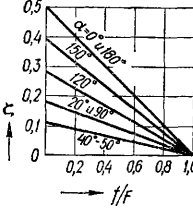
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																																
5	<p>Колено с изменением сечения</p> 		<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>f/F</math></th> <th><math>\zeta_A</math></th> <th><math>\zeta_B</math></th> <th><math>\zeta_C</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,0</td> <td>1,1</td> <td>1,45</td> <td>1,1</td> </tr> <tr> <td>0,90</td> <td>0,97</td> <td>1,32</td> <td>1,06</td> </tr> <tr> <td>0,70</td> <td>0,74</td> <td>1,09</td> <td>1,02</td> </tr> <tr> <td>0,50</td> <td>0,57</td> <td>0,92</td> <td>1,01</td> </tr> <tr> <td>0,30</td> <td>0,46</td> <td>0,81</td> <td>1,01</td> </tr> <tr> <td>0,10</td> <td>0,41</td> <td>0,76</td> <td>1,01</td> </tr> </tbody> </table>	$f/F$	$\zeta_A$	$\zeta_B$	$\zeta_C$	1,0	1,1	1,45	1,1	0,90	0,97	1,32	1,06	0,70	0,74	1,09	1,02	0,50	0,57	0,92	1,01	0,30	0,46	0,81	1,01	0,10	0,41	0,76	1,01			
$f/F$	$\zeta_A$	$\zeta_B$	$\zeta_C$																															
1,0	1,1	1,45	1,1																															
0,90	0,97	1,32	1,06																															
0,70	0,74	1,09	1,02																															
0,50	0,57	0,92	1,01																															
0,30	0,46	0,81	1,01																															
0,10	0,41	0,76	1,01																															
		<p><math>F</math> и <math>f</math> — площади сечений колена;  <math>\zeta_A</math>, <math>\zeta_B</math>, <math>\zeta_C</math> — отнесены к динамическому давлению в меньшем сечении <math>f</math>, значение <math>\zeta'_C</math> — к сечению <math>F</math>;  <math>\zeta_A = 0,4 + 0,7 (f/F)^2</math>; <math>\zeta_B = 0,15 + 0,7 (f/F)^2</math>;  <math>\zeta_C = 1 + 0,1 (f/F)^2</math>; <math>\zeta'_C = (f/F)^2 + 0,1 (f/F)^2</math>.</p>																																
6	<p>Сепараторы</p> 	<p><math>\zeta = 4,4</math>  Устанавливается до камеры</p> <p>До камеры <math>\zeta = 7,1</math>; после камеры <math>\zeta = 10,4</math>.  Устанавливается до и после камеры</p> <p><math>\zeta = 1,1</math>  Устанавливается после камеры</p> <p><math>\zeta = 12,5</math>  Устанавливается после камеры  Величина <math>\zeta</math> относится к скорости между пластинами</p>																																

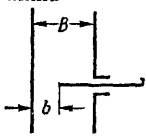
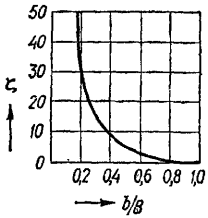
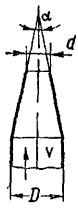
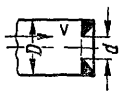
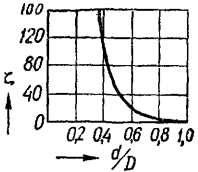


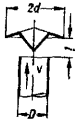
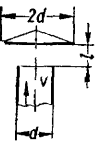
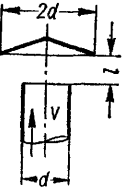
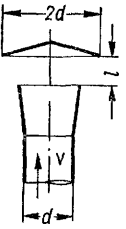
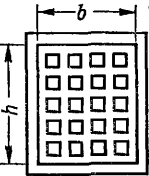
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																								
7	<p>Группа II. Изменение скорости воздушного потока</p> <p>Диафрагма</p> 	 <p>Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости <math>V</math> в воздуховоде</p> <table border="1" data-bbox="518 438 984 821"> <thead> <tr> <th><math>D/d</math></th> <th><math>d/D</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>0</td></tr> <tr><td>1,25</td><td>0,8</td><td>1,5</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>0,66</td><td>6</td></tr> <tr><td>1,75</td><td>0,57</td><td>14,7</td></tr> <tr><td>2,0</td><td>0,5</td><td>29,7</td></tr> <tr><td>2,5</td><td>0,4</td><td>87,0</td></tr> <tr><td>3,0</td><td>0,33</td><td>196,0</td></tr> </tbody> </table> $\zeta = \left(1 + \frac{0,707}{\sqrt{1 - d/D}}\right)^2 \cdot \left(\frac{d}{D} - 1\right)^2$	$D/d$	$d/D$	$\zeta$	1	1	0	1,25	0,8	1,5	1,50	0,66	6	1,75	0,57	14,7	2,0	0,5	29,7	2,5	0,4	87,0	3,0	0,33	196,0
	$D/d$	$d/D$	$\zeta$																							
1	1	0																								
1,25	0,8	1,5																								
1,50	0,66	6																								
1,75	0,57	14,7																								
2,0	0,5	29,7																								
2,5	0,4	87,0																								
3,0	0,33	196,0																								

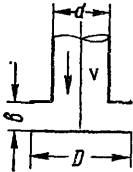
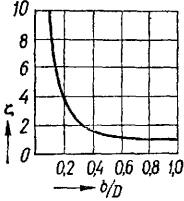
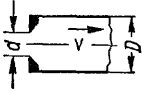
8	<p>Внезапное сужение при любых формах сечений</p> 	 <p>Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости <math>v</math> в сечении <math>f</math></p> $\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{f}{F}\right)$ <table border="1" data-bbox="518 1236 984 1532"> <thead> <tr> <th><math>f/F</math></th> <th><math>\zeta</math></th> <th><math>f/F</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>0,5</td><td>0,60</td><td>0,20</td></tr> <tr><td>0,10</td><td>0,45</td><td>0,70</td><td>0,15</td></tr> <tr><td>0,20</td><td>0,40</td><td>0,80</td><td>0,10</td></tr> <tr><td>0,30</td><td>0,35</td><td>0,90</td><td>0,05</td></tr> <tr><td>0,40</td><td>0,30</td><td>1,0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0,50</td><td>0,25</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	$f/F$	$\zeta$	$f/F$	$\zeta$	0	0,5	0,60	0,20	0,10	0,45	0,70	0,15	0,20	0,40	0,80	0,10	0,30	0,35	0,90	0,05	0,40	0,30	1,0	0	0,50	0,25		
	$f/F$	$\zeta$	$f/F$	$\zeta$																										
0	0,5	0,60	0,20																											
0,10	0,45	0,70	0,15																											
0,20	0,40	0,80	0,10																											
0,30	0,35	0,90	0,05																											
0,40	0,30	1,0	0																											
0,50	0,25																													

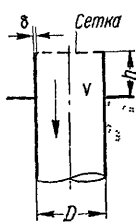
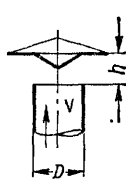
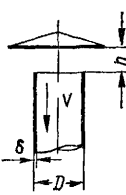
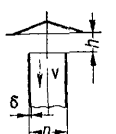
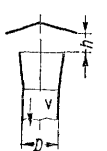
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																																																														
9	<p>Внезапное расширение при любых формах сечений и длине расширения <math>l &gt; 8D</math></p> 	 <p>Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости <math>v</math> в сечении <math>f</math></p> $\zeta = \left(1 - \frac{f}{F}\right)^2$ <table border="1" data-bbox="518 462 984 702"> <thead> <tr> <th><math>f/F</math></th> <th><math>\zeta</math></th> <th><math>f/F</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0</td><td>1</td><td>0,60</td><td>0,16</td></tr> <tr><td>0,10</td><td>0,81</td><td>0,70</td><td>0,09</td></tr> <tr><td>0,20</td><td>0,64</td><td>0,80</td><td>0,04</td></tr> <tr><td>0,30</td><td>0,49</td><td>0,90</td><td>0,01</td></tr> <tr><td>0,40</td><td>0,36</td><td>1,0</td><td>0</td></tr> <tr><td>0,50</td><td>0,25</td><td></td><td></td></tr> </tbody> </table>	$f/F$	$\zeta$	$f/F$	$\zeta$	0	1	0,60	0,16	0,10	0,81	0,70	0,09	0,20	0,64	0,80	0,04	0,30	0,49	0,90	0,01	0,40	0,36	1,0	0	0,50	0,25																																				
$f/F$	$\zeta$	$f/F$	$\zeta$																																																													
0	1	0,60	0,16																																																													
0,10	0,81	0,70	0,09																																																													
0,20	0,64	0,80	0,04																																																													
0,30	0,49	0,90	0,01																																																													
0,40	0,36	1,0	0																																																													
0,50	0,25																																																															
10	<p>Диффузор на выравнинном потоке</p> 	 <table border="1" data-bbox="393 957 984 1244"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>F/f</math></th> <th rowspan="2"><math>f/F</math></th> <th colspan="6">Значение <math>\zeta</math> при <math>\alpha</math></th> </tr> <tr> <th>10</th> <th>15</th> <th>20</th> <th>25</th> <th>30</th> <th>40</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1,25</td><td>0,80</td><td>0,01</td><td>0,01</td><td>0,02</td><td>0,02</td><td>0,03</td><td>0,04</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>0,66</td><td>0,02</td><td>0,04</td><td>0,05</td><td>0,07</td><td>0,10</td><td>0,12</td></tr> <tr><td>1,75</td><td>0,57</td><td>0,03</td><td>0,06</td><td>0,07</td><td>0,12</td><td>0,17</td><td>0,19</td></tr> <tr><td>2,00</td><td>0,50</td><td>0,04</td><td>0,08</td><td>0,10</td><td>0,15</td><td>0,21</td><td>0,25</td></tr> <tr><td>2,25</td><td>0,44</td><td>0,05</td><td>0,09</td><td>0,12</td><td>0,21</td><td>0,28</td><td>0,31</td></tr> <tr><td>2,50</td><td>0,40</td><td>0,06</td><td>0,10</td><td>0,14</td><td>0,24</td><td>0,31</td><td>0,36</td></tr> </tbody> </table> <p>Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости в меньшем сечении <math>f</math>. При наличии за диффузором оборудования, создающего сопротивление больше потерь в диффузоре, во всех случаях принимать <math>\zeta = 0</math>. Для угла раствора <math>\alpha &gt; 40^\circ</math> принимать <math>\zeta</math> по <math>\alpha = 40^\circ</math>.</p> <p>Формула для построения детали</p> $l = \frac{D - d}{2 \operatorname{tg} \alpha/2}$	$F/f$	$f/F$	Значение $\zeta$ при $\alpha$						10	15	20	25	30	40	1,25	0,80	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	1,50	0,66	0,02	0,04	0,05	0,07	0,10	0,12	1,75	0,57	0,03	0,06	0,07	0,12	0,17	0,19	2,00	0,50	0,04	0,08	0,10	0,15	0,21	0,25	2,25	0,44	0,05	0,09	0,12	0,21	0,28	0,31	2,50	0,40	0,06	0,10	0,14	0,24	0,31	0,36
$F/f$	$f/F$	Значение $\zeta$ при $\alpha$																																																														
		10	15	20	25	30	40																																																									
1,25	0,80	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04																																																									
1,50	0,66	0,02	0,04	0,05	0,07	0,10	0,12																																																									
1,75	0,57	0,03	0,06	0,07	0,12	0,17	0,19																																																									
2,00	0,50	0,04	0,08	0,10	0,15	0,21	0,25																																																									
2,25	0,44	0,05	0,09	0,12	0,21	0,28	0,31																																																									
2,50	0,40	0,06	0,10	0,14	0,24	0,31	0,36																																																									


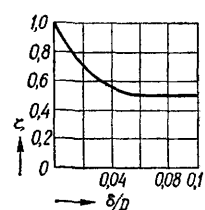

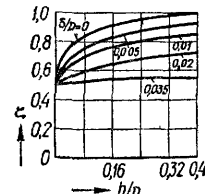
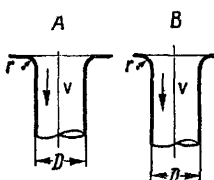
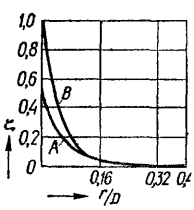
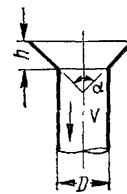
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																																																														
11	Диффузор на выровненном потоке при прямоугольном сечении 																																																															
		<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">F/f</th> <th rowspan="2">f/F</th> <th colspan="6">Значения <math>\zeta</math> при <math>\alpha</math></th> </tr> <tr> <th>10</th> <th>15</th> <th>20</th> <th>25</th> <th>30</th> <th>40</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,25</td> <td>0,80</td> <td>0,01</td> <td>0,02</td> <td>0,03</td> <td>0,03</td> <td>0,04</td> <td>0,04</td> </tr> <tr> <td>1,50</td> <td>0,66</td> <td>0,03</td> <td>0,07</td> <td>0,10</td> <td>0,11</td> <td>0,12</td> <td>0,12</td> </tr> <tr> <td>1,75</td> <td>0,57</td> <td>0,05</td> <td>0,14</td> <td>0,17</td> <td>0,18</td> <td>0,19</td> <td>0,19</td> </tr> <tr> <td>2,00</td> <td>0,50</td> <td>0,06</td> <td>0,18</td> <td>0,20</td> <td>0,22</td> <td>0,25</td> <td>0,25</td> </tr> <tr> <td>2,25</td> <td>0,44</td> <td>0,08</td> <td>0,22</td> <td>0,27</td> <td>0,29</td> <td>0,31</td> <td>0,31</td> </tr> <tr> <td>2,50</td> <td>0,40</td> <td>0,09</td> <td>0,25</td> <td>0,30</td> <td>0,38</td> <td>0,36</td> <td>0,36</td> </tr> </tbody> </table>	F/f	f/F	Значения $\zeta$ при $\alpha$						10	15	20	25	30	40	1,25	0,80	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	1,50	0,66	0,03	0,07	0,10	0,11	0,12	0,12	1,75	0,57	0,05	0,14	0,17	0,18	0,19	0,19	2,00	0,50	0,06	0,18	0,20	0,22	0,25	0,25	2,25	0,44	0,08	0,22	0,27	0,29	0,31	0,31	2,50	0,40	0,09	0,25	0,30	0,38	0,36	0,36
		F/f			f/F	Значения $\zeta$ при $\alpha$																																																										
10	15		20	25		30	40																																																									
1,25	0,80	0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04																																																									
1,50	0,66	0,03	0,07	0,10	0,11	0,12	0,12																																																									
1,75	0,57	0,05	0,14	0,17	0,18	0,19	0,19																																																									
2,00	0,50	0,06	0,18	0,20	0,22	0,25	0,25																																																									
2,25	0,44	0,08	0,22	0,27	0,29	0,31	0,31																																																									
2,50	0,40	0,09	0,25	0,30	0,38	0,36	0,36																																																									
См. примечания в п.10. За угол $\alpha$ принимать наибольший угол раствора.																																																																
Формула для построения детали		$l = \frac{b - b'}{2 \operatorname{tg} \alpha/2}$																																																														
Для $\alpha > 30^\circ$ принимать $\zeta$ по $\alpha = 30^\circ$																																																																
12	Конфузор для любого сечения 																																																															
		Значения $\zeta$ отнесены к скорости в меньшем сечении $f$	$\zeta = 0,5 \sin \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{f}{F} \right).$																																																													
Формула для построения детали		$l = \frac{D - d}{2 \operatorname{tg} \alpha/2}$																																																														
13	Клапан на средней оси в круглой трубе	$\zeta = 0,05$ В открытом положении клапана																																																														

№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																								
14	<p>Задвижка</p> 	 $\zeta = 2,1 \left(1 - \frac{b}{B}\right) \left(\frac{B}{b}\right)^2 - 0,54 \sqrt{1 - \frac{b}{B}}$																								
15	Сетка	<p>На нагнетании <math>\zeta = 0,32</math>. При живом сечении 80% значение <math>\zeta</math> отнесено к скорости до сетки; при других значениях живого сечения принимать <math>\zeta</math> по п.7</p>																								
16	<p>Сопло</p> 	<p>См. п.12; <math>\alpha</math> принимать <math>7 \div 15^\circ</math></p>																								
Группа III. Выход воздуха из сети воздуховодов																										
17	Свободный выход для любого сечения	$\zeta = 1,0$																								
18	<p>Диафрагма на выходе</p> 	<p>Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости <math>v</math> в воздуховоде</p> $\zeta = \left(1 \div 0,707 \sqrt{1 - \frac{f}{F}}\right)^2 \left(\frac{F}{f}\right)$ <table border="1" data-bbox="404 1141 979 1396"> <thead> <tr> <th><math>D/d</math></th> <th><math>d/D</math></th> <th><math>\zeta</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1</td><td>1</td><td>1</td></tr> <tr><td>1,25</td><td>0,80</td><td>4,9</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>0,66</td><td>11,9</td></tr> <tr><td>1,75</td><td>0,57</td><td>23,95</td></tr> <tr><td>2,0</td><td>0,5</td><td>41,6</td></tr> <tr><td>2,5</td><td>0,4</td><td>106</td></tr> <tr><td>3,3</td><td>0,32</td><td>224</td></tr> </tbody> </table> 	$D/d$	$d/D$	$\zeta$	1	1	1	1,25	0,80	4,9	1,50	0,66	11,9	1,75	0,57	23,95	2,0	0,5	41,6	2,5	0,4	106	3,3	0,32	224
$D/d$	$d/D$	$\zeta$																								
1	1	1																								
1,25	0,80	4,9																								
1,50	0,66	11,9																								
1,75	0,57	23,95																								
2,0	0,5	41,6																								
2,5	0,4	106																								
3,3	0,32	224																								
19	Выпуск с сеткой	<p><math>\zeta = 2,5</math></p> <p>Живое сечение сетки 80%. Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости в воздуховоде любого сечения</p>																								

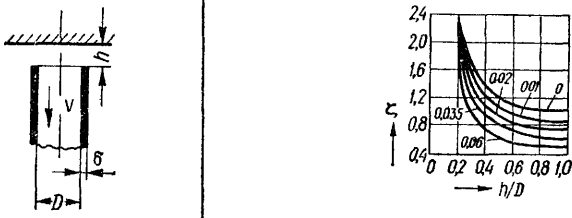
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$
20	Зонт с рассекателем 	$\zeta = 1,5$ Значения $\zeta$ отнесены к скорости в воздуховоде любого сечения $l = 0,4D$
21	Зонт с нижней плоскостью 	Значения $\zeta$ отнесены к скорости в воздуховоде любого сечения $l = 0,4d$ $\zeta = 1,7$
22	Зонт обычный 	$\zeta = 1,3$ Значения $\zeta$ отнесены к скорости в воздуховоде любого сечения $l = 0,4d$
23	Диффузор с зонтом 	$\zeta = 0,7$ Значения $\zeta$ отнесены к скорости в воздуховоде любого сечения $l = 0,6d$ Размеры диффузора принимать по листу VII.16, рис. 5
24	Жалюзийная решетка	$\zeta = 1,7$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости в живом сечении решетки при $f/F = 0,8$
25	Жалюзийно-декоративная решетка 	$\zeta = 2,19$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости в живом сечении решетки. Жалюзи подвижные.


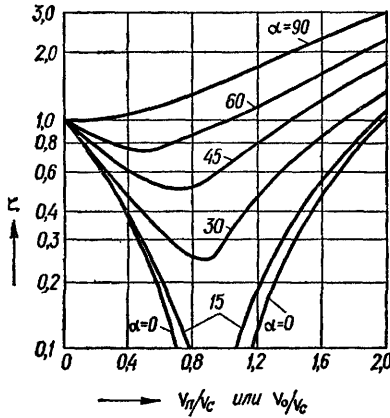
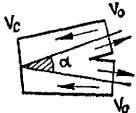
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																								
26	Дисксовая насадка 	Значение $\zeta$ отнесено к скорости $v$ в трубе $D = (1,5 \div 2) d$ 																								
27	Свободный выход любого сечения	$\zeta = 1$																								
28	Выпуск с сеткой любого сечения	$\zeta = 3,9$ при $f/F = 0,8$																								
29	Сетка	$\zeta = 3,9$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости до сетки при живом сечении сетки 80%																								
30	Дефлектор ЦАГИ	$\zeta = 0,6$ Размеры см. на листе VII.16, рис. 5 Значение $\zeta$ отнесено к скорости в патрубке																								
31	Дефлектор «Цилиндрический»	$\zeta = 1$ Размеры см. на листе VII.16, рис. 6. Значение $\zeta$ отнесено к скорости в патрубке																								
32	Дефлектор «Звезда-Шанар» и УкрНИИСТ ДВК-5	Шанар — $\zeta = 1$ Диаметр патрубка — $D$ ; высота — $2D$ ; ширина щели — $0,2D$ ; диаметр по щелям — $1,8D$ УкрНИИСТ ДВК-5 — $\zeta = 0,6$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости в патрубке. Размеры см. на листе VII.15, рис. 4																								
33	Группа IV. Вход воздуха в сеть воздухопроводов Диафрагма на входе 	<table border="1" data-bbox="393 1225 976 1385"> <tr> <td><math>D/d</math></td> <td>1</td> <td>1,25</td> <td>1,50</td> <td>1,75</td> <td>2,0</td> <td>2,5</td> <td>3,0</td> </tr> <tr> <td><math>d/D</math></td> <td>1</td> <td>0,80</td> <td>0,66</td> <td>0,57</td> <td>0,5</td> <td>0,4</td> <td>0,33</td> </tr> <tr> <td><math>\zeta</math></td> <td>0,5</td> <td>2,7</td> <td>8,20</td> <td>18</td> <td>34</td> <td>93,5</td> <td>205</td> </tr> </table> <p data-bbox="429 1401 976 1433">Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости <math>v</math> в воздуховоде</p> $\zeta = \left(1,707 - \frac{f}{F}\right)^2 \left(\frac{F}{f}\right)^2$	$D/d$	1	1,25	1,50	1,75	2,0	2,5	3,0	$d/D$	1	0,80	0,66	0,57	0,5	0,4	0,33	$\zeta$	0,5	2,7	8,20	18	34	93,5	205
$D/d$	1	1,25	1,50	1,75	2,0	2,5	3,0																			
$d/D$	1	0,80	0,66	0,57	0,5	0,4	0,33																			
$\zeta$	0,5	2,7	8,20	18	34	93,5	205																			

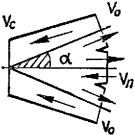
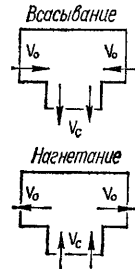
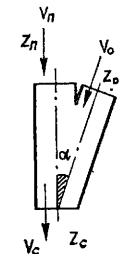
№ п.п.	Название форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$
34	<p>Труба с сеткой</p> 	<p><math>\zeta = 0,93</math></p> <p>Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости в воздуховоде; живое сечение сетки 80% <math>h/D = 0,04</math>; <math>\delta/D = 0,01</math></p>
35	<p>Колпак с рассекателем</p> 	<p><math>\zeta = 2,7</math></p> <p>Значение <math>\zeta</math> отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при <math>h = 0,3D</math></p>
36	<p>Плоский зонт</p> 	<p><math>\zeta = 2,15</math></p> <p>Значение <math>\zeta</math> отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при <math>h = 0,3D</math>, <math>\delta/D = 0,08</math>; <math>\delta</math> — толщина стенки</p>
37	<p>Обыкновенный зонт</p> 	<p><math>\zeta = 1,53</math></p> <p>Значение <math>\zeta</math> отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при <math>h = 0,3d</math>, <math>\delta/D = 0,08</math>; <math>\delta</math> — толщина стенки</p>
38	<p>Зонт с диффузором</p> 	<p><math>\zeta = 0,6</math></p> <p>Значение <math>\zeta</math> отнесено к скорости в воздуховоде любого сечения при <math>h = 0,3d</math>; <math>\delta/D = 0,08</math>; <math>\delta</math> — толщина стенки</p> <p>Размеры диффузора см. на листе VII.16, рис. 5</p>

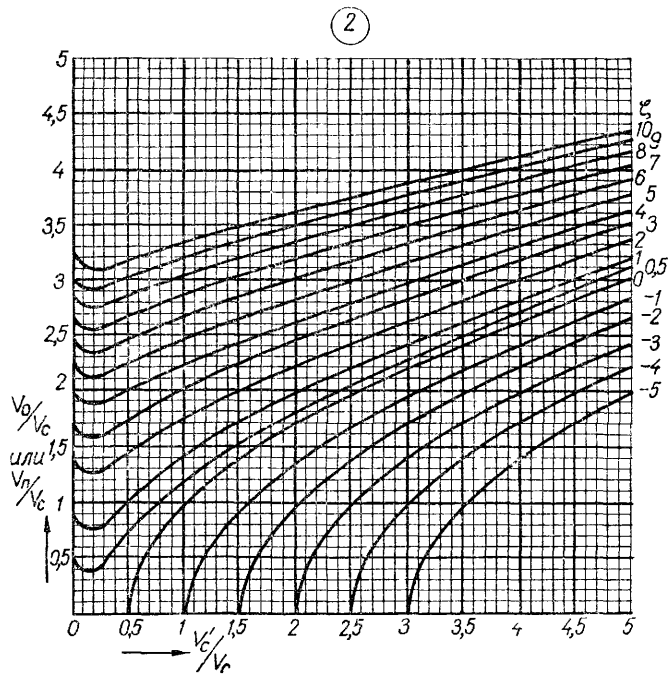
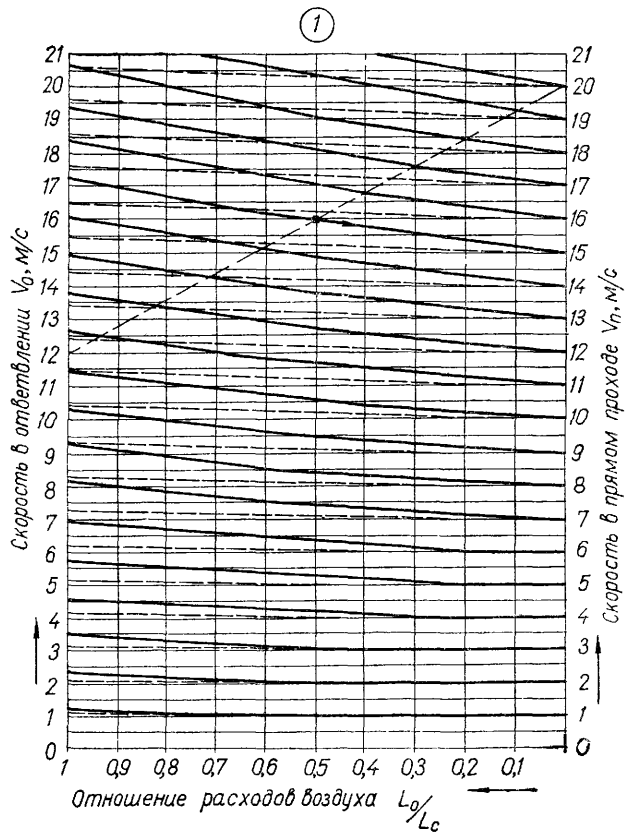
№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$
39	 <p>Вход в трубу любого сечения</p>	
40	 <p>Выступающая над плоскостью труба любого сечения</p>	<p>При <math>\delta/D \leq 0,06</math>, <math>h = 0</math> <math>\zeta = 0,5</math></p> 
41	<p>Скругление входных кромок для воздуховодов любого сечения</p> 	<p>A — отверстие в плоскости; B — скругление входной кромки трубы</p>  <p>При <math>r/D = 0,1</math> <math>\zeta = 0,1</math>; При <math>r/D = 0,3</math> <math>\zeta = 0,03</math></p>
42	<p>Конический раструб</p> 	<p>При <math>\alpha = 60^\circ</math> <math>\zeta = 0,22</math> При <math>\alpha = 45^\circ</math> <math>\zeta = 0,30</math> <math>h/D = 0,2</math></p>



№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$
43	 <p>Плоскость у входа для воздуховодов любого сечения</p>	
44	Входной коллектор по лемнискате	$\zeta = 0,02$
45	Отверстие в плоскости для воздуховодов любого сечения	$\zeta = 0,5$ При острых кромках см. п. 40
46	Отверстие в плоскости с сеткой для воздуховодов любого сечения	$\zeta = 0,6$ при живом сечении сетки 80%
47	Сетка	$\zeta = 0,93$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости после сетки при живом сечении сетки 80%
48	Жалюзийная решетка неподвижная	$\zeta = 0,5$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости $v$ в живом сечении решетки при $f/F = 0,8$
49	Жалюзийная декоративная решетка с внутренними подвижными жалюзи	$\zeta = 1,21$ Значение $\zeta$ отнесено к скорости в живом сечении решетки
50	Боковой вход в начале воздуховода	$\zeta = 0,6$

№ п.п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																													
51	Группа V. Слияние и разделение воздушных потоков																														
	<p data-bbox="119 215 378 247">Тройник на нагнетании</p> 	 <table border="1" data-bbox="429 678 984 997"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>\frac{v_0}{v_c}</math> <math>\frac{v_n}{v_c}</math></th> <th colspan="2">Значение <math>\zeta</math> при <math>\alpha</math></th> <th rowspan="2"><math>\zeta_{\text{п}}</math></th> </tr> <tr> <th>30°</th> <th>15°</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,6</td> <td>0,32</td> <td>0,20</td> <td>0,16</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> <td>0,25</td> <td>0,09</td> <td>0,04</td> </tr> <tr> <td>1,0</td> <td>0,34</td> <td>0,07</td> <td>0</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>0,45</td> <td>0,19</td> <td>0,12</td> </tr> <tr> <td>1,4</td> <td>0,35</td> <td>0,35</td> <td>0,28</td> </tr> <tr> <td>1,6</td> <td>0,84</td> <td>0,55</td> <td>0,48</td> </tr> </tbody> </table> <p data-bbox="429 1005 984 1077">При проходе прямо <math>\alpha = 0</math>. Значения <math>\zeta</math> отнесены к скорости <math>v_c</math> для круглых и прямоугольных сечений тройника.</p> <p data-bbox="429 1077 984 1133">Приведенные значения <math>\zeta</math> определены по формулам П. Н. Каменева; при <math>v_c \cos \alpha &gt; v_0</math></p> $\zeta = \sin^2 \alpha + \left( \cos \alpha - \frac{v_0}{v_c} \right)^2;$ <p data-bbox="429 1204 621 1236">при <math>v_0 &gt; v_c \cos \alpha</math></p> $\zeta = \sin^2 \alpha + 0,5 \left( 1 - \frac{v_c \cos \alpha}{v_0} \right) \left( \frac{v_0}{v_c} \right)^2$	$\frac{v_0}{v_c}$ $\frac{v_n}{v_c}$	Значение $\zeta$ при $\alpha$		$\zeta_{\text{п}}$	30°	15°	0,6	0,32	0,20	0,16	0,8	0,25	0,09	0,04	1,0	0,34	0,07	0	1,2	0,45	0,19	0,12	1,4	0,35	0,35	0,28	1,6	0,84	0,55
$\frac{v_0}{v_c}$ $\frac{v_n}{v_c}$	Значение $\zeta$ при $\alpha$			$\zeta_{\text{п}}$																											
	30°	15°																													
0,6	0,32	0,20	0,16																												
0,8	0,25	0,09	0,04																												
1,0	0,34	0,07	0																												
1,2	0,45	0,19	0,12																												
1,4	0,35	0,35	0,28																												
1,6	0,84	0,55	0,48																												
52	<p data-bbox="119 1332 367 1404">Штанообразный тройник для воздухопроводов любого сечения</p> 	<p data-bbox="429 1332 958 1380">Значение <math>\zeta</math> принимать как для ответвления тройника <math>\zeta_0</math> по п. 51 или 55.</p> <p data-bbox="429 1380 756 1412">Рекомендуется <math>\alpha = 12 \div 16^\circ</math></p>																													

№ п. п.	Название, форма и сечение	Коэффициент местного сопротивления $\zeta$																							
53	Крестовина для воздуховодов любого сечения 	Значение $\zeta_0$ и $\zeta_n$ принимать как для тройника по п. 51 или 55 Рекомендуется $\alpha = 18 \div 16^\circ$																							
54	Тройник прямоугольный 	Значения $\zeta$ принимать как для тройника по п. 51 или 55 при $\alpha = 90^\circ$ <table border="1" data-bbox="404 558 756 909"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>v_0/v_c</math></th> <th colspan="2">Значения <math>\xi</math></th> </tr> <tr> <th>при нагнетании</th> <th>при всасывании <math>v'_c/v_0</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,6</td> <td>1,18</td> <td>0,6</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> <td>1,32</td> <td>0,8</td> </tr> <tr> <td>1,0</td> <td>1,5</td> <td>1,0</td> </tr> <tr> <td>1,2</td> <td>1,72</td> <td>1,6</td> </tr> <tr> <td>1,4</td> <td>1,98</td> <td>1,9</td> </tr> <tr> <td>1,6</td> <td>2,28</td> <td>2,5</td> </tr> </tbody> </table> Значения $\zeta$ отнесены к скорости $v_c$ ; $v'_c$ — наимыгоднейшая скорость смешения (см. п. 55)	$v_0/v_c$	Значения $\xi$		при нагнетании	при всасывании $v'_c/v_0$	0,6	1,18	0,6	0,8	1,32	0,8	1,0	1,5	1,0	1,2	1,72	1,6	1,4	1,98	1,9	1,6	2,28	2,5
$v_0/v_c$	Значения $\xi$																								
	при нагнетании	при всасывании $v'_c/v_0$																							
0,6	1,18	0,6																							
0,8	1,32	0,8																							
1,0	1,5	1,0																							
1,2	1,72	1,6																							
1,4	1,98	1,9																							
1,6	2,28	2,5																							
55	Тройник на всасывании 	Значения $\zeta$ определяются по формулам П. Н. Каменева и приведены в виде номограммы на листе VII.13, рис. 2: при $v'_c > v_c$ $\zeta_0 = \left[ \left( \frac{v_0}{v_c} \right)^2 \left( \frac{v'_c}{v_c} \right)^2 \right] + \left( \frac{v'_c}{v_c} - 1 \right)^2;$ $\zeta_n = \left[ \left( \frac{v_n}{v_c} \right)^2 - \left( \frac{v'_c}{v_c} \right)^2 \right] + \left( \frac{v'_c}{v_c} - 1 \right)^2;$ при $v'_c < v_c$ $\zeta_0 = \left[ \left( \frac{v_0}{v_c} \right)^2 - \left( \frac{v'_c}{v_c} \right)^2 \right] + 0,5 \left( 1 - \frac{v'_c}{v_c} \right);$ $\zeta_n = \left[ \left( \frac{v_n}{v_c} \right)^2 - \left( \frac{v'_c}{v_c} \right)^2 \right] + 0,5 \left( 1 - \frac{v'_c}{v_c} \right).$ Значения наимыгоднейшей скорости смешения см. на листе VII.13, рис. 1. Значения $\zeta$ отнесены к скорости $v_c$																							



Лист VII.13. Номограммы для определения наивыгоднейшей скорости смещения  $v'_c$  (рис. 1) и коэффициентов местного сопротивления (рис. 2) тройника на всасывании (к табл. VII.13, п. 55).

На участках 4 и 5 увеличиваем сечение (см. перерасчет в табл. VII.12). Соответственно изменяются коэффициенты местных сопротивлений.

Участок 4.  $\alpha = 45^\circ$ ;  $v_7 = 0,85$ ;  $v_3 = 1,25$ ;  $v_4 = 0,75$ ;  $v'_c = 1,09$

$$\frac{v'_c}{v_4} \frac{1,09}{0,75} = 1,45; \quad \frac{v_3}{v_4} = \frac{1,25}{0,75} = 1,67. \quad \zeta = 0,8$$

Внезапное расширение

$$\frac{f}{F} = \frac{0,09}{0,85} = 0,106 \quad \zeta = 1,01$$

$$\text{Итого } \Sigma \zeta_4 = 1,81$$

Участок 5. Внезапное сужение с поворотом

$$\frac{l}{F} = \frac{0,16}{0,85} = 0,19. \quad \zeta = 0,43$$

Дефлектор

$$\zeta = 0,60$$

$$\text{Итого } \Sigma \zeta_5 = 1,03$$

После пересчета сопротивление системы составляет  $0,341 \text{ кгс/м}^2$ , что меньше предполагаемого гравитационного давления.

Окончательно принятые размеры каналов нанесены на схеме системы (лист VII.1, рис. 2). Дефлектор ЦАГИ № 4 принимаем по размерам шахты.

**Примечание.** В номограмме листа VII.13, рис. 1 сплошные кривые даны для  $\alpha = 30^\circ$ , пунктирные — для  $\alpha = 15^\circ$ . При заданном расходе воздуха  $L_{\text{п}} L_0 = L_c - L_{\text{п}}$ . Накладывая линейку по  $v_0$  и  $v_{\text{п}}$  на пересечении с  $L_0/L_c$ , находим значение  $v'_c$ . Например, дано  $v_0 = 12 \text{ м/с}$ ;  $v_{\text{п}} = 20 \text{ м/с}$ ;  $L_0/L_c = 0,5$ . Находим при  $\alpha = 30^\circ$   $v'_c = 15 \text{ м/с}$ ; при  $\alpha = 15^\circ$   $v'_c = 15,8 \text{ м/с}$ . Значение  $\zeta_0 = -0,4$  отклонения при скорости  $v'_c = 12 \text{ м/с}$  находим по номограмме на листе VII.13, рис. 2, определив  $v_0/v'_c = 1$ ;  $v'_c/v_c = 15 : 12 = 1,25$ ; аналогично  $\zeta_{\text{п}} = 2,2$ . Номограмма составлена по формуле П. Н. Каменева  $v'_c = L_0 L_c v_0 \cos \alpha + L_{\text{п}}/L_c v_{\text{п}}$ .

**Пример VII.3.** Определить расход воздуха через существующий канал размером  $1 \times 1$  кирпич, если движение воздуха происходит за счет естественного побуждения. Канал устроен в кирпичной стене, температура воздуха  $20^\circ$ ; высота канала  $10 \text{ м}$ , он выведен наружу без поворотов и заканчивается дефлектором ЦАГИ; входная решетка на канале стандартная.

Находим сопротивление канала для произвольно взятого расхода аналогично примеру VII.2 по формуле (VII.4) в развернутом виде

$$H_{\text{сст}} = Rlmn + \Sigma \zeta h_{\text{д}}$$

Площадь канала  $0,27 \times 0,27 = 0,073 \text{ м}^2$ . По этой площади и соответствующему ей живому сечению подбирают стандартную входную решетку размером  $300 \times 450 \text{ мм}$ .

Произвольно приняв расход  $L = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$ , находим скорость в канале по листу VII.6  $v = 0,762 \text{ м/с}$  и динамическое давление по табл. VII.11 или листу VII.7  $P_{\text{д}} = 0,036 \text{ кгс/м}^2$ .

Оцениваем абсолютную шероховатость стенок канала (см. стр. 101)  $K_s = 5 \text{ мм}$ .

Поправочный коэффициент на форму канала по листу VII.11, рис. 1  $m = 1,13$ ; поправочный коэффициент на шероховатость  $n = 1,6$  по листу VII.12.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений (табл. VII.13):

решетка	.....	1,21
колесо за решеткой	.....	1,10
дефлектор ЦАГИ	.....	0,60
		Итого $\Sigma \zeta = 2,91$

Удельное сопротивление  $1 \text{ м}$  канала по табл. VII.11 или листу VII.8  $R = 0,0035 \text{ кгс/м}^2$ . Длина канала по условию  $L = 10 \text{ м}$ .

Таким образом, сопротивление

$$H_{\text{сист}} = 0,0035 \cdot 10 \cdot 1,13 \cdot 1,6 + 2,91 \cdot 0,036 = 0,168 \text{ кгс/м}^2.$$

Определяем располагаемое гравитационное давление аналогично примеру VII.2.

$$p_{\text{гр}} = 10 (1,27 - 1,20) = 0,7 \text{ кгс/м}^2.$$

Действительный расход воздуха, соответствующий гравитационному давлению, определяется следующей зависимостью

$$L_d = L \sqrt{\frac{p_{\text{гр}}}{H_{\text{сист}}}} = 200 \sqrt{\frac{0,7}{0,168}} = 408 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

**Значения абсолютной шероховатости  $K_z$  для различных поверхностей труб и воздуховодов, мм**

### Металлические трубы

Чистые цельнотянутые трубы из латуни, меди, свинца	0,0015—0,01
Стальные трубы:	
новые, тщательно уложенные бесшовные . . . . .	0,04—0,17
после одного года эксплуатации на газопроводе . . . . .	0,12
уложенные в обычных условиях . . . . .	0,19
цельнотянутые, после нескольких лет эксплуатации . . . . .	0,19
альфальтированные . . . . .	0,12—0,21
чисто оцинкованные . . . . .	0,25
обычные оцинкованные . . . . .	0,39
грубо оцинкованные . . . . .	0,50
заржавленные . . . . .	0,60—0,67
Трубы из листовой стали и хорошо заглаженные цементные трубы . . . . .	0,33
Чугунные трубы:	
обычные новые . . . . .	0,25—0,42
менее аккуратно уложенные новые или очищенные . . . . .	0,45
новые с залитыми и хорошо заглаженными стыками . . . . .	0,31
Загрязненные металлические трубы . . . . .	0,75—0,90

### Неметаллические трубы

Чистые трубы из стекла . . . . .	0,0015—0,01
Резиновый шланг . . . . .	0,01—0,03
Прорезиненная внутри брезентовая хорошо натянутая труба . . . . .	0,02—0,05
Шероховатый прорезиненный внутри шланг . . . . .	0,02—0,30
Кожаный шланг . . . . .	0,15
Прорезиненный льняной или пеньковый шланг . . . . .	0,5—0,8
Воздуховоды из березовой фанеры (продольной) . . . . .	0,025—0,05
То же, сосновой . . . . .	0,10
Деревянные трубы . . . . .	0,25—1,25
Керамические дренажные трубы . . . . .	0,45—6,0
Покрытые глазурью канализационные трубы . . . . .	0,25—6,0
Воздуховоды:	
оштукатуренные чистым цементом . . . . .	0,25—1,25
кирпичные покрытые глазурью . . . . .	0,45—3,0
оштукатуренные цементным раствором . . . . .	0,45—3,0
кирпичные на цементном растворе . . . . .	0,80—6,0
бетонированные . . . . .	0,80—9,0
облицованные тесаным камнем . . . . .	1,25—6,0

из бутовой кладки на цементе . . . . .	6,0—17,0
из шлако- или опилкоалебастровых плит . . . . .	1,0—3,0
кирпичные, выложенные по передвижной пробке и протертые . . . . .	1,0—4,0
из шлакобетонных плит . . . . .	1,5—10,0
из стенок, оштукатуренных по сетке . . . . .	10,0—15,0
фанерные . . . . .	0,10—0,30
кирпичные . . . . .	3,0—6,0
кирпичные чистые, но не протертые . . . . .	5,0—10,0
Деревянные лотки:	
из строганых досок . . . . .	0,25—3,0
из нестроганых досок . . . . .	0,45—3,0
из досок с наколоченными планками . . . . .	0,80—4,0

## I—d -диаграмма влажного воздуха

Сложные процессы изменения состояния воздуха при выделении тепла и влаги легко решаются по *I—d*-диаграмме. Диаграмма связывает пять данных о паровоздушной смеси: температуру *t*; влагосодержание *d* пара на 1 кг сухого воздуха; теплосодержание на 1 на 1 кг сухого воздуха; относительную влажность воздуха  $\phi$ ; парциальное давление пара, содержащегося в паровоздушной смеси.

Каждому барометрическому давлению соответствует отдельная диаграмма. Барометрические давления для различных населенных пунктов принимают по данным метеорологических станций.

Любое состояние воздуха в диаграмме выражается точкой, связывающей все параметры воздуха.

Процесс нагревания воздуха в калорифере происходит при постоянном влагосодержании ( $d = \text{const}$ ), и поэтому в диаграмме на листе VII.14 изображается прямой вертикальной линией (линия *a—b*). Процесс протекает снизу вверх.

Процесс сухого охлаждения воздуха также изображается в диаграмме вертикальной прямой линией. Процесс протекает сверху вниз (линия *v—d*).

Процесс адиабатического увлажнения и охлаждения происходит при постоянном теплосодержании ( $I = \text{const}$ ) и изображается в диаграмме наклонной линией (линия *в—e*).

Температура мокрого термометра определяется точкой пересечения линии адиабатического процесса с кривой относительной влажности  $\phi = 100\%$  (точка *ж*).

Точка росы, т. е. температура, соответствующая началу конденсации водяных паров в воздухе, определяется точкой пересечения линии сухого охлаждения с кривой относительной влажности  $\phi = 100\%$  (точка *д*).

Процесс смешивания двух количеств воздуха в диаграмме изображается линией между точками, характеризующими состояние смешиваемых количеств воздуха (линия *e—ж*). Точка *з* характеризует состояние смеси.

Отрезок *e—з* характеризует количество смешиваемого воздуха с параметрами точки *ж*, а отрезок *ж—з* — количество смешиваемого воздуха с параметрами точки *e*.

При одновременном изменении влаго- и теплосодержания воздуха процесс изменения состояния воздуха происходит в направлении, определяемом угловым масштабом.

Угловой масштаб определяется отношением

$$\Delta I / \Delta d, \quad (\text{VII.11})$$

где  $\Delta I$  — избыточное тепловыделение или потери тепла, *ккал/ч*, определяемые по тепловому балансу. При составлении теплового баланса учитывается скрытое теплосодержание выделившихся в помещение водяных паров;

$\Delta d$  — количество водяного пара, выделившегося в помещении, *г/ч*.

Направление луча углового масштаба в диаграмме находят наложением линейки на точку *O* (на шкале температур) и на соответствующую черту шкалы угловых масштабов (по краю диаграммы — справа, снизу и сверху).

На листе VII.14 линия *и—k*, параллельная лучу углового масштаба  $\Delta I / \Delta d = 1,65$ , показывает процесс изменения состояния воздуха от точки *и* до *k*.

**Пример VII.4.** Известно, что температура воздуха  $t = 18^\circ$ , относительная влажность  $\phi = 50\%$ . Определить остальные параметры воздуха.

Точка на пересечении изотермы  $18^\circ$  с кривой относительной влажности 50% определяет остальные параметры воздуха (см. лист VII.14, точка *в*): теплосодержание  $I = 8,25$  ккал/кг; влагосодержание  $d = 6,4$  г/кг; парциальное давление равно 7,6 мм рт. ст.

**Пример VII.5.** Определить расход тепла на нагревание 10 000 кг воздуха, если наружный воздух подогревается от температуры  $-20^\circ$  при относительной влажности  $\phi_n = 50\%$  до  $+20^\circ$ .

Так как процесс проходит без изменения влагосодержания воздуха, проводим через точку *а* вертикальную линию ( $d = \text{const}$ ) до пересечения с изотермой  $+20^\circ$  (точка *б*). Линия *а — б* характеризует весь процесс нагревания воздуха. Расход тепла на нагревание воздуха определяется по разности теплосодержаний в точках *а* и *б* (лист VII.14)

$$Q = (I_b - I_a) 10\,000 = (5,1 - (-4,5)) 10\,000 = 96\,000 \text{ ккал.}$$

**Пример VII.6.** Определить точку росы для воздуха с параметрами:  $t = 18^\circ$ ,  $\phi = 50\%$  (лист VII.14, точка *в*).

Точка росы  $7,2^\circ$  (лист VII.14, точка *д*).

**Пример VII.7.** Воздух при  $t = 18^\circ$ ,  $\phi = 50\%$  и  $d = 6,4$  г/кг увлажняется до 90%. Определить параметры воздуха после увлажнения, количество испарившейся воды и температуру увлажняющей воды, если применена рециркуляция воды.

Процесс адиабатический и на листе VII.14 изображается линией *б — п*. Температура воды определяется точкой *г* и равна  $12,1^\circ$ .

Состояние воздуха после увлажнения определяется точкой *п*; ее параметры:  $t = 13^\circ$ ;  $I = 8,25$  ккал/кг;  $d = 8,6$  г/кг;  $\phi = 90\%$ .

Количество испарившейся воды определяется разностью влагосодержаний в точках *б* и *п*

$$d_n - d_b = 8,6 - 6,4 = 2,2 \text{ г/кг.}$$

**Пример VII.8.** Определить, какое количество воздуха с параметрами точки *ж* необходимо смешать с воздухом с параметрами точки *е*, чтобы получить смесь с параметрами точки *з* в количестве 10 000 кг/ч (лист VII.14).

Необходимое количество воздуха с параметрами точки *ж* определяется отрезком *е — з*, а точки *е* — отрезком *з — ж*. Величину отрезков *е — з*, *з — ж* и *е — ж* измеряют в мм по *I — d*-диаграмме. Тогда смешиваемое количество воздуха с параметрами точек *ж* и *з*.

$$G_{ж} = 10\,000 \frac{e - z}{e - ж} = 10\,000 \frac{5}{28} = 1780 \text{ кг/ч;}$$

$$G_e = 10\,000 \frac{z - ж}{e - ж} = 10\,000 \frac{23}{28} = 8220 \text{ кг/ч.}$$

**Пример VII.9.** Приточной системой подается в помещение воздух с температурой  $10^\circ$  и относительной влажностью  $\phi = 50\%$ . Удаляется воздух из помещения с температурой  $16^\circ$ . В помещение выделяются 10 кг/ч пара при давлении 2 атм и 10 000 ккал/ч тепла от различных источников. Построить процесс поглощения тепла и влаги в *I — d*-диаграмме и определить параметры и количество удаляемого воздуха.

Отделяем теплосодержание пара, пользуясь данными табл. III.5 (см. книгу 1)

$$10 \cdot 650,7 = 6507 \text{ ккал/ч.}$$

Суммарное количество выделяющегося тепла равно

$$10\,000 + 6507 = 16\,507 \text{ ккал/ч.}$$

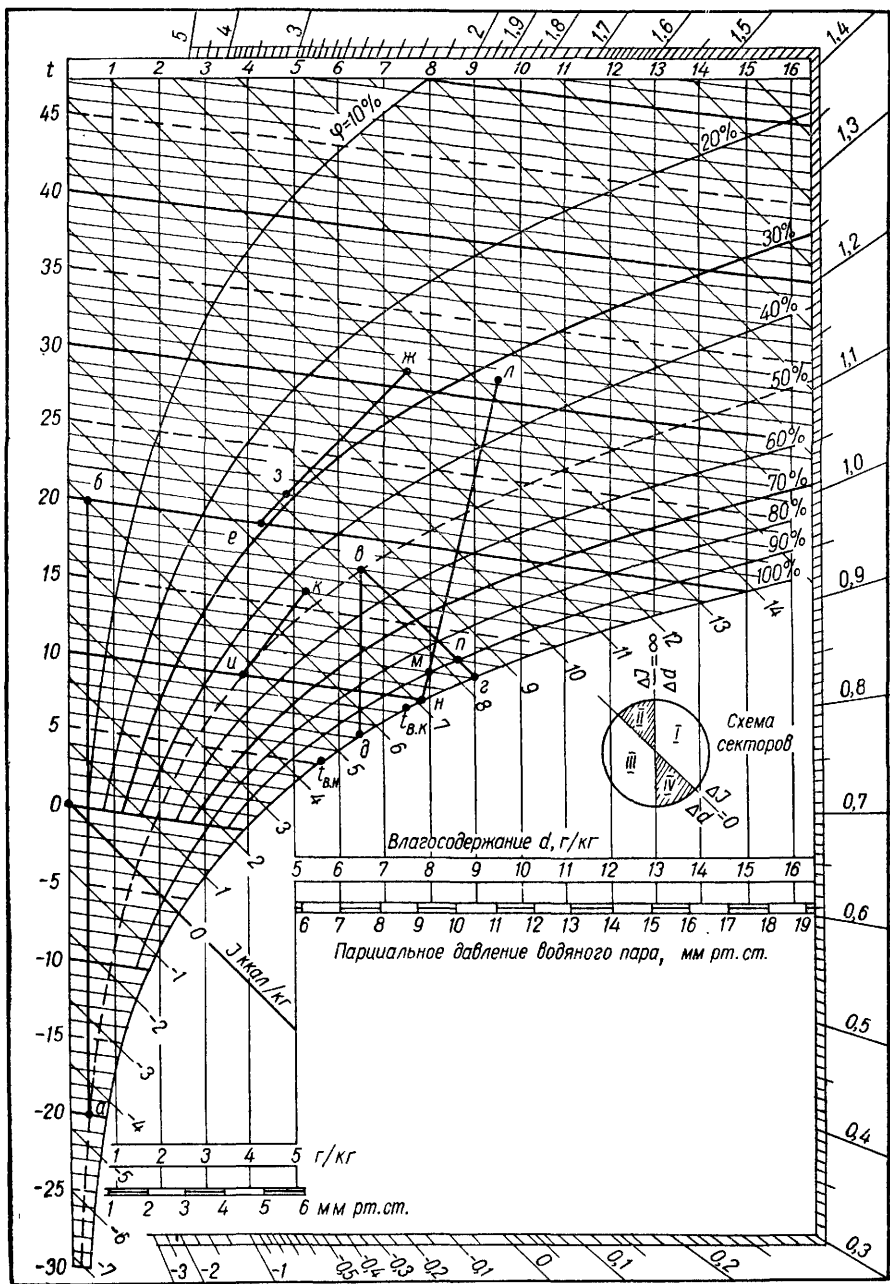
Определяем угловой масштаб процесса

$$\Delta I / \Delta d = \frac{16\,507}{10\,000} = 1,65.$$

Наносим точку приточного воздуха и выписываем недостающие параметры:  $I = 4,8$  ккал/кг;  $d = 3,9$  г/кг (лист VII.14, точка *и*); через точку *и* проводим линию *и — к*, параллельно лучу углового масштаба, до пересечения с изотермой  $16^\circ$ . Точка пересечения *к* характеризует параметры уходящего воздуха:

$$t = 16^\circ; I = 7 \text{ ккал/кг; } d = 5,23 \text{ г/кг; } \phi = 47\%.$$





**Лист VII.14. Построение процессов обработки воздуха в I - d-диаграмме:**  
 **$a-b$  — нагревание воздуха;  $e-g$  — испарительное охлаждение;  $e-j$  — смешивание**  
**двух количеств воздуха;  $l-n$  — политропическое охлаждение.**

Необходимое количество вентиляционного воздуха может быть определено по тепловыделениям

$$G_{\text{возд}} = \frac{\Delta I}{I_k - I_u} = \frac{16\,507}{7 - 4,8} = 7500 \text{ кг/ч}$$

или по влаговыделениям

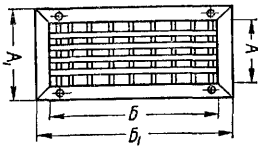
$$G_{\text{возд}} = \frac{10\,000}{5,23 - 3,9} = 7500 \text{ кг/ч.}$$

## ДЕТАЛИ УСТРОЙСТВ, ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ПОДБОР

### Решетки и клапаны

Нерегулируемые штампованные решетки «Сантехдеталь», для забора приточного воздуха приточными системами через проемы в стенах или через окна (Типовые чертежи строительного каталога. М., Сантехпроект, 1973), приведены в табл. VII.14—

Т а б л и ц а VII.14. Регулируемые приточные решетки \*

Эскиз	Размеры, мм				Живое сечение, м <sup>2</sup>	Масса, кг
	А	Б	А <sub>1</sub>	Б <sub>1</sub>		
	100	300	164	364	0,02	1,60
		450		514	0,03	2,10
		600		664	0,04	2,60
	210	300	274	364	0,044	2,35
		450		514	0,066	3,30
		600		664	0,088	4,30

\* Изготавливаются на Горьковском механическом заводе треста «Сантехдеталь» Госмонтажспецстроя СССР.

VII.16. Скорость воздуха в живом сечении решеток рекомендуется не более 6 м/с. Необходимое сечение решетки набирается из базовых решеток. Коэффициент местного сопротивления  $\zeta = 1,2$ .

2. Для создания жесткости поверхностей применяются: зиги и перегибы высотой 3 ÷ 5 мм на длине 1200 ÷ 1400 мм при размерах сторон воздуховода 400 ÷ 600 мм;

рамки жесткости из полосовой или угловой стали 25 × 4 мм на расстоянии 120 ÷ 1400 мм одна от другой или от фланцев при размерах сторон воздуховода 600 ÷ 800 мм (при полосовой стали) и 800 ÷ 1200 (при угловой стали);

рамки жесткости из угловой стали 32 × 4 мм при размерах сторон воздуховода 1200 ÷ 2000 мм.

3. Толщину листовой стали принимать для сечений до 400 × 500 — 0,7 мм, для больших размеров — 1,0 мм.

Воздуховоды из черной кровельной или листовой стали (табл. VII.17, VII.18) в помещениях с нормальной относительной влажностью воздуха (до 60%) и без примесей агрессивных газов требуют защитного покрытия. Грунтовка делается с обеих

Т а б л и ц а VII.15. Размеры базовых штампованных решеток

Тип	Габаритные размеры, мм	Живое сечение, м <sup>2</sup>	Масса, кг
СТД 5288	150 × 490	0,05	0,97
СТД 5289	150 × 580	0,06	1,13
СТД 5290	225 × 490	0,079	1,35
СТД 5291	225 × 580	0,092	1,62
СТД 5290	450 × 490	0,157	2,70
СТД 5291	450 × 580	0,183	3,24

Примечание. Жалюзи параллельны меньшей стороне решетки

Т а б л и ц а VII.16. Приточные регулируемые решетки типа «РР»

Типоразмер решетки	Габаритные размеры, мм	Размер в свету, мм	Масса, кг
1	280 × 180	200 × 100	0,9—1,44
2	480 × 180	400 × 100	1,6—2,42
3	280 × 280	200 × 200	1,3—2,1
4	480 × 280	400 × 200	2,2—3,4
5	680 × 280	600 × 200	3,4—2,64

Таблица VII.17. Прямоугольные воздуховоды из листовой стали

Размеры сторон, мм	Площадь поперечного сече- ния, м <sup>2</sup>	Площадь по верхности 1 м, м <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг	Размеры сто- рон, мм	Площадь по- перечного сече- ния, м <sup>2</sup>	Площадь по- верхности 1 м, м <sup>2</sup>	Масса 1 м, кг
100×160	0,016	0,52	3,08	400×800	0,320	2,40	20,04
100×200	0,020	0,60	3,63	500×500	0,250	2,00	16,96
160×160	0,025	0,64	3,80	500×800	0,400	2,60	22,01
160×200	0,032	0,72	4,27	500×1000	0,500	3,00	25,45
200×200	0,040	0,80	5,06	800×800	0,640	3,20	27,04
200×250	0,050	0,90	5,61	800×1000	0,800	3,60	30,24
200×400	0,080	1,20	7,26	1000×1000	1,000	4,00	33,92
250×250	0,062	1,00	6,16	1000×1250	1,25	4,50	38,12
250×400	0,100	1,30	7,81	1000×1600	1,600	5,20	44,20
250×500	0,125	1,50	8,91	1000×2000	2,000	6,00	50,80
400×400	0,160	1,60	9,46	1600×1600	2,560	6,40	54,25
400×500	0,200	1,80	15,35	1600×2000	3,200	7,20	61,00

Примечание Размеры приняты по нормам Госстроя СССР № 123 от 25 июня 1966 г. Стандартная длина звеньев при индустриальном изготовлении 2000 мм

сторон одним слоем железного сурика на масле, покрытие — в 2 слоя масляными красками или эмалью АЛ-177 (или лак № 177 с добавкой 20% алюминиевой пыли). Воздуховоды в помещении с относительной влажностью воздуха более 60% или наружные воздуховоды грунтуются со стороны повышенной влажности одним слоем ХС-010 и покрываются эмалями ПХВ в 2 слоя или ХВХ-75 в 3 слоя (или ХВ-16 в 3 слоя).

Воздуховоды из оцинкованной стали не требуют защитных покрытий.

## Дефлекторы

Наиболее совершенными по аэродинамическим показателям являются дефлекторы типа УкрНИИСТ ДВК-5 (лист VII. 15, рис. 4); их производительность на 25—30% выше производительности дефлекторов типа ЦАГИ (лист VII.16, рис. 5). Однако дефлекторы типа ЦАГИ имеют меньшие габариты и хорошую защиту от атмосферных осадков.

При применении специальных устройств для улавливания атмосферных осадков дефлекторы типа УкрНИИСТ ДВК-5 не дают затеканий, отвод воды из этих устройств не требуется. При удалении воздуха с повышенной влажностью неизбежно затекание воды в результате конденсации водяных паров в канале независимо от атмосферных осадков, а следовательно, и от типа дефлектора. В этом случае каплеулавливающие устройства должны проектироваться с отводом воды.

Специальные каплеулавливающие устройства показаны на листе VII.16, рис. 1 и на листе VII 15, рис. 2 в виде поддона. Узел на листе VII.16, рис. 1 собирается без прокладок или с отверстием для стока воды наружу.

Широкое применение нашли дефлекторы типа «Цилиндрический» (лист VII.16, рис. 6), но их аэродинамические показатели значительно хуже: меньше производительность (табл. VII.22) и выше сопротивление (табл. VII.13, п. 31). Поэтому предпочтительны первые два типа дефлекторов.

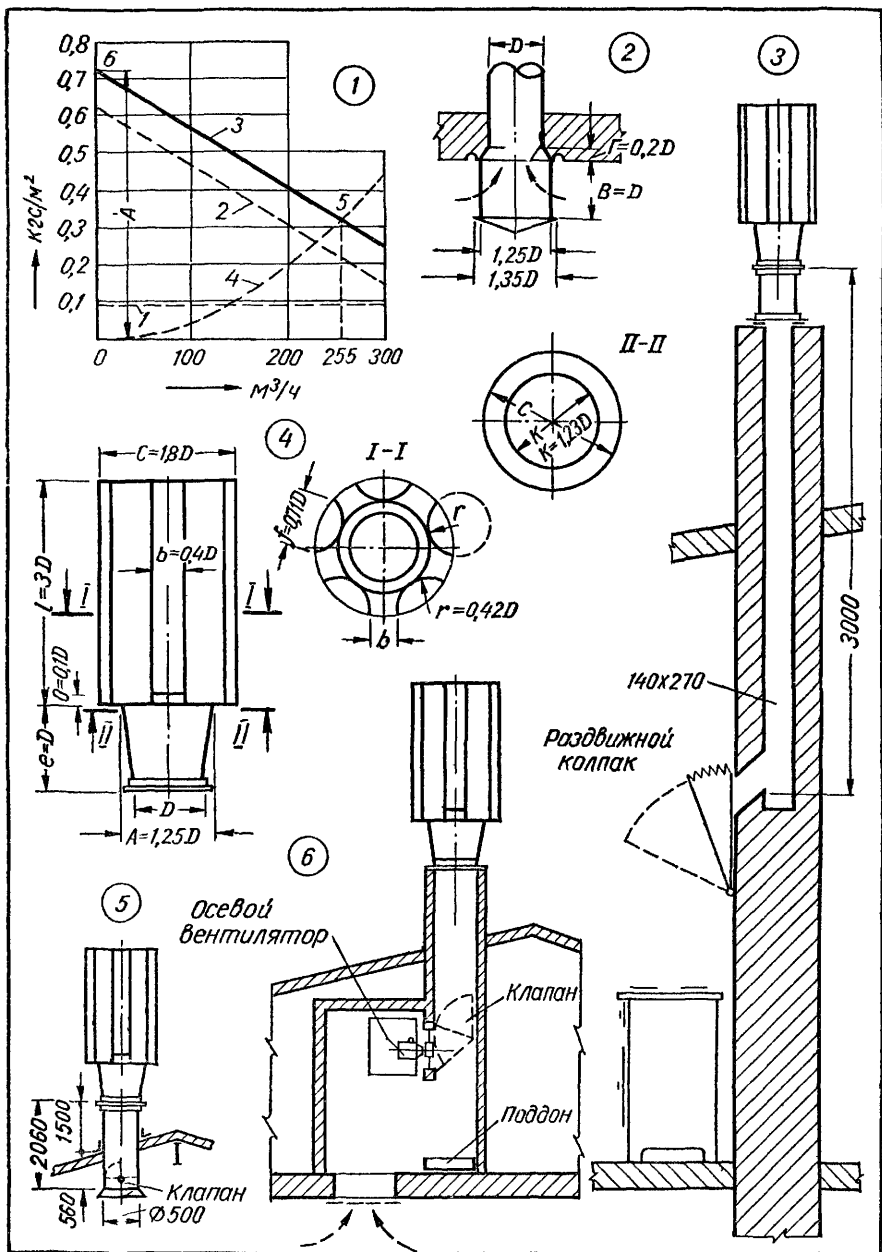
Ввиду неустойчивости скорости ветра вентиляция за счет энергии ветра ненадежна. Поэтому обычно влияние ветра не учитывается. Однако вместо зонта во всех случаях рекомендуется устанавливать дефлектор.

Преимущества дефлекторов следующие: незадуваемость, если дефлектор не находится в зоне давлений, создаваемых выступающим зданием и другими поверхностями; меньшее сопротивление выхода (табл. VII.13, п. 30); улучшение тяги при наличии ветра.

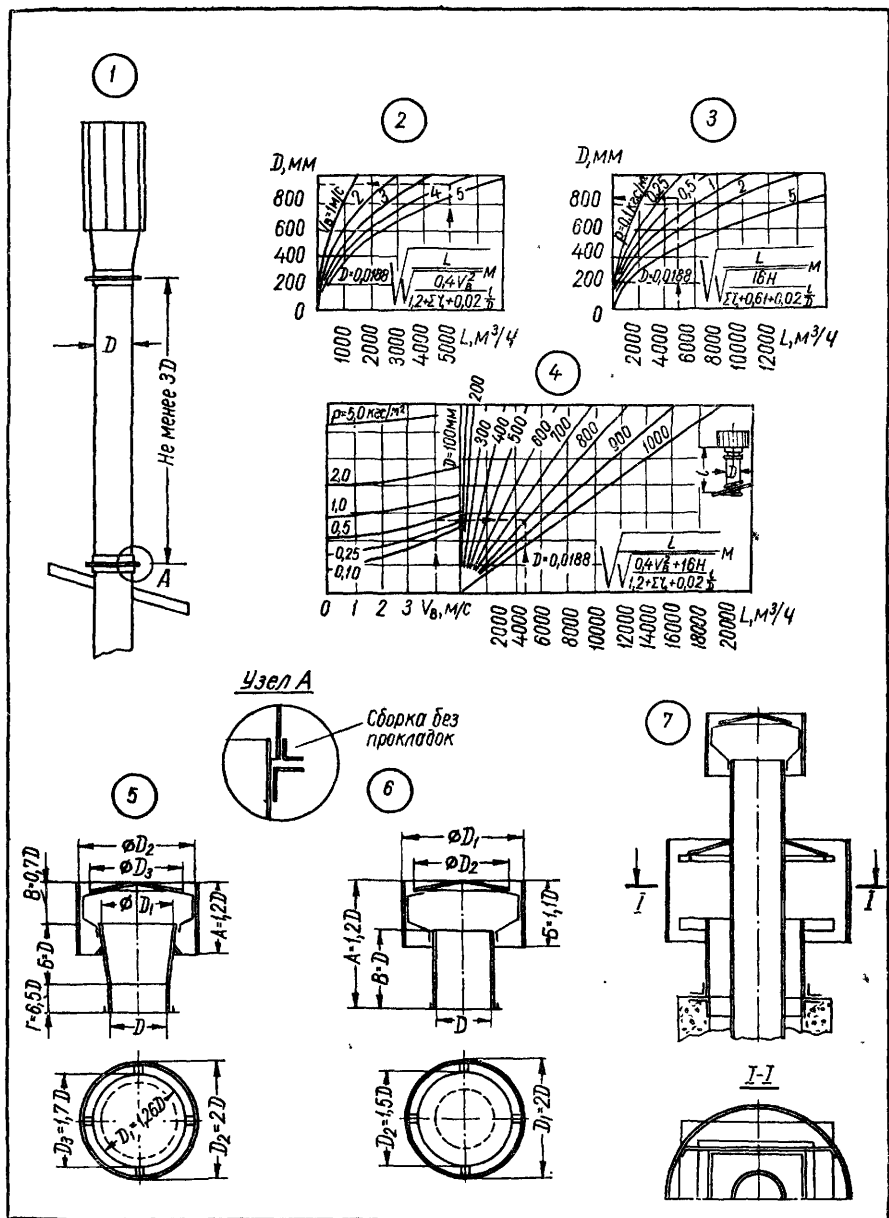
Таблица VII.18. Стальные круглые воздухопроводы и их соединительные части

Внутренний диаметр, мм	Воздуховоды				Фланцы			Масса бандажа с болтом, кг	Масса пролета, равного 3 м, кг	
	площадь прохода, м <sup>2</sup>	толщина листа, мм	масса 1 м листа, кг	масса 1 м воздуховода, кг	внутренний диаметр, мм	размер полосовой и угловой стали, мм	масса фланцев, кг		на бандажах	на фланцах
100	0,0078			1,36	103		0,64	0,35	4,5	4,8
110	0,0095			1,50	113		0,71	0,35	4,9	5,2
125	0,0123			1,70	128		0,76	0,38	5,5	5,9
140 *	0,0154			1,91	143		0,84	0,42	6,2	6,6
160	0,0200			2,18	163		0,94	0,48	7,0	7,5
180 *	0,0254			2,45	183		1,04	0,53	7,9	8,4
200	0,0314	0,55	4,33	2,73	203		1,14	0,58	8,7	9,3
225	0,0397			3,06	228		1,26	1,01	10,3	10,5
250	0,0490			3,40	254	25×4	1,39	1,15	11,6	11,8
280	0,0615			3,81	283		1,54	1,30	12,8	13,0
315	0,0775			4,28	318		1,71	1,42	14,3	14,6
355	0,0990			4,84	358		1,91	1,70	16,3	16,5
400	0,1260	0,55	4,33	5,45	404		2,24	1,92	18,3	18,6
450	0,1580			6,13	454	25×4	2,39	2,20	20,4	20,6
500	0,1960			8,65	504		2,64	—	—	28,6
560 *	0,2460			9,70	565		2,90	—	—	32,0
630	0,3120	0,70	5,50	10,90	635		4,94	—	—	37,7
710	0,3950			12,25	715		5,52	—	—	42,2
800	0,5000			13,80	805		6,2	—	—	47,6
900	0,6350			17,75	905	30×5	6,94	—	—	60,2
1000	0,7860	0,80	6,28	19,75	1005		7,43	—	—	66,5
1120	0,9850			27,70	1125		8,55	—	—	91,6
1250	1,2200			30,80	1255		15,50	—	—	108,0
1400	1,5400	1,00	7,85	34,55	1405	32×32×4	17,25	—	—	121,0
1600	2,0100			39,50	1605		19,65	—	—	131,1

Примечания 1. Воздуховоды с диаметрами, помеченными звездочкой, применяются только в системах аспирации 2. Диаметры приняты по нормам Госстроя СССР (№ 123 от 25 июля 1966 г.).



Лист VII.15. Дефлектор УкрНИИСТ ДВК-5 и установка его на крыше или шахте:  
 1 — построение суммарной характеристики дефлектора и графическое решение к примеру VII.14, 2 — каплеулавливающий поддон; 3 — естественная вытяжка над газовой плитой через складной колпак из негорящего материала, 4 — дефлектор УкрНИИСТ ДВК-5; 5 — установка дефлектора на крыше; 6 — установка дефлектора на шахте.



Лист VII.16. Дефлекторы и номограмма А. Я. Мозгова для подбора дефлекторов ЦАГИ:

1 — каплеулавливающее устройство на трубе; 2 — подбор дефлекторов по скорости ветра; 3 — подбор дефлекторов по гравитационному давлению; 4 — подбор дефлекторов по совместному действию ветра и гравитационному давлению; 5 — конструктивные размеры дефлектора ЦАГИ; 6 — то же, типа «Цилиндрический»; 7 — объединение каналов в дефлекторах.

Если дефлектор устанавливают без учета влияния ветра, его размеры принимают по диаметру воздуховода, на котором он расположен. Размеры дефлекторов и их производительность даны в табл. VII.19—VII.22 и на листах VII.15—VII.18.

При организации вентиляции за счет энергии ветра подбор дефлекторов типа УкрНИИСТ ДВК-5 может быть произведен графически по аэродинамическим характеристикам (листы VII.17 и VII.18).

Производительность дефлектора зависит от его типа, скорости ветра, а также от сопротивлений до дефлектора. Производительность дефлекторов, указанная в табл. VII.22, дана для условий установки дефлекторов без воздухопроводов, с минимальными сопротивлениями до дефлектора.

Произвольно задавшись производительностью, определяют сопротивление сети до дефлектора и по этим данным находят характеристику сети на диаграммах листов VII.17 и VII.18 (кривые из начала координат). Пересечение характеристики сети и характеристики дефлектора при заданной скорости ветра дает «рабочую точку», определяющую полное давление и производительность в патрубке дефлектора.

Аналитически подбирают дефлектор, совместно решая уравнения характеристик сети и дефлектора.

Характеристика сети может быть представлена в виде зависимости

$$H_c = 0,0825 \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{L^2 \gamma}{d^5}, \quad (\text{VII.20})$$

где  $L$  — секундный расход воздуха,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H_c$  — сопротивление сети,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;

$\lambda$  — коэффициент сопротивления;

$l$  — длина воздухопроводов до дефлектора,  $\text{м}$ ;

$d$  — диаметр воздухопроводов,  $\text{м}$ ;

$\Sigma \zeta$  — сумма коэффициентов местных сопротивлений до дефлектора;

$\gamma$  — плотность воздуха в воздухопроводе до дефлектора.

В сумму  $\Sigma \zeta$  вводят к. м. с. дефлектора только в том случае, если расчет ведется для режима безветрия и дефлектор является зонтом. Коэффициент местного сопротивления принимают по табл. VII.13 при отсутствии воздуховода до дефлектора — по условиям входа воздуха в патрубок дефлектора (табл. VII.13, п. 39—50).

Обозначив

$$K = 0,0825 \left( \lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{\gamma}{d^4},$$

получим

$$H_c = KL^2. \quad (\text{VII.21})$$

Характеристики дефлекторов типа УкрНИИСТ ДВК-5 с достаточной точностью для практических расчетов описываются зависимостью

$$p = 0,0577 \frac{v_B L}{d^2} - 0,64 h_{\text{дв}}, \quad (\text{VII.22})$$

где  $p$  — полное давление в патрубке дефлектора,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;

$v_B$  — скорость ветра,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$h_{\text{дв}}$  — динамическое давление скорости ветра,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;

$L$  — расход воздуха в патрубке дефлектора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$d$  — диаметр патрубка дефлектора,  $\text{м}$ .

В рабочей точке  $H_c = -p$ . Подставив значения  $H_c$  и  $p$  из уравнений (VII.20) и (VII.22) и преобразовав, получим производительность дефлектора

$$L = \frac{B - \sqrt{B^2 + 4KA}}{-2K}, \quad (\text{VII.23})$$

где

$$A = 0,64 h_{\text{дв}}; \quad B = 0,0577 \frac{v_B}{d^2}.$$

При совместном действии ветра и гравитационного давления оба вида побуждения работают последовательно и поэтому их давления суммируются. При аналитическом решении суммирование давлений производят в выражении (VII.23)

$$A = 0,64 h_{\text{дв}} + p_{\text{гр}}, \quad (\text{VII.24})$$

Таблица VII.19. Дефлекторы типа УкрНИИСТ ДВК-5 (лист VII.16, рис. 4)

Номер дефлектора	Патрубок		Размеры дефлектора, мм									Толщина листа, мм	Размеры уголков для фланцев, мм	Масса, кг
	диаметр D, мм	сечение, м <sup>2</sup>	A	b	C	e	l	f	r	K	O			
1	100	0,0078	125	40	180	100	300	71	42	123	10	1	32×4	2,1
2	200	0,0314	250	80	360	200	600	142	84	245	20	1		7,0
3	300	0,0707	375	120	540	300	900	213	126	368	30	1,5		21,5
4	400	0,1260	500	160	720	400	1200	284	168	490	40	1,5		37
5	500	0,1960	625	200	900	500	1500	355	210	613	50	1,5		60
6	600	0,2830	750	240	1080	600	1800	426	262	735	60	1,5	50×5	90
7	700	0,3850	875	280	1260	700	2100	497	294	858	70	2		163
8	800	0,5020	1000	320	1440	800	2400	568	336	980	80	2		215
9	900	0,6360	1125	360	1620	900	2700	639	378	1103	90	2		260
10	1000	0,7850	1260	400	1800	1000	3000	710	420	1225	100	2		325

Таблица VII.20. Дефлекторы круглые типа ЦАГИ (лист VII.17, рис. 5)

Номер дефлектора	Патрубок		Размеры дефлектора, мм							Размеры уголков для фланцев	Масса, кг
	диаметр D, мм	сечение, м <sup>2</sup>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	A	B	B	Г		
1	100	0,0078	126	200	170	120	100	70	50	32×4	2,8
2	200	0,0314	252	400	340	240	200	140	100		6,0
3	300	0,0707	378	600	510	360	300	210	150		11,5
4	400	0,1260	504	850	670	480	400	280	150		25,5
5	500	0,1860	630	1000	800	680	500	350	200		35,5
6	600	0,2830	756	1200	1020	720	600	420	200	50×5	52,1
7	700	0,3850	882	1400	1190	840	700	490	200		65,6
8	800	0,5020	1008	1600	1360	900	800	560	250		81,3
9	900	0,6360	1134	1800	1530	1080	900	630	250		98,0
10	1000	0,7820	1260	2000	1700	1200	1000	700	250		114,6



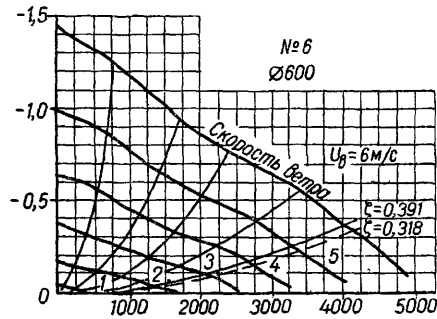
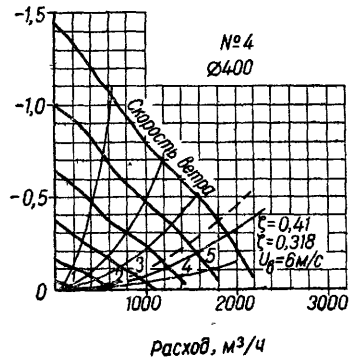
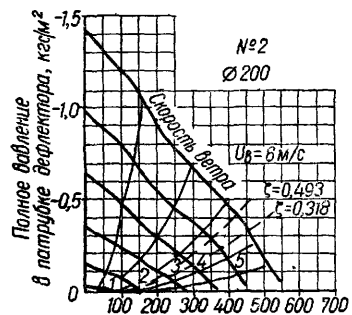
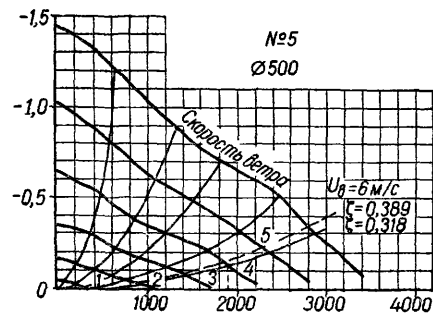
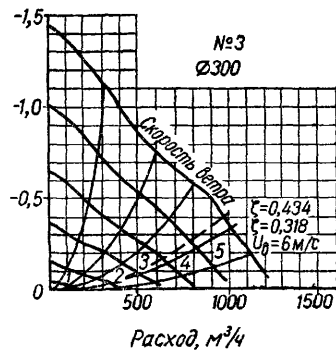
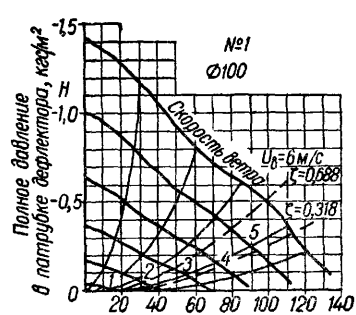
Таблица VII.21. Размеры типовых дефлекторов ЦАГИ (лист VII.16, рис. 5)

Тип	Площадь сечения патрубков, $\text{д}^2$	Размеры, мм					Общая масса, кг
		D	D <sub>2</sub>	Б + В	Б	А	
T17	0,0314	200	400	340	200	240	7,4
T18	0,049	250	500	425	250	300	10,5
T19	0,078	315	630	540	315	380	15,5
T20	0,125	400	800	680	400	480	23,3
T21	0,200	500	1000	850	500	600	36,1
T22	0,312	630	1260	1075	630	760	54,9
T23	0,500	800	1600	1360	800	960	86,2
T24	0,785	1000	2000	1700	1000	1200	199,6
T25	1,23	1250	2500	2125	1250	1500	302,5

Примечание. Данные по типовым чертежам строительного каталога М., Салтхек-проект, 1973.

Таблица VII.22. Производительность дефлекторов ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ) под действием ветра при установке без воздуховодов (лист VII.15, рис. 5)

Номер дефлектора	Скорость ветра, м/с								
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
Дефлекторы типа УкрНИИСТ ДВК-5									
1	20	30	40	50	60	70	80	100	120
2	80	130	160	200	240	270	310	390	470
3	200	250	350	420	500	600	680	820	1020
4	300	450	620	800	930	1100	1260	1550	1900
5	600	800	1000	1200	1400	1650	1900	2350	2900
6	750	1000	1300	1750	2000	2300	2600	3250	4000
7	1000	1500	1900	2500	2750	3200	3600	4500	5400
8	1200	1800	2300	3000	3700	4100	4800	6000	7100
9	1500	2400	3000	3800	4600	5500	6100	7500	9000
10	2000	2800	3600	4800	5500	6500	7300	9100	11 000
Дефлекторы типа ЦАГИ									
3	—	—	240	300	360	420	480	—	—
4	—	—	380	475	570	660	760	—	—
5	—	—	670	850	1000	1180	1350	—	—
6	—	—	980	1230	1470	1720	1960	—	—
7	—	—	1330	1670	2000	2300	2670	—	—
8	—	—	1740	2170	2600	3050	3470	—	—
9	—	—	2210	2760	3320	3860	4420	—	—
10	—	—	2700	3370	4040	4720	5400	—	—
Дефлекторы типа «Цилиндрический»									
1	10	17	21	26	31	37	42	53	68
2	47	68	95	115	142	168	189	236	284
3	105	168	210	262	315	308	420	525	630
4	180	284	378	475	565	660	755	945	1130
5	294	440	590	735	880	1030	1210	1480	1780
6	424	635	850	1060	1265	1485	1740	2130	2560
7	575	880	1150	1440	1720	2020	2370	2900	3480
8	745	1120	1490	1870	2240	2630	3080	3770	4520
9	945	1420	1880	2360	2830	3300	3900	4750	5720
10	1180	1750	2310	2900	3480	4100	4800	5850	7050



Лист VII.17. Аэродинамические характеристики дефлекторов УкрНИИСТ ДВК-5 № 1—6.

где  $p_{гр}$  — гравитационное давление, определяемое по уравнению (VII.6).

При графическом решении строят суммарную характеристику дефлектора и гравитационного давления, вычерчивая характеристику дефлектора из точки на оси ординат (давлений), определяемой уравнением (VII.24). Пользуясь сопротивлением системы воздухопроводов при соответствующем расходе воздуха, по уравнению (VII.21), строят характеристику сети. Пересечение суммарной характеристики с характеристикой сети дает рабочую точку, определяющую производительность дефлектора при совместном действии ветра и гравитационного давления.

Дефлектор типа ЦАГИ подбирают по номограммам А. Я. Мозгова (лист VII.16, рис. 2—4). Эти номограммы составлены при сумме коэффициентов местных сопротивлений  $\Sigma\zeta = 0,5$  и длине воздуховода до дефлектора  $l = 5$  м. Для значений  $\Sigma\zeta$  более 0,5 полученные по номограммам диаметры патрубков следует умножать на поправочные коэффициенты  $K$ . При  $\Sigma\zeta = 1; 1,5; 2$  коэффициенты соответственно равны 1,06; 1,2; 1,8.

**Пример VII.13.** Из помещения необходимо удалять дефлекторами 10 000 м<sup>3</sup>/ч воздуха. Необходимо определить количество и номера дефлекторов типа УкрНИИСТ ДВК-5. Расчетная скорость ветра 4 м/с принимается по табл. VII.5 в зависимости от населенного пункта и времени года.

Намечается конструктивное решение установки дефлекторов. В данном случае решено установить по коньку крыши 5—6 шт. дефлекторов (в соответствии с листом VII.15, рис. 5). Пользуясь характеристиками дефлекторов (листы VII.17 и VII.18) по производительности 2000 м<sup>3</sup>/ч (0,555 м<sup>3</sup>/с) и ориентировочному значению  $\rho = 0,1$  кгс/м<sup>2</sup>, принимаем дефлектор № 5 (диаметр патрубка 500 мм).

Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений до дефлектора по табл. VII.13:

для входа в патрубок . . . . .	0,277
для клапана . . . . .	0,05
для сопротивления трению	
$\lambda \frac{l}{d} = 0,015 \frac{2,06}{0,5}$ . . . . .	0,062
	$\Sigma\zeta = 0,389$

Скорость в воздуховоде при расходе воздуха 2000 м<sup>3</sup>/ч и диаметре патрубка дефлектора 500 мм составляет  $v = 2,83$  м/с (см. лист VII.8). Этой скорости соответствует динамическое давление 0,49 кгс/м<sup>2</sup>. Тогда сопротивление воздуховода до дефлектора

$$H_c = 0,389 \cdot 0,49 = 0,179 \text{ кгс/м}^2.$$

По сопротивлению 0,179 кгс/м<sup>2</sup> и расходу 2000 м<sup>3</sup>/ч находим характеристику сети на листе VII.17 для дефлектора № 5. На пересечении кривых характеристики сети и характеристики дефлектора при скорости ветра 4 м/с находим рабочую точку. Из этой точки, опускаясь вниз, находим расход 1860 м<sup>3</sup>/ч (см. пункт на листе VII.17).

Это же решение может быть получено аналитически.

Находим коэффициент характеристики сети по уравнению (VII.21).

$$K = \frac{H_c}{L^2} = \frac{0,179}{0,555^2} = 0,58.$$

Динамическое давление при скорости ветра 4 м/с и  $\gamma = 1,2$  равно 0,98. Находим  $A = 0,64 \cdot 0,98 = 0,627$  и  $B = 0,0577 \frac{4}{0,5^2} = 0,92$ .

Производительность дефлектора из уравнения (VII.23)

$$L = \frac{B - \sqrt{B^2 + 4KA}}{-2K} = \frac{0,92 - \sqrt{0,92^2 + 4 \cdot 0,58 \cdot 0,627}}{-2 \cdot 0,58} = 0,516 \text{ м}^3/\text{с}, \text{ или } 1860 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таблица VII.23. Расчет воздуховода

Номер участка	L	l	a×b	v	d <sub>f</sub>	R
1	200	3	140×270	1,47	220	0,0155

Необходимое количество дефлекторов равно  $\frac{10\,000}{1850} = 5,37$ . Принимаем 6 шт.

При установке дефлекторов ЦАГИ диаметром 500 мм их производительность по номограмме А. Я. Мозгова составит 1440 м<sup>3</sup>/ч (лист VII.16, рис. 2). Для заданной производительности необходимо установить  $\frac{10\,000}{1440} = 6,94$  шт. Принимаем 7 шт.

**Пример VII.14.** Определить производительность дефлектора при совместном действии ветра и гравитационного давления. Дефлектор установлен на вытяжном канале от колпака над газовой кухонной плитой (лист VII.15, рис. 3). Расчетная скорость ветра 4 м/с. Расчетные температуры: газов в канале 32°, наружного воздуха 24°. Размер канала 140 × 270 мм (1/2 × 1 кирпич). Этому прямоугольному каналу по площади соответствует круглый канал диаметром 220 мм. Принимаем дефлектор типа УкрНИИСТ ДВК-5 № 2, диаметр патрубка 200 мм.

Определяем гравитационное давление по уравнению (VII.6). Действующая высота горячего столба газов (по листу VII.15, рис. 3) равна 3 м; плотность воздуха при 24° по табл. VII.1 равна 1,189 кг/м<sup>3</sup>, при 32° — 1,157 кг/м<sup>3</sup>. Подставляя эти значения в уравнение (VII.6), получаем  $p_{гг} = h(\gamma_n - \gamma_b) = 3(1,189 - 1,157) = 0,096$  кгс/м<sup>2</sup>.

Определяем сопротивление системы до дефлектора (табл. VII.23) по методике, изложенной на стр. 60.

К. м. с. приняты: для входа из колпака в канал с изменением сечения  $f/F = 0,1$  (табл. VII.13, п. 8)  $\xi = 0,45$ ; для колена под углом 135° (табл. VII.13, п. 3 и 2)

$$\xi = 0,35 \cdot 0,48 = 0,168; \quad \Sigma \xi = 0,618.$$

Аналитическое решение следующее.

Характеристика воздуховода по уравнению (VII.21)

$$K = \frac{0,188}{0,0555^2} = 61.$$

Решая уравнение (VII.24), получим

$$A = 0,64 \frac{v_b^2 \gamma}{2g} + p_{гг} = 0,64 \frac{4^2 \cdot 1,189}{19,62} + 0,096 = 0,716.$$

Из уравнения (VII.23)

$$\dot{B} = 0,0577 \frac{v_b}{d^2} = 0,0577 \frac{4}{0,2^2} = 5,77;$$

$$L = \frac{5,77 - \sqrt{5,77^2 + 4 \cdot 61 \cdot 0,716}}{-2 \cdot 61} = 0,708 \text{ м}^2/\text{с} \text{ или } 255 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

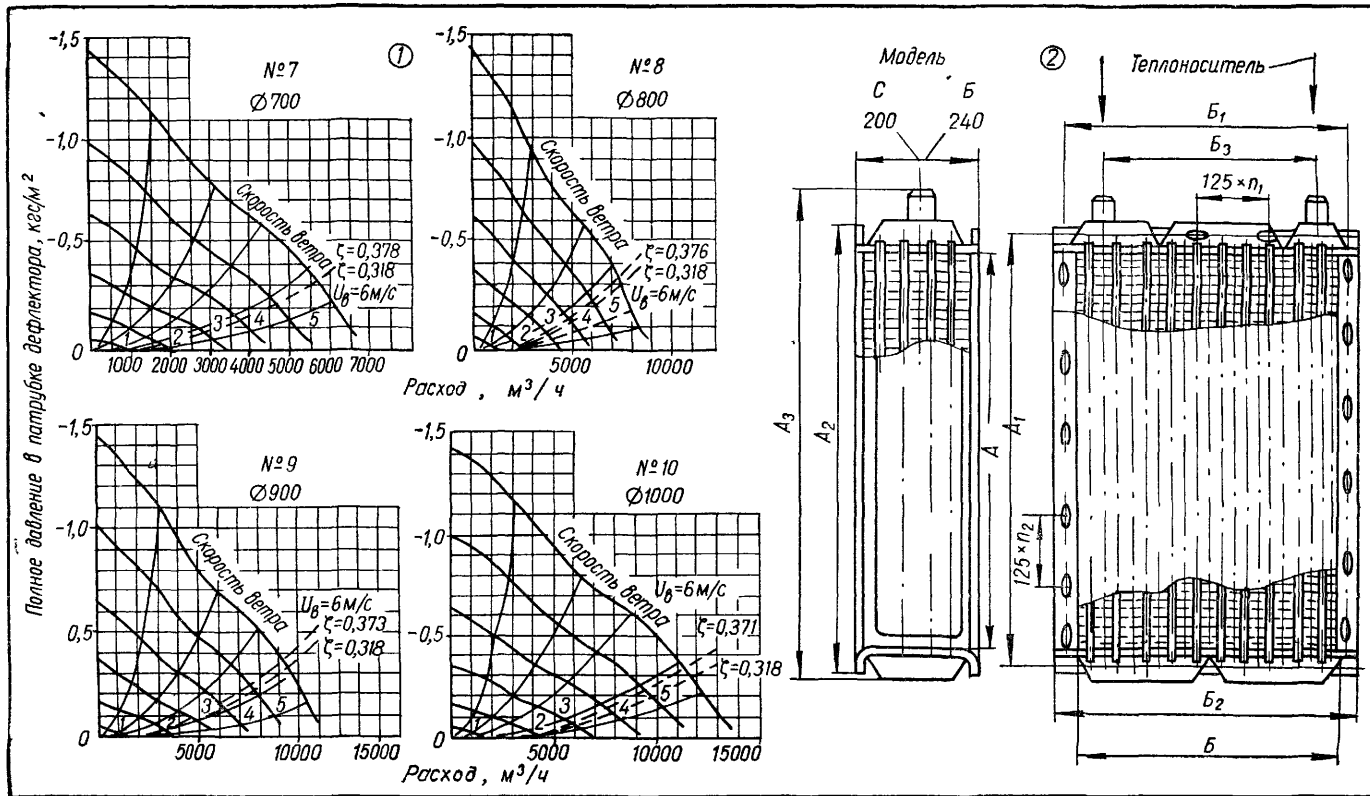
При безветрии дефлектор представляет гидравлическое сопротивление с к. м. с.  $\xi = 0,6$  (табл. VII.13, п. 32). Общее сопротивление системы возрастает до 0,263 кгс/см<sup>2</sup> (расчет по табл. VII.23 при  $\Sigma \xi = 1,218$ ). За счет гравитационного давления установится расход, определяемый из равенства

$$\frac{H_c}{p_{гг}} = \frac{L^2}{L_{гг}^2}, \quad (\text{VII.25})$$

откуда

$$L_{гг} = \sqrt{L^2 \frac{p_{гг}}{H_c}} = \sqrt{200^2 \frac{0,096}{0,263}} = 121 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

<i>m</i>	<i>K</i>	<i>n</i>	<i>Rl<sub>mn</sub></i>	$\Sigma \xi$	<i>h<sub>д</sub></i>	<i>Z</i>	<i>Rl + Z</i>
1,19	5	1,9	0,105	0,618	0,13	0,083	0,188



Лист VII.18. Аэродинамические характеристики дефлекторов УкрНИИСТ ДВК-5 № 7—10 (рис. 1) и многоходовых калориферов типа КВС, КВЕ, КМС и КМБ (рис. 2).

Графическое решение показано на листе VII.15, рис. 1. Гравитационное давление отложено в виде пунктирной прямой 1 при давлении  $p_{гp} = 0,096 \text{ кгс/м}^2$ . Характеристика дефлектора при скорости ветра 4 м/с в виде пунктирной прямой 2 перенесена с листа VII.17. На оси ординат отложена точка б на расстоянии  $A = 0,716$ , и из этой точки проведена прямая 3, параллельная прямой 2. Прямая 3 является суммарной характеристикой. По данным табл. VII.23 и уравнению (VII.25) построена характеристика сети 4. Пересечение характеристик 3 и 4 дает рабочую точку 5. Опускаясь из точки 5 на ось абсцисс, находим производительность 255 м<sup>3</sup>/ч при суммарном действии ветра и гравитационного давления.

## Фильтры

В приточных вентиляционных установках жилых и общественных зданий фильтры устанавливаются для очистки наружного воздуха от пыли. При небольшой производительности установок применяют проникаемые (слоиные) фильтры тонкой очистки с периодической очисткой фильтров от пыли. В центральных камерах систем вентиляции большой производительности и в системах кондиционирования применяют масляные самоочищающиеся фильтры домодедовского или харьковского заводов «Кондиционер».

Необходимую поверхность фильтра, м<sup>2</sup>, определяют по уравнению

$$F_{\phi} = \frac{L}{q_{\phi}}, \quad (\text{VII.26})$$

где  $q_{\phi}$  — удельная нагрузка фильтрующей поверхности фильтра, значения которой, м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup> · ч, принимают по табл. VII.24;

$L$  — часовой расход воздуха, м<sup>3</sup>/ч.

Основные технические показатели фильтров приведены в табл. VII.27. Большинство фильтров предназначается для начальной запыленности воздуха не более 20 мг/м<sup>3</sup>. О загрязнении фильтров судят по сопротивлению. Очистку фильтров производят при увеличении сопротивления вдвое. В таблице указаны сопротивления фильтров при максимальном загрязнении.

Очистку наружного воздуха для жилых и общественных зданий не следует предусматривать в приморских и горных районах с чистым воздухом, а также когда забор воздуха производится в зеленой зоне.

Фильтры устанавливаются, как правило, до калориферов (по ходу воздуха). Масляные фильтры могут быть установлены после калориферов при применении масел, застывающих при температуре выше расчетной наружной температуры холодного периода года, соответствующей параметрам Б. В схемах с рециркуляцией воздуха фильтры должны быть установлены так, чтобы наружный и рециркуляционный воздух проходил через фильтры.

В матерчатых рамочных фильтрах (лист VII.19, рис. 3 и 4) применяют ворсистые ткани типа вельветон, саржа, бумазея, шерстянка Мельстроя и др. Ворсистой стороной ткань располагают со стороны запыленного воздуха.

Фильтры клиновидные рамочные из пористой бумаги типа К-49 и К-53 предназначаются для тонкой очистки атмосферного воздуха от пыли при начальной запыленности 1—3 мг/м<sup>3</sup>. В качестве фильтрующего материала применяют пористую бумагу (алгинин и шелковку), натянутую в 6—10 слоев. Отдельные кассеты фильтра устанавливают в ячейки металлического каркаса, образуя группу требуемой поверхности. Производительность одной кассеты 1140 м<sup>3</sup>/ч, фильтрующая поверхность достигает 1,9 м<sup>2</sup>, удельная нагрузка до 600 м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup> · ч.

Фильтры масляные ячейковые сетчатые конструкции Е. В. Рекка (лист VII.19, рис. 2, табл. VII.25) предназначаются для тонкой очистки наружного воздуха от пыли. Ячейки фильтра состоят из ряда гофрированных сеток, поставленных последовательно во взаимно перпендикулярном направлении гофров. Перед установкой ячейки фильтра промазывают веретенным маслом № 2 или 3. Промывают ячейки горячим 5%-ным содовым раствором при температуре 60—70°. Винилпластовые гофрированные сетки выпускаются Охтинским химкомбинатом.

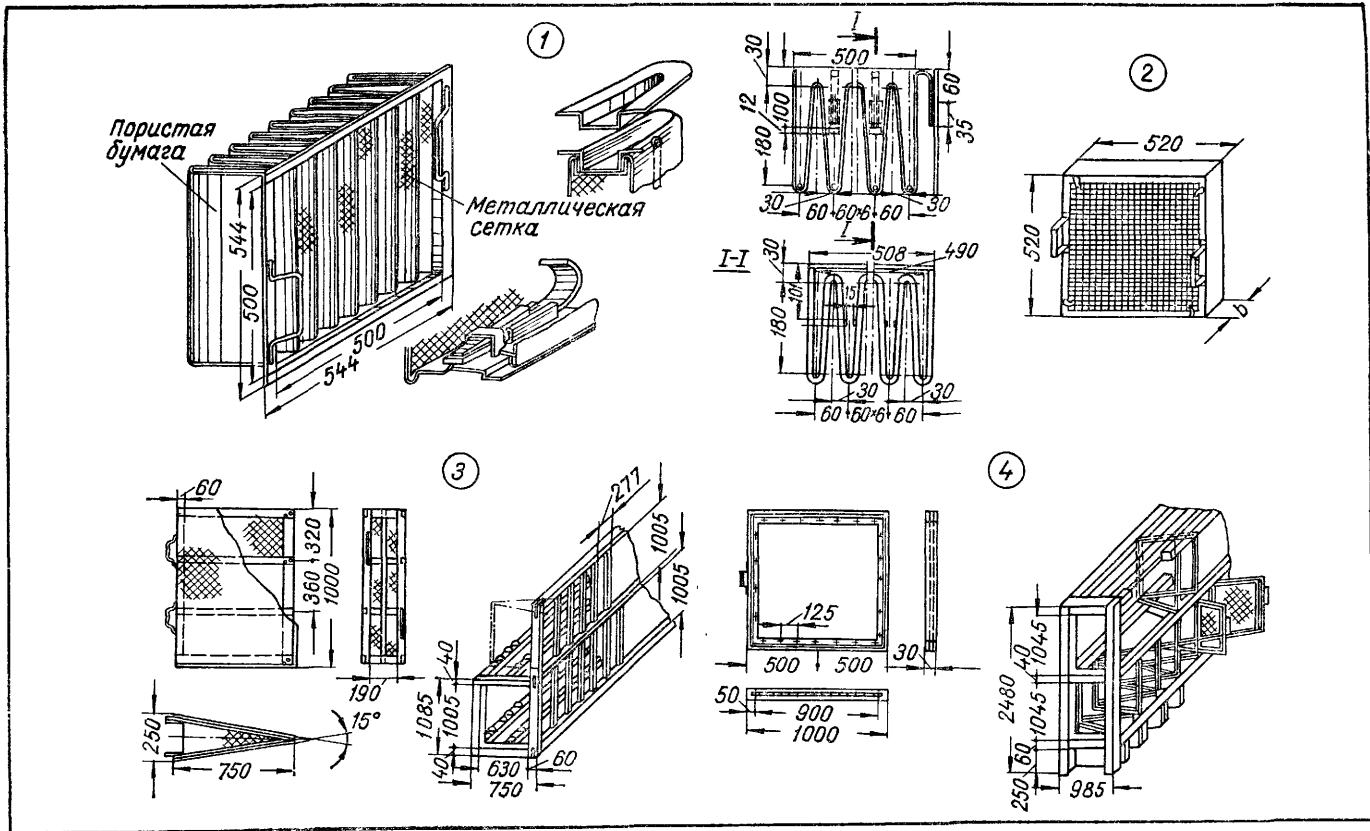
Фильтры изготавливаются Крюковским вентиляторным заводом. Фильтры модели М набираются из 5 сеток с ячейкой 2,5 мм, 4 сеток с ячейкой 1,2 мм и 3 сеток с ячейкой 0,63 мм; фильтры модели Б набираются из 8 сеток с ячейкой 2,5 мм, 6 сеток с ячейкой 1,2 мм и 4 сеток с ячейкой 0,63 мм. Сопротивление фильтров,

Таблица VII.24. Техническая характеристика фильтров тонкой очистки для атмосферного воздуха (лист VII.19)

Тип фильтра	Начальное пылесо- держание, мг/м <sup>3</sup> (до)	Нормаль- ная удель- ная нагруз- ка, м <sup>3</sup> /м <sup>2</sup> ·ч	Степень очистки по весу, проц	Фракционная степень очистки, проц.				Спротив- ление фильтра, кгс/м <sup>2</sup>
				Размер фракций, мк				
				до 5	10	20	40	
Рамочный:								
с фильтрующей тканью	500	40—50	95					50
бумажный К-49 конструкции МИОТ	3	600	84—96					10—15
бумажный К-53 модернизированный конструкции ВЦНИИОТ	3	600	97	96,5	99	99,5	100	10—15
Ячейковый:								
сетчатый Е. В. Рекка модели М	5	6000	70—97	70	92	97	99	8
то же, модели Б	10	6000	86—98	72	94	98	99	12
с металлическими или керамическими кольцами диаметром и длиной 7 × 12 мм	20	4000	85—98	72	93	97	99	12
Масляный самоочищающийся конструкции Харьковского завода кондиционеров (индекс 06)	10	10 000	85					11 до 14

Таблица VII.25. Техническая характеристика масляных ячейковых сетчатых фильтров конструкции Е. В. Рекка (лист VII.19, рис. 2)

Модель фильтра	Начальное пылесо- держание, кг/м <sup>3</sup> (до)	Количество сеток в ячейке	Расход масла на 1 ячейку, г	Пылеемкость одной ячейки, г			b, мм	Вес ячейки с рамой, кг
				литей- ная пыль	цемент- ная пыль	зола		
М	5	12	120—200	700	500	700	70	10
Б	10	18	250—350	1200	800	1200	120	14,9



Лист VII.19. Фильтры тонкой очистки:

1 — рамочный бумажный типа К-49 конструкции МИОТ; 2 — масляный ячеистый сетчатый конструкции Е. В. Рекка; 3 — рамочный клинообразный конструкции Промстройпроекта; 4 — рамочный конструкции Промстройпроекта.



в зависимости от типа модели и нагрузки, приведено в табл. VII.24 и на листе VII.11, рис. 3.

Для предохранения пола от загрязнения стекающим маслом под фильтрами устраивается поддон. В типовых деталях Института типового проектирования (серия ОВ-ОЗ-ОЗ, издание 1965 г.) вертикальный плоский фильтр ВФ набирается из 1, 2, 3, 4, 6, 8, 9, 12, 16, 20 ячеек в одной раме. Вертикальный зигзагообразный фильтр ЗФ с количеством ячеек 8, 12, 18, 24 и 32 собирается из отдельных рамок, имеющих по 2, 3 или 4 ячейки. Соединяют рамки на болтах.

Фильтры масляные самоочищающиеся предназначаются для очистки наружного воздуха от пыли. Фильтр состоит из подвижных сетчатых шторок, образующих фильтрующий слой. Скорость перемещения шторок регулируется в зависимости от концентрации пыли:

при содержании пыли в воздухе до  $5 \text{ мг/м}^3$  — около  $8,6 \text{ мм/мин}$ , чему соответствует работа электропривода в течение 1 мин и пауза в течение 110 мин;

при содержании пыли в воздухе более  $10 \text{ мг/м}^3$  — около  $18 \text{ мм/мин}$ , чему соответствует работа электропривода в течение 55 мин.

Фильтры собираются в группы панелей (не более трех). Для перемещения сетчатых шторок фильтра служит электродвигатель мощностью  $0,27 \text{ квт}$ , с числом оборотов 1400 (тип АОЛ-21-4). Для смачивания шторок применяется веретенное масло № 2 и 3.

Данные о самоочищающихся фильтрах Харьковского завода «Кондиционер» приведены на стр. 195.

## Калориферы

В калориферах воздух для систем воздушного отопления или вентиляции нагревают паром или водой. По ГОСТ 7201—70 промышленность начала изготавливать калориферы средней (КВС-П) и большой (КВБ-П) моделей. Все модели имеют 12 номеров, но временно выпускаются только № 6 по 12. Оребрение калориферов пластинчатое, и они рассчитаны на рабочее давление теплоносителя до  $12 \text{ кг/см}^2$ .

Калориферы многоходовые имеют четыре хода по теплоносителю и по одному входному и выходному патрубку. Условный диаметр патрубков средней и большой моделей для № 1 по  $10—32 \text{ мм}$ , для № 11 и 12 —  $50 \text{ мм}$  (для КВБ-П  $70 \text{ мм}$ ). Живое сечение калориферов то теплоносителю средней модели для № 1—5 —  $0,000868 \text{ м}^2$ ; № 6—10 —  $0,001159$ ; № 11—0,0023; № 12— $0,00347 \text{ м}^2$  и большой: № 1—5 —  $0,001159$ ; № 6—10— $0,00154$ ; № 11 —  $0,003$ ; № 12 —  $0,0046 \text{ м}^2$ . Средняя модель имеет три ряда трубок, смещенных на  $0,5$  диаметра, большая — четыре ряда.

Съемные боковые щитки дают возможность образовать сплошную поверхность нагрева.

Калориферы предназначены для воды и устанавливаются горизонтально. Патрубки теплоносителя смещены у средних моделей № 1—10 на  $48 \text{ мм}$ ; № 11, 12 на  $28 \text{ мм}$ , у больших — № 1—10 на  $88$ ; № 11 на  $68$ ; № 12 на  $50 \text{ мм}$ . Полное обозначение марки калорифера с его номером записывается, например, для № 8 средней модели «КВС8-П».

По данным заводов и ГПИ Сантехпроект, промышленность продолжает выпуск калориферов КФС и КФБ, КМС и КМБ, КФСО и КФБО. Все эти типы калориферов выпускаются от № 2 по 11. Калориферы КФС, КФБ, КФСО, КФБО по движению теплоносителя од н о х о д о в ы е и присоединяются по схемам листа VII.20. Калориферы КМС, КМБ, КВС-П, КВБ-П м н о г о х о д о в ы е и устанавливаются, как правило, только горизонтально с присоединением к трубопроводам по схемам листа VII.20.

Калориферы КФСО, КФБО, КПС-СН, КПБ-СН оребренные, остальные—пластинчатые. Калориферы средней модели по направлению движения воздуха имеют три ряда параллельных труб, а калориферы большой модели четыре ряда. Калориферы оребренные имеют шахматное расположение труб. Пластины калориферов изготавливаются из листовой стали толщиной  $0,5 \text{ мм}$ . Расстояние между пластинами в свету  $5 \text{ мм}$ . Модели калориферов по ГОСТ 7201—62 рассчитаны на рабочее давление до  $6 \text{ кг/см}^2$ .

Расчет и подбор калориферов производятся в следующем порядке.

Расход тепла,  $\text{ккал/ч}$ , на нагрев воздуха определяют по формуле

$$Q = Lc\gamma (t_k - t_n), \quad (\text{VII.27})$$

где  $L$  — количество нагреваемого воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$\gamma$  — плотность воздуха при температуре помещения, принимаемая по табл. VII.1;

$c$  — весовая теплоемкость воздуха, равная  $0,24 \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ .

$t_n$  — начальная температура воздуха,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_k$  — конечная температура нагретого воздуха,  $^\circ\text{C}$ .

Необходимое живое сечение в калорифере,  $\text{м}^2$ , для прохода воздуха

$$f = \frac{L\gamma}{3600v\gamma} \quad (\text{VII.28})$$

где  $v\gamma$  — массовая скорость воздуха,  $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$ , принимаемая по экономическим соображениям в пределах  $7\text{--}10 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ , для оребренных калориферов  $3\text{--}5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ .

Далее по живому сечению для прохода воздуха выбирают калориферы по табл. VII.27, VII.34, VII.36 и др. Дальнейший расчет ведут для каждой выбранной модели калорифера раздельно.

По действительному живому сечению калорифера  $f_d$  данной модели уточняют весовую скорость воздуха  $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$

$$v\gamma = \frac{L\gamma}{3600f_d} \quad (\text{VII.29})$$

скорость воды,  $\text{м/с}$ , в трубках калорифера

$$W = \frac{Q}{3600 \cdot 1000f_{\text{ГР}}(t_{\text{Г}} - t_0)} \quad (\text{VII.30})$$

где  $f_{\text{ГР}}$  — живое сечение трубок калорифера для воды,  $\text{м}^2$ ;

$t_{\text{Г}}$  — температура горячей воды в подающей магистрали,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_0$  — температура обратной воды,  $^\circ\text{C}$ ;

$Q$  — расход тепла на нагрев воздуха,  $\text{ккал/ч}$ .

При установке нескольких калориферов количество тепла принимается в зависимости от схемы присоединения калориферов к трубопроводам. При параллельном присоединении трубопроводов (лист VII.20, рис. 5, 6, 9—12) принимается соответствующая часть общего расхода тепла, т. е.  $Q/m$ , где  $m$  — количество калориферов; при последовательной схеме (лист VII.20, рис. 7, 8, 13—16) принимается общий расход тепла на нагрев всего количества воздуха.

По табл. VII.28; VII.35 и др. для рассчитываемой модели калорифера определяют коэффициент теплопередачи и сопротивление.

Далее проверяют теплоотдачу калорифера по формуле

$$Q_k = F_k K (T_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}) \quad (\text{VII.31})$$

где  $F_k$  — поверхность нагрева калорифера,  $\text{м}^2$ , принимаемая по выбранному типу калорифера;

$K$  — коэффициент теплопередачи,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{C}$ ;

$t_{\text{ср}}$  — средняя температура воздуха, проходящего через калорифер,  $^\circ\text{C}$

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_n + t_k}{2} ;$$

$t_n$  и  $t_k$  — температура воздуха до и после калорифера,  $^\circ\text{C}$ ;

$T_{\text{ср}}$  — средняя температура теплоносителя,  $^\circ\text{C}$ .

Для воды  $T_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{Г}} + t_0}{2}$ . При насыщенном паре давлением до  $0,3 \text{ ат}$   $T_{\text{ср}} = 100^\circ$ , при давлении более  $0,3 \text{ ат}$  принимается температура пара по давлению пара из табл. III.5.

При расчете калориферов для нагревания вентиляционного наружного воздуха по параметрам А температура горячей воды в подающей магистрали и воды в обратной магистрали принимается по соответствующему графику температуры воды в наружной тепловой сети (см. лист VI. 1, рис. 3 в книге 1) по температуре наружного воздуха параметра А.

Теплоотдача калорифера должна быть больше необходимого расхода тепла на нагрев воздуха и составлять не менее \*

$$Q_k = (1,15 \div 1,2) Q \quad (\text{VII.32})$$

Если равенство не удовлетворяется, увеличивают номер принятой модели калорифера и повторяют расчет.

\* Аналогичная надбавка на поверхность нагрева калориферов не эквивалентна запасу по теплопередаче калорифера,

Таблица VII.26. Калориферы стальные пластинчатые мо

Номер калорифера	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>		Живое сечение по воздуху Моделей С и Б, м <sup>2</sup>	Масса, кг	
	КВС-П	КВБ-П		КВС-П	КВБ-П
1	8,55	11,38	0,1046	43,9	56,4
2	10,62	14,21	0,1292	51,0	66,0
3	12,70	16,86	0,1539	58,2	75,6
4	14,67	19,48	0,1786	65,2	84,7
5	18,81	25,00	0,2279	79,5	103,6
6	11,40	15,14	0,1392	56,2	72,7
7	14,16	18,81	0,1720	65,6	84,0
8	16,92	22,44	0,2048	74,8	96,6
9	19,56	26,00	0,2376	83,8	109,1
10	25,08	33,34	0,3032	102	134
11	72,00	95,63	0,8655	263	351
12	108,0	143,5	1,2984	390	518

Таблица VII.27. Калориферы стальные пластинчатые сред

Номер калорифера	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>		Живое сечение, м <sup>2</sup>			Масса, кг		Количество пластин, шт.	Количество трубок, шт.	
			по воздуху	по теплоносителю		КФС	КФБ		КФС	КФБ
	КФС	КФБ		КФС	КФБ					
1 *	7,25	9,3	0,0851	0,0046	0,0061	37,5	46,2	243	18	24
2	9,9	12,7	0,115	0,0046	0,0061	46,0	57,2	333	18	24
3	13,2	16,9	0,154	0,0061	0,0082	59,1	74,0	444	24	32
4	16,7	21,4	0,195	0,0061	0,0082	70,5	88,5	564	24	32
5	20,9	26,8	0,244	0,0076	0,0102	87,4	103,4	705	30	40
6	25,3	32,4	0,295	0,0076	0,0102	101,5	127,3	855	30	40
7	30,4	38,9	0,354	0,0092	0,0122	123,1	154,0	1026	36	48
8	35,7	45,7	0,416	0,0092	0,0122	139,7	175,2	1206	36	48
9	41,6	53,3	0,486	0,0107	0,0143	160,6	202,0	1407	42	56
10	47,8	61,2	0,558	0,0107	0,0143	170,7	226,5	1617	42	56
11	54,6	69,9	0,638	0,0122	0,0163	205,6	258,9	1848	48	64
12 *	61,6	79,0	0,720	0,0122	0,0163	227,0	286,2	2088	48	64
13 *	69,3	88,8	0,810	0,0138	0,0184	253,3	319,3	2349	54	72
14 *	77,3	99,0	0,903	0,0138	0,0184	277,7	350,4	2619	54	72

Примечания. 1. Штудера калориферов имеют трубную резьбу. У калориферов КФБ четы  
2. Калориферы, отмеченные звездочкой, не выпускаются промышленностью.

Таблица VII.28. Коэффициент

Скорость движения теплоносителя, м/с	Массовая скорость						
	2	3	4	5	6	7	
	Теплоноситель Модель						
0,02	9,8	10,9	11,7	12,3	12,8	13,4	
0,03	10,0	11,1	12,0	12,7	13,3	13,8	
0,04	10,2	11,4	12,3	13,0	13,6	14,3	
0,05	10,4	11,8	12,7	13,5	14,1	14,8	

КВС-П и КВБ-П (ГОСТ 7201-70; лист VII.18, рис. 2)

Размеры для всех моделей, мм

А	А <sub>1</sub>	А <sub>3</sub>	Б	Б <sub>1</sub>	Б <sub>2</sub>
530	578	675	378	426	450
655	703	800			
780	828	925			
905	953	1050			
1155	1203	1300			
530	578	675	503	551	575
655	703	730			
780	828	915			
905	953	1050			
1155	1203	1300			
1655	1703	1830	1003	1051	1075
1655	1703	1830	1503	1551	1575

ней модели КФС, КФБ (ГОСТ 7201—70, лист VII.23, рис. 2)

Размеры, мм

А	А <sub>1</sub>	А <sub>2</sub>	А <sub>3</sub>	Б	Б <sub>1</sub>	Б <sub>2</sub>	Б <sub>3</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	Диаметр штуцера d, дюймы	
										КФС	КФБ
410	450	610	470	360	390	290	412	3	3	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
560	600	760	620	360	390	290	412	4	3	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
560	600	780	620	480	510	390	532	4	4	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2
710	750	930	770	480	510	390	532	5	4	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2
710	750	930	770	600	640	520	662	5	5	2	2
860	900	1080	920	600	640	520	662	6	5	2	2
860	900	1100	920	720	760	630	782	6	6	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
1010	1050	1250	1080	720	760	630	782	7	6	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
1010	1050	1250	1080	840	880	750	902	7	7	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3
1160	1200	1400	1230	840	880	750	902	9	7	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3
1160	1200	1420	1230	960	1010	870	1032	9	8	3	3
1310	1350	1570	1380	960	1010	870	1032	10	8	3	3
1310	1350	1570	1380	1080	1130	990	1152	10	9	3	3
1460	1500	1720	1530	1080	1130	990	1152	11	9	3	3

ре ряда труб, Г=240 мм; у калориферов КФС три ряда труб, Г=200 мм.

теплопередачи калориферов КФБ и КФС (Сантехпроект)

воздуха  $vу$ , кг/м<sup>2</sup>·с

	8	9	10	11	12	13	14	15
вода								
КФС								
	13,8	14,2	14,6	14,9	15,2	15,5	15,9	16,1
	14,4	14,7	15,1	15,5	15,9	16,3	16,6	16,9
	14,8	15,2	15,6	16,1	16,5	16,9	17,3	17,5
	15,4	15,9	16,4	16,9	17,3	17,7	18,1	18,3

Скорость движения теплоносителя, м/с	Массовая скорость воздуха					
	2	3	4	5	6	7
0,06	10,6	12,0	13,0	13,9	14,5	15,2
0,07	10,8	12,3	13,3	14,2	14,9	15,7
0,08	11,0	12,6	13,7	14,6	15,3	16,1
0,09	11,2	12,8	14,0	14,9	15,7	16,6
0,10	11,4	13,1	14,3	15,3	16,1	17,0
0,20	12,6	14,7	16,4	17,6	18,7	19,9
0,30	13,2	15,5	17,3	18,7	19,8	21,1
0,40	13,5	16,0	17,8	19,5	20,6	22,2
0,50	13,7	16,2	18,1	19,8	21,0	22,4
0,60	13,8	16,4	18,4	20,1	21,5	22,9
0,80	14,0	16,6	18,8	20,6	22,1	23,5
Модель						
0,02	9,4	10,4	11,3	12,0	12,6	13,2
0,03	9,6	10,6	11,6	12,4	13,1	13,7
0,04	9,7	10,9	11,9	12,7	13,4	14,0
0,05	9,8	11,2	12,2	13,1	13,8	14,5
0,06	9,9	11,4	12,5	13,4	14,2	14,9
0,07	10,1	11,6	12,8	13,7	14,5	15,3
0,08	10,2	11,8	13,0	14,1	14,9	15,7
0,09	10,4	12,1	13,3	14,4	15,3	16,1
0,10	10,5	12,3	13,6	14,7	15,6	16,5
0,20	11,5	13,7	15,2	16,8	18,0	19,1
0,30	11,9	14,3	16,2	17,7	19,1	20,3
0,40	12,2	14,8	16,6	18,3	19,8	21,1
0,50	12,4	15,0	17,0	18,8	20,1	21,7
0,60	12,5	15,1	17,1	19,0	20,3	21,9
0,80	12,6	15,2	17,4	19,3	20,8	22,2
Теплоноситель - Модель						
—	15,6	18,2	20,1	21,8	23,3	24,8
Модель						
—	13,4	15,7	17,9	19,5	21,2	22,5

При расчете калориферов, установленных последовательно, в уравнении (VII.31) ставится суммарная площадь нагрева калориферов по ходу воздуха (в одном ряду).

Таблица VII.29. Сопротивление \* калориферов КФС и КФБ движению воздуха  $H$ , кгс/м<sup>2</sup>

Массовая скорость воздуха $v$ , кг/м <sup>2</sup> ·с	Модель		Массовая скорость воздуха $v$ , кг/м <sup>2</sup> ·с	Модель		Массовая скорость воздуха $v$ , кг/м <sup>2</sup> ·с	Модель	
	КФС	КФБ		КФС	КФБ		КФС	КФБ
2	0,4	0,6	7	3,8	5,0	12	9,7	12,7
3	0,9	1,2	8	4,8	6,2	13	11,1	14,6
4	1,4	1,9	9	5,8	7,7	14	12,8	16,3
5	2,1	2,8	10	7,0	9,2	15	14,4	18,2
6	2,9	3,8	11	8,3	10,8			

$\nu\gamma, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ 

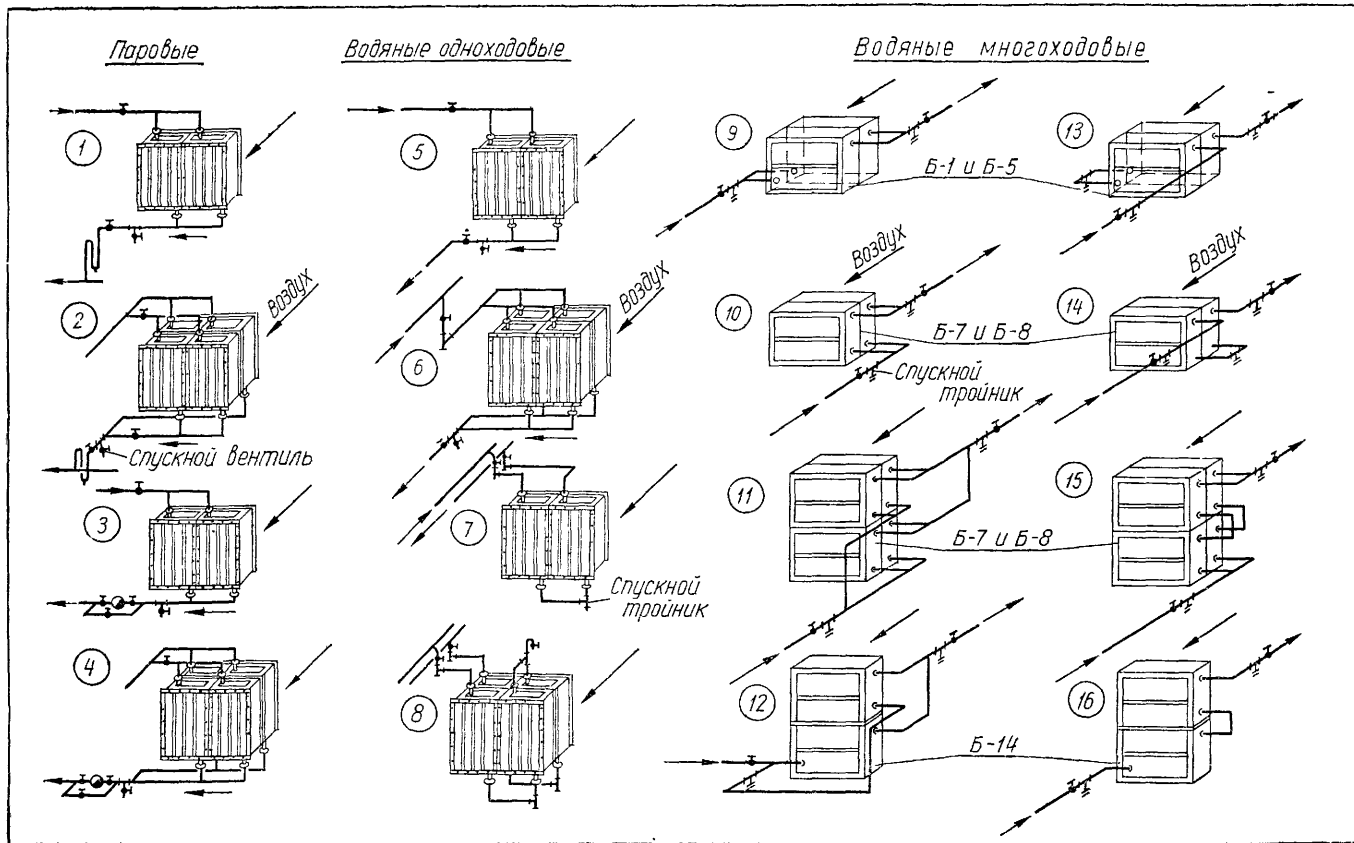
8	9	10	11	12	13	14	15
15,9	16,4	16,9	17,5	17,9	18,3	18,8	18,9
16,4	16,9	17,4	18,0	18,5	19,0	19,4	19,7
16,8	17,6	18,1	18,6	19,1	19,6	20,1	20,3
17,3	18,1	18,6	19,1	19,7	20,2	20,7	21,0
17,8	18,6	19,1	19,7	20,2	20,8	21,4	21,7
20,9	21,7	22,5	23,3	24,0	24,9	25,6	26,1
22,2	23,2	24,0	24,9	25,7	26,7	27,4	28,0
23,2	24,2	25,1	26,0	26,9	28,0	28,7	29,4
23,7	25,0	26,0	27,0	28,0	29,0	29,8	30,6
24,2	25,4	26,6	27,7	28,8	29,8	30,5	31,3
25,0	26,1	27,4	28,2	29,7	30,5	31,6	32,3
<b>КФБ</b>							
13,7	14,2	14,6	15,0	15,4	15,7	16,0	16,4
14,3	14,8	15,2	15,6	16,1	16,5	16,9	17,2
14,7	15,1	15,6	16,1	16,6	17,0	17,5	17,9
15,1	15,6	16,2	16,7	17,2	17,5	18,1	18,5
15,5	16,1	16,7	17,2	17,8	18,1	18,8	19,1
16,0	16,5	17,2	17,8	18,4	18,7	19,4	19,8
16,5	17,0	17,7	18,3	19,0	19,4	20,1	20,5
16,9	17,5	18,2	18,9	19,6	20,0	20,7	21,2
17,3	18,0	18,8	19,4	20,2	20,6	21,4	21,8
20,3	21,1	22,1	23,0	24,0	24,6	25,6	26,1
21,5	22,5	23,6	24,5	25,7	26,4	27,4	28,0
22,2	23,4	24,6	25,6	26,9	27,6	28,1	29,3
22,9	24,1	25,4	26,5	27,6	28,5	29,7	30,4
23,1	24,5	25,7	26,8	27,9	28,9	29,9	30,9
23,8	25,1	26,4	27,4	28,8	29,9	30,8	31,9
<b>п а р</b>							
<b>КФС</b>							
25,9	27,4	28,1	29,4	30,0	31,0	31,8	32,6
<b>КФБ</b>							
24,0	25,2	26,3	27,3	28,4	29,6	30,3	31,4

Необходимая поверхность нагрева по расчету определяет количество устанавливаемых калориферов последовательно по ходу воздуха.

Для принятых типов и рассчитанных моделей калориферов записывают по табл. VII.27, VII.34, VII.36 и др. габариты, вес и сопротивления по воздуху и воде. Калориферы, обладающие наименьшим весом и сопротивлением (по воздуху), являются экономически наиболее целесообразными для установки. Габаритные размеры в некото-

Таблица VII.30. Сопротивление \* калориферов КФС и КФБ движению воды  $\eta, \text{ кгс/м}^2$

Модель	Скорость воды в трубках $W, \text{ м/с}$						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
КФС	6,5	29,0	61,0	104,5	156,0	218,0	288,0
КФБ	4,3	17,0	37,0	66,0	106,0	146,6	198,0



Лист VII.20. Схемы присоединения радиаторов к трубопроводам:

1, 2 — к паропроводам при  $p \leq 0,3$  ат; 3, 4 — то же, при  $p \geq 0,3$  ат; 5, 6, 9, 10, 11 и 13 — параллельное присоединение к водоводам; 7, 8, 13, 14, 15 и 16 — последовательное присоединение к водоводам.

учаях могут оказаться решающими при окончательном выборе типа и модели иффера.

сопротивление калориферов вводят запасы по воздуху 10% и по воде 20%.

Таблица VII.31 Сопротивление \* калориферов КФБО и КФСО движению воздуха  $H$ , кгс/м<sup>2</sup>

овая ско- воздуха кг/м <sup>2</sup> ·с	Модель		Массовая ско- рость воздуха $v$ , кг/м <sup>2</sup> ·с	Модель		Массовая ско- рость воздуха $v$ , кг/м <sup>2</sup> ·с	Модель	
	КФБО	КФСО		КФБО	КФСО		КФБО	КФСО
2	1,7	1,4	7	19,4	16,8	12	55,2	49,5
3	3,7	3,1	8	24,9	21,9	13	64,0	58,2
4	6,6	5,4	9	31,4	27,5	14	73,5	66,8
5	10,1	8,5	10	38,8	34,2	15	84,5	77,5
6	14,3	11,6	11	46,1	41,2	16	96,0	88,2

Таблица VII.32. Сопротивление калориферов движению воды  $h$ , кгс/м<sup>2</sup>

Модель	Скорость воды в трубах $W$ , м/с						
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35
КФБО	4,3	17,0	37,0	66,0	106,0	146,0	198,0
КФСО	2,5	29,0	61,0	104,5	156,0	218,0	288,0

При установке калориферов последовательно сопротивление калориферов по воз-духу определяют из равенства

$$H_k = H'_k n', \quad (\text{VII.33})$$

где  $n'$  — количество рядов калориферов;

$H'_k$  — сопротивление одного калорифера, кгс/м<sup>2</sup>.

При последовательном присоединении калориферов сопротивление группы кало-риферов по теплоносителю определяют по формуле

$$h = (h'_k + 40) n, \quad (\text{VII.34})$$

где  $n$  — число последовательно соединенных калориферов;

$h'_k$  — сопротивление одного калорифера (по воде), кгс/м<sup>2</sup>.

При теплоносителе воде следует применять преимущественно многоходовые кало-риферы и последовательное соединение по теплоносителю как многоходовых, так и одноходовых калориферов. При теплоносителе паре предусматривается установка обводных клапанов; при теплоносителе воде необходимость в обводных клапанах определяется условиями работы калориферов и схемой их регулирования.

Для предупреждения замораживания калориферов, нагревающих наружный воз-дух, следует выбирать поверхность нагрева без излишних запасов и предусматривать последовательное соединение калориферов по теплоносителю воде. Следует также предусматривать необходимую блокировку их с вентиляторами и клапанами, обеспе-чивающими сначала прогрев калориферов, а затем пуск вентилятора; при остановке должен первым отключаться вентилятор, а затем калорифер. В схемах регулирования нагрева воздуха путем изменения расхода теплоносителя (воды) автоматическим клапаном, установленным на линии подачи теплоносителя, устанавливается датчик температуры воды в обратном трубопроводе, воздействующий на автоматический клапан подачи воды в калориферы.

Поверхность нагрева калориферов для систем воздушного отопления, совмещен-ных с вентиляцией или кондиционированием воздуха, если системы вентиляции рас-

\* По материалам МИСИ, ВНИИГС и Сантехпроекта.



Таблица VII.33. Коэффициенты теплопередачи и сопротивления по воздуху калориферов моделей КВС-П и КВБ-П

Скорость воды, м/с	Массовая скорость воздуха $v$ , кгс/м <sup>2</sup> · с											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Калориферы КВС-П												
0,2	21,2	22,5	24,3	25,7	27,0	28,2	29,3	30,3	31,2	32,1	32,9	33,7
0,3	21,7	23,8	25,7	27,0	28,5	29,8	30,9	32,0	32,9	33,8	34,7	35,4
0,4	22,6	24,8	26,6	28,2	29,6	30,9	32,0	33,1	34,1	35,0	36,0	36,8
0,5	23,2	25,5	27,3	28,9	30,4	31,8	33,0	34,0	35,0	36,1	37,0	37,8
0,6	23,8	26,2	26,0	29,7	31,1	32,6	33,9	34,9	36,0	37,0	37,9	38,7
0,7	24,4	26,6	28,7	30,4	31,9	33,3	34,5	35,7	36,7	37,8	38,7	39,5
0,8	24,9	27,1	29,2	31,0	32,3	33,9	35,1	36,3	37,4	38,5	39,3	40,1
0,9	25,3	27,5	29,5	31,5	32,9	34,3	35,6	36,8	37,8	38,9	39,9	40,7
1,0	25,6	28,0	30,1	32,0	33,3	34,7	36,2	37,3	38,4	39,4	40,5	41,5
Сопротивление по воздуху, кгс/м <sup>2</sup>												
	1,3	2,1	3,0	4,0	5,1	6,3	7,7	9,0	10,3	12,0	13,5	15,1
Калориферы КВБ-П												
0,2	20,3	22,2	24,0	25,2	26,4	27,6	28,7	29,6	30,5	31,4	32,1	33,0
0,3	20,9	22,9	24,6	26,0	27,3	28,6	29,7	30,7	31,6	32,5	33,2	34,3
0,4	21,6	23,7	25,3	26,8	28,1	29,4	30,5	31,6	32,5	33,3	34,2	35,2
0,5	22,1	24,4	26,0	27,7	29,0	30,4	31,6	32,7	33,6	34,7	35,4	36,4
0,6	22,8	24,9	26,7	28,4	29,8	31,0	32,3	33,3	34,4	35,3	36,0	37,1
0,7	23,2	25,3	27,2	28,9	30,4	31,7	32,9	34,0	35,0	36,0	36,9	38,0
0,8	23,6	25,7	27,7	29,4	31,0	32,2	33,5	34,6	35,6	36,7	37,5	38,6
0,9	23,9	26,0	28,1	29,9	31,5	32,7	34,1	35,2	36,1	37,3	38,2	39,3
1,0	24,3	26,5	28,6	30,4	31,9	33,1	34,5	35,7	36,9	37,9	38,8	40,0
Сопротивление по воздуху, кгс/м <sup>2</sup>												
	1,8	2,8	4,0	5,3	6,8	8,6	10,1	11,8	13,7	14,3	16,0	20,15

Таблица VII.34. Калориферы стальные оребренные средней модели КФСО и большой модели КФБО (лист VII.23, рис. 3)

Номер калорифера	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>		Живое сечение, м <sup>2</sup>				Размеры, мм														Трубная резьба штуцера, дюймы		Масса, кг	
			по воздуху	по теплоносителю	по воздуху	по теплоносителю	A	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	a	b	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	КФСО	КФБО	КФСО	КФБО	
	КФСО	КФБО	КФСО		КФБО																КФСО	КФБО	КФСО	КФБО
2	9,77	13,02	0,0913	0,0061	0,091	0,0081	560	600	624	760	360	390	412	290	61	77,5	16	3	4	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	50,5	55,3	
4	17,06	20,68	0,153	0,0084	0,143	0,0107	710	750	780	930	494	510	532	390	71	77,5	16	4	5	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2	73,3	88,3	
5	21,71	26,68	0,167	0,0107	0,182	0,0135	710	750	780	930	624	640	662	520	71	77,5	18	5	5	2	2	96,1	110	
6	26,29	32,65	0,227	0,0107	0,222	0,0135	860	900	924	1080	624	625	662	520	71	77,5	18	5	6	2	2	106	128	
7	30,05	40,06	0,271	0,0122	0,271	0,0163	860	900	924	1100	722	760	782	630	71	77,5	18	6	6	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	123	152	
8	35,28	47,00	0,318	0,0122	0,318	0,0165	1010	1050	1080	1250	710	760	782	626	76	102	16	6	7	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	140	175	
9	41,89	53,86	0,375	0,0145	0,375	0,0193	1010	1050	1080	1250	840	880	902	746	77	102	14	7	7	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	160	207	
10	48,22	64,30	0,431	0,0145	0,431	0,0193	1160	1200	1230	1400	840	880	902	750	77	52,5	14	7	9	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	178	230	
11	55,84	71,00	0,497	0,0168	0,475	0,0213	1160	1200	1230	1420	970	1010	1032	870	81	52,5	16	8	9	3	3	206	258	

Примечание. Размер B у калориферов КФБО для № 4 равен 454 мм, для № 5 и 6—584 мм, для № 11—926 мм

Таблица VII.35. Коэффициенты теплопередачи \* калориферов КФСО и КФБО

Скорость движения теплоносителя, м/с	Массовая скорость воздуха $w$ , кг/м <sup>2</sup> ·с														
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Теплоноситель вода. Модель КФСО															
0,02	13,2	14,9	16,4	17,6	18,6	19,4	20,2	20,8	21,5	22,2	22,8	23,5	24,0	24,6	25,1
0,06	14,6	17,0	18,8	20,3	21,6	22,8	24,0	25,0	26,0	26,8	27,8	28,6	29,4	30,1	30,8
0,08	15,3	17,8	19,8	21,5	23,0	24,5	25,7	26,8	27,9	28,9	30,1	30,9	31,8	32,7	33,5
0,10	15,9	18,7	20,8	22,7	24,4	25,9	27,3	28,5	29,8	30,8	32,0	33,1	34,0	35,0	35,7
0,14	17,0	20,0	22,3	24,5	26,4	28,1	29,6	31,0	32,4	33,6	34,9	36,0	37,0	38,1	39,1
0,20	17,7	21,1	23,8	26,2	28,4	30,3	32,2	33,8	35,3	36,7	38,3	39,5	40,7	42,0	43,1
0,30	18,3	22,0	25,3	28,0	30,5	32,0	35,0	36,9	38,8	40,5	42,3	43,9	45,5	47,1	48,4
0,40	18,7	22,8	26,2	29,4	32,2	34,7	37,0	39,2	41,4	43,3	45,3	47,2	48,9	50,5	52,2
0,60	19,0	23,5	27,2	30,6	33,6	36,4	39,0	41,4	43,9	46,1	48,4	50,3	52,3	54,2	56,0
1,00	19,2	24,0	28,0	31,6	35,0	38,0	40,7	43,5	46,3	48,6	51,2	53,4	55,4	57,7	59,8
Модель КФБО															
0,02	12,7	14,3	15,7	16,8	17,6	18,7	19,4	20,1	20,6	21,2	21,8	22,3	22,9	23,5	23,9
0,06	13,6	15,7	17,6	19,2	20,4	21,5	22,6	23,6	24,6	25,5	26,4	27,2	28,0	28,6	29,0
0,08	14,1	16,6	18,6	20,2	21,6	22,9	24,2	25,4	26,4	27,4	28,5	29,4	30,1	31,0	31,8
0,10	14,7	17,3	19,5	21,2	22,8	24,3	25,7	27,0	28,2	29,2	30,3	31,3	32,3	33,1	34,0
0,14	15,5	18,4	20,7	22,6	24,6	26,2	27,6	29,1	30,4	31,7	32,9	34,1	35,2	36,0	37,1
0,20	16,2	19,5	22,0	24,4	26,4	28,3	30,0	31,6	33,3	34,8	36,1	37,4	38,6	39,6	40,8
0,30	16,7	20,2	23,3	25,9	28,3	30,5	32,6	34,7	36,5	38,1	39,8	41,5	42,9	44,3	45,7
0,40	17,0	20,8	24,1	27,0	29,6	32,1	34,3	36,3	38,4	40,4	42,0	44,0	45,7	47,4	48,3
0,60	17,2	21,3	25,0	28,1	31,0	33,6	36,1	38,5	40,8	42,9	44,9	47,2	48,6	50,8	52,3
1,00	17,4	21,8	25,7	29,1	32,3	35,1	37,9	40,3	42,9	45,1	47,7	50,0	51,7	54,0	55,9
Теплоноситель пар. Модель КФСО															
—	21,6	25,8	29,3	32,4	35,0	37,5	39,7	41,8	43,8	45,7	47,5	49,2	50,9	52,5	54,0
Модель КФБО															
—	19,5	23,4	26,7	29,6	32,1	34,5	38,7	39,6	40,6	42,4	44,1	45,7	47,3	48,9	50,4

\* По материалам МИСИ, ВНИИГС и Сантехпроекта.

Таблица VII.36. Калорифер стальной пластинчатый многоходовой средней и большой модели типа КМС и КМБ  
(лист VII.18, рис. 2)

Номер калорифера	Поверхность нагрева, м <sup>2</sup>		Живое сечение, м <sup>2</sup>				Количество						Размеры, мм								Масса, кг		
			по воздуху	по теплоносителю		ходов	секций	труб		мон-таж-ных отверстий	пластин	А	А <sub>1</sub>	А <sub>2</sub>	А <sub>3</sub>	Б	Б <sub>1</sub>	Б <sub>2</sub>	Б <sub>3</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	КМС	КМБ
	КМС	КМБ		КМС	КМБ																		
2	9,9	12,7	0,115	0,0023	0,0030	2	3	18	24	32	333	560	600	760	699	350	390	412	290	4	3	66	76
3	13,2	16,9	0,154	0,0015	0,0020	4	4	24	32	36	444	560	600	780	719	470	510	544	390	4	4	78	95
4	16,7	21,4	0,195	0,0015	0,0020	4	4	24	32	40	564	710	750	774	869	480	510	544	390	4	5	96	123
5	20,9	26,8	0,244	0,0019	0,0025	4	5	30	40	44	705	710	750	774	869	600	640	664	520	5	5	117	144
6	25,3	32,4	0,295	0,0019	0,0025	4	5	30	40	48	855	860	900	924	1009	600	640	664	520	5	6	139	169
7	30,4	38,9	0,354	0,0023	0,0030	4	6	36	48	52	1025	860	900	924	1019	720	760	784	630	6	6	160	202
8	35,7	45,7	0,415	0,0023	0,0030	4	6	36	48	56	1206	1010	1050	1074	1169	720	760	784	630	6	7	187	234
9	41,6	53,3	0,485	0,0018	0,0024	6	7	42	56	60	1407	1010	1050	1074	1169	840	880	904	750	7	7	217	272
10	47,8	61,2	0,558	0,0018	0,0024	6	7	42	56	64	1617	1160	1200	1224	1319	840	880	904	750	7	9	250	312
11	54,6	69,9	0,638	0,0020	0,0027	6	8	48	64	68	1848	1160	1200	1224	1339	966	1010	1024	870	8	9	260	329

Примечания. 1. При установке калориферов с вертикальным положением труб в крышках калориферов должны быть выполнены отверстия и установлены пробковые краны для выпуска воздуха и спуска воды из каждого отсека калорифера.

2. В связи с ограниченными данными испытаний подбор калориферов КМС и КМБ временно может производиться так же, как для калориферов КФС и КФБ, с увеличением коэффициента теплопередачи при температурах воды 95°/70° в 1,6 раза, а при 130°/70° — в 1,4 раза.

3. Диаметр штуцеров всех калориферов КМС 1 1/2", а калориферов КМБ—2", резьба штуцеров трубная.

4. У калориферов типа КМБ размер А для № 3 равен 780 мм, размер А<sub>2</sub> для № 2 и 3 равен 620 мм.

Таблица VII.37. Коэффициенты теплопередачи calorиферов КМС при обогреве водой,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$

Скорость теплоносителя, $\text{м/с}$	Массовая скорость воздуха $\nu$ , $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$							
	2	4	6	8	10	12	14	16
0,25	16,7	20,8	23,5	25,8	27,8	29,4	30,8	32,1
0,30	17,2	21,3	24,4	26,7	28,8	30,4	32,0	33,5
0,40	17,5	22,1	25,4	28,1	30,3	32,4	34,2	35,7
0,50	17,8	22,8	26,3	29,2	31,6	33,8	35,7	37,1
0,60	18,2	23,4	27,0	29,9	32,5	34,8	36,6	38,2
0,80	18,5	23,9	27,7	30,8	33,5	35,8	37,9	39,4
1,00	18,9	24,4	28,3	31,5	34,3	36,6	38,8	40,3

Примечания. 1. Данные приведены по материалам МИСИ и ВНИИГС.

2. Сопротивление calorиферов КМС и КМБ движению воздуха может быть принято по табл. VII.29.

Таблица VII.38. Сопротивление calorиферов КМБ и КМС по воде  $h$ ,  $\text{кгс/м}^2$

Номер calorифера	Среднее живое сечение труб для теплоносителя, $\text{м}^2$		Средняя скорость воды $W_{\text{ср}}$ , $\text{м/с}$							
	КМС	КМБ	0,01	0,035	0,05	0,10	0,20	0,50	0,80	1,0
2	0,0023	0,0030	0,114	1,10	2,45	9,45	37,2	233	595	930
3	0,0015	0,0020	0,144	1,16	6,67	10,38	40,4	252	645	1010
4	0,0015	0,0020	0,160	1,23	2,87	11,10	42,8	267	682	1070
5	0,0019	0,0025	0,168	1,49	3,10	12,00	46,1	288	737	1155
6	0,0019	0,0025	(0,173)	(1,56)	(3,25)	(12,60)	(48,5)	(304)	(775)	(1215)
7	0,0023	0,0030	0,184	1,59	3,33	12,85	49,2	307	786	1230
8	0,0023	0,0030	(0,189)	(1,66)	(3,48)	(13,40)	(51,2)	(321)	(820)	(1285)
9	0,0023	0,0030	0,172	1,24	2,96	14,40	43,4	271	682	1085
10	0,0023	0,0030	(0,176)	(1,28)	(3,03)	(11,70)	(44,8)	(280)	(715)	(1120)
11	0,0023	0,0030	0,190	1,30	3,18	18,10	46,1	283	737	1155
12	0,0023	0,0030	(0,193)	(1,33)	(3,25)	(12,40)	(47,3)	(296)	(756)	(1185)
13	0,0018	0,0024	0,305	2,59	5,32	20,00	78,0	487	1285	1950
14	0,0018	0,0024	0,334	2,70	5,62	21,10	82,4	515	1317	2060
15	0,0020	0,0027	0,328	2,50	5,45	20,60	79,2	495	1267	1980

Примечания. 1. Значения сопротивлений calorиферов КМБ, отличные от значений для calorиферов КМС, приведены в скобках.

2. Данные приведены по материалам НИИСТ и Сантехпроекта.

Таблица VII.39. Техническая характеристика принятых calorиферов

Модель и номер calorифера	Живое сечение, $\text{м}^2$		Поверхность нагрева, $\text{м}^2$	Масса, $\text{кг}$
	для воды	для воздуха		
КФС-7	0,0092	0,354	30,4	123,1
КФБ-7	0,0122	0,354	38,9	154
КФСО-9	0,0145	0,375	41,89	160
КФБО-9	0,0193	0,375	53,86	207
КМС-7	0,0023	0,354	30,4	160
КМБ-7	0,0030	0,354	38,9	202

Таблица VII.40. Коэффициенты теплопередачи и сопротивления калориферов

Тип калорифера	Скорость воды, м/с	Коэффициент теплопередачи $K$ , ккал/м <sup>2</sup> · ч · °С	Сопротивление движению воздуха ккал/м <sup>2</sup>	Теплоотдача, ккал/ч
КФС-7	0,063	15,94	4,64	46 600
КФБ-7	0,047	14,90	6,00	55 700
КФСО-9	0,040	17,09	4,71	68 600
КФБО-9	0,030	15,75	5,73	81 500
КМС-7	0,252	29,90	4,64	87 200
КМБ-7	0,193	28,00	6,00	105 000

Таблица VII.41. Варианты установки калориферов

Модель и номер калорифера	Количество, шт.	Тип установки	Суммарная теплоотдача, ккал/ч	Запас теплоотдачи, проц.	Общий вес, кг	Суммарное сопротивление по воздуху, ккал/м <sup>2</sup>	Габариты, мм
КФС-7	3	Последовательно	139 800	11,8	369,3	13,92	920 × 782 × (200 × 3)
КФБ-7	3	Последовательно	167 100	33,7	462,0	18,00	920 × 782 × (240 × 3)
КФСО-9	2	Параллельно	137 200	10,0	320,0	4,71	1080 × (902 × 2) 240
КФБО-9	2	Параллельно	163 000	30,0	417,0	5,73	1080 × (902 × 2) 240
КМС-7	2	Последовательно	174 400	39,5	320,0	9,28	924 × 784 × (200 × 2)
КМБ-7	2	Последовательно	210 000	68,0	404,0	12,00	924 × 784 × (240 × 2)
КМС-7	2	Параллельно	138 000	10,4	320,0	1,40	924 × (784 × 2) × 200
КМБ-7	2	Параллельно	157 000	25,6	404,0	1,90	924 × (784 × 2) × 240

считаны на температуру холодного периода года, соответствующую параметрам А, следует определять:

при теплоносителе паре — по суммарной потребности в тепле на отопление при расчетной температуре наружного воздуха в холодный период, соответствующей параметрам Б, и на вентиляцию — соответствующей параметрам А;

при теплоносителе воде с качественным регулированием — по суммарной потребности в тепле на отопление при расчетной температуре наружного воздуха в холодный период года, соответствующей параметрам Б, и на вентиляцию по условной потребности, определенной также при расчетной температуре для параметров Б при сохранении полного расхода наружного воздуха.

Действительное количество тепла, подводимого к калориферу, определяется суммой расходов тепла на отопление, соответствующее расходу при расчетной температуре наружного воздуха в холодный период года по параметрам Б, и для вентиляции — соответственно по параметрам А; количество теплоносителя определяется с учетом условной потребности тепла на вентиляцию. Для сохранения постоянного расхода тепла на нагревание наружного воздуха при температурах ниже расчетной по параметрам А следует предусматривать уменьшение количества наружного воздуха, подаваемого системой, и регулирование теплопроизводительности калориферов обводным клапаном или изменением расхода теплоносителя.

**Пример VII.15.** Необходимо подобрать калориферы для нагревания 10 000 кг/ч наружного воздуха от  $-22$  до  $+30^\circ$ . Теплоноситель — перегретая вода с температурой в подающей магистрали  $130^\circ$  и в обратной  $70^\circ$ .

Расход тепла на нагревание воздуха определяем по уравнению (VII.27)

$$Q = L\gamma (t_k - t_n) = 10\,000 \cdot 0,24 (30 + 22) = 125\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Находим необходимое живое сечение для прохода воздуха через калорифер по уравнению (VII.28), приняв массовую скорость  $8 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$  для пластинчатых калориферов и  $4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$  для оребренных калориферов

$$f = \frac{L\gamma}{3600v\gamma} = \frac{10\,000}{3600 \cdot 8} = 0,347 \text{ м}^2,$$

при  $v\gamma = 4$ ;  $f = 0,694 \text{ м}^2$ .

По табл. VII.27, VII.34, VII.36 и необходимо живому сечению принимаем для расчета калориферы (табл. VII.39).

Уточняем массовую скорость для калорифера КФС-7 по уравнению (VII.29)

$$v\gamma = \frac{L\gamma}{3600f_d} = \frac{10\,000}{3600 \cdot 0,354} = 7,84 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с.}$$

Аналогично уточняем массовую скорость остальных калориферов,  $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$ :

КФС-7, КМС-7, КФБ-7 и КМБ-7 — 7,84;  
КФСО-9 и КФБО-9 (устанавливаются по 2 параллельно) — 3,70.

Скорость воды в трубах калорифера КФС-7 определяем по уравнению (VII.30)

$$W = \frac{Q}{3600 \cdot 1000 f_{\text{тр}} (t_r - t_o)} = \frac{125\,000}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,0092 (130 - 70)} = 0,063 \text{ м/с.}$$

Аналогично определяем скорость воды в остальных калориферах (табл. VII.40).

Пользуясь массовой скоростью воздуха, скоростью воды и данными табл. VII.28—VII.37, определяем коэффициенты теплопередачи и сопротивления (табл. VII.40). Теплоотдача калорифера КФС-7 по уравнению (VII.31)

$$Q_k = F_k K (T_{\text{ст}} - t_{\text{ср}}) = 30,4 \cdot 15,94 \left( \frac{130 + 70}{2} - \frac{30 - 22}{2} \right) = 46\,600 \text{ ккал/ч.}$$

Так же определяем теплоотдачу остальных калориферов (см. табл. VII.40).

Один калорифер не обеспечивает необходимой теплоотдачи, поэтому устанавливаем несколько калориферов. В предыдущем расчете принята установка по два калорифера КФСО-9 и КФБО-9 параллельно по воздуху для получения необходимого живого сечения, остальные калориферы — по одному. Чтобы не изменять весовой скорости воздуха и коэффициентов теплопередачи за счет увеличения числа установленных калориферов, монтируем их последовательно.

По воде калориферы устанавливаются во всех случаях последовательно для увеличения скорости воды и коэффициентов теплопередачи (см. табл. VII.41).

Анализируя данные табл. VII.39 и VII.40, приходим к выводу, что удовлетворительный запас по теплоотдаче, небольшой вес и минимальное гидравлическое сопротивление проходу воздуха дает калорифер КФСО-9. Но этот вариант имеет максимальные габариты по лобовой площади. Минимальные гидравлические потери давления по воздуху характеризуют максимальную экономичность установки калориферов при эксплуатации.

Калориферы КМС-7 и КМБ-7 обладают наибольшей теплоотдачей, поэтому проверяем вариант установки калориферов параллельно по движению воздуха. В этом случае весовая скорость воздуха уменьшится вдвое (табл. VII.41). Окончательно принимаем параллельную установку калориферов КМС-7.

## Вентиляторы

Современные типы центробежных вентиляторов по создаваемой ими разности полных давлений (при плотности воздуха на входе в вентилятор  $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ) делятся на следующие группы: низкого давления — с разностью полных давлений до  $100 \text{ кгс/м}^2$ , среднего давления — до  $300 \text{ кгс/м}^2$ , высокого давления — до  $1200 \text{ кгс/м}^2$ .

По конструктивному оформлению вентиляторы одностороннего всасывания должны соответствовать схемам 1—6, а двустороннего — схеме 7 листа VII.21, рис. 1. В зависимости от направления выхода воздуха центробежные вентиляторы могут иметь семь положений правого (по часовой стрелке) и левого (против часовой стрелки) вращения, если смотреть со стороны привода или электродвигателя (лист VII.21, рис. 2). Правое и левое вращение осевых вентиляторов определяется со стороны нагнетания воздуха.

Таблица VII.42. Принципиальные схемы исполнения осевых и крышных вентиляторов

Исполнение и номер эскиза		Привод	Исполнение и номер эскиза		Привод
Осевые вентиляторы			Крышные вентиляторы		
1	От электродвигателя То же » Клиноременный »		6	От электродвигателя Клиноременный	
2			7		
3			Центробежные крышные вентиляторы		
4			8	От электродвигателя Клиноременный	
5			9		

Кожухи центробежных вентиляторов ВЛ, ВП, НП и НЛ имеют направление выхода воздуха под углом 45° к горизонтالي.

Вентиляторы по схемам 4, 5, 6 и 7 по требованию заказчика изготовляют со шкивом для плоских или клиновых ремней или с эластичной муфтой (установка эластичной муфты не относится к вентилятору по схеме 3); вентиляторы по схемам 1, 2 и 3 выпускают в комплекте с электродвигателями.

Типы (серии) изготавливаемых вентиляторов определяются аэродинамическими схемами. Аэродинамические качества вентиляторов должны соответствовать типовой аэродинамической характеристике данной серии.

Коэффициент полного давления в безразмерных величинах

$$\bar{H} = \frac{p}{\sigma u^2}, \quad (\text{VII.35})$$

где  $p$  — полное давление, развиваемое вентилятором при стандартном воздухе,  $\text{кгс/м}^2$ ;

$\sigma$  — плотность воздуха,  $\text{кг} \cdot \text{с}^2/\text{м}^4$ ;

$u$  — окружная скорость,  $\text{м/с}$ .

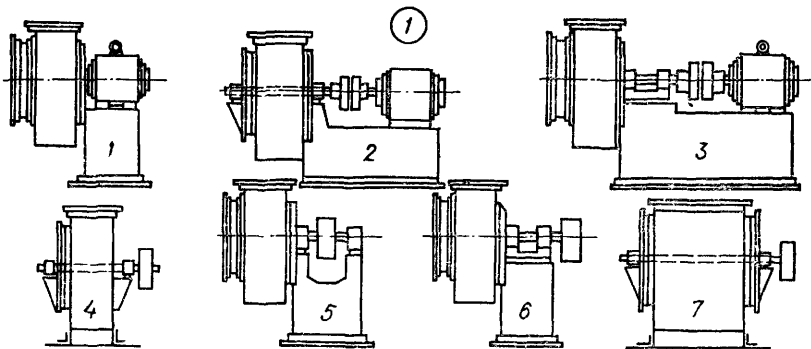
Минимальные значения полного коэффициента полезного действия  $\eta_v$  для вентиляторов № 5—20 должны соответствовать следующим величинам:

$\bar{H}$ . . . . .	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
$\eta_v$ . . . . .	0,60	0,62	0,64	0,66	0,68	0,70

Для вентиляторов № 2—4 допускается уменьшение к. п. д. против указанных выше значений до следующих  $\eta_v$  в проц. от  $\eta_{\text{макс}}$ :

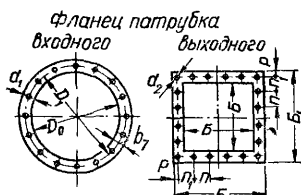
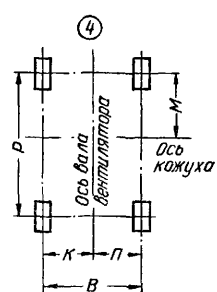
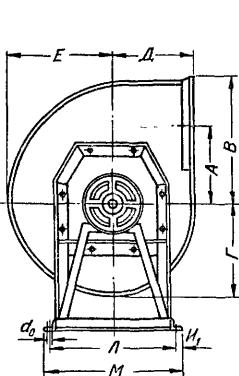
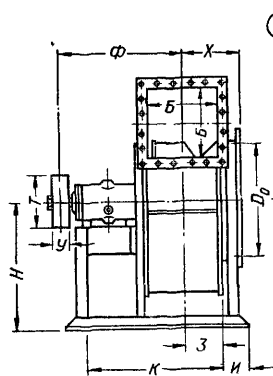
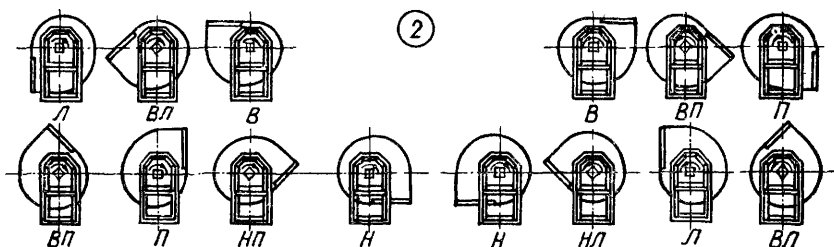
При вентиляторе № 1 . . . . .	80
То же, № 2,5 . . . . .	85
» 3 . . . . .	90
» 4 . . . . .	95



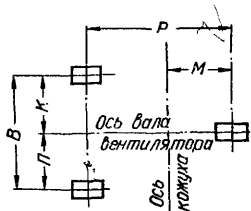
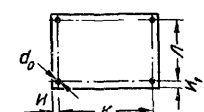


Правого вращения

Левого вращения



Расположение фундаментных болтов



### Лист VII.21. Принципиальные схемы конструктивного исполнения центробежных вентиляторов:

1 — схемы исполнения вентиляторов; 2 — схемы положения кожухов вентиляторов; 3 — центробежный вентилятор типа Ц4-70 № 8, 10 и 12 (к табл. VII.146); 4 — расположение виброизоляторов для вентиляторов Ц4-70.

Величина динамического давления вентиляторов на режиме  $\eta_{\text{макс}}$  не должна превышать 25% от создаваемого ими полного давления.

Осевые вентиляторы применяют в системах приточно-вытяжной вентиляции при суммарных потерях полного давления в сети до  $35 \text{ кг/м}^2$ . Максимальная окружная скорость колеса  $60 \text{ м/с}$ . Рабочие колеса вентиляторов серии 06—320 насажены непосредственно на валы электродвигателей, имеют 4 изогнутые лопатки, приваренные к диску ступицы. Вентиляторы 06 · 300 имеют 3 лопатки. Вентиляторы предназначены для воздуха и неагрессивных газов с температурой до  $100^\circ$ , не содержащих липких и длиноволокнистых веществ. Осевые вентиляторы выбирают по табл. 48 и VII.49.

Центробежные вентиляторы общего назначения применяют в системах приточно-вытяжной вентиляции, воздушного отопления и в качестве рабочих вентиляторов отопительных котельных установок. Вентиляторы предназначены для воздуха и неагрессивных газов при температурах до  $180^\circ$ , не содержащих липких и длиноволокнистых веществ, но содержащих твердые примеси в количестве не более  $150 \text{ мг/м}^3$ .

Центробежные вентиляторы по устройству привода от электродвигателя выпускают в следующем исполнении (лист VII.21, рис. 1):

рабочее колесо (ротор непосредственно на валу электродвигателя (схема 1) — серия Ц4-70, № 2  $1/2$ , 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12;

рабочее колесо и шкив на консольных участках собственного вала с двумя подшипниками (или со сдвоенными подшипниками в одном корпусе) между ними (схема 6) — серия Ц4-70, № 8, 10 и 12; серия Ц4-76, № 8, 10, 16 и 20;

рабочее колесо между двумя подшипниками и шкив на консоли вала вентилятора (схема 7) — серия Ц4-100/2, № 16/2 и 20/2.

С целью унификации и сокращения типоразмеров вентиляторных установок и комплектующих их двигателей, клиноременных передач и виброизолирующих оснований промышленность переводится на комплектное изготовление вентиляционных установок с вентиляторами, обладающими высокими к. п. д. типа Ц4-70, Ц4-76\*.

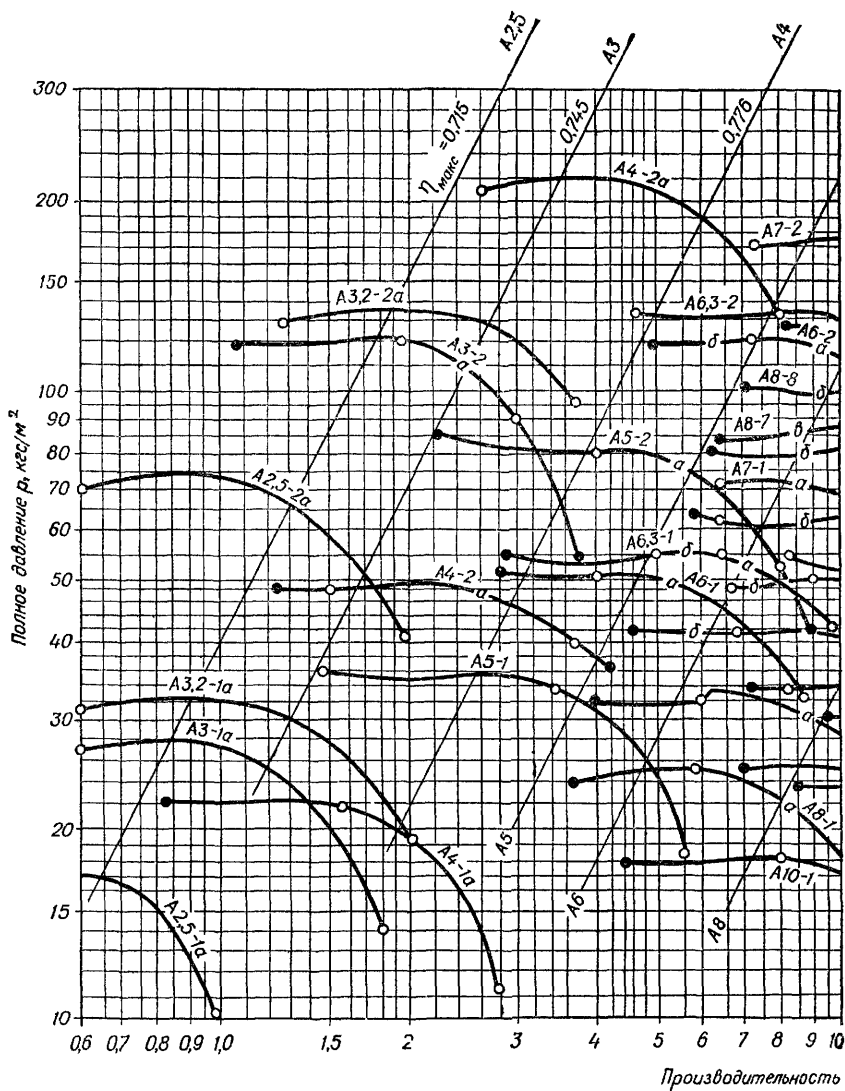
Выпускаемые серии центробежных вентиляторов имеют следующие особенности. Вентиляторы серии Ц4-70 (табл. VII.45 и VII.46) изготавливаются № 2  $1/2$ , 3, 4, 5, 6, 6, 3, 8, 10, 12 и 16. Они отличаются высокими коэффициентами полезного действия и предназначены для воздуха и газов температурой не более  $180^\circ$ . Развиваемое давление у вентиляторов 2  $1/2$  — 5 не превышает  $100 \text{ кгс/м}^2$ . Рабочее колесо имеет 12 лопаток, загнутых назад, что несколько снижает шум, возникающий при работе вентилятора. Лопатки крепятся на заклепках. Максимальная окружная скорость колеса  $60 \text{ м/с}$ . Вентиляторы № 8, 10, 12 и 16 выполняются со шкивами для клиновых ремней. Кожухи вентиляторов до № 12 неразъемные; у вентилятора № 16 кожух разъемный и неповоротный. Вентиляторы крупных номеров развивают давление до  $220 \text{ кгс/м}^2$ . Вентиляторы № 10 и 12 выполняются из нержавеющей стали, вентиляторы № 16 стальные и из нержавеющей стали.

Вентиляторы серии Ц4-76 изготавливаются № 12, 16, 20. Они отличаются высокими коэффициентами полезного действия и предназначены для систем кондиционирования воздуха, систем вентиляции и воздушного отопления. Могут работать на чистом воздухе и неагрессивных газов с температурой не более  $180^\circ$ . Вентиляторы выполняются со шкивами для клиноременной передачи и развивают давление до  $220 \text{ кгс/м}^2$ . Кожух вентилятора № 12 неразъемный, и вентилятор поставляется в собранном виде. Изготавливается на общей раме с виброизоляторами. Вентиляторы № 16 и 20 изготавливаются с разъемным кожухом и поставляются в разобранном виде и без виброизоляторов.

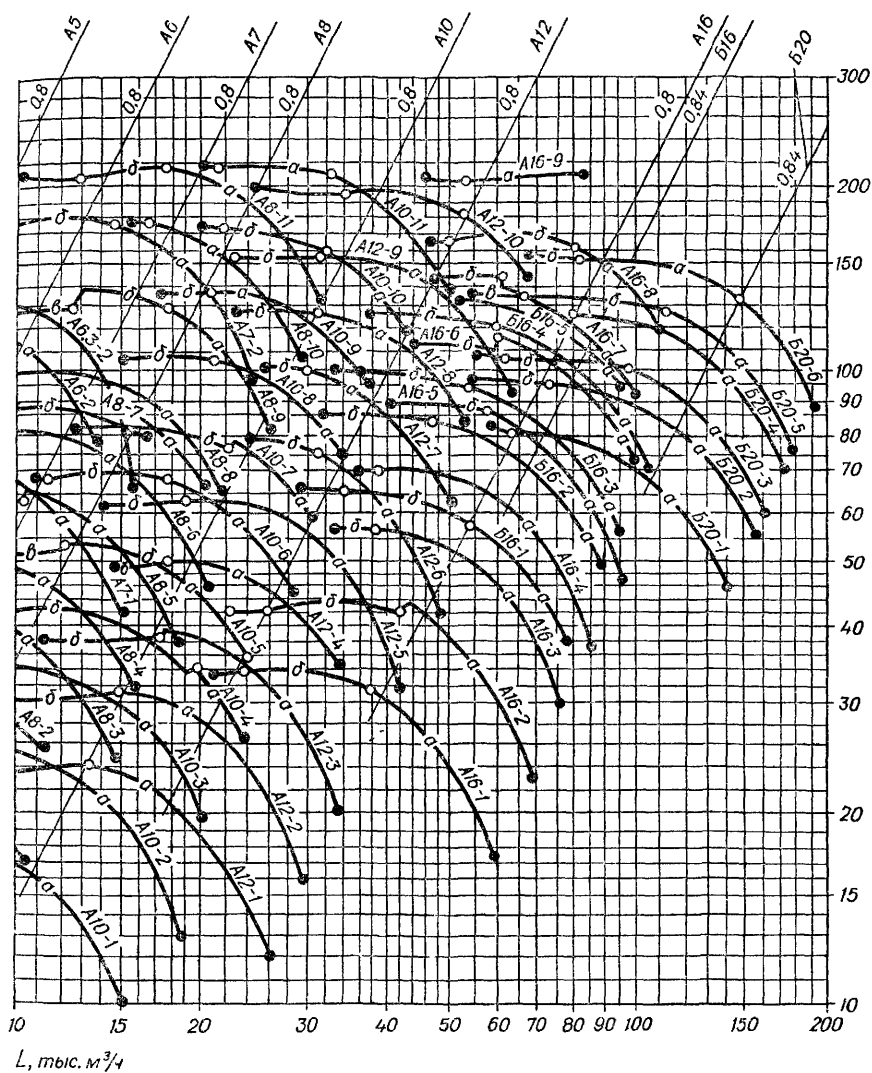
Вентиляторы серии Ц4-100/2 изготавливаются № 16/2 и 20/2; они двустороннего всасывания, обладают высокой производительностью и компактностью.

Подбор вентиляторов следует производить с учетом действительного режима эксплуатации. Предварительно уточняют значение расхода воздуха  $L$  и требуемого давления  $p$ .

\* Технические характеристики устаревших типов вентиляторов ЭВР, Ц13—50, ВР, ВРС, ВРН, Ц9—55, снятых с производства, см. в 1 и 2-м изданиях справочника. Приведенные в справочнике материалы даны в соответствии с «Инструкцией по подбору центробежных вентиляторов общего назначения с электродвигателями серии А2 и АО2 для санитарно-технических систем». Госстрой СССР. М., Стройиздат, 1964.



Лист VII.22. Сводный график для подбора вентилято



Ров с комплектацией электродвигателями А2 и А02.

Количество воздуха, проходящего через систему вентиляции или вентилятор, определяют по формуле

$$L = L_B \frac{273 + t}{273 + t_B}, \quad (\text{VII.36})$$

где  $L_B$  — количество необходимого вентиляционного воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;  
 $t_B$  — температура воздуха в рабочей зоне помещения,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t$  — температура воздуха, проходящего через вентилятор,  $^{\circ}\text{C}$ .

Приведенное давление  $p$ , которое должен дать вентилятор и по которому производится подбор вентилятора, определяют по формуле

$$p = H_c + H_{c_1} \frac{273 + t}{273 + t_1}, \quad (\text{VII.37})$$

где  $H_c$  — расчетное гидравлическое сопротивление (то таблицам или номограммам) участков системы, имеющих температуру воздуха одинаковую с температурой воздуха, проходящего через вентилятор,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;

$H_{c_1}$  — то же, отличную;

$t_1$  — температура воздуха в системе,  $^{\circ}\text{C}$ .

Учитывая подсосы воздуха, производительность вентиляторов должна быть увеличена против расчетной (по СНиП II-Г. 7—62): при стальных, пластмассовых и асбестоцементных воздухопроводах длиной до 50 м — на 10, в остальных случаях — на 15%.

По приведенному давлению  $p$  и действительной производительности вентилятора  $L$ , пользуясь характеристиками вентиляторов, подбирают вентилятор и определяют число оборотов, коэффициент полезного действия вентилятора  $\eta_B$  или расходуемую мощность.

Рекомендуется проверять расходуемую мощность. Для этого уточняют действительное сопротивление системы по формуле

$$H_d = H_c \frac{293}{273 + t_1} \cdot \frac{B}{760}, \quad (\text{VII.38})$$

где  $B$  — барометрическое давление воздуха,  $\text{мм рт. ст.}$  (табл. VII.5).

Если температура воздуха в различных участках системы неодинакова, сопротивление уточняют по участкам.

Расходуемая мощность на валу электродвигателя

$$N_y = \frac{Lp}{3600 \cdot 102 \eta_B \eta_{п.р.п}}, \quad (\text{VII.39})$$

где  $\eta_B$  — к. п. д. вентилятора;

$\eta_{п}$  — к. п. д. подшипников, принимаемый равным 0,95—0,98;

$\eta_{р.п}$  — к. п. д. ременной передачи, принимаемый для плоских ремней равным 0,85—0,90, для клиновых 0,90—0,95.

Давление вентилятора  $p$  определяют по формуле (VII.37); при контрольном расчете  $p = H_d$  и определяется по формуле (VII.38). Для подбора электродвигателя принимается большее значение.

Установочная мощность электродвигателей  $N_y$  с учетом запаса

$$N_y = KN_y, \quad (\text{VII.40})$$

где  $K$  — коэффициент запаса мощности на пусковой момент (табл. VII.43).

Окончательно установочную мощность электродвигателя принимают по каталогам, ближайшую большую по сравнению с подсчитанной со всеми запасами.

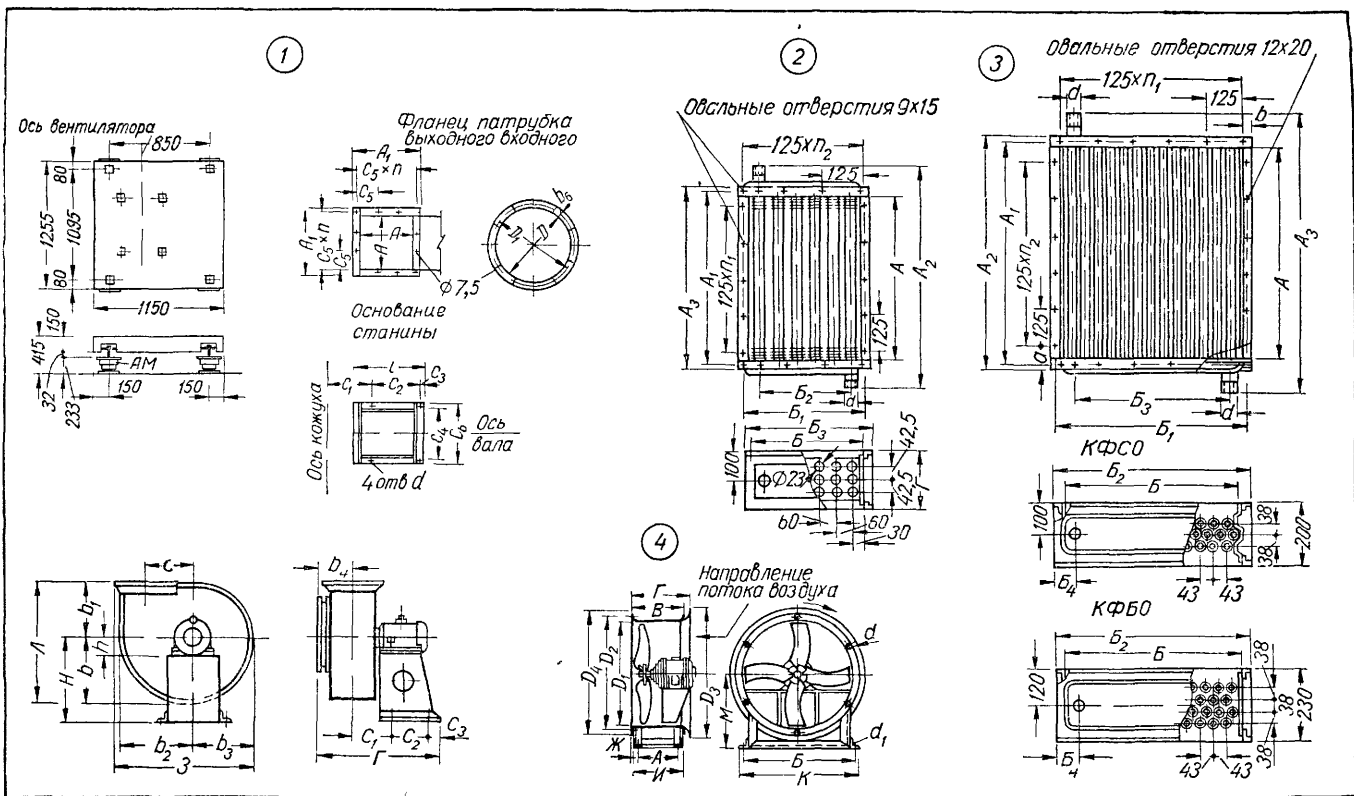
При установке электродвигателей в помещении с температурой  $40^{\circ}$  их установочную мощность необходимо увеличивать на 10, при  $50^{\circ}$  — на 25%.

Установочная мощность электродвигателей, указанная на графиках для подбора вентиляторов, подсчитана для стандартного чистого воздуха при  $\gamma = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$  по уравнению

$$N_y = \frac{LH_d K}{3600 \cdot 102 \cdot 0,9 \eta_{п.р.п}} \text{ квт.} \quad (\text{VII.41})$$

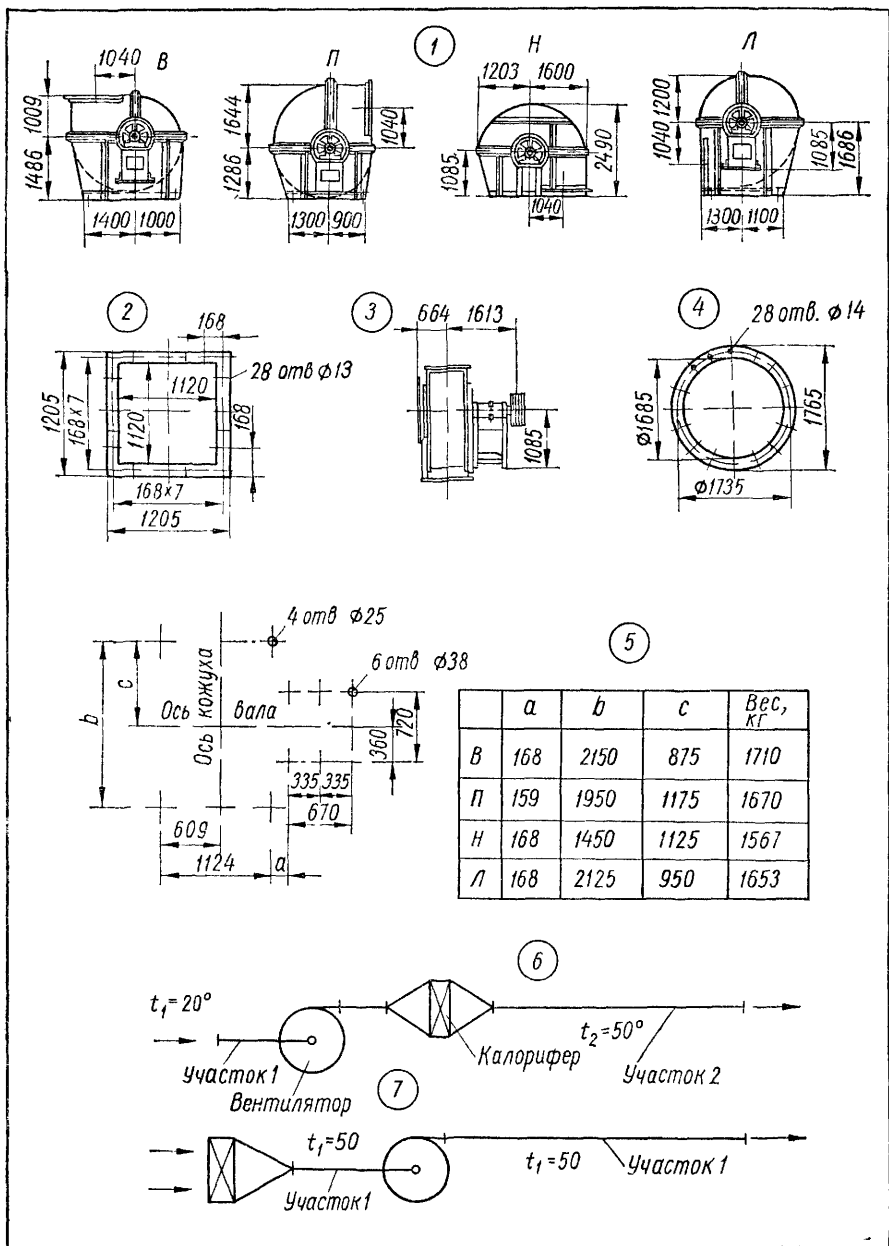
Т а б л и ц а VII.43. Коэффициент запаса мощности  $K$

Мощность на валу электродвигателя, квт	Тип вентилятора	
	центробежные	осевые
До 0,5	1,5	1,2
0,51—1,0	1,3	1,15
0,01—2,0	1,2	1,10
2,01—5,0	1,15	1,05
Более 5,0	1,10	1,05



Лист VII.23. Калориферы и вентиляторы:

1 — центробежные электровентиляторы Ц4 70 (к табл VII 45 и VII 47), 2 — калориферы КФС (к табл VII 27), 3 — калориферы КФС0 и КФБ0 (к табл VII 34), 4 — осевые вентиляторы 06 300 (к табл VII 48)



Лист VII.24. Вентилятор Ц4-70 № 16, исполнение 6:

1 — различные положения кожуха, 2 — фланцы выходных отверстий; 3 — боковой вид; 4 — фланцы входного патрубка; 5 — расположение фундаментных болтов; 6 и 7 — схемы вентиляционных установок.

Более экономичные решения по расходу электроэнергии и габаритам (номеру) вентилятора получаются при установке вентилятора до воздухонагревателей, при работе на холодном воздухе.

Наиболее просто подбор вентилятора и электродвигателя производится по сводному графику (лист VII.22) и индивидуальным характеристикам вентиляторов, а необходимые узлы вентиляторной установки для спецификации — по табл. VII.44.

Последовательность подбора следующая.

1. По заданным значениям производительности и давления вентилятора на сводном графике (лист VII.22) находят точку пересечения координат  $L - p$ . Если эта точка располагается между рабочими характеристиками, ее сносят по прямой параллельно линии к. п. д. вентилятора на нижележащую рабочую характеристику. Полученная точка будет рабочей точкой вентилятора для данной сети.

2. Расстояние между первоначально найденной точкой пересечения координат  $L - p$  и рабочей точкой дает уменьшение производительности вентилятора. Для вентиляторов номеров 2,6 до 6 возможно применение машин с промежуточными диаметрами колес, которые могут дать лучшее соответствие рабочей точки заданным  $L - p$ . По полученному номеру вентилятора в сводном графике проверяют рабочие точки по индивидуальным характеристикам и выбирают оптимальное решение. Если эта разница производительности окажется больше допустимой для данной установки, следует скорректировать сеть, уменьшив ее сопротивление.

Выбор рабочей точки на вышерасположенной рабочей характеристике вентилятора, как правило, экономически нецелесообразен и может быть применен в исключительных случаях.

3. По рабочей точке находят полное обозначение участка рабочей характеристики, соответствующее обозначению комплекта в табл. VII.44 В условном обозначении комплекта первый знак обозначает тип вентилятора (А — для типа Ц4-70; Б — для типа Ц4-76), второй — номер вентилятора, третий — порядковый номер рабочей характеристики на листе индивидуальных характеристик рабочие характеристики делятся на участки (а, б и т. д.), отличающиеся установочной мощностью электродвигателя. Границы между участками отмечены кружками; буквенное обозначение участков входит в полное обозначение рабочей характеристики, например, А16-3а (вентилятор Ц4-70, № 16, цифра 3 — характеристика, а — участок). Для вентиляторов с промежуточными диаметрами колес третий знак обозначает диаметр колеса в процентах от номинального диаметра, четвертый — порядковый номер характеристики, пятый — участок характеристики, например, А2,5095-1а.

По обозначению комплекта в табл. VII. 44 находят тип и номер вентилятора, размеры шкивов и ремней клиноременной передачи, тип электродвигателя и обозначение виброизолирующего основания.

Для отдельных узлов комплекта приняты следующие обозначения: шкив 2А160 обозначает шкив с двумя канавками профиля А и расчетным диаметром 160 мм, ремень В-4250 — профиль ремня В, длина 4250 мм.

Если приведено несколько строк обозначений, их значение следующее:

1-я строка — для положения кожуха П вентилятора правого вращения и Л — левого вращения;

2-я — для положения кожуха Л вентилятора правого вращения и П — левого вращения;

3-я для положения кожуха В вентиляторов правого и левого вращения;

4-я для положения кожуха Н вентиляторов правого и левого вращения.

Виброизолирующее основание имеет следующие обозначения:

для вентиляторов № 2,5 ÷ 7 при схеме исполнения 1 — для всех положений кожуха, кроме Н. В скобках — для положения кожуха Н, вентиляторов типа Ц4-70 № 10 и 13, изготавливаемых Московским вентиляторным заводом. Индексы а, б и в указывают, что в типовых чертеж виброоснования должны быть внесены поправки на присоединительные размеры электродвигателя серии А2 или АО2.

Подбор вентилятора по сводному графику дает оптимальные результаты по расходу электроэнергии, чего следует, как правило, придерживаться.

При заказе в спецификации должны указываться тип и номер вентилятора, направление вращения и положение кожуха, тип, мощность и число оборотов электродвигателя, тип и размеры шкивов, тип, количество и длина ремней, необходимость в виброосновании.



Таблица VII 44. Рекомендуемые комплектации центробежных вентиляторов общего назначения

Обозначение комплекта	Вентилятор			Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание						
	номер	схема исполнения	n <sub>э</sub> , об/мин	Шкивы		Сечение и стандартная длина ремня	N, квт	Тип	n <sub>э</sub> , об/мин							
				вентилятора	электродвигателя											
A2, 5095-1a A2, 5095-2a A2, 5095-2Б A2, 5100-1a A2, 5100-2a A2, 5105-1a A2, 5105-2a	2,5	1	1460 2800 2800 1400 2800 1400 2830	Вентилятор Ц4-70			0,12 0,6 0,4 0,12 0,6 0,12 0,8	A0Л1-11-4 A0Л1-22-2 A0Л1-21-2 A0Л1-11-4 A0Л1-22-2 A0Л1-11-4 A0Л2-11-2	1460 2800 2800 1400 2800 1400 2830	Электровентиляторы с промежуточными диаметрами колес № 2,5 до 6,3 комплектуются (по заказу) и поставляются с виброизолирующими основаниями						
A3-1a A3-2a			3	1	1400 2840	—	—	—	0,27 1,5		A0Л1-21-4 A0Л2-21-2	1400 2840	1Д047a (2Д047a)			
A3, 2095-1a A3, 2095-2a A3, 2100-1a A3, 2100-2a A3, 2100-2Б A3, 2105-1a					3,2	1	1400 2840 1400 2840 2840 1400	—	—		—	0,27 1,5 0,27 2,2 1,5 0,4		A0Л1-21-4 A0Л2-21-2 A0Л2-21-4 A0Л2-22-2 A0Л2-21-2 A0Л2-22-4	1400 2840 1400 2840 2840 1400	Электровентиляторы с промежуточными диаметрами колес № 2,5 до 6,3 комплектуются и поставляются (по заказу) с виброизолирующими основаниями
A3, 2105-2a A4095-1a A4095-2a A4095-3a A4100-1a A4100-2a A4100-3a A4105-1a A4105-2a			4	1			2840 915 1360 2880 915 1400 2900 915 1400	—	—		—	2,2 0,4 0,6 4,0 0,4 0,8 5,5 0,4 1,1	A0Л2-22-2 A02-11-6 A02-11-4 A02-32-2 A02-11-6 A02-12-4 A02-41-2 A02-11-6 A02-21-4	2840 915 1360 2880 915 1400 2900 915 1400	—	

A4105-3a			2900				7,5	A02-42-2	2900	
A5090-1a	5	1	915	—	—	—	0,6	A02-12-6	915	—
A5090-2a			1400				1,5	A02-22-4	1400	
A5095-1a			915				0,6	A02-12-6	915	
A5095-2a			1430				2,2	A02-31-4	1430	
A5095-2б			1400				1,5	A02-22-4	1400	
A5100-1a			930				0,8	A02-21-6	930	
A5100-2a			1430				2,2	A02-31-4	1430	
A5106-2б			1400				1,5	A02-22-4	1400	
A5105-1a			930				0,8	A02-21-6	930	
A5105-2a			1430				3,0	A02-32-4	1430	
A5105-2б			1430				2,2	A02-31-4	1430	
A6-1a	6	1	930	—	—	—	1,5	A02-31-6	930	1Д050а (2Д050а)
A6-2a			1440				5,5	A02-42-4	1440	
A6-2б			1440				4,0	A02-41-4	1440	
A6, 3095-1a	6,3	1	950	—	—	—	1,5	A02-31-6	950	Электроventильторы с промежуточными диаметрами колес №№ 2,5 до 6,3 комплектуются и поставляются (по заказу) с виброизолирующими основаниями
A6, 3095-2a			1440				5,5	A02-42-4	1440	
A6, 3095-2б			1440				4,0	A02-41-4	1440	
A6, 3100-1a			950				2,2	A02-32-6	950	
A6, 3100-2a			1440				7,5	A02-51-4	1440	
A6, 3100-2б			1440				5,5	A02-42-4	1440	
A6, 3105-1a			950				2,2	A02-32-6	960	
A6, 3105-2a			1440				7,5	A02-51-4	1440	
A7-1a	7	1	950	—	—	—	3,0	A02-41-6	950	1Д051а (2Д051а)
A8-1a	8	6	494	3Б400	2Б140	Б-3000	1,1	A02-21-4	1410	1Д053а
A8-2a			568	—	2Б160	Б-3000	1,5	A02-22-4	1420	2Д053а
A8-3a			639	—	2Б180	Б-3000	2,2	A02-31-4	1420	3Д053а

Обозначение комплекта	Вентилятор			Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание	
	номер	схема исполнения	n <sub>з</sub> , об/мин	Шкивы		Сечение и стандартная длина ремня	N <sub>у</sub> , квт	Тип	n <sub>з</sub> , об/мин		
				вентилятора	электродвигателя						
A8-3б	8	6	639	—	—	—	1,5	A02-22-4	1420	2Д053а	
A8-4а			710				2Б180	Б-3000	3,0	A02-32-4	1420
A8-4б			710	2Б200	Б-3150	2,2	A02-31-4	1420	3Д053а		
A8-5а			808	2Б224		4,0	A02-41-4	1440	4Д053а		
A8-5б			795	2Б224		3,0	A02-32-4	1420	3Д053б		
A8-6а			900	3Б250		5,5	A02-42-4	1440	5Д053а		
A8-6б			900	2Б250		4,0	A02-41-4	1440	4Д053а		
A8-7а			980	—		—	—	7,5	A02-52-6	980	1Д052а
A8-7б	950	—	—	—	5,5	A02-51-6	950	1Д052а			
A8-8а	8	1	1008	3Б400	3Б280	Б-3150	7,5	A02-51-4	1440	5Д053б	
A8-8б							5,5	A02-42-4	1440	5Д053а	
A8-9а		1	1159	—	—	—	—	13,0	A02-61-4	1460	6Д053б
								A2-61-4	1450		
A8-9б								1159	4В315	3В250	
A8-9в		1143	2В250	В-3000	7,5	A02-51-4	1440	5Д053б			
A8-10а		1299	4Б280	В-3150	17,0	A02-62-4	1460	7Д053а			
A8-11а		8	6	1460	4В315	4В315	В-3350	22,0	A02-71-4	1460	7Д053б
	A2-71-5							1450			
A8-11б	17,0							A02-62-4	1460	7Д053а	
	A2-62-4	1450									

A10-1a			335	2Б180	Б-3750	1,1	A02-22-6	930	$\frac{2Д101a^*}{(2Д054a^*)}$	
A10-2a			398	2Б140	Б-3550	1,5	A02-22-4	1420	$\frac{2Д101a}{(2Д054a)}$	
A10-3a			455	2Б160	Б-3750	2,2	A02-31-4	1420	3Д101a	(3Д054a)
A10-4a			519	2Б180		4,0	A02-41-4	1440	4Д101a	(4Д054a)
A10-4Б			512	2Б180		3,0	A02-32-4	1420	3Д101б	(3Д054б)
A10-5a			576	3Б200		5,5	A02-42-4	1440	5Д101a	(5Д054a)
A10-5б			576	3Б200		4,0	A02-41-4	1440	4Д101a	(4Д054a)
A10-5в			568	2Б200		3,0	A02-32-4	1420	3Д101б	(3Д054б)
A10-6a			645	3Б224		7,5	A02-51-4	1440	5Д101б	(5Д054б)
A10-6б			645	3Б224		5,5	A02-42-4	1440	5Д101a	(5Д054a)
A10-7a			730	3Б250		10	A02-52-4	1460	6Д101a	(6Д054a)
A10-7б			720	2Б250		7,5	A02-51-4	1440	5Д101б	(5Д054б)
A10-8a			818	3Б280	13	A02-61-4	1460	6Д101б	(6Д054б)	
A10-8б			818	3Б280	10	A2-61-4	1450			
A10-9a			920	3Б315	В-4000	17	A02-52-4	1460	6Д101a	(6Д054a)
							A02-62-4	1460	7Д101a	(7Д054a)
A10-9б			920	3Б315		13	A2-52-4	1450		
							A02-61-4	1460	6Д101б	(6Д054б)
							A2-61-4	1450		
A10-10a			1022	5Б280		30	A02-72-4	1460	7Д101в	(7Д054в)
A10-10б			1022	6Б400	5Б280	В-3750	22	A2-72-4	1450	
							A02-71-4	1460	7Д101б	(7Д054б)
A10-11a			1150	6Б315		30	A2-71-4	1450		
							A02-72-4	1460	7Д101в	(7Д054в)
A12-1a			315	2Б140	Б-4250	2,2	A2-72-4	1450	3Д102a*	(3Д055a)*
							A02-31-4	1420		

10

6

Обозначение комплекта	Вентилятор			Клиноременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание			
	номер	схема исполнения	n <sub>э</sub> , об/мин	Шкивы		Сечение и стандартная длина	N <sub>у</sub> , кВт	Тип	n <sub>э</sub> , об/мин				
				вентилятора	электродвигателя								
A12-2a	12	6	360	3Б630	2Б160	Б-4500	3,0	A02-32-4	1420	3Д1026 *	(3Д0556) *		
A12-2б			360		2Б160		2,2	A02-31-4	1420	3Д102а *	(3Д055а) *		
A12-3a			411		3Б180		4,0	A02-41-4	1440	4Д102а *	(4Д055а) *		
A12-3б			406		2Б180		3,0	A02-32-4	1420	3Д102б *	(3Д055б) *		
A12-4a			457		3Б200		5,5	A02-42-4	1440	5Д102а	(5Д055а)		
A12-4б			457		3Б200		4,0	A02-41-4	1440	4Д102а	(4Д055а)		
A12-5a			12	6	513	4В630	3В224	В-4500	7,5	A02-51-4	1440	5Д102б	(5Д055б)
A12-5б					513		3В224		5,5	A02-42-4	1440	5Д102а	(5Д055а)
A12-6a					579		3В250		13	A02-61-4	1460	6Д102б	(6Д055б)
A12-6б					579		3В250		10	A02-52-4	1460	6Д102а	(6Д055а)
A12-7a					649		4В280		17	A02-62-4	1460	7Д102а	(7Д055а)
A12-7б					649		4В280		13	A2-62-4	1450	A02-61-4	1460
A12-8a	12	6	730	6В500	6В250	В-4250	22	A02-71-4	1460	7Д102б	(7Д055б)		
A12-8б			730		6В250		17	A2-71-4	1450	A02-62-4	1460		
A12-9a			818		6В280		30	A2-62-4	1450	A02-72-4	1460		
A12-9б			818		6В280		22	A2-72-4	1450	A02-71-4	1460		
A12-9в			818		5В280		22	A02-71-4	1460	7Д102а	(7Д055а)		
A12-9г			818		5В280		22	A02-71-4	1460	7Д102б	(7Д055б)		

							A2-71-4	1450		
A16-1a	16	6	284	7Б710	5Б140	Б-4000 Б-4750 Б-4500 Б-4000	7,5	A02-51-4	1440	5Д1066* 5Д1056* 5Д1036* 5Д1046*
A16-1б			284			Б-4000 Б-4750	5,5	A02-42-4	1440	5Д106а* 5Д1055а*
A16-1в			284			Б-4500 Б-4000	5,5	A02-42-4	1440	5Д103а* 5Д104а*
A16-2а			329	6Б160	Б-4250 Б-4750	10	A02-52-4	1460	6Д106а* 6Д105а*	
					Б-4500 Б-4000				6Д103а* 6Д104а*	
A16-2б			324	7Б710	5Б160	Б-4000 Б-4750	7,5	A02-51-4	1440	5Д1066* 5Д1056*
						Б-4500 Б-4000				5Д1036* 5Д1046*
A16-3а			370	7Б180	Б-4250 Б-4750	13	A02-61-4 A2-61-4	1460 1450	6Д1066 6Д1036	
		Б-4500 Б-4000	6Д1036 6Д1046							
A16-3б	370	6Б180	Б-4250 Б-4750	10	A02-52-4	1460	6Д106а 6Д105а			
			Б-4500 Б-4000				6Д103а 6Д104а			

Обозначение комплекта	Вентилятор			Клиновременная передача			Электродвигатель			Виброизолирующее основание
	номер	схема исполнения	$n_3$ , об/мин	Шкивы		Сечение и стандартная длина ремня	$N$ , кВт	Тип	$n_2$ , об/мин	
				вентилятора	электродвигателя					
A16-4a			411		7B200	Б-4250 Б-4750 Б-4500 Б-4000	17	A02-62-4 A2-62-4	1460 1450	7Д106а 7Д105а 7Д103а 7Д104а
A16-5a			462	8B710	7B224	В-4250 В-4750 В-4500 В-4000	30	A02-72-4 A2-72-4	1460 1450	7Д106в 7Д105в 7Д103в 7Д104в
A16-5б			462		7B224	В-4250 В-4750 В-4500 В-4000	22	A02-71-4 A2-71-4	1460 1450	7Д106б 7Д105б 7Д103б 7Д104б
A16-6a			518		8B250	В-4250 В-4750 В-4500 В-4000	40	A02-81-4 A2-81-4	1470 1460	8Д106а 8Д105а 8Д103а 8Д104а
A16-6б			514		8B250	В-4250				7Д106в

A16-7a	16	6	554	6Г710	5Г400	Г-5300 Г-6300	30	A02-72-4 A2-72-4	1460 1450	7Д105в 7Д103в 7Д104в
						Г-6000 Г-5600		55	A02-91-6 A-291-6	935 980
A16-7б	16	6	580	8В710	8В280	В-4250 В-4750 В-4500 В-4000	40	A02-81-4 A2-81-4	1470 1460	8Д106а 8Д105а 8Д103а 8Д104а
A16-8а	16	6	625	6Г710	6Г450	Г-5300 Г-6300	75	A02-92-6 A2-92-6	985 980	9Д106б 9Д105б
						Г-6000 Г-5600				9Д103б 9Д104б
A16-8б	16	6	625	6Г710	6Г450	Г-5300 Г-6300	55	A02-91-6 A2-91-6	985 980	9Д106а 9Д105а
						Г-6000 Г-5600				9Д103а 9Д204а
A16-9а	16	6	694	8Г710	8Г500	Г-5300 Г-6300 Г-6000 Г-5600	75	A02-92-6 A2-92-6	985 980	9Д106а 9Д105а 9Д103а 9Д104а

Примечание. Основание (рама) не имеет виброизоляторов вследствие малого числа оборотов вентилятора.



Таблица VII.45. Центробежные электровентиляторы Ц4-70 № 2,5; 3 ÷ 10,

Номер вентилятора	Тип электродвигателя	Размеры, мм											
		Г	З	Л	Н	н	б	б <sub>1</sub>	б <sub>2</sub>	б <sub>3</sub>	б <sub>4</sub>	С	С <sub>1</sub>
2,5	А0Л112-4 А0Л22-2	450	471	420	287	90 100	232	188	251	200	109	162	129
3	А0Л21-4 А02-21-2	528	565	505	350	100	277	228	300	240	136	194	162
4	А02-11-6 А02-12-4	683	743	653	435	90	365	288	403	315	181	258	197
5	А02-21-6 А02-31-4	850	922	813	575	100 112	455	358	502	390	221	323	250
6	А02-31-6 А02-42-4 А02-41-4	1013	1098	962	645	112 132 132	541	421	602	466	270	389	290
7	А02-41-6 А02-61-4 А02-52-4	1200	1278	1117	775 785 775	132 180 132	613	504	707	541	311	453	344
8	А02-52-6 А02-51-6	1786	1460	1242	890	160	720	522	820	620	406	524	350
10	А02-72-6	1958	1811	1542	1100	200	893	649	1042	768	433	650	325

Примечания 1. Вентиляторы правого вращения изготавливаются с положениями кожуха Л,  
2. Характеристику электродвигателей см. VII.44  
3. Угловая сталь принимается следующих профилей: для вентилятора № 2,5—32×4, для № 3—

Таблица VII.46. Центробежные вентиляторы Ц4-70 со шкивами № 8, 10, 12,

Номер вентилятора	Диаметр колеса	Разм.										
		А	В	Г	Д	Е	З	И	И <sub>1</sub>	К	Л	М
8	800	520	830	616	518	718	350	74	28	1040	870	926
10	1000	650	1042	768	643	893	325	100	30	1100	1200	1260
12	1200	780	1242	918	768	1062	350	150	35	1200	1400	1470

Примечания 1. Отверстия для болтов во фланцах вентиляторов № 8, 10 и 12:  $d_1=d_2=12$  мм;  
2. У всех вентиляторов по 4 фундаментных болта:  $d_0=24$  мм для № 8, 10;  $d=28$  мм для № 12.

исполнение 1 (лист VII.23, рис. 1)

C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	Фланец выходного патрубка						Фланец входного патрубка				Основание станны, мм			Вес с электродвигателем, кг
		Размеры, мм				Кол-во отверстий	Размеры, мм			Кол-во отверстий	d	C <sub>3</sub>	C <sub>4</sub>	l	
		A	A <sub>1</sub>	C <sub>3</sub>	n		D	D <sub>1</sub>	b <sub>3</sub>						
175	37	178	218	101	2	8	250	270	17,5	8	15	250	225	227	27 33
210	20	214	264	122	2	8	300	325	25	12	19	300	270	255	37 42
280	25	285	335	158	2	8	400	425	25	12	19	300	270	255	66 68
360	24	356	416	98	4	16	500	535	30	16	22	490	450	416	105 120
420	33	426	486	92	4	16	600	635	30	16	22	600	540	495	169 203 192
490	65	496	566	134	4	16	700	735	30	16	25	690	630	605	260 341 311
960	70	560	632	150	4	16	804	844	36	16	24	576	544	1110	524 504
1100	100	700	786	150	5	20	904	944	36	16	24	1260	1200	1300	685

ВЛ, ВП, П, НП, Н; вентиляторы левого вращения — П, ВП, В, ВЛ, НЛ, Л, Н.

45×4; для № 4 и 5—50×5; для № 6, 7 и 8—70×5; для № 10— 70×7.

исполнение 6 (лист VII.21, рис. 3)

ры, мм													Вес вентилятора, кг
H	T	У	Ф	Х	Б	D <sub>в</sub>	D <sub>1</sub>	и	и <sub>1</sub>	P	Б <sub>1</sub>		
890	400	110	776	365	560	720	760		150		636	340	
1110	500	112	895	415	700	904	944	150	150	18	786	480	
1300	600	150	1050	485	840	1024	1124		145		926	732	

на входном патрубке — 16 шт., на выходном — соответственно 16, 20, 24 шт.

Таблица VII.47. Вентиляторы ЦА-70 №№ 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3 с промежуточными диаметрами колес (исполнение 1, лист VII.23, рис. 1)

Номер вентилятора	Размеры, мм												
	вентилятора							патрубка выходного		патрубка входного		Болтов шт.	d, мм
	b	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>4</sub>	С	Г	А	С <sub>5</sub>	D	D <sub>1</sub>		
2,5	231,5	170	276	200,5	156	162	560	175	105	250	280	8	7
3,2	292	213	346	252	181	208	660	224	129,5	323	360	8	7
4	363	264	426	313	220	260	756	280	157,5	403	445	8	9
5	450	321	535	388	253	325	862	350	98	503	575	16	11
6,3	564,5	407	672	485,5	303	410	1210	441	122	633	700	16	11

Примечание. Диаметр отверстий для болтов выходного патрубка  $d=7$  мм.

Таблица VII.48. Конструктивные размеры осевых вентиляторов 06-300 (лист VII.23, рис. 4)

Номер вентилятора	Диаметр рабочего колеса, мм	Размер, мм									Количество отверстий под болты на фланцах, шт.	Масса (без электродвигателей), кг
		D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>4</sub>	B	И	Б	А	М	d		
4	400	403	430	460	200	—	—	—	—	7×14	8	8
5	500	503	530	560	250	—	—	—	—	7×14	16	13,2
6,3	630	633	660	690	315	—	—	—	—	7×14	16	24
8	800	805	830	860	320	315	750	250	550	10	16	57
10	1000	1006	1035	1060	400	394	900	330	670	12	16	102
12,5	1250	1258	1258	1320	500	494	1100	400	850	12	24	157

Примечание. В отличие от осевых вентиляторов 06-320 вентиляторы 06-300 имеют три лопасти и крепятся в обечайке на трех радиальных рас-тяжках.

Т а б л и ц а VII.49. Характеристики осевых вентиляторов 06-300

Номер вентилятора	Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Полное давление, кгс/м <sup>2</sup>	Частота вращения, об/мин	к. п. д.	Расходуемая мощность, квт
4	2900	6,4	1410	0,65	0,075
	6000	25,0	2850	0,65	0,58
5	560	9,7	1410	0,67	0,2
	7300	6,4	930	0,75	0,2
6,3	11 000	15,6	1410	0,75	0,7
	15 500	12,0	930	0,78	0,65
8	24 000	24,5	1410	0,78	2,2
	30 000	17,2	950	0,78	2,0
10	46 000	15,6	730	0,78	2,5

**BOOKS.PROEKTANT.ORG**

**БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ**

**для проектировщиков  
и технических специалистов**

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Системы кондиционирования воздуха (СКВ) предназначаются для создания и автоматического поддержания требуемых параметров воздушной среды в помещениях независимо от метеорологических условий и переменных поступлений тепла и влаги в помещения.

Основными нормируемыми параметрами являются температура, относительная влажность и скорость движения воздуха в помещениях. Эти параметры могут быть как постоянными, так и изменяющимися по заданной программе. Дополнительно предъявляются требования по очистке воздуха от пыли, а в специальных помещениях (больницах, операционных и др.) предусматривается очистка от бактериальных загрязнений.

Все большее распространение кондиционирование воздуха получает в административных, гостиничных, зрелищных и спортивных зданиях, универсальных магазинах, ресторанах, автовокзалах, библиотеках, архивах, музеях и т. п.

В состав системы кондиционирования входит: комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха (фильтрацию, охлаждение, подогрев, осушку и увлажнение); транспортирование его, распределение в обслуживаемых помещениях; источники тепло- и холодоснабжения; средства автоматического регулирования, управления, контроля, а также вспомогательное оборудование.

Основное оборудование для обработки и перемещения воздуха обычно комплектуется в одном агрегате — кондиционере. В качестве дополнительного оборудования используются местные подогреватели, доводчики и смесители.

По полному давлению, развиваемому вентилятором, СКВ делятся на системы низкого давления — до 100, среднего — 100—300 и высокого — выше 300 *кгс/м<sup>2</sup>*.

В жилищно-гражданском строительстве применяются преимущественно системы низкого и среднего давления.

В зависимости от места расположения кондиционеров различают центральные и местные СКВ.

Центральные системы, наиболее распространенные в практике отечественного строительства, оборудуются, как правило, неавтономными кондиционерами секционного или блочно-секционного типа.

Местные СКВ могут быть оборудованы как автономными, так и неавтономными кондиционерами, устанавливаемыми, в большинстве случаев, в обслуживаемых помещениях.

В последние годы для многоэтажных зданий гостиниц, административных учреждений, научно-исследовательских институтов и др. широко применяются центральные водовоздушные СКВ.

СКВ могут работать только на наружном воздухе, а также с применением рециркуляции с постоянным или переменным объемом. СКВ, предназначенные для круглогодичной работы и выполняющие функции системы отопления, оборудуются не менее чем двумя кондиционерами производительностью по 50% от общей.

В связи с тем, что в поперечных сечениях кондиционеров наблюдается значительная неравномерность параметров обрабатываемого воздуха, в кондиционерах, регулируемых по температуре точки росы, рекомендуется калориферы второго подогрева устанавливать после вентилятора. Фильтры для общей очистки воздуха рекомендуется располагать до калориферов первого подогрева после присоединения рециркуляционных воздухопроводов. При масляных фильтрах температура застывания применяемого масла должна быть на 5° С ниже минимальной температуры очищаемого воздуха.

Расчетные параметры воздуха в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий определяются по указаниям соответствующих глав СНиП.

Установлены допускаемые и оптимальные температуры, относительная влажность и скорость движения воздуха в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий в холодный, переходный и теплый периоды года. СКВ, как правило, рассчитываются на поддержание оптимальных параметров. Поддержание оптимальных параметров обязательно в следующих помещениях общественных и жилых зданий: операционных, послеоперационных, родильных отделениях, палатах для новорожденных и для больных, нуждающихся в специальных метеорологических условиях, в больницах 1, 2 и 3-й категорий; зрительных залах и фойе театров; зрительных залах кинотеатров, клубов и дворцов культуры на 600 мест и более; обеденных залах ресторанов 1-го разряда и столовых на 250 посадочных мест и более; торговых залах крупных магазинов с числом рабочих мест 75 и более; части номеров гостиниц на 500 мест и более.

В картинных галереях, музеях, книгохранилищах, архивах общесоюзного значения для сохранения ценностей и произведений искусства, при отсутствии особых требований к внутреннему режиму, следует также выбирать оптимальные параметры в качестве расчетных условий. Во время кратковременного пребывания людей (кафе, рестораны, магазины и др.) в летнее время при температурах наружного воздуха выше 30°С температура воздуха в этих помещениях определяется по формулам: при длительности пребывания до 3 ч

$$t_{3ч} = t_{в} + 0,3(t_{н} - 30); \quad (\text{VIII.1})$$

при длительности пребывания до 1 ч

$$t_{1ч} = 1,04t_{3ч}, \quad (\text{VIII.2})$$

где  $t_{в}$  — оптимальная температура внутреннего воздуха при длительном пребывании людей, °С;

$t_{н}$  — расчетная температура наружного воздуха в теплый период года, °С.

Для комфортных систем кондиционирования воздуха в жилых и общественных зданиях, как правило, следует принимать расчетные параметры наружного воздуха Б. Для зданий и помещений, эксплуатируемых в течение части суток (например, только в вечерние часы), допускаются обособанные отступления от этих параметров.

В СКВ комфортного назначения предусматривается точность поддержания внутренних параметров воздуха в помещениях  $\pm 1^{\circ}\text{C}$  по температуре и  $\pm 7\%$  по относительной влажности. В качестве теплоносителя для этих СКВ, как правило, применяется вода.

## ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

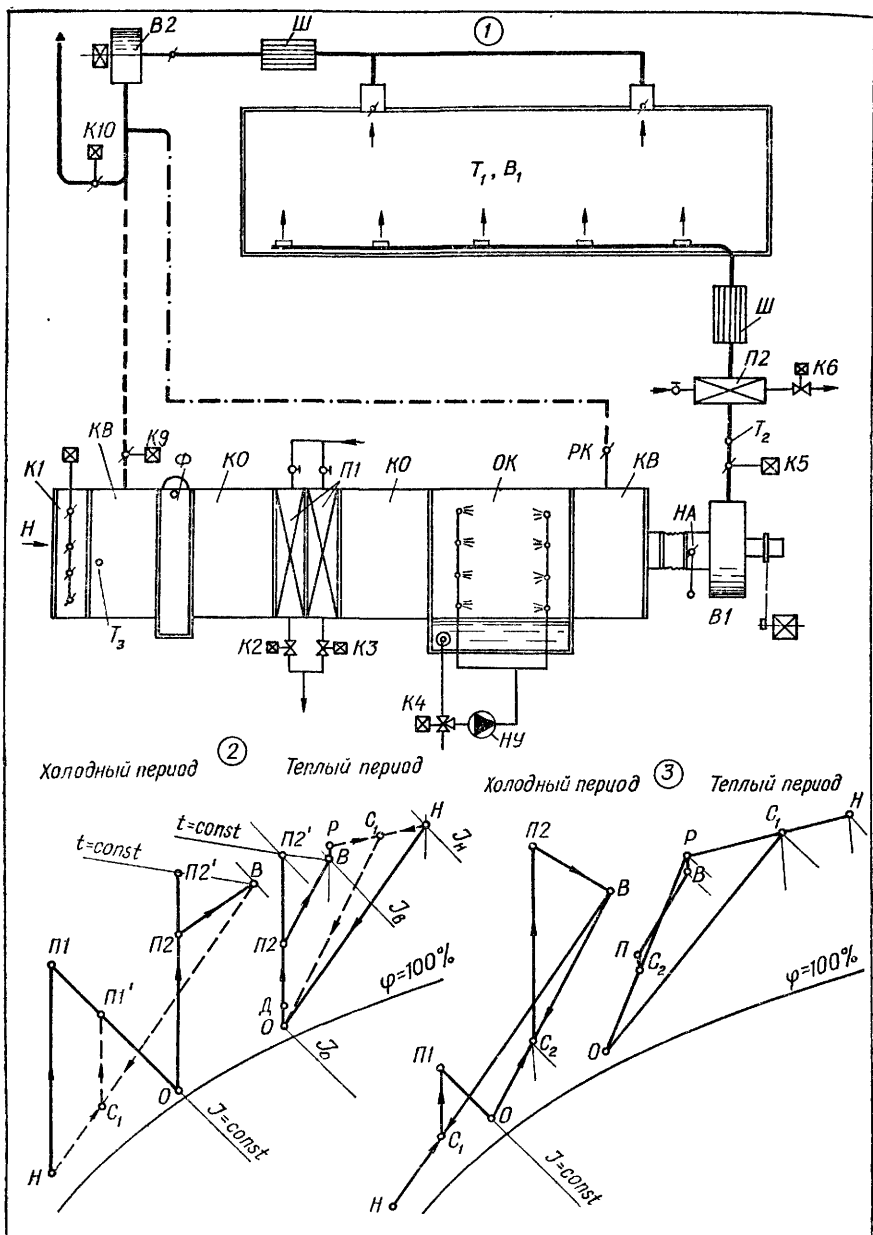
### Центральные однозональные прямоточные системы

Центральные однозональные СКВ рекомендуется применять для обслуживания одного помещения площадью не более 2500 м<sup>2</sup> или такой же части большего помещения. Допускается применение такой же системы для нескольких помещений, с общим регулированием, при условии, что в отдельных помещениях допускаются различные отклонения от заданных параметров воздуха.

На листе VIII.1, рис. 1 (сплошные линии воздухопроводов) изображена схема СКВ, работающей на наружном воздухе (прямоточная). Эти системы проектируют в тех случаях, когда по санитарно-гигиеническим соображениям недопустима рециркуляция воздуха. Объем воздуха, подаваемого в помещение, постоянный. В теплый период года наружный воздух за счет разрежения, создаваемого приточным вентилятором, поступает в кондиционер через приемный клапан *K1*, очищается в фильтре  $\Phi$ , охлаждается в камере орошения *OK* и нагнетается в обслуживаемое помещение. В случае необходимости воздух подогревается в калориферах второго подогрева *P2*. Тепловая нагрузка этих воздухонагревателей не зависит от температуры наружного воздуха. Поэтому их снабжают теплоносителем с постоянными параметрами\*.

К форсункам камеры орошения насосом *HУ* подводится холодная вода от внешнего источника, смешиваемая с отработанной водой при помощи клапана *K4*. Между рабочими секциями устанавливаются камеры обслуживания *KO* и камеры воздушные (смесительные) *KB*. Удаление воздуха производится вытяжной системой с вентилятором *B2*. Глушители шума *Ш* выполняются по акустическому расчету.

\* См. главу «Теплоснабжение воздухонагревателей СКВ».



Лист VIII.1. Центральная однозональная система кондиционирования воздуха: 1 — принципиальная схема системы, работающей полностью на наружном воздухе (сплошные линии) и с рециркуляцией с дополнительными каналами (пунктирная линия); 2 — построение процессов на  $l-d$ -диаграмме при приточной схеме (сплошные линии) и при рециркуляции (с дополнительными линиями, показанными пунктиром); 3 — то же, при работе с двумя рециркуляционными каналами.

В холодный период года наружный воздух подогревается в калориферах первого подогрева  $П1$ , увлажняется в камере орошения  $ОК$ , работающей зимой на рециркуляционной воде, и догревается в калориферах второго подогрева  $П2$ .

На листе VIII.1, рис. 2, приведены схемы процесса обработки воздуха на  $I - d$ -диаграмме в холодный и теплый периоды года.

В теплый период года наружный воздух с параметрами точки  $H$  охлаждается и сушится в камере орошения до параметров точки  $O$ , затем подогревается в вентиляторе до параметров точки  $D$  и, если необходимо, в калорифере второго подогрева до параметров точки  $П2$ . Процесс ассимиляции тепла и влаги в помещении изображен стрелкой  $П2 - В$ . В том случае, когда в помещении отсутствует тепло- и влаговыделение, воздух подогревается в калорифере второго подогрева до параметров  $П2'$ .

в условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки  $H$  нагревается до параметров точки  $П1$ , увлажняется в камере орошения до параметров точки  $O$ , подогревается в вентиляторе и калориферах второго подогрева до параметров точки  $П2$  и, ассимилируя в помещении тепло и влагу, приобретает параметры, характеризующиеся точкой  $В$ . При отсутствии в помещении тепло- и влаговыделений воздух нагревается в калорифере второго подогрева до параметров точки  $П2'$ . В месте камер орошения возможна установка поверхностных орошаемых воздухоохладителей с применением закрытой системы циркуляции, что значительно упрощает систему холодоснабжения. В настоящее время изготавливаются только неорошаемые хладильные воздухоохладители. При экономически обоснованной необходимости применения закрытой схемы холодоснабжения может быть предусмотрена установка поверхностных воздухоохладителей и камеры орошения, работающей по адиабатическому режиму\*. При установке поверхностных воздухоохладителей часть из них в холодный период года используют в качестве воздухонагревателей.

Регулирование параметров воздушной среды в помещении, обслуживаемом СКВ, осуществляется по следующей схеме. Температура воздуха поддерживается терморегулятором  $T_1$ , устанавливаемым в помещении, который управляет клапаном  $K6$ , регулирующим количество подаваемого теплоносителя в калорифер второго подогрева.

Влажность воздуха в помещении поддерживается терморегулятором  $T_2$ , который устанавливается в воздуховоде после вентилятора и управляет в теплый период года клапаном  $K4$ , регулирующим температуру воды, поступающей в камеру орошения (путем смешения), или количество воды, циркулирующей через поверхностный воздухоохладитель.

В холодный период года терморегулятор  $T_2$  воздействует на клапаны  $K2$  и  $K3$ , регулирующие количество теплоносителя, подаваемого в воздухонагреватели первого подогрева.

При значительных колебаниях влаговыделений вместо терморегулятора  $T_2$  устанавливается влагорегулятор  $B_1$ , управляющий теми же клапанами, что и терморегулятор  $T_2$ .

Защита калориферов первого подогрева от замораживания при работающем кондиционере производится терморегулятором, датчик которого устанавливается в приточном воздуховоде и настраивается на аварийную температуру на  $5-10^\circ\text{C}$  ниже нормальной, но не ниже  $+2^\circ\text{C}$ . При снижении температуры приточного воздуха до аварийной датчик подает импульс на терморегулятор, который выключает вентилятор, открывает клапаны  $K2$  и  $K3$  и подает аварийный сигнал.

При неработающем кондиционере рекомендуется автоматическое включение подачи теплоносителя клапаном  $K2$  на  $40-60\text{ с}$  через каждые  $2-4\text{ мин}$ , при этом автоматическая защита включается специальным терморегулятором только при температуре наружного воздуха  $+2^\circ\text{C}$  и ниже.

## Центральные однозональные системы, работающие с рециркуляцией

Центральные однозональные СКВ, работающие с рециркуляцией (в тех случаях, когда она допускается), применяются для обслуживания одного помещения площадью не более  $2500\text{ м}^2$  или такой же части большего помещения. Эти системы могут

\* См. главу «Холодоснабжение СКВ».



применяться и для обслуживания группы помещений, но при условии отсутствия жестких требований к точности поддержания всех заданных параметров воздуха, поскольку регулирование параметров подаваемого воздуха осуществляется терморегулятором, датчик которого устанавливается в одном из обслуживаемых помещений. СКВ, работающие с рециркуляцией, как правило, проектируют с переменными объемами рециркулируемого и наружного воздуха, с целью сокращения расходов холода в теплый и тепла — в холодный периоды года. Минимальное количество наружного воздуха принимается по расчету (см. стр. 166).

На листе VIII.1, рис. 1 (с дополнениями пунктиром к прямоточной схеме) изображена принципиальная схема двухвентиляторной СКВ, работающей с рециркуляцией воздуха. В этих системах вытяжка воздуха и подача рециркуляционного с целью поддержания повышенного давления в обслуживаемых помещениях, осуществляется специальным вентилятором, работающим с производительностью несколько меньшей, чем производительность кондиционера. Подачу воздуха на рециркуляцию можно также производить вентилятором кондиционера, т. е. применять одновентиляторную схему. Однако преимущественное применение имеют двухвентиляторные схемы. Расход электроэнергии на перемещение воздуха при двухвентиляторной схеме уменьшается, поскольку производительность рециркуляционного вентилятора всегда меньше производительности вентилятора кондиционера. Кроме этого, при одновентиляторной схеме необходима установка специального вытяжного вентилятора для удаления воздуха из помещения. Производительность этого вентилятора должна быть равна производительности рециркуляционного вентилятора, так как кондиционер в отдельные периоды может работать полностью на наружном воздухе. В то же время вытяжной вентилятор должен работать с переменным расходом воздуха, изменяющимся от максимального, равного производительности кондиционера за вычетом расхода воздуха на поддержание повышенного давления в помещении, до минимального, равного минимальной подаче наружного воздуха с вычетом той же величины.

Регулирование производительности вытяжного вентилятора в таких широких пределах (в зависимости от количества наружного воздуха, забираемого кондиционером) усложняет систему автоматического регулирования, так как при этом нужно устанавливать сложные регуляторы для поддержания постоянной разности между давлением воздуха в помещении и снаружи.

Устройство естественной вытяжки из помещений также ведет к усложнению системы автоматического регулирования, поскольку управление воздушными клапанами больших размеров требует сложных приборов для обеспечения нужной стабилизации избыточного давления в кондиционируемом помещении.

При двухвентиляторных схемах все управление и регулирование обычно сосредоточивается в одном помещении, что улучшает условия эксплуатации.

Изображенная на листе VIII.1, рис. 1 (с дополнениями пунктирной линией) система имеет один рециркуляционный канал и применяется в тех случаях, когда предъявляются повышенные требования к точности регулирования влажности в помещениях, так как весь воздух подвергается обработке в камере орошения или поверхностном воздухоохладителе.

В этой системе при расчетном режиме для теплого периода года воздух, подаваемый рециркуляционным вентилятором, подогревается в вентиляторе и воздуховодах от параметров точки *B* до параметров точки *P*, и затем смешивается с наружным воздухом (параметры точки *H*). В результате получается смесь с параметрами точки *C<sub>1</sub>* (см. лист VIII.1, рис. 2 с дополнениями пунктирной линией). Дальнейшее приготовление воздуха для расчетного теплого периода года аналогично описанному для систем, работающих без рециркуляции.

При расчетном режиме для холодного периода года система засасывает наружный воздух (точка *H*) и смешивает его с рециркуляционным (точка *B*). Полученная смесь (точка *C<sub>1</sub>*) нагревается в калориферах первого подогрева до температуры, соответствующей точке *П1'*, а затем увлажняется до состояния, определяемого точкой *O*. Увлажненный воздух нагревается в калориферах второго подогрева до параметров точки *П2* или *П2'* и вводится в обслуживаемое помещение.

Терморегулятор *T<sub>1</sub>*, устанавливаемый в помещении, управляет клапаном, регулирующим подачу теплоносителя в калорифер второго подогрева. В тех случаях, когда влаговыделения в помещении не изменяются, требуемая влажность воздуха в помещении поддерживается при помощи терморегулятора *T<sub>2</sub>*, устанавливаемого за камерой орошения (или орошаемым поверхностным воздухоохладителем), который в режимах охлаждения (в теплый период года) управляет подачей холодной воды в камеру оро-

шения или поверхностный воздухоохладитель, поддерживая на заданном уровне температуру точки росы.

При значительных колебаниях влаговыделений влажность в помещении регулируется влагорегулятором  $B_1$ .

Регуляторы  $T_2$  или  $T_1$  в теплый период года работают совместно с терморегулятором  $T_3$ , датчиком которого является мокрый термометр, измеряющий теплосодержание наружного воздуха и работающий по следующей программе:

при теплосодержании наружного воздуха  $I_n > I_b$  терморегулятор  $T_3$  устанавливает клапаны  $K1$ ,  $K9$  и  $K10$  на режим подачи минимальных количеств наружного воздуха и выброса;

при теплосодержании наружного воздуха в пределах  $I_0 < I_n < I_b$  терморегулятор  $T_3$  устанавливает клапаны на режим подачи максимального количества наружного воздуха и максимального выброса и подключает управление этими клапанами непосредственно к терморегулятору  $T_2$  или влагорегулятору  $B_1$ . В холодный период года регуляторы  $T_2$  или  $B_1$  последовательно управляют этими клапанами. При понижении теплосодержания наружного воздуха до минимума клапаны сокращают его подачу и выброс внутреннего воздуха до минимума, после чего регуляторы  $T_2$  или  $B_1$  переключаются на управление клапанами, регулирующими подачу теплоносителя в калориферы второго подогрева.

При наличии второй рециркуляции (лист VIII.1, рис. 1—показана штрих-пунктиром) регулирование количества рециркуляционного воздуха, подаваемого за воздухоохладителем (камерой орошения), производится ручным клапаном  $PK$ . Построение процесса приведено на листе VIII.1, рис. 3.

## Центральные многозональные одноканальные системы, прямоточные и работающие с рециркуляцией

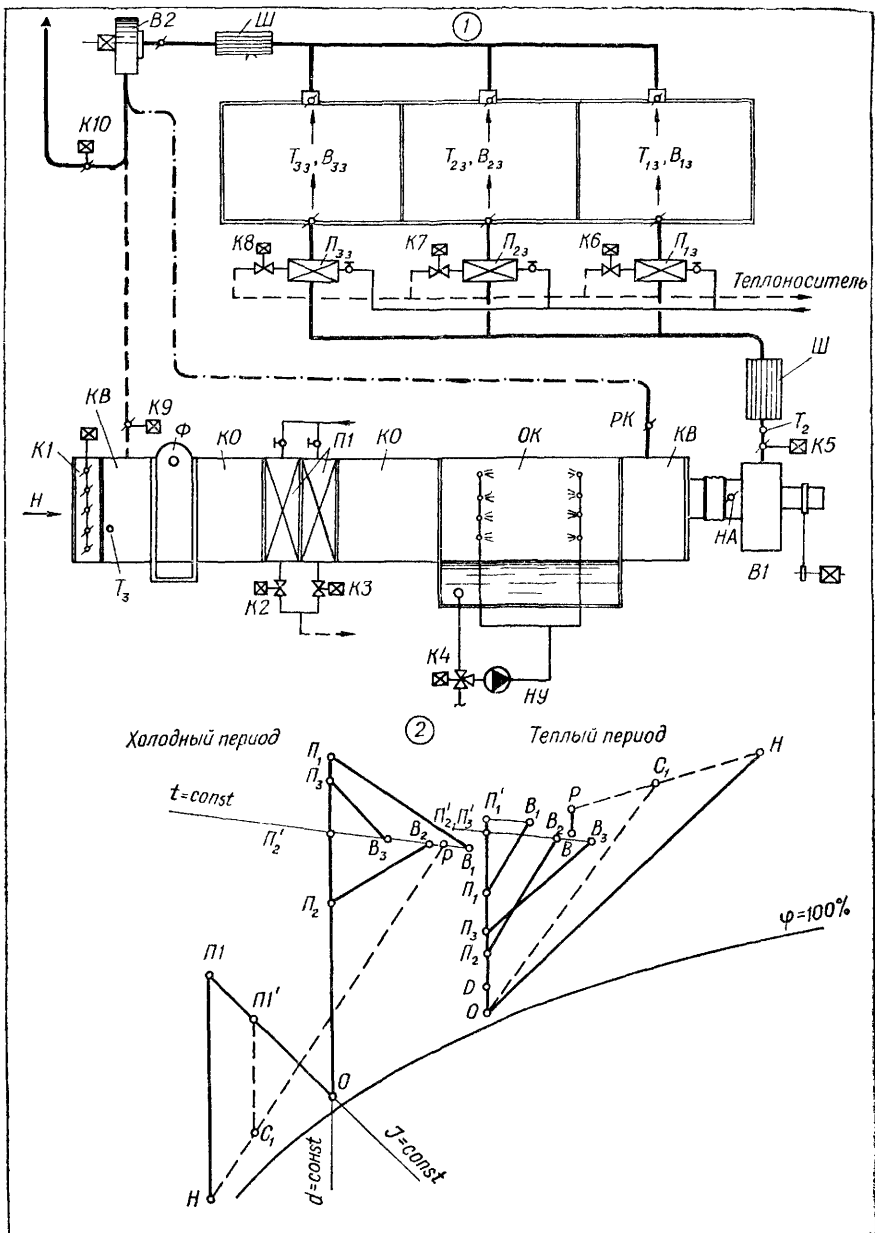
Для кондиционирования воздуха в больших помещениях с неравномерно расположенными источниками тепло- и влаговыделений, а также для обслуживания групп небольших помещений применяют, как правило, центральные многозональные СКВ. Если рециркуляция воздуха недопустима, то работу этих систем предусматривают только на наружном воздухе. Применение многозональных систем более экономично, чем устройство индивидуальных систем для каждого из обслуживаемых помещений. Однако эти системы могут поддерживать с заданной точностью только один из параметров воздуха: температуру или относительную влажность.

Основное отличие многозональной одноканальной СКВ от однозональной состоит в том, что вместо одного центрального воздухонагревателя второго подогрева в многозональных СКВ для каждого из помещений (или для каждой зоны большого помещения) устанавливается индивидуальный подогреватель. Теплоотдача индивидуальных (зональных) подогревателей изменяется терморегуляторами, установленными в обслуживаемых помещениях. Зональные подогреватели не изменяют влагосодержание приточного воздуха, а поэтому при отклонении влаговыделений от расчетных значений будет изменяться относительная влажность воздуха в помещении.

При жестких требованиях к поддержанию на заданном уровне относительной влажности в помещениях терморегулятор может быть заменен влагорегулятором, который, путем воздействия на зональный подогреватель, изменяет температуру воздуха и, следовательно, относительную влажность в помещении до заданного значения с точностью, зависящей от характеристики влагорегулятора. В многозональных СКВ, применяемых для общественных зданий, обычно поддерживают температуру воздуха на заданном уровне, допуская изменение относительной влажности с отклонением от расчетных значений.

Принципиальная схема центральной многозональной одноканальной СКВ, работающей на наружном воздухе, и построение процессов на  $I-d$ -диаграмме приведены на листе VIII.2.

В теплый период года кондиционер забирает наружный воздух (точка  $H$ ), очищает его в фильтре и охлаждает в камере орошения или в поверхностном охладителе до параметров, характеризующихся точкой  $O$ . Затем воздух подогревается в вентиляторе и воздуховодах до параметров точки  $D$  и поступает к зональным воздухонагревателям  $P_{13}$ ,  $P_{23}$  и т. д., где, в случае необходимости, догревается до требуемых параметров (точки  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ) для разных помещений (точки  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$ ). Если отсутствуют



Лист. VIII.2. Центральные многозональные системы кондиционирования воздуха:  
 1 — принципиальная схема системы, работающей полностью на наружном воздухе (сплошные линии) и с рециркуляцией (дополнительные каналы, показанные пунктиром); 2 — построение процессов кондиционирования воздуха на  $t-d$  диаграмме для схемы без рециркуляции (сплошные линии) и при рециркуляции (дополнительные пунктирные линии). При работе с двумя рециркуляциями построение процесса аналогично приведенному на листе VIII.1.

влаго- и тепловыделения, воздух нагревается до параметров, характеризующихся точками  $P'_1, P'_2, P'_3$  (лист VIII.2, рис. 2).

Так как в зональные воздухонагреватели подается только теплоноситель, температура воздуха за кондиционером в процессе эксплуатации должна поддерживаться на уровне, определяемом потребностями того помещения, в котором отношение фактической величины избытка тепла к расчетной имеет наибольшую величину.

В холодный период года, при расчетном режиме, наружный воздух (точка  $H$ ) подогревается в калориферах первого подогрева до параметров точки  $III$ , увлажняется в камере орошения, работающей по адиабатическому режиму, и приобретает параметры точки  $O$ . Затем воздух подогревается в вентиляторе и воздуховодах (в холодный период года это не учитывается) и поступает к местным подогревателям, в которых нагревается до температуры, требуемой для каждого помещения (точки  $P_1, P_2, P_3$ ). Терморегуляторы, установленные в каждом помещении, управляют работой подогревателей, воздействуя на клапаны  $K6, K7, K8$ , регулирующие подачу теплоносителя в соответствующий зональный подогреватель ( $P_{13}, P_{23}, P_{33}$ ), с поддержанием требуемых параметров воздуха в помещениях (точки  $B_1, B_2$  и  $B_3$ ). Влажность приточного воздуха регулируется по методу точки росы терморегулятором, установленным на воздуховоде после вентилятора. В теплый период терморегулятор воздействует на клапан  $K4$ , регулирующий подачу воды в камеру орошения или поверхностный воздухоохладитель.

В холодный период терморегулятор управляет клапанами  $K2$  и  $K3$ , регулирующими подачу теплоносителя в калориферы первого подогрева. Защита калориферов от замораживания выполняется по той же схеме, что и для центральных однозональных СКВ, работающих на наружном воздухе.

Центральные многозональные СКВ, работающие с рециркуляцией воздуха, применяются в тех же случаях, что и многозональные системы, работающие на наружном воздухе, но с использованием переменного объема наружного и рециркуляционного воздуха, с одним или двумя рециркуляционными каналами (см. лист VIII.2, рис. 1, 2 с дополнениями пунктирной линией). Работают эти системы по принципу однозональных схем СКВ с рециркуляцией и работающих на наружном воздухе многозональных СКВ с местными калориферами второго подогрева.

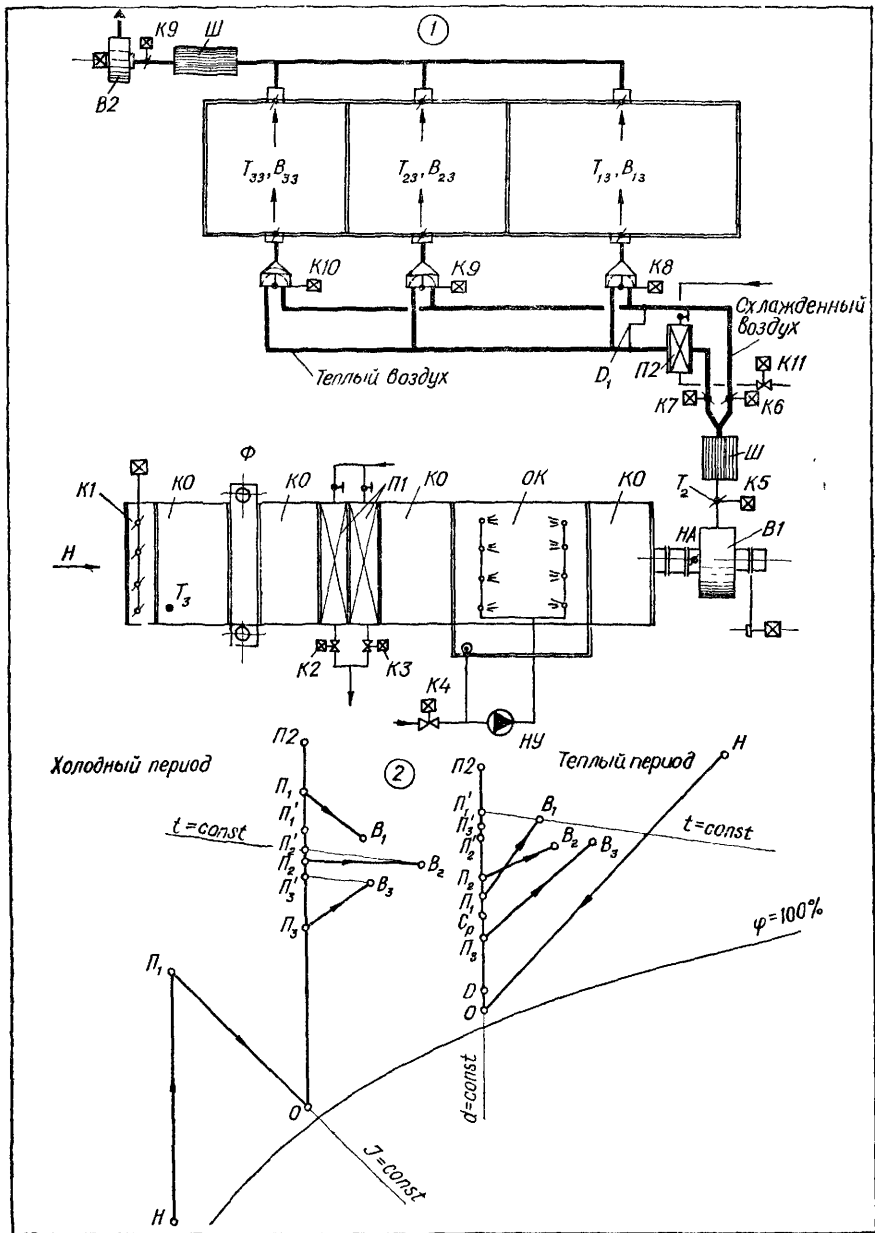
При дополнении систем кондиционирования воздуха, работающих с рециркуляцией, каналом и клапаном второй рециркуляции, могут быть получены СКВ с двумя рециркуляциями (дополнительный канал, показанный штрих-пунктиром), причем вторая рециркуляция, как правило, выполняется с ручным клапаном  $PK$  вследствие сложности одновременного автоматического управления тремя клапанами: наружного воздуха, первой и второй рециркуляции.

## Центральные многозональные двухканальные системы

Центральные многозональные двухканальные СКВ применяют для обслуживания группы помещений, в которых требуется поддерживать условия, аналогичные указанным для одноканальных СКВ с местными калориферами второго подогрева.

Кондиционеры двухканальных СКВ (лист VIII.3, рис. 1) подают к обслуживаемым помещениям (зонам) по двум параллельным каналам горячий и холодный воздух. Температура воздуха в каждом помещении регулируется комнатным терморегулятором, управляющим смесительными клапанами  $K8, K9, K10$ , которые изменяют соотношение количества горячего и холодного воздуха в подаваемой смеси для каждого помещения. Преимущества двухканальных СКВ по сравнению с одноканальными многозональными заключаются в отсутствии вблизи помещений теплообменников, трубопроводов теплоносителя, в возможности максимального использования холода наружного воздуха в переходное время года, а также хорошего сочетания с работой систем водяного отопления, что особенно важно при оборудовании СКВ существующих зданий. К недостаткам двухканальных СКВ относятся повышенные затраты на устройство и тепловую изоляцию параллельных воздуховодов и затруднительность их прокладки как во вновь проектируемых, так и в существующих зданиях. Определенные трудности возникают также в связи с необходимостью обеспечения тепловой и аэродинамической устойчивости системы.

Двухканальные СКВ бывают прямоточными и с использованием рециркуляции. Приводим описание схемы работы прямоточной СКВ (лист VIII.3, рис. 1, 2). При



Лист VIII.3. Центральная многозональная двухканальная система кондиционирования воздуха;

1 — принципиальная схема системы; 2 — процессы кондиционирования воздуха, построенные на 1 —  $d$ -диаграмме.

расчетных наружных условиях для теплого периода года СКВ засасывает наружный воздух при параметрах, соответствующих точке  $H$ , фильтрует его, а затем охлаждает в камере орошения или в поверхностном воздухоохладителе до состояния, соответствующего точке  $O$ . При проходе через вентилятор и воздуховоды воздух нагревается до параметров точки  $D$  и при этих же параметрах поступает в канал холодного воздуха и к калориферу второго подогрева, установленного в канале теплого воздуха, где он нагревается до параметров точки  $П2$ . В смесительных клапанах  $K8, K9, K10$  холодный и подогретый воздух смешиваются до параметров, соответствующих точкам  $П_1, П_2$  и  $П_3$ , с которыми он поступает в помещения, где, ассимилируя избытки тепла и влаги, приобретает параметры  $B_1, B_2$  и  $B_3$ . Смесители двухканальной СКВ при полном открытии клапана на проход холодного воздуха пропускают 5—10% подогретого воздуха за счет неплотности клапана. Поэтому минимальную температуру воздуха в каналах после смесителя следует определять по формуле

$$t_{см} = (1 - n) t_D + n t_{П2}, \quad (VIII.3)$$

где  $n$  — неплотность закрытого клапана на проход подогретого воздуха в долях от суммарного поступления через клапан (от 0,05 до 0,1 — уточняется по данным завода-изготовителя);

$t_D$  и  $t_{П2}$  — температуры воздуха соответственно в каналах холодного и теплого воздуха.

При расчетных условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки  $H$  подогревается до параметров точки  $П1$ , увлажняется и приобретает параметры точки  $O$ . Затем часть воздуха подогревается в калорифере второго подогрева до параметров точки  $П2$  и поступает в канал теплого воздуха, а остальная часть — в канал холодного воздуха. Приготовленный в смесительных клапанах воздух с параметрами  $П_1, П_2$  и  $П_3$  поступает в помещения, где он приобретает параметры, соответствующие точкам  $B_1, B_2$  и  $B_3$ .

Двухканальная СКВ с рециркуляцией воздуха работает по аналогичной схеме, но с использованием переменного объема наружного и рециркуляционного воздуха.

## ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Различаются полезная и полная производительности систем кондиционирования воздуха. Полезная производительность — это количество воздуха, поступающее в помещение и обеспечивающее требуемые параметры внутренней воздушной среды, полная производительность — количество воздуха, приготовляемое в кондиционере и подаваемое в сеть воздуховодов с учетом утечки через неплотности в воздуховодах.

Полная производительность определяется по формуле

$$L_{п} = k_{пот} L, \quad (VIII.4)$$

где  $L$  — полезная производительность,  $м^3/ч$ ;

$k_{пот}$  — коэффициент, учитывающий утечку воздуха.

Для стальных, пластмассовых и асбестоцементных воздуховодов длиной до 50 м  $k_{пот} = 1,1$ . При длине больше 50 м коэффициент потери можно определить по формуле  $k_{пот} = 1 + 0,002l$ , где  $l$  — длина воздуховода от вентилятора до помещения, м.

Полезная производительность одноканальных СКВ при расчете на удаление теплоизбытков определяется по формуле

$$L = \frac{m Q_{я}}{0,24 \Delta t_{p\gamma}}, \quad (VIII.5)$$

где  $Q_{я}$  — избытки явного тепла,  $ккал/ч$ ;

$\gamma$  — объемная масса воздуха,  $кг/м^3$ ;

$m = \frac{\Delta t_p}{\Delta t_y}$  — коэффициент, учитывающий долю тепла, влияющего на повышение температуры в рабочей зоне;

$\Delta t_y = t_y - t_0$ ;

$t_y$  — температура воздуха в той зоне, из которой удаляют воздух,  $^{\circ}C$ ;

$t_0$  — температура подаваемого воздуха,  $^{\circ}C$ .

$$\Delta t_p = t_{p,з} - t_0, \quad (\text{VIII.6})$$

где  $t_{p,з}$  — температура воздуха в рабочей или обслуживаемой зоне, °С.

Рабочую разность температур с целью экономичности СКВ следует принимать возможно большей (уменьшая  $t_0$ ). Одновременно с этим необходимо правильно выбрать и рассчитать воздухораспределительные устройства для обеспечения в рабочей или обслуживаемой зоне нормативных (по СНиП) разностей температур и оптимальной скорости воздуха.

В общественных зданиях высотой до 4 м подача воздуха проводится, как правило, в верхнюю зону. В этом случае следует принимать  $m = 1$ . При высоте помещения  $H > 4$  м, подаче воздуха в нижнюю или среднюю зону и удалении из верхней зоны, в случае отсутствия данных по аналогичным объектам, допускается принимать для общественных зданий

$$m = \frac{1}{1 + 0,2 \frac{H - 2}{\Delta t_p}}. \quad (\text{VIII.7})$$

Если воздух удаляется из рабочей (обслуживаемой) зоны в количестве  $L_{p,з}$  и  $t_{p,з} \neq t_y$ , полезная производительность СКВ может быть найдена по формуле

$$L = L_{p,з} (1 - m) + \frac{m Q_{я}}{0,24 \Delta t_{p\gamma}}. \quad (\text{VIII.8})$$

Если воздух удаляется из верхней зоны в количестве  $L_{в,з}$  и  $t_{p,з} \neq t_y$ , то

$$L = L_{в,з} \left(1 - \frac{1}{m}\right) + \frac{Q_{я}}{0,24 \Delta t_{p\gamma}}. \quad (\text{VIII.9})$$

Полезная производительность СКВ уточняется по минимальному количеству наружного воздуха, определяемому из условия обеспечения подпора, санитарно-гигиенических требований и компенсации воздуха, удаляемого местными отсосами и технологическим оборудованием.

Производительность двухканальных СКВ определяется отдельно для расчетных условий теплого периода года, когда подается только охлажденный воздух, и отдельно для расчетных условий холодного периода года, когда весь воздух подогревается; при этом должно быть удовлетворено требование подачи необходимого количества наружного воздуха. В соответствии с результатами расчетов находится соотношение сечений каналов горячего и холодного воздуха\*.

Расчет количества наружного воздуха производится с учетом необходимости сокращения расходов холода и тепла в СКВ. Это достигается путем уменьшения подачи наружного воздуха за счет применения частичной рециркуляции. Минимальное количество наружного воздуха принимается по наибольшему значению, обеспечивающим следующие требования: подачу санитарной нормы воздуха на одного человека; удаление пылевых и газовых вредностей; компенсацию воздуха, удаляемого местными отсосами (по данным раздела VII), а также создание избыточного давления в помещении, препятствующего прониканию воздуха снаружи и из соседних помещений.

Кроме того, необходима проверка количества наружного воздуха, проникающего через неплотности воздухоприемных клапанов, принимаемого 10% от полного наибольшего количества воздуха, проходящего через клапан.

Количество наружного воздуха, вводимого на одного человека в общественных зданиях, рекомендуется принимать по соответствующим СНиП (например, в спортивных залах — 80 м<sup>3</sup>/ч на одного спортсмена и 20 м<sup>3</sup>/ч на одного зрителя).

В помещениях, где разрешается курить, нормы подачи воздуха при кондиционировании следует принимать повышенными. Учитывается также количество воздуха для уменьшения интенсивности запахов, связанных с пребыванием в помещении людей.

\* Б. В. Баркалов, Е. Е. Карпис. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Стройиздат, 1971.

Кратность воздухообмена в 1/ч для создания повышенного давления в помещениях в зависимости от количества окон и дверей составляет следующие величины:

Помещение без окон и наружных дверей . . . . .	0,5—0,75
Помещение с окнами:	
на одну сторону . . . . .	1,0
на две стороны . . . . .	1,5
на три и четыре стороны . . . . .	2
Вестибюль . . . . .	2—3

Открытие дверей учитывается по данным табл. VIII.1

Таблица VIII.1. Ориентировочное количество воздуха,  $m^3/ч$  на 1 чел., для создания повышенного давления в помещении

Количество людей, проходящих через двери за 1 ч	Обычная дверь		Дверь с тамбуром		Вращающаяся дверь	
	одна	более одной	одна	более одной	одна	более одной
До 100	3	4,75	2,5	3,5	0,8	1
100—700	3	4,75	2,5	3,5	0,7	0,9
700—1400	3	4,75	2,25	3,5	0,5	0,6
1400—2100	2,75	4,0	2,25	3,25	0,3	0,3

Количество наружного воздуха, поступающего в кондиционер, необходимо определять с учетом утечки

$$L_{н.п} = k_{пот} L_n \quad (VIII.10)$$

Экономически выгодно применять СКВ с переменным количеством наружного воздуха. Если теплосодержание наружного воздуха  $I_n$  меньше теплосодержания внутреннего воздуха  $I_v$  и больше теплосодержания воздуха после камеры орошения  $I_0$ , то применение рециркуляции экономически нецелесообразно и следует подавать только наружный воздух. Когда  $I_n > I_v$ , следует подавать минимальное количество наружного воздуха, определяемое по приведенным выше данным. При уменьшении теплосодержания наружного воздуха ниже  $I_0$  количество его уменьшается и доводится до минимально допустимого при расчетных зимних параметрах наружного воздуха.

Во избежание нарушения гидравлической устойчивости системы смешивание наружного и рециркуляционного воздуха целесообразно производить до калориферов первого подогрева.

Во избежание замерзания влаги, выпадающей из воздуха, в камере смешения, в рециркуляционном канале устанавливается калорифер для доведения теплосодержания рециркуляционного воздуха до величины, при которой  $I_{см} > 2,5 \text{ ккал/ч}$ .

## ТИПОВЫЕ ЦЕНТРАЛЬНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ ТИПА Кт

### Основные особенности

Центральные секционные кондиционеры производительностью 31,5—250 тыс.  $m^3/ч$  входят в единый параметрический ряд кондиционеров общего назначения, разработанный ВНИИкондвентмашем и ХМЗК\*.

Эти кондиционеры характеризуются высокой степенью унификации и могут быть полностью заводского или смешанного изготовления. При смешанном исполнении поставляются только технологические секции (камеры орошения, фильтры, вентиляторные агрегаты и т. д.). Конструктивные секции в этом исполнении изготавливаются

\* Кондиционеростроение. Труды ВНИИкондвентмаша. Вып. 1 и 2. М., 1971, 1973.



на месте из железобетона и других строительных материалов. В проектах и при заказе секции необходимо обозначать при помощи цифровых индексов, приведенных в каталоге.

Технологические секции кондиционеров (камеры орошения, воздухонагреватели, воздушные фильтры, воздухоохладители, воздушные клапаны, вентиляторные агрегаты) соединяются при помощи конструктивных секций (камер обслуживания, приточных рециркуляционных и выравнивающих камер, присоединительных и переходных секций, вставок, контрфланцев, опор, рам жесткости). Эти секции служат для доступа к технологическим секциям, а также для соединения их, выравнивания поля скоростей и других вспомогательных операций.

## Камеры орошения

В камерах орошения могут быть осуществлены следующие процессы тепловлажной обработки воздуха: охлаждение и осушение; охлаждение без изменения влагосодержания; одновременное охлаждение и увлажнение; изоэнтальпическое охлаждение и увлажнение; одновременное охлаждение и увлажнение с повышением теплосодержания; изотермическое увлажнение; повышение температуры, теплосодержания и влагосодержания.

Камера орошения (лист VIII.4, рис. 1 и табл. VIII.2) состоит из следующих основных узлов: бака (поддона), корпуса, каплеуловителей, гребенок с форсунками и др.

Таблица VIII.2. Основные технические показатели камер орошения

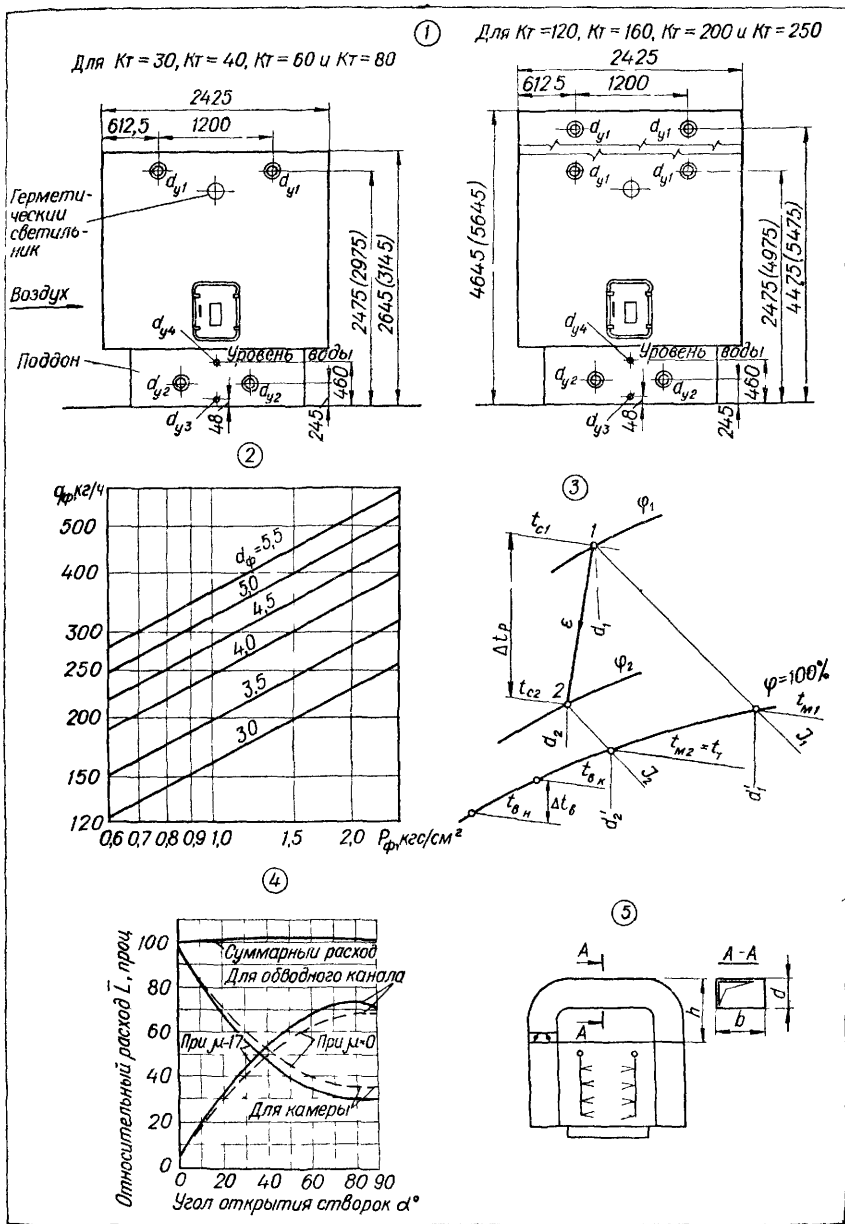
Кондиционер	Номинальная производительность по воздуху, $m^3/ч \cdot 10^{-3}$	Размеры сечения для прохода воздуха, мм		Площадь поперечного сечения, $F_k, м^2$	Номинальная массовая скорость воздуха в поперечном сечении, $кг/м^2 \cdot с$	Общее количество форсунок при плотности, $шт/м^2 \cdot ряд$		Масса, кг
		высота	ширина			18	24	
Кт-30	31,5	2003	1665	3,34	3,14	108	144	1534
Кт-40	40	2503	1665	4,17	3,2	144	192	1733
Кт-60	63	2003	3405	6,81	3,09	234	312	2713
Кт-80	80	2503	3405	8,52	3,14	312	416	3031
Кт-120	125	4003	3405	13,65	3,06	468	624	4042
Кт-160	160	5003	3405	17,05	3,14	624	832	5213
Кт-200	200	4003	5155	20,8	3,2	720	960	5829
Кт-250	250	5003	5155	25,8	3,24	960	1280	6826

Примечания. 1. Все камеры двухрядные длиной 2425 мм.

2. Данные о камерах кондиционеров Кд-10 и Кд-20 приведены в третьем издании настоящего «Справочника».

В баке (поддоне) установлены фильтр сетчатый для очистки рециркуляционной (отработанной) воды, клапан шаровой для пополнения убыли воды, переливное устройство, штуцер сливного трубопровода. Переливное устройство и фильтр при монтаже можно менять местами в соответствии с проектом. На бак в средней части уложена ходовая решетка.

Корпус камеры устанавливается на бак. В корпусе располагаются (по ходу воздуха): воздухораспределитель двухповоротный на входе; два ряда форсунок на стенках, выходящих из коллекторов; каплеуловитель шестиповоротный на выходе. В камерах Кт-30, Кт-40, Кт-60, Кт-80 каждый ряд форсунок снабжается водой через один коллектор. В камерах Кт-120, Кт-160, Кт-200 и Кт-250 по высоте каждого ряда располагается два коллектора с подводом воды к ним в верхней и средней части камеры. Присоединение трубопроводов к коллекторам может осуществляться как с передней, так и с задней стороны камеры. Факелы воды первого ряда форсунок направлены по движению воздуха, второго — против движения. Скорость движения воздуха в поперечном сечении камеры не более 3 м/с. Для данных камер возможно при-



Лист VIII. 4. Оросительные камеры, расчетные графики и схемы:

1 — расположение подводок к камерам орошения кондиционеров типа Кт (размеры в скобках для Кт-40, Кт-80, Кт-160 и Кт-250), 2 — график для определения производительности тангенциальных капровых форсунок с латунными вкладышами, 3 — схема для определения коэффициента эффективности при расчете камер орошения по методу Е. Е. Карписа, 4 — регулировочная характеристика расходов воздуха, проходящего по обводному каналу и через камеру орошения, 5 — схема обвода камеры орошения с одним клапаном (в обводном канале).

менение коэффициентов орошения 0,6—2,5 кг/кг. Камеры выполняются с шипами или без шипов для крепления теплоизоляции.

Форсунки применяются тангенциальные из капрона с латунными вкладышами (шайбами) с выходными отверстиями диаметром 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5 мм. Для осушения и охлаждения рекомендуется применять средний и грубый распыл (диаметр отверстий 4—5,5 мм при давлении 1,0—1,5 кгс/см<sup>2</sup>).

Производительность таких форсунок в кг/ч в зависимости от диаметра выходного отверстия  $d_f$  и давления воды  $p_f$  перед ними может быть найдена по графику (лист VIII. 4, рис. 2) или рассчитана по формуле

$$q_f = 38,8 d_f^{1,3} p_f^{0,52}. \quad (\text{VIII.11})$$

Во избежание подсоса воздуха насосом при непосредственном соединении его с баком оросительной камеры объем соединительных трубопроводов не должен превышать следующих значений, м<sup>3</sup>:

Кт-30, Кт-40 . . . . .	0,8
Кт-60, Кт-80 . . . . .	1,6
Кт-120, Кт-160 . . . . .	1,4
Кт-200, Кт-250 . . . . .	2,1

Максимальное допустимое давление перед шаровым клапаном 3 кгс/см<sup>2</sup>.

Условные диаметры  $d_y$  отверстий для присоединения трубопроводов к оросительным камерам (лист VIII.4, рис. 1) предусмотрены следующие, мм:

Подвод воды к коллекторам $d_{y1}$ . . . . .	125, 100 *
Отвод воды из бака и перелив $d_{y2}$ . . . . .	250, 125 *, 300**
Слив $d_{y3}$ . . . . .	80
Подвод воды к шаровому клапану $d_{y4}$ . . . . .	25

Расчет режимов обработки воздуха в камерах орошения производится по экспериментальным данным. Тепловой баланс между воздухом и водой в камере орошения при охлаждении и осушении воздуха определяется по формуле

$$Q = L(I_1 - I_2) = W(t_{в.к} - t_{в.н}), \quad (\text{VIII.12})$$

где  $Q$  — количество передаваемого тепла (полного), ккал/ч;  
 $L$  — количество воздуха, проходящее через камеру орошения, кг/ч;  
 $W$  — количество распыляемой воды, кг/ч;  
 $I_1$  и  $I_2$  — начальное и конечное теплосодержание воздуха, ккал/кг;  
 $t_{в.н}$  и  $t_{в.к}$  — начальная и конечная температуры воды, °С.

Из выражения (VIII.12) следует, что

$$\mu = \frac{W}{L} = \frac{I_1 - I_2}{t_{в.к} - t_{в.н}}, \quad (\text{VIII.13})$$

где  $\mu$  — коэффициент орошения, кг/кг.

Формулу (VIII.13) можно представить в следующем виде:

$$\mu = \frac{m_1 t_{M1} - m_2 t_{M2}}{t_{в.к} - t_{в.н}}, \quad (\text{VIII.14})$$

где  $t_{M1}$  и  $t_{M2}$  — температуры по мокрому термометру, °С, соответствующие значениям теплосодержаний;

$m_1$  и  $m_2$  — коэффициенты пропорциональности, зависящие от значений  $t_M$  и барометрического давления  $p_б$  (табл. VIII.3).

Расчет камер орошения производится с использованием экспериментальных безразмерных показателей, характеризующих отношение реальных процессов теплообмена к идеальным. Эти показатели называются коэффициентами эффективности.

Выражения для коэффициентов эффективности теплообмена применяются различными в зависимости от метода теплотехнического расчета.

\* Для Кт-30 и Кт-10.

\*\* Для Кт-200 и Кт-250.

Метод Промстройпроекта разработан Б. В. Баркаловым на основании ряда экспериментальных исследований, получил широкое распространение в проектной практике и приведен во многих книгах по кондиционированию воздуха.

Расчет по методу Е. Е. Карлиса приведен ниже. Этот метод базируется на экспериментальных исследованиях типовых камер в НИИ-сантехники. Здесь принято, что при идеальном процессе

конечная температура воздуха по мокрому термометру  $t_{m2}$  равна конечной температуре воды  $t_{в.к} = t_r$  (лист VIII.4, рис. 3). При этом применяются следующие безразмерные коэффициенты эффективности полного теплообмена при процессах:

политропических

$$E = 1 - \frac{t_{m2} - t_{в.к}}{t_{m1} - t_{в.к}}, \quad (\text{VIII.15})$$

изоэнтальпических

$$E_A = 1 - \frac{t_{c2} - t_{m1}}{t_{c1} - t_{m1}} = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{m1}}. \quad (\text{VIII.16})$$

Одновременно с этим используется так называемый универсальный, пригодный для любых процессов, коэффициент эффективности

$$E' = 1 - \frac{t_{c2} - t_{m2}}{t_{c1} - t_{m1}}. \quad (\text{VIII.17})$$

Для изоэнтальпических процессов  $E' \cong E_A$ .

Уравнения для коэффициентов эффективности в зависимости от массовой скорости  $v\gamma$  и коэффициентов орошения установлены следующие:

$$E = A (v\gamma)^r \mu^l; \quad (\text{VIII.18})$$

$$E' = A_1 (v\gamma)^{r_1} \mu^{l_1}; \quad (\text{VIII.19})$$

$$E_A = A_2 (v\gamma)^{r_2} \mu^{l_2}. \quad (\text{VIII.20})$$

Коэффициенты и показатели степени в формулах (VIII.18) — (VIII.20) зависят от числа рядов форсунок  $z$ , диаметра форсунок  $d_{\phi}$ , плотности их расположения и характера процесса обработки воздуха.

Массовая скорость воздуха определяется по формуле

$$v\gamma = \frac{L}{3600F_k}. \quad (\text{VIII.21})$$

Для типовых камер значения  $E$ ,  $E_A$  и  $E'$  приведены в табл. VIII.4.

При расчете типовых камер заданной производительности по воздуху применяют совместное решение уравнений по формулам (VIII.15) — (VIII.17), (VIII.18) — (VIII.20) и (VIII.12) — (VIII.14). При этом используют значения величин из табл. VIII.4.

Необходимая производительность форсунки в  $кг/ч$  при известном количестве их  $n$  и расчетном количестве воды  $W$

$$q_{\phi} = \frac{W}{n}. \quad (\text{VIII.22})$$

Таблица VIII.3. Коэффициенты пропорциональности  $m$

РБ, мм рт ст.	Значение $m$ при $t_m, ^\circ\text{C}$					
	5	10	15	20	25	28
760	0,89	0,698	0,67	0,685	0,73	0,764
745	0,90	0,71	0,678	0,692	0,735	0,77
730	0,83	0,718	0,693	0,708	0,75	0,782
715	0,94	0,73	0,70	0,71	0,756	0,79

Таблица VIII.4. Коэффициенты эффективности теплообмена для типовых двух- и трехрядных камер орошения при  $v\gamma \geq 3 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$  и  $n = 18 \div 24 \text{ шт/м}^2 \cdot \text{ряд}$

Процессы обработки воздуха	Коэффициенты эффективности теплообмена	Диаметр отверстия форсунки $d_{\text{ф}}$ , мм	Значения $E$ , $E_{\text{Д}}$ и $E'$ при величине коэффициента орошения $\mu$ , кг/кг										
			0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8 и более
Изоэнтальпическое увлажнение	$E_{\text{Д}} = E'$	3,5 > 3,5 до 5	0,82 0,75	0,86 0,77	0,89 0,79	0,91 0,82	0,935 0,84	0,96 0,85	0,96 0,865	0,96 0,89	0,96 0,89	0,96 0,9	0,96 0,92
Одновременное охлаждение и осушение, охлаждение без изменения влагосодержания, одновременное охлаждение и увлажнение с понижением энтальпии	$E$	3,5 > 3,5 до 5	0,78	0,81	0,84	0,87	0,9	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
	$E'$		0,79	0,82	0,86	0,89	0,92	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Одновременное охлаждение и увлажнение с повышением энтальпии, изотермическое увлажнение, одновременный подогрев и увлажнение	$E$	3,5 > 3,5 до 5	0,81	0,82	0,84	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
	$E'$		0,86	0,87	0,89	0,9	0,90	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91
Охлаждение и осушение в двух двухрядных камерах, соединенных между собой по противоточной схеме	$E$	> 3,5 до 5	0,8	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86	0,87	0,87	0,88
	$E'$		0,78	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,89	0,89
	$E$	> 3,5 до 5	0,87	0,91	0,94	0,97	1,01	1,04	1,07	1,08	1,12	1,14	1,17
	$E'$		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Примечания. 1. При  $v\gamma < 2 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$  к величинам коэффициентов эффективности принимаются следующие поправочные множители:

$v\gamma \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$ . . . . .	2	2,2	2,4	2,6	2,8
$k_{\text{попр}}$ . . . . .	0,925	0,93	0,94	0,95	0,955

2. Для изоэнтальпического увлажнения при  $d_{\text{ф}} = 3,5 \text{ мм}$  в зависимости от величины коэффициента орошения принимаются следующие значения  $E_{\text{Д}} = E'$ :

$\mu \text{ кг/кг}$ . . . . .	0,5	0,6	0,7
$E_{\text{Д}} = E'$ . . . . .	0,71	0,76	0,8

Расход воды, поступающей извне  $W_x$  (например, из холодильной станции), при процессах охлаждения составляет

$$W_x = \frac{Q}{t_{в.к} - t_x} \quad (\text{VIII.23})$$

Последовательность расчета камер орошения при различных исходных данных приведена в табл. VIII.5.

Таблица VIII.5. Схемы расчета камер орошения при политропических процессах с охлаждением и осушением воздуха

Исходные данные	Искомая величина	Формула	Лист, рисунок	Таблица
<b>Схема 1</b>				
Барометрическое давление $p_{бар}$ ; начальное состояние воздуха: $t_{c1}$ , $I_1$ , $t_{m1}$ ; конечное состояние воздуха: $t_{c2}$ , $I_2$ , $t_{m2}$ ; количество воздуха $L$ , в кг/ч, температура воды, подаваемой из холодильной станции, $t_x$ ; конструктивные показатели: $z$ , $n$ , $d_{ф}$	$Q$	(VIII.12)	—	—
	$F_k$	—	VIII.4, рис. 1	VIII.2
	$v\gamma$	(VIII.21)	—	—
	$E'$	(VIII.17)	—	—
	$E$ , $\mu$	—	—	VIII.4
	$t_{в.к}$	(VIII.13) и	—	—
	и $t_{в.н}$	(VIII.15)	—	—
	$W$	(VIII.13)	—	—
	$q_{ф}$	(VIII.22)	XVIII.4, рис. 2	—
	$p_{ф}$	—	—	—
$W_x$	(VIII.23)	—	—	
<b>Схема 2</b>				
Барометрическое давление $p_{бар}$ ; начальное состояние воздуха: $t_{c1}$ , $I_1$ , $t_{m1}$ ; конструктивные показатели камеры орошения; давление перед форсунками $p_{ф}$ , $t_{в.н}$ , количество воздуха $L$ в кг/ч	$v\gamma$	(VIII.21)	—	—
	$q_{ф}$	—	VIII.4, рис. 2	—
	$W$	(VIII.22)	—	—
	$\mu$	(VIII.13)	—	—
	$E$	—	—	VIII.4
	$E'$	—	—	VIII.4
	$t_{m2}$ и	(VIII.15) и	—	—
	$t_{в.к}$	(VIII.14)	—	VIII.3
	$I_2$	—	По диаграмме $l-d$	—
	$t_{c2}$	VIII.17	По диаграмме $l-d$	—
$\Phi_2$	—	—	—	
$d_2$	—	—	—	

**Пример VIII.1.** Рассчитать камеру орошения типового центрального кондиционера КТ-40 по методу Е. Е. Карписа. Исходные данные:  $L = 42\,000$  кг/ч,  $p_{бар} = 760$  мм рт. ст., начальные и конечные параметры воздуха:  $t_{c1} = 32^\circ\text{C}$ ,  $t_{m1} = 21,5^\circ\text{C}$ ,  $I_1 = 14,95$  ккал/кг,  $\Phi_1 = 40\%$ ,  $d_1 = 11,92$  г/кг,  $t_{c2} = 16^\circ\text{C}$ ,  $t_{m2} = 15^\circ\text{C}$ ,  $I_2 = 10$  ккал/кг,  $\Phi_2 = 90\%$ ,  $d_2 = 10,22$  г/кг. Температура воды, подаваемой из холодильной станции,  $t_x = 7^\circ\text{C}$ .

Определить необходимую величину коэффициента орошения  $\mu$ , начальную  $t_{в.н}$  и конечную  $t_{в.к}$  температуры распыляемой воды, а также количество охлажденной и рециркуляционной воды  $W_x$  и  $W_p$ .

Руководствуясь схемой 1, приведенной в табл. VIII.5, производим расчет: по формуле (VIII.12)

$$Q = 42\,000 (14,95 - 10) = 208\,000 \text{ ккал/ч};$$

по табл. VIII.2

$$F_k = 4,17 \text{ м}^2, z = 2; n = 192 \text{ шт. (при плотности } 24 \text{ шт/м}^2 \cdot \text{ряд)};$$

по формуле (VIII.21)

$$v\gamma = \frac{42\,000}{3600 \cdot 4,17} = 2,8 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с};$$

по формуле (VIII.17)

$$E' = 1 - \frac{16 - 15}{32 - 21,5} = 0,905.$$

По табл. VIII.4 с учетом поправочного множителя  $k_{\text{поп}} = 0,955$  табличное значение  $E'_{\text{табл}} = \frac{0,905}{0,955} = 0,95$ . При  $d_{\text{ф}} = 3,5 \text{ мм}$  соответствующее значение  $E_{\text{табл}} = 0,92$  и  $\mu = 1,3$ .

Тогда  $E = 0,92 \cdot 0,955 = 0,88$ .

Из формулы (VIII.13)

$$t_{\text{в.к}} = t_{\text{в.н}} + \frac{I_1 - I_2}{\mu} = t_{\text{в.н}} + \frac{14,95 - 10}{1,3} = t_{\text{в.н}} + 3,81.$$

Подставляя в формулу (VIII.15) значение  $E = 0,88$  и выражение, полученное для  $t_{\text{в.к}}$ , находим

$$t_{\text{в.н}} = t_{\text{м1}} - \frac{t_{\text{м2}} - t_{\text{в.к}}}{1 - E} = 21,5 - \frac{15 - t_{\text{в.н}} - 3,81}{1 - 0,88}.$$

Отсюда

$$t_{\text{в.н}} = 9,8^\circ \text{С} \text{ и } t_{\text{в.к}} = 9,8 + 3,81 = 13,61^\circ \text{С}.$$

Из формулы (VIII.13)

$$W = 1,3 \cdot 42\,000 = 54\,600 \text{ кг/ч};$$

по формуле (VIII.22)

$$q_{\text{ф}} = \frac{54\,600}{192} = 285 \text{ кг/ч};$$

по графику (лист VIII.4, рис. 2) при  $d_{\text{ф}} = 3,5 \text{ мм}$ ,  $q_{\text{ф}} = 285$ ,  $p_{\text{ф}} = 2,1 \text{ кгс/см}^2$ ; по формуле (VIII.23)

$$W_x = \frac{208\,000}{13,61 - 7} \approx 31\,400 \text{ кг/ч}.$$

Количество рециркуляционной воды

$$W_p = 54\,600 - 31\,400 \approx 23\,200 \text{ кг/ч}.$$

**Пример VIII.2.** Определить параметры воздуха  $t_{\text{с2}}$ ,  $\varphi_2$ ,  $I_2$ ,  $d_2$  и конечную температуру воды  $t_{\text{в.к}}$  после камеры орошения КТ-40 с форсунками  $d_{\text{ф}} = 5 \text{ мм}$  в количестве  $n = 144 \text{ шт.}$  (плотность  $18 \text{ шт/м}^2 \cdot \text{ряд}$ ) при  $p_{\text{ф}} = 1,5 \text{ кгс/см}^2$ . Начальная температура распыляемой воды  $t_{\text{в.н}} = 10,5^\circ \text{С}$ . Количество воздуха  $L = 46\,000 \text{ кг/ч}$ . Начальные параметры воздуха:  $p_6 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ ;  $t_{\text{с1}} = 32^\circ \text{С}$ ;  $I_1 = 14,95 \text{ ккал/кг}$ ,  $\varphi_1 = 40\%$ ,  $d_1 = 11,92 \text{ г/кг}$ ,  $t_{\text{м1}} = 21,5^\circ \text{С}$ .

Руководствуясь схемой расчета 2 (табл. VIII.5), определим значения необходимых величин:

по формуле (VIII.21)

$$v\gamma = \frac{46\,000}{3600 \cdot 4,17} = 3,07 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с};$$

по графику (см. лист VIII.4, рис. 2)

$$q_{\text{ф}} = 400 \text{ кг/ч};$$

из формулы (VIII.22)

$$W = 400 \cdot 144 = 57\,600 \text{ кг/ч};$$

по формуле (VIII.13)

$$\mu = \frac{57\,600}{46\,000} = 1,25 \text{ кг/кг};$$

по табл. VIII.4

$$E = 0,765; \quad E' = 0,82;$$

из формулы (VIII.15)

$$t_{\text{м}2} = (1 - E)(t_{\text{м}1} - t_{\text{в.н}}) + t_{\text{в.к}};$$

из формулы (VIII.14)

$$t_{\text{в.к}} = t_{\text{в.н}} + \frac{m_1 t_{\text{м}1} - m_2 t_{\text{м}2}}{\mu}.$$

Учитывая, что перепад температур холодной воды обычно ограничивается  $3-5^\circ \text{C}$ , при нахождении коэффициента  $m$  (по табл. VIII.3) предварительно принято  $t_{\text{в.к}} = 13,5^\circ \text{C}$ . После подстановки известных значений величин получим:

$$\begin{aligned} t_{\text{м}2} &= 2,58 + t_{\text{в.к}}; \\ t_{\text{в.к}} &= 10,5 + \frac{0,7 \cdot 21,5 - 0,68(2,58 + t_{\text{в.к}})}{1,25}. \end{aligned}$$

Отсюда

$$t_{\text{в.к}} = 13,7^\circ \text{C}; \quad t_{\text{м}2} = 2,58 + 13,7 = 16,26^\circ \text{C}.$$

По  $I-d$ -диаграмме

$$I_2 = 10,88 \text{ ккал/кг}.$$

Из формулы (VIII.17)

$$t_{\text{с}2} = t_{\text{м}2} + (t_{\text{с}1} - t_{\text{м}1})(1 - E') = 16,26 + (32 - 21,5)(1 - 0,82) = 18,2^\circ \text{C}.$$

По диаграмме

$$\varphi_2 = 83\%; \quad d_2 = 10,9 \text{ г/кг}.$$

Количество тепла по формуле (VIII.12)

по воздуху

$$Q = 46\,000(14,95 - 10,88) = 187\,200 \text{ ккал/ч};$$

по воде

$$Q = 57\,600(13,7 - 10,5) = 184\,300 \text{ ккал/ч}.$$

Расхождение составляет 1,5%.

Аналогично производится расчет, если задано количество отводимого тепла, количество и начальные параметры воздуха, а требуется определить конечные параметры воздуха, температуру и расход холодной воды.

Часовой расход воды в  $\text{кг/г}$ , добавляемой в баки камер орошения при увлажнении воздуха, может быть определен по формуле

$$W_{\text{доб}} = L\Delta d, \tag{VIII.24}$$

где  $\Delta d$  — разность влагосодержаний воздуха, обрабатываемого в камере,  $\text{г/ч}$ ;

$L$  — производительность камеры по воздуху,  $\text{кг/ч}$ .



Максимальные значения  $\Delta d$  при изэнтальпическом увлажнении наружного воздуха обычно не превышают 7—8 г/кг сухого воздуха в зимний период и 9—10 г/кг в летний.

Аэродинамический расчет камер орошения выполняется после теплотехнического расчета. При регулировании по оптимальным режимам и, в некоторых случаях, при изэнтальпической обработке через камеру орошения пропускается только часть воздуха, а остальной проходит по обводному каналу.

Схема рекомендуемого обвода камеры орошения и регулировочная характеристика \* представлены на листе VIII.4, рис. 5 и 4.

Указанная схема обеспечивает регулирование по оптимальным режимам при пропуске по обводу от 5 до 50% общего количества воздуха.

Соотношение количества воздуха определяется по зависимости

$$\frac{L_o}{L_k} = A\Gamma, \quad (\text{VIII.25})$$

где  $A$  — аэродинамический фактор;

$\Gamma$  — геометрический фактор;

$L_o$  и  $L_k$  — количество воздуха, проходящего по обводному каналу и через камеру.

$$A = \left( \frac{\zeta_k}{\zeta_o} \right)^{0,5}; \quad \Gamma = \frac{F_o}{F_k}, \quad (\text{VIII.26})$$

где  $\zeta_o$  и  $\zeta_k$  — коэффициенты сопротивления соответственно обводного канала при полностью открытым клапане и камеры орошения;

$F_o$  и  $F_k$  — поперечные сечения соответственно обвода и камеры.

Регулировочная характеристика построена при  $A = 5,2$ ;  $\Gamma = 0,428$ .

Расчетные показатели при двух значениях факторов  $A$  и  $\Gamma$  приведены в табл. VIII.6

Таблица VIII.6. Расчетные показатели обвода камер орошения

Кондиционер	$F_k, \text{ м}^2$	$\zeta_k$	$F_o, \text{ м}^2$	$\Gamma$	$A$	$\frac{L_o}{L_k}$	$L_k, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot 10^{-3}$	$L_o, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot 10^{-3}$	Размеры обводного канала (лист VIII.4, рис. 5), мм		
									$a$	$b$	$h$
КТ-30	3,34	28,9	1,67	0,504	4	2,01	10	20	1003	1655	1800
					5	2,52	8,5	21,5			
					6	3,02	7,5	22,5			
КТ-40	4,17	28	1,67	0,404	4	1,62	15,3	24,7	1003	1655	1800
					5	2,02	13,2	26,8			
					6	2,42	11,7	28,3			
КТ-60	6,81	30	3,4	0,5	4	2	20	40	1003	3405	1800
					5	2,5	17,1	42,9			
					6	3	15	45			
КТ-80	8,52	29,5	3,4	0,4	4	1,6	30,8	48,2	1003	3405	1800
					5	2	26,6	53,4			
					6	2,4	23,5	56,5			
КТ-120	13,65	30	3,4	0,25	4	1	60	60	1003	3405	1800
					5	1,25	53	67			
					6	1,5	48	72			

\* И. Р. Щекин, Н. Д. Мирончук. Регулирование расхода воздуха, проходящего по обводному каналу камеры орошения. «Водоснабжение и санитарная техника», 1973, № 4.

Количество воздуха, проходящего по обводному каналу и через камеру орошения,

$$L_0 = \frac{L_n}{1 + A\Gamma}, \quad (\text{VIII.27})$$

$$L_k = \frac{A\Gamma L_n}{1 + A\Gamma}, \quad (\text{VIII.28})$$

где  $L_n = L_0 + L_k$ .

Аэродинамическое сопротивление камер орошения двухрядных кондиционеров Кт в  $\text{кгс/м}^2$  определяется по формуле

$$H_k = \zeta_k \frac{v_k^2 \gamma}{2g}, \quad (\text{VIII.29})$$

где  $v_k$  — скорость воздуха в поперечном сечении камеры,  $\text{м/с}$ ;

$\zeta_k$  — коэффициент местного сопротивления оросительной камеры (по данным табл. VIII.6);

$\gamma$  — объемная масса воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$ .

## Воздухоохладители поверхностные

Кроме камер орошения, в центральных кондиционерах для целей охлаждения и одновременного охлаждения и осушения воздуха применяются воздухоохладители поверхностные, питаемые холодной водой.

Выпускаемые промышленностью воздухоохладители поверхностные неорошаемые комплектуются из базовых стальных теплообменников двух типоразмеров по высоте: однометровых и полуметровых. Ширина всех теплообменников 1655 мм. Наружный диаметр трубок теплоотдающей поверхности  $22 \times 4$ , внутренний — 18 мм. Оребрение в настоящее время производится из спирально-навитой, гофрированной стальной ленты толщиной 0,5 мм (с оцинковкой), высотой 10 и шагом 4 мм. Расположение труб коридорное в один, два и три ряда по глубине. Для воздухоохладителей применяются теплообменники с двумя и тремя рядами трубок по ходу воздуха. Теплообменники многоходовые с последовательным соединением горизонтальных пучков труб по высоте теплообменника. Техническая характеристика теплообменников приведена в табл. VIII.7.

Соединение теплообменников между собой по холодоносителю выполняется параллельно, последовательно или последовательно-параллельно в зависимости от расхода холодоносителя и принятой скорости его в трубках. По отношению к воздуху движение холодоносителя противоточное или перекрестное. Давление воды в теплообменниках не более  $8 \text{ кгс/см}^2$ .

Воздухоохладители комплектуются каплеуловителями шестиповоротными. Выпавший конденсат собирается в бак с двумя патрубками: верхний  $d_y = 65 \text{ мм}$  для перелива, нижний  $d_y = 80 \text{ мм}$  для слива воды из бака.

Компоновка воздухоохладителей представлена на листе VIII.5, техническая характеристика приведена в табл. VIII.8.

Заштрихованные на плане теплообменники не устанавливаются для 4, 5 и 6-рядных воздухоохладителей. Для кондиционеров Кт-120 и Кт-200 по высоте устанавливаются три теплообменника.

Основными достоинствами поверхностных воздухоохладителей является возможность сухого охлаждения воздуха до любой температуры выше точки росы в зависимости от температуры холодоносителя; упрощение системы холодоснабжения, выполняемой по закрытой схеме, возможность применения холодоносителя с температурой заморозания ниже  $0^\circ \text{C}$ ; возможность использования в холодный период года секций воздухоохладителей в качестве воздухонагревателей.

Расчет процесса охлаждения и осушения воздуха в оребренном поверхностном воздухоохладителе, построенного на  $I-d$ -диаграмме, представлен на листе VIII.6, рис. 1. Начальное состояние воздуха определяется точкой 1, конечное — точкой 2. Продолжение прямой  $1-2$  до пересечения с кривой  $\phi = 100\%$  дает точку 3. Температура в точке 3 равна средней суммарной интегральной температуре наружной поверхности  $t_3 = t_{\text{пов}}$ . Прямая  $1-3$  характеризует процесс, отнесенный к этой температуре. Дифференцированно процесс  $1-3$  представлен прямыми  $1-4$  и  $1-5$ , характеризующими изменение состояния воздуха при контакте его

Таблица VIII.7. Техническая характеристика теплообменников для кондиционеров Кт

Теплообменник	Количество труб				Число ходов	Поверхность, м <sup>2</sup>	Усредненное живое сечение трубок одного хода, м <sup>2</sup>
	по глубине	по высоте	всего	в ходе			
Однометровый	1	23	23	5—6	4	27,8	0,00146
	2		46	10—12		54,5	0,00292
	3		69	15—18		81,4	0,00438
Полутораметровый	1	35	35	5—6	6	41,8	0,00148
	2		70	10—12		82,8	0,00296
	3		105	15—18		123,8	0,00444

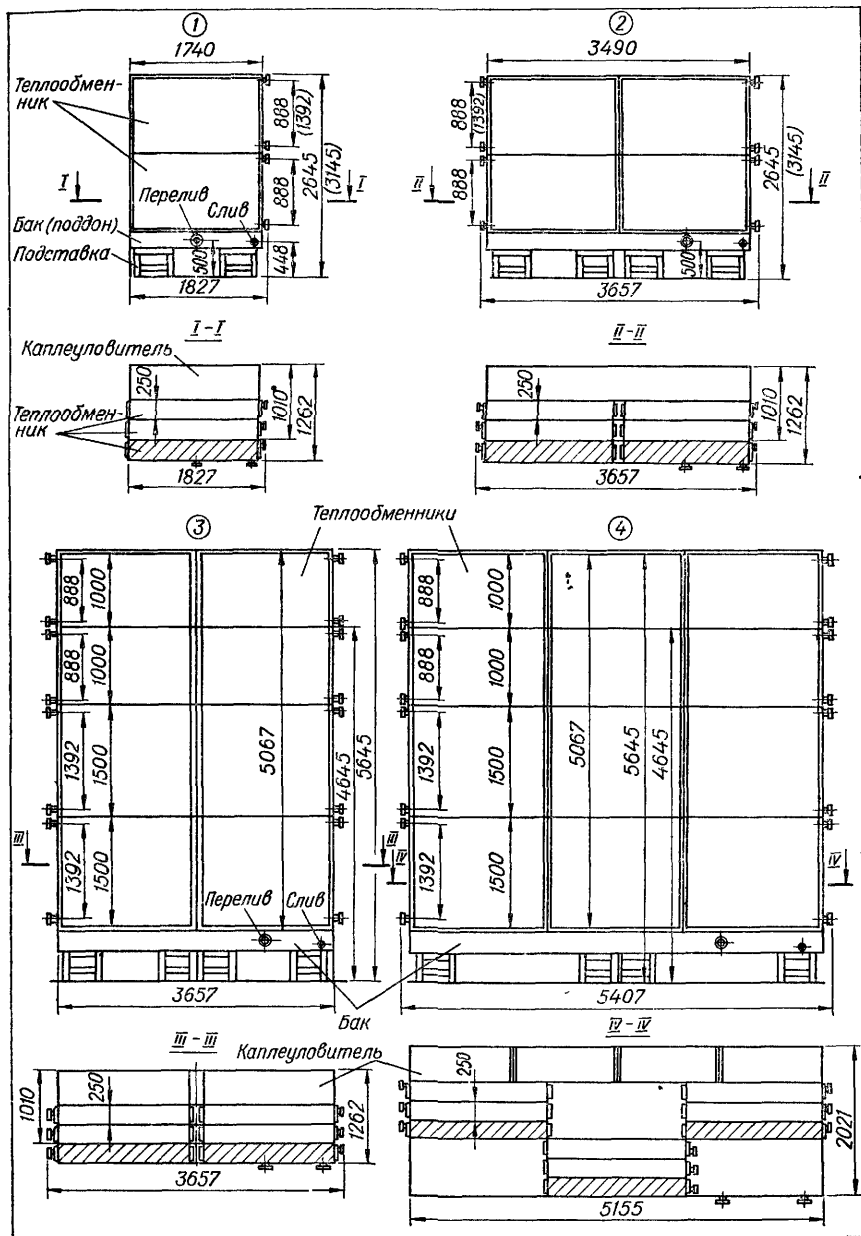
Примечания. 1. Последовательное соединение пучков труб выполнено по высоте теплообменников.  
2. Диаметры штуцеров для подвода и отвода теплоносителя или холодоносителя  $d_{\text{усл}} = 40$  мм.

Таблица VIII.8. Техническая характеристика воздухоохладителей поверхностных для кондиционеров Кт (лист VIII.5)

Кондиционер	Количество рядов	Количество теплообменников				Поверхность, воспринимающая тепло, м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м <sup>2</sup>	Масса, кг
		однометровых		полутораметровых				
		2-рядных	3-рядных	2-рядных	3-рядных			
Кт-30	4	4	—	—	—	217,8	1,44	1480
	5	2	2	—	—	271,7		1660
	6	—	4	—	—	325,6		1825
	7	4	2	—	—	380,6		2160
	8	2	4	—	—	434,5		2330
	9	—	6	—	—	488,4		2495

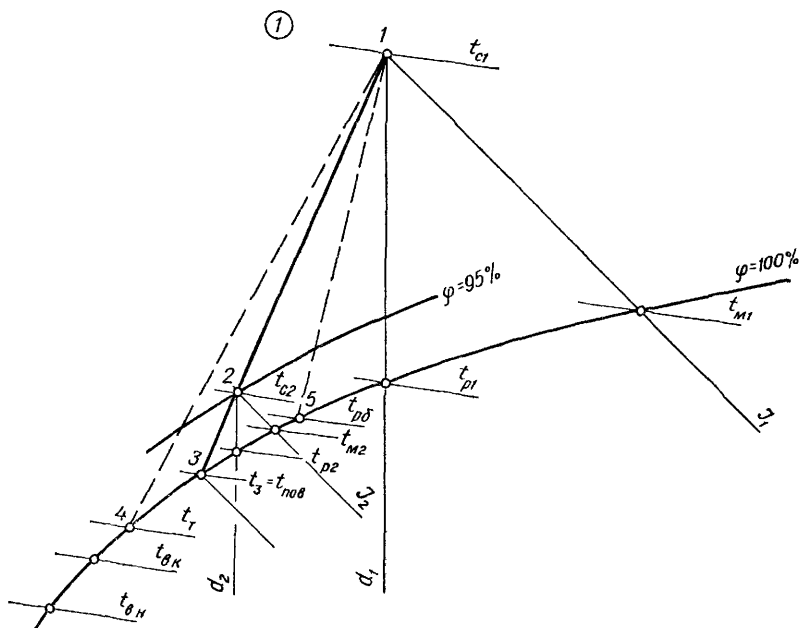
КТ-40	4	2	—	2	—	274,5	1,83	1695
	5	1	1	1	1	342,5		1925
	6	—	2	—	2	410,4		2290
	7	2	1	2	1	479,7		2530
	8	1	2	1	2	547,7		2765
	9	—	3	—	3	615,7		2975
КТ-60	4	8	—	—	—	439,1	2,88	3020
	5	4	4	—	—	546,1		3430
	6	—	8	—	—	654,7		3795
	7	8	4	—	—	766,5		4200
	8	4	8	—	—	874,3		4760
	9	—	12	—	—	982,1		5730
КТ-80	4	4	—	4	—	553,4	3,66	3730
	5	2	2	2	2	689,4		4195
	6	—	4	—	4	825,3		4640
	7	4	2	4	2	966		5420
	8	2	4	2	4	1102		5830
	9	—	6	—	6	1237,9		6335
КТ-120	4	4	—	8	—	887,3	5,76	5820
	5	2	2	4	4	1105,3		6525
	6	—	4	—	8	1323,2		7275
	7	4	2	8	4	1548,9		8435
	8	2	4	4	8	1766,8		9165
	9	—	6	—	12	1984,9		9796

Кондиционер	Количество рядов труб	Количество теплообменников				Поверхность воспринимающая тепло м <sup>2</sup>	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м <sup>2</sup>	Масса кг
		однометровых		полтораметровых				
		2 рядных	3 рядных	2 рядных	3 рядных			
КТ-160	4	8	—	8	—	1106,8	7,24	7155
	5	4	4	4	4	1378,7		8075
	6	—	8	—	8	1650,6		9095
	7	8	4	8	4	1932,2		9965
	8	4	8	4	8	2204,0		11 360
	9	—	12	—	12	2475,9		12 285
КТ-200	4	6	—	12	—	1334,5	9,25	9060
	5	3	3	6	6	1661,4		10 186
	6	—	6	—	12	1988,4		11 295
	7	6	3	12	6	2328,7		13 109
	8	3	6	6	12	2655,6		14 220
	9	—	9	—	18	2982,6		15 330
КТ-250	4	12	—	12	—	1664,7	10,86	10 110
	5	6	6	6	6	2072,5		11 295
	6	—	12	—	12	2480,3		13 020
	7	12	6	12	6	2904,8		14 857
	8	6	12	6	12	3312,6		16 910
	9	—	18	—	18	3720,4		18 330

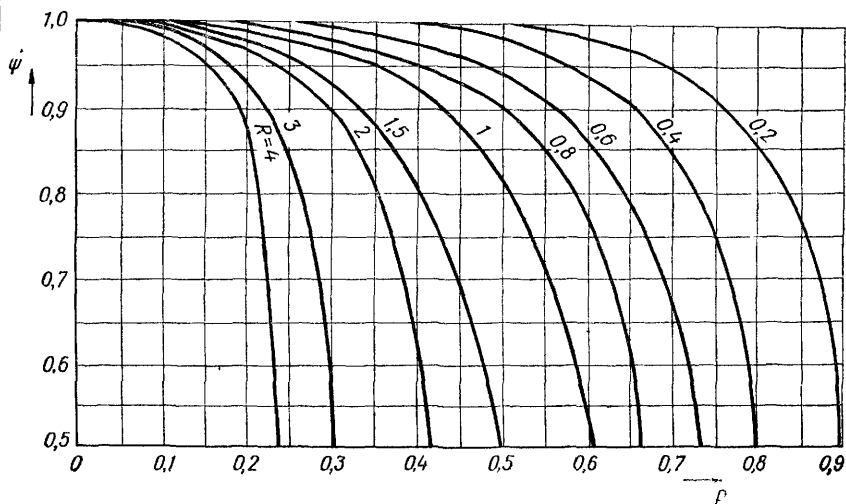


Лист VIII.5. Компоновка поверхностных воздухоохладителей для кондиционеров:

1 — Кт-30 и Кт-40 (размеры в скобках для Кт-40); 2 — Кт-60 и Кт-80 (размеры в скобках для Кт-80); 3 — Кт-120 и Кт-160; 4 — Кт-200 и Кт-250.



②



**Лист VIII.6. К расчету поверхностных воздухоохладителей:**

1 — процесс охлаждения воздуха в ребристом воздухоохладителе на  $I-d$  диаграмме;  
 2 — зависимость коэффициента  $\psi$  от параметров  $P$  и  $R$ .

с трубой при  $t_T$  (у основания ребра) и ребром при  $t_{рб}$  (средняя температура ребра). Соответствующее изменение условий теплоперехода от воздуха со средней температурой  $t_0$  к поверхности ребер по сравнению с теплопереходом к гладкой трубе учитывается коэффициентом эффективности ребра

$$\vartheta_p = \frac{t_0 - t_{рб}}{t_0 - t_T}. \quad (\text{VIII.30})$$

Коэффициент эффективности ребристой поверхности зависит от коэффициента эффективности ребра и коэффициента оребрения  $k_{ор}$  и определяется по формуле

$$\vartheta_{p,п} = \vartheta_p + \frac{1 - \vartheta_p}{k_{ор}}. \quad (\text{VIII.31})$$

Применяются оптимальные ребристые поверхности с коэффициентом эффективности ребер  $\vartheta_p \leq 0,85$ . Поэтому при коэффициенте оребрения  $k_{ор} = \frac{F}{F_{вн}} \geq 10$  можно принимать  $\vartheta_{p,п} = \vartheta_p$ .

Коэффициент оребрения базовых теплообменников кондиционеров Кт  $k_{ор} = 12,6$ .

Расчеты поверхностных воздухоохладителей базируются на следующих основных формулах:

$$Q = L(I_1 - I_2) = L \cdot c'_p \xi (t_{c1} - t_{c2}); \quad (\text{VIII.32})$$

$$Q = Wc_b (t_{в.к} - t_{в.н}); \quad (\text{VIII.33})$$

$$Q = k_{п} F \Delta t_{ср.л} \psi; \quad (\text{VIII.34})$$

$$k_{п} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \xi \vartheta_{p,п}} + \frac{k_{ор}}{\alpha_{в.н}}}; \quad (\text{VIII.35})$$

$$\xi = \frac{I_1 - I_2}{c'_p (t_{c1} - t_{c2})}. \quad (\text{VIII.36})$$

Здесь  $Q$  — количество тепла, отводимое от воздуха,  $\text{ккал/ч}$ ;  
 $L$  — масса охлаждаемого воздуха,  $\text{кг/ч}$ ;  
 $I_1$  и  $I_2$  — соответственно начальное и конечное теплосодержание воздуха,  $\text{ккал/кг}$  сухого воздуха;  
 $W$  — масса холодоносителя, проходящего через теплообменники,  $\text{кг/ч}$ ;  
 $c'_p$  — удельная теплоемкость сухого воздуха,  $\text{ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ ;  
 $c_b$  — удельная теплоемкость холодоносителя,  $\text{ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ ;  
 $t_{в.н}$  и  $t_{в.к}$  — соответственно начальная и конечная температуры холодоносителя,  $^\circ\text{C}$ ;  
 $F$  — поверхность воздухоохладителя,  $\text{м}^2$ ;  
 $F_{вн}$  — внутренняя поверхность трубок воздухоохладителя,  $\text{м}^2$ ;  
 $\xi$  — коэффициент увеличения теплообмена за счет массообмена;  
 $k_{п}$  — коэффициент теплопередачи (полный) от воздуха к холодоносителю для оребренных теплообменников,  $\text{ккал/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ;  
 $\alpha_n$  — коэффициент теплообмена между воздухом и наружной поверхностью,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$ ;  
 $\alpha_{в.н}$  — коэффициент теплообмена между внутренней поверхностью стенки трубы и холодоносителем,  $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$ ;  
 $\Delta t_{ср.л}$  — среднелогарифмическая разность температур между воздухом и холодоносителем,  $^\circ\text{C}$ ;

$$\Delta t_{ср.л} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2,3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}; \quad (\text{VIII.37})$$

$\Delta t_б$  и  $\Delta t_м$  — большая и меньшая разность температур воздуха и холодоносителя,  $^\circ\text{C}$ .



При противотоке

$$\Delta t_6 = t_{c1} - t_{в.к};$$

$$\Delta t_m = t_{c2} - t_{в.н}.$$

В тех случаях, когда  $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \leq 1,7$ , температурный напор определяется как среднеарифметическая разность температур

$$\Delta t = 0,5 (\Delta t_6 + \Delta t_m). \quad (\text{VIII.38})$$

При перекрестном токе воздуха и воды вводится поправочный коэффициент  $\psi$ , значение которого определяется по графику\* на листе VIII.6, рис. 2, как функция вспомогательных параметров

$$P = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{в.н}} \quad \text{и} \quad R = \frac{t_{в.к} - t_{в.н}}{t_{c1} - t_{c2}}.$$

В случае разработки новых конструкций воздухоохладителей при определении коэффициента теплопередачи по формуле (VIII.35) следует пользоваться известными зависимостями для  $\alpha_n$  и  $\alpha_{вн}$  и  $\alpha_{р.п}$ \*\* . Там же приведены данные для расчета воздухоохладителей с непосредственным испарением хладагента.

Расчет типовых воздухоохладителей заводского изготовления производится с использованием экспериментальных данных.

Для типовых поверхностных воздухоохладителей, изготавливаемых из стальных трубок со стальным спирально навитым оребрением, при питании их холодоносителем, коэффициенты теплопередачи  $k_n$  и  $k_{п}$  определяются по зависимостям, полученным Е. Е. Карписом.

При охлаждении воздуха без изменения влагосодержания и числе рядов труб  $z = 4$

$$k_n = k_{п} = 8,36 (\nu\gamma)^{0,44} \omega^{0,18}; \quad (\text{VIII.39})$$

при числе рядов труб  $z = 8$

$$k_n = k_{п} = 8,4 (\nu\gamma)^{0,57} \omega^{0,13}. \quad (\text{VIII.40})$$

При охлаждении и осушении воздуха и числе рядов  $z = 4$

$$k_{п} = 8,82 (\nu\gamma)^{0,29} \omega^{0,22} \bar{T}_0^{-0,6}; \quad (\text{VIII.41})$$

при числе рядов труб  $z = 8$

$$k_{п} = 12,8 (\nu\gamma)^{0,35} \omega^{0,25} \bar{T}_0^{-0,38}, \quad (\text{VIII.42})$$

где  $\nu\gamma$  — массовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя,  $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ ;

$\bar{T}_0 = \frac{t_{c1} - t_{м1}}{t_{c1} - t_{в.н}}$  — температурный параметр, учитывающий влияние начальных температур воздуха и воды.

Массовая скорость воздуха,  $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$ , определяется по формуле

$$\nu\gamma = \frac{L}{f_{ж} \cdot 3600}, \quad (\text{VIII.43})$$

где  $f_{ж}$  — живое сечение воздухоохладителя для прохода воздуха,  $\text{м}^2$  (принимается по табл. VIII.8);

$L$  — расход обрабатываемого воздуха,  $\text{кг}/\text{ч}$ ;

Скорость воды в трубках воздухоохладителя

$$\omega = \frac{W}{f_{тр} \cdot 3600 \cdot 10^3}, \quad (\text{VIII.44})$$

\* С. С. Кутателадзе, В. М. Боршанский. Справочник по теплопередаче. М.—Л., Госстройиздат, 1950.

\*\* Б. В. Баркалов, Е. Е. Карпис. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Госстройиздат, 1971.

где  $W$  — расход воды,  $кг/ч$  (определяется по формуле VIII.33);  
 $f_{тр}$  — живое сечение трубок воздухоохладителя,  $м^2$  (определяется по табл. VIII.7 с учетом принятой схемы соединения теплообменников).

Зависимости (VIII.39) — (VIII.42) применимы в пределах  $w = 0,385 \div 1,15$ ;  
 $v\gamma = 3 \div 8$ ;  $\bar{T}_0 = 0,3 \div 0,6$ .

Скорость воды в трубах назначается с учетом располагаемого давления.

При расчете поверхностных воздухоохладителей может потребоваться решение прямой или обратной задачи.

Прямая задача состоит в определении необходимой поверхности типовых воздухоохладителей при известных параметрах и расходе воздуха. Параметры воздуха находят в результате построения процесса охлаждения или охлаждения и осушения воздуха на  $I - d$ -диаграмме (см. лист VIII.6, рис. 1). Максимальная температура холодоносителя (по рекомендации Е. Е. Карписа) принимается в следующих пределах: при противоточно-перекрестной схеме  $t_{в.к} = t_{p2} - (0,7 \div 1,5)$ ; при перекрестной схеме  $t_{в.к} = t_{p2} - (2 \div 3)$ . Здесь  $t_{p2}$  — точка росы конечного состояния воздуха. Перепад температур холодоносителя  $t_{в.к} - t_{в.н} = (2 \div 3)$ . Расчет производится по приведенным выше формулам.

**Пример VIII.3.** Рассчитать типовой воздухоохладитель для кондиционера КТ-30 по следующим данным. Количество охлаждаемого воздуха  $L = 30\,000$   $кг/ч$ . Начальные параметры воздуха:  $p_{бар} = 760$   $мм$   $рт.$   $ст$ ;  $t_{c1} = 32^\circ$   $С$ ;  $l_1 = 14,95$   $ккал/кг$ ;  $d_1 = 11,92$   $г/кг$ ;  $\phi_1 = 40\%$ ;  $t_{p1} = 16,7^\circ$   $С$ ;  $t_{m1} = 21,5^\circ$   $С$  (см. лист VIII.6, рис. 1).

Конечные параметры воздуха:  $t_{c2} = 14,0^\circ$   $С$ ;  $l_2 = 9,06$   $ккал/кг$ ;  $d_2 = 9,48$   $г/кг$ ;  $\phi_2 = 95\%$ ;  $t_{p2} = 13,2^\circ$   $С$ ;  $t_{m2} = 13,5^\circ$   $С$ . Холодоноситель — вода.

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе, по формуле (VIII.32)

$$Q = 30\,000 (14,95 - 9,06) = 176\,700 \text{ ккал/ч.}$$

Площадь живого сечения воздухоохладителя по ходу воздуха при двух базовых однометровых теплообменниках по высоте (см. табл. VIII.8)  $f_{ж} = 1,44$   $м^2$ . Массовая скорость воздуха

$$v\gamma = \frac{30\,000}{3600 \cdot 1,44} = 5,8 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{с.}$$

Расход воды согласно уравнению (VIII.33) при перепаде температур воды  $3^\circ$   $С$

$$W = \frac{176\,700}{3 \cdot 1} = 58\,900 \text{ кг/ч.}$$

Предварительно принят воздухоохладитель из шести трехрядных однометровых теплообменников. По ходу воздуха устанавливается последовательно три теплообменника. Обязка теплообменников выполняется с последовательным движением холодоносителя в двух теплообменниках, расположенных по высоте. В этом случае скорость воды в трубах одного усредненного хода с живым сечением  $0,00438$   $м^2$  (табл. VIII.7)

$$w = \frac{58\,900}{3600 \cdot 0,00438 \cdot 3 \cdot 10^3} = 1,24 \text{ м/с.}$$

При перекрестном движении воздуха и воды

$$t_{в.к} = t_{p2} - 2,5 = 13,2 - 2,5 = 10,7^\circ \text{ С.}$$

Начальная температура воды при принятом перепаде составит

$$t_{в.н} = 10,7 - 3 = 7,7^\circ \text{ С.}$$

Величина температурного критерия

$$\bar{T}_0 = \frac{t_{c1} - t_{m1}}{t_{c1} - t_{в.н}} = \frac{32 - 21,5}{32 - 7,7} = 0,43.$$

Таблица VIII.9. Зависимость функции  $Z_0$ 

M	Значения $Z_0$				
	0,033	0,1	0,33	0,5	0,6
0,01	0,033	0,1	0,28	0,39	0,45
0,05	0,033	0,1	0,28	0,39	0,44
0,1	0,033	0,1	0,28	0,38	0,44
0,2	0,033	0,1	0,28	0,38	0,43
0,5	0,033	0,1	0,26	0,36	0,41
1	0,033	0,1	0,25	0,34	0,37
2	0,033	0,09	0,23	0,29	0,31
3	0,032	0,08	0,16	0,18	0,2

Коэффициент полной теплопередачи по формуле (VIII.42) \*

$$k_{\Pi} = \frac{12,8 \cdot 5,8^{0,35} \cdot 1,15^{0,25}}{0,43^{0,38}} = 34 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}.$$

Средняя логарифмическая разность температур по формуле (VIII.37)

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{32 - 10,7 - (14 - 7,7)}{2,3 \lg \frac{21,3}{6,3}} = 12,3^\circ \text{C}.$$

Вспомогательные параметры для определения поправочного коэффициента на перекрестное движение воды и воздуха

$$P = \frac{32 - 14}{32 - 7,7} = 0,74; \quad R = \frac{10,7 - 7,7}{32 - 14} = 0,167.$$

По графику на листе VIII.6, рис. 2 коэффициент  $\psi = 0,93$ .

Необходимая поверхность воздухоохладителя согласно выражению (VIII.34)

$$F = \frac{176\,700}{34 \cdot 0,93 \cdot 12,3} = 456 \text{ м}^2.$$

По табл. VIII.8 наибольшая поверхность девятирядного воздухоохладителя равна 488,4 м<sup>2</sup>, что больше требуемой по расчету на 7%.

С целью уменьшения расчетной поверхности охлаждения принимаем воду с более низкой температурой:

$$t_{\text{в.н}} = 5^\circ \text{C} \text{ и } t_{\text{в.к}} = 8^\circ \text{C}.$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{32 - 8 - (14 - 5)}{2,3 \lg \frac{24}{9}} = 15,3^\circ \text{C}.$$

Вспомогательные параметры для определения поправочного коэффициента на перекрестное движение холодоносителя и воздуха

$$P = \frac{32 - 14}{32 - 5} = 0,667; \quad R = \frac{8 - 5}{32 - 14} = 0,167.$$

По графику на листе VIII.6, рис. 2 коэффициент  $\psi = 0,98$ .

Величина температурного критерия

$$\bar{T}_0 = \frac{32,0 - 21,5}{32 - 5} = 0,39.$$

\* Здесь и в остальных примерах согласно указаниям, приведенным выше, при вычислениях принята максимальная скорость 1,15 м/с, а действительная — 1,24 м/с.

числения  $M$  и  $N$

N, равно						
0,3	1	1,2	1,6	2	3	5
0,56	0,63	0,7	0,8	0,86	0,95	0,99
0,55	0,62	0,69	0,79	0,86	0,94	0,99
0,54	0,61	0,68	0,78	0,85	0,94	0,98
0,53	0,6	0,67	0,77	0,83	0,93	0,98
0,5	0,57	0,63	0,72	0,78	0,89	0,94
0,44	0,51	0,55	0,62	0,68	0,77	0,8
0,36	0,39	0,39	0,46	0,46	0,49	0,5
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

Коэффициент теплопередачи

$$k_p = \frac{12,8 \cdot 5,8^{0,35} \cdot 1,15^{0,25}}{0,39^{0,38}} = 35,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{°C}.$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя согласно выражению (VIII.34)

$$F = \frac{176\,700}{35,5 \cdot 0,98 \cdot 15,3} = 332 \text{ м}^2.$$

По табл. VIII.8 принят воздухоохладитель в 7 рядов из двух трехрядных и четырех двухрядных теплообменников общей поверхностью 380,6 м<sup>2</sup>.

Таким образом, незначительное понижение начальной температуры воды дало возможность уменьшить число рядов труб по ходу воздуха с 9 до 7.

Обратная задача состоит в определении конечных параметров воздуха и начальной или конечной температуры холодоносителя при заданных размерах воздухоохладителей по следующим уравнениям:

конечная температура воздуха, °C, по сухому термометру

$$t_{c2} = t_{c1} - (t_{c1} - t_{в.н}) Z_0; \quad (\text{VIII.45})$$

конечная энтальпия воздуха, ккал/кг,

$$I_2 = I_1 - L' c_p \xi (t_{c1} - t_{в.н}) Z_0; \quad (\text{VIII.46})$$

конечная температура воды

$$t_{в.к} = t_{в.н} + (t_{c1} - t_{в.н}) M Z_0, \quad (\text{VIII.47})$$

где  $Z_0 = \frac{1 - e^{-(1-M)N}}{1 - M e^{-(1-M)N}}$ ;

$$M = \frac{L c_p \xi}{W c_w}; \quad N = \frac{k_p F}{L c_p \xi}.$$

Зависимость функции  $Z_0$  от величин  $M$  и  $N$  приведена в табл. VIII.9.

**Пример VIII.4.** Определить конечные параметры воздуха в количестве  $L = 28\,000$  кг/ч, охлаждаемого в воздухоохладителе шестирядном из четырех трехрядных теплообменников (для Кт-30), поверхностью  $F = 325,6$  м<sup>2</sup>, с живым сечением для прохода воздуха  $f_{ж} = 1,44$  м<sup>2</sup> и средним сечением одного хода трубок  $f_{тр} = 0,00438$  м<sup>2</sup> (см. табл. VIII.7 и VIII.8).

Начальные параметры воздуха:  $t_{c1} = 32$ °C;  $I_1 = 14,95$  ккал/кг;  $d_1 = 11,92$  г/кг;  $\phi = 40\%$ ;  $t_{p1} = 16,7$ °C;  $t_{m1} = 21,5$ °C.

Холодоноситель — вода в количестве  $W = 60\,000$  кг/ч с начальной температурой  $t_{в.н} = 6$ °C.

Массовая скорость воздуха в живом сечении теплообменника

$$v\gamma = \frac{L}{3600 f_{ж}} = \frac{28\,000}{3600 \cdot 1,44} = 5,42 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

Скорость воды в трубках при параллельном присоединении теплообменников к трубопроводу

$$w = \frac{60\,000}{3600 \cdot 0,00438 \cdot 4} = 0,95 \text{ м/с.}$$

Значение температурного критерия

$$\bar{T}_0 = \frac{32 - 21,5}{32 - 6} = 0,405.$$

Коэффициент полной теплопередачи по формуле (VIII.41)

$$k_{\Pi} = 8,82 \cdot 5,42^{0,29} \cdot 0,95^{0,22} \cdot 0,405^{-0,6} = 24,4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С.}$$

Поправочный коэффициент для перекрестного движения воды и воздуха предварительно с последующей проверкой принимаем  $\psi = 0,95$ .

Значение коэффициента увеличения теплообмена за счет массообмена ориентировочно  $\xi = 1,3$  с последующей проверкой.

Вспомогательные величины:

$$M = \frac{28\,000 \cdot 0,24 \cdot 1,3}{60\,000 \cdot 1} = 0,146;$$

$$N = \frac{24,4 \cdot 325,6 \cdot 0,95}{28\,000 \cdot 0,24 \cdot 1,3} = 0,87.$$

По табл. VIII.9 находим  $Z_0 = 0,56$ .

Состояние воздуха и температура воды после теплообменников: по формуле (VIII.45)

$$t_{c2} = 32 - (32 - 6) 0,56 = 17,4 \text{ °С;}$$

по формуле (VIII.46)

$$t_2 = 14,95 - 0,24 \cdot 1,3 (32 - 6) 0,56 = 10,41 \text{ ккал/кг;}$$

по формуле (VIII.47)

$$t_{в,к} = 6 + (32 - 6) 0,146 \cdot 0,56 = 8,1 \text{ °С.}$$

Перепад температур воды  $8,1 - 6 = 2,1 \text{ °С}$ .

Проверка:

$$Q = 28\,000 (14,95 - 10,41) = 127\,000 \text{ ккал/ч;}$$

$$Q = 60\,000 (8,1 - 6) = 126\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Погрешность — менее 1%.

$$\xi = \frac{14,95 - 10,41}{0,24 (32 - 17,4)} = 1,29,$$

что соответствует ранее принятому значению  $\xi = 1,3$  с допустимой погрешностью. Параметры:

$$P = \frac{32 - 17,4}{32 - 6} = 0,55; \quad R = \frac{8,1 - 6}{32 - 17,7} = 0,146.$$

По графику на листе VIII.6, рис. 2 коэффициент  $\psi = 0,99$ , что больше принятого, т. е. расчет произведен с некоторым запасом.

Гидравлическое сопротивление проходу воды,  $\text{кгс/м}^2$ , по формуле Л. Ф. Краснощекова \*

$$H = 26,85 \frac{nm_{\text{ход}}^{0,8} W^{1,85}}{d_{\text{вн}}^4} 10^6, \quad (\text{VIII.48})$$

\* Л. Ф. Краснощеков. Расчет и проектирование воздухонагревательных установок для систем приточной вентиляции. Л., Стройиздат, 1972.

где  $m_{\text{ход}}$  — количество ходов для прохода теплоносителя в каждом теплообменнике;  
 $d_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр присоединительных патрубков элементов, мм,  
 $n$  — количество последовательно соединенных по холодоносителю теплообменников;  
 $W$  — расход холодоносителя через последовательно соединенные теплообменники,  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

### Типовые секции подогрева

Воздухонагреватели центральных кондиционеров Кт комплектуются из базовых однорядных, двухрядных и трехрядных теплообменников высотой 1 и 1,5 м\*.

Глубина одного ряда воздухонагревателей для кондиционеров Кт-30 — Кт-160 равна 250 мм, для Кт-200 и Кт-250 — 503 мм. Различаются воздухонагреватели без обводного канала и с обводным каналом. Техническая характеристика воздухонагревателей приведена в табл. VIII.10, а схемы компоновок из базовых теплообменников на листе VIII.7, рис. 1. Теплообменники каждой вертикальной группы одного ряда воздухонагревателя соединяются между собой по теплоносителю параллельно (схемы № 1—№ 8) или последовательно (схемы № 1а—№ 8а), в зависимости от располагаемых давлений. Вертикальные группы теплообменников одного ряда соединяются между собой параллельно. Ряды теплообменников по ходу воздуха могут соединяться между собой по параллельной, противоточной и прямоточной схемам (лист VIII.7, рис. 2). Для первого подогрева обычно применяется параллельная схема с отдельным регулирующим клапаном для каждого ряда (по ходу воздуха), что обеспечивает более надежную защиту от замораживания без пропуска части воздуха через обводной канал.

Число рядов труб по ходу воздуха может изменяться от 1 до 6 (при начальных температурах воздуха до  $-40^\circ\text{C}$ ), что достигается соответствующей компоновкой однорядных, двухрядных и трехрядных теплообменников.

Воздухонагреватели первого подогрева с клапаном в обводном канале предусматриваются в тех случаях, когда невозможно обеспечить регулирование степени подогрева воздуха по теплоносителю без понижения температуры охлажденной воды ниже уровня, при котором включается автоматика против замораживания.

Секции второго подогрева почти во всех случаях принимаются без клапана в обводном канале с регулированием подогрева воздуха по теплоносителю.

Регулирующие клапаны включают последовательно от одного датчика температуры в соответствии с типовыми схемами автоматики и должны быть защищены от загрязнения установкой фильтра для очистки воды. Устанавливаются регулирующие клапаны только на прямом горизонтальном участке трубопровода при вертикальном положении привода. Перед клапаном и после него предусматриваются прямые участки диаметром, равным условному проходу клапана и длиной не менее пяти диаметров.

Для повышения надежности работы регулирующих клапанов их рекомендуется устанавливать на обратном трубопроводе, при условии, что давление в подающем трубопроводе теплосети не выше  $8 \text{ кгс/см}^2$ . В верхних точках обвязочных трубопроводов предусматривается выпуск воздуха через проточные воздухосборники, в низших — тройники с пробками или пробочными кранами.

Расчет воздухонагревателей при проектировании выполняется по следующим исходным величинам: общее количество нагреваемого воздуха; начальная и конечная температура воздуха; начальная температура воды; высшая и низшая допустимые конечные температуры воды и техническая характеристика теплообменников и воздухонагревателей (табл. VIII.7 и VIII.10).

Высшая допустимая температура воды на выходе из секций первого подогрева должна быть равна  $+70^\circ\text{C}$ ; из секций второго подогрева — в зависимости от схемы узла смещения.

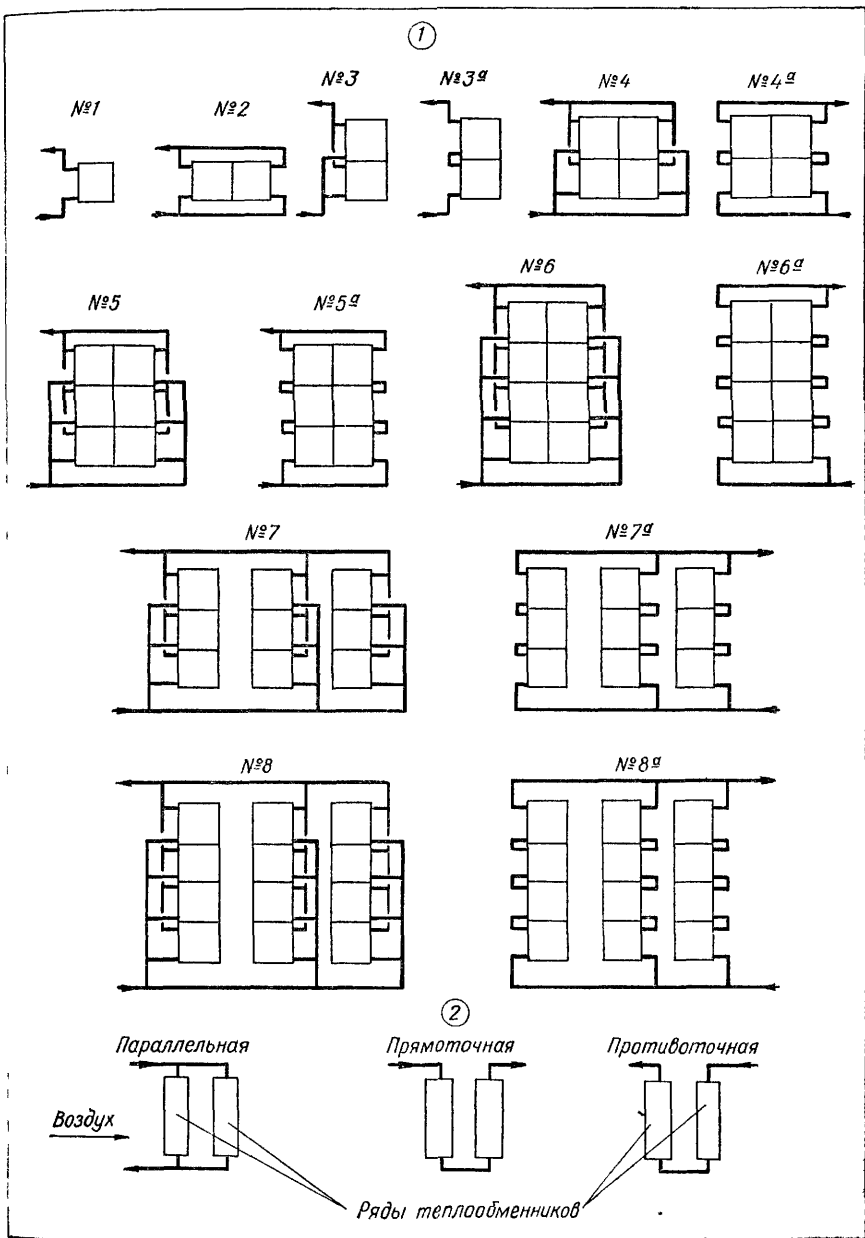
Низшая допустимая температура воды на выходе из секций: первого подогрева  $+25^\circ\text{C}$  (по условиям предотвращения замораживания); второго подогрева  $+5^\circ\text{C}$ , но не ниже конечной температуры воздуха.

Воздухонагреватели, как правило, следует принимать без обводного клапана. В тех случаях, когда конечная температура воды при данной поверхности воздухо-

\* См. параграф «Воздухоохладители поверхностные».

Таблица VIII.10. Техническая характеристика воздухонагревателей

Тип кондиционера	Количество рядов трубок в теплообменнике	Количество базовых теплообменников высотой, м		Поверхность теплоотдачи $F, м^2$	Живое сечение для прохода воздуха, $м^2$	Масса, кг
		1	1,5			
Без обводного канала						
КТ-30	1			55,6		318
3—3а	2	2	—	108,9	1,44	500
	3			162,8		682
КТ-40	1			69,6		324
3—3а	2	1	1	137,3	1,83	616
	3			205,2		894
КТ-60	1			112,9		630
4—4а	2	4	—	219,6	2,88	994
	3			327,4		1358
КТ-80	1			141,4		793
4—4а	2	2	2	276,7	3,66	1229
	3			412,6		1686
КТ-120	1			226,4		1205
5—5а	2	2	4	441,6	5,76	1945
	3			686,7		2895
КТ-160	1			282,9		1521
6—6а	2	4	4	555,8	7,24	2393
	3			827,9		3304
КТ-200	1			341,3		2055
7—7а	2	3	6	667,2	8,7	3117
	3			995,0		4227
КТ-250	1			426,4		2489
8—8а	2	6	6	832,3	10,86	3846
	3			1240,1		5213
С обводным каналом						
КТ-30	1			41,8		233
1	2	—	1	82,8	1,09	366
	3			123,8		505
КТ-40	1			55,6		307
3—3а	2	2	—	108,9	1,44	484
	3			162,8		666
КТ-60	1			84,9		463
2	2	—	2	166,9	2,18	751
	3			249,0		1009
КТ-80	1			112,9		681
4—4а	2	4	—	219,6	2,82	966
	3			327,3		1331
КТ-120	1			169,9		999
4—4а	2	—	4	333,9	4,36	1620
	3			497,9		2105
КТ-160	1			226,6		1180
5—5а	2	2	4	441,7	5,76	1880
	3			661,6		2580
КТ-200	1			256,2		1600
5—5а	2	—	6	502,1	6,54	2480
	3			748,2		3257
КТ-250	1			341,3		2055
7—7а	2	3	6	667,2	8,64	3145
	3			994,1		4070



Лист VIII.7. Схемы соединения:

1 — теплообменников в одном ряду (секции) воздухонагревателя (см. табл. VIII.10); 2 — по-  
 следовательно установленным по воздуху рядам (секций).



нагревателя оказывается ниже допустимой, часть воздуха перепускается через клапан обводного канала.

Основные расчетные зависимости:

$$Q = Lc'_p(t_2 - t_1); \quad (\text{VIII.49})$$

$$Q = W(\tau' - \tau''); \quad (\text{VIII.50})$$

$$Q = Fk \left( \frac{\tau' + \tau''}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right); \quad (\text{VIII.51})$$

$$k = a(v\gamma)^n \omega^r; \quad (\text{VIII.52})$$

$$(v\gamma) = \frac{L}{3600f_{ж}}; \quad (\text{VIII.53})$$

$$\omega = \frac{W}{3600 \cdot 10^3 f_{го}}, \quad (\text{VIII.54})$$

- где  $Q$  — количество тепла, расходуемого на нагревание воздуха, *ккал/ч*;  
 $L$  — количество воздуха, *кг/ч*;  
 $c'_p$  — удельная теплоемкость воздуха, *ккал/кг · °С*;  
 $W$  — расход теплоносителя (воды), *кг/ч*;  
 $t_1$  и  $t_2$  — начальная и конечная температуры воздуха, *°С*;  
 $\tau'$  и  $\tau''$  — начальная и конечная температуры теплоносителя, *°С*;  
 $k$  — коэффициент теплопередачи воздухонагревателя, *ккал/м<sup>2</sup> · ч · °С*;  
 $F$  — теплоотдающая поверхность воздухонагревателя, *м<sup>2</sup>*;  
 $v\gamma$  — массовая скорость воздуха в живом сечении воздухонагревателя, *кг/м<sup>2</sup> · с*;  
 $f_{ж}$  — живое сечение воздухонагревателя, *м<sup>2</sup>*;  
 $\omega$  — скорость воды в трубках воздухонагревателя, *м/с*;  
 $f_{тр}$  — площадь для прохода воды в трубках, *м<sup>2</sup>*;  
 $a, n, r$  — постоянные, входящие в формулу (VIII.52) и принимаемые по табл. VIII.11.

Таблица VIII.11. Значения  $a, n, r$  и  $b$  (по данным ВНИИкондвентмаша)

Теплообменник	$a$	$n$	$r$	$b$
Однорядный	15	0,473	0,136	0,157
Двухрядный	13,5	0,49	0,135	0,207
Трехрядный	12,8	0,49	0,13	0,29

Сопротивление проходу воздуха, *кгс/м<sup>2</sup>*

$$\Delta h = b(v\gamma)^m. \quad (\text{VIII.55})$$

Значение постоянной  $b$  приведено в табл. VIII.11;  $m = 1,86$ .

Вычисленные значения коэффициентов теплопередачи и сопротивлений проходу воздуха приведены в табл. VIII.12 и VIII.13.

Пользуясь формулами (VIII.49) — (VIII.55) и данными табл. VIII.7, VIII.11 — VIII.13, можно определить необходимую поверхность и число последовательно установленных воздухонагревателей, а также их сопротивление (пример расчета VIII.5).

В случае необходимости определения конечной температуры и расхода воды при заданных теплообменниках и значениях других исходных величин целесообразно пользоваться графическими методами\*.

\* М. И. Фильней. Теплотехнические характеристики центральных кондиционеров. «Водоснабжение и санитарная техника», 1972, № 10.



Таблица VIII.13. Сопротивление проходу воздуха  $\Delta h$ , кгс/м<sup>2</sup>, воздухонагревателей кондиционеров типа Кт (по данным ВНИИкондвентмаша)

Секция	Массовая скорость воздуха в живом сечении, кг/м <sup>2</sup> ·с									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Однорядные	1,2	2,1	3,1	4,4	5,9	7,5	9,4	11,4	13,5	16
Двухрядные	1,6	2,7	4,1	5,8	7,7	9,9	12,6	15	17,9	21,1
Трехрядные	2,2	3,8	5,8	8,1	10,8	13,9	17,3	21,1	25,1	29,5

Из формулы (VIII.50)

$$W = \frac{216\,000}{150 - 70} = 2700 \text{ кг/ч.}$$

По формуле (VIII.53)

$$v\gamma = \frac{44\,000}{3600 \cdot 1,44} = 8,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с.}$$

По формуле (VIII.54)

$$w = \frac{2700}{3600 \cdot 10^3 \cdot 0,00146} = 0,515 \text{ м/с.}$$

По формуле (VIII.52) или табл. VIII.12

$$k = 15,0 \cdot 8,5^{0,473} \cdot 0,515^{0,136} = 37,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{°С.}$$

Из формулы (VIII.51)

$$F = \frac{216\,000}{37,6 \left( \frac{150 + 70}{2} - \frac{10 - 10}{2} \right)} = 52 \text{ м}^2.$$

Запас в поверхности теплоотдачи  $\frac{55,6 - 52}{52} 100 = 6,9\%$ .

Сопротивление проходу воздуха при массовой скорости  $8,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$   $\Delta h = 8,45 \text{ кгс/м}^2$  (по табл. VIII.13).

Сопротивление проходу воды при последовательном соединении теплообменников по формуле (VIII.48)

$$H = 26,85 \frac{2 \cdot 4^{0,8} \cdot 2,7^{1,85}}{40^4} 10^6 = 407 \text{ кгс/м}^2.$$

### Фильтры воздушные

Кондиционеры Кт могут быть оборудованы сетчатыми самоочищающимися масляными фильтрами для очистки воздуха от среднedisперсной и мелкодисперсной пыли. Они предназначены для работы при начальной запыленности воздуха до  $10 \text{ мг/м}^3$  и не рассчитаны на очистку воздуха от волокнистой пыли. Во избежание уноса капель масла обрабатываемый воздух должен поступать по всему сечению фильтра равномерно со скоростью не более  $3 \text{ м/с}$ .

Эффективность очистки при среднedisперсной пыли — 90, при мелкодисперсной — 65%.

Перед фасадной стенкой фильтра необходимо свободное пространство для демонтажа шнека диаметром 190 и длиной 1880 мм. Длина секции фильтра (по длине кондиционера) 440 мм. В баке имеется змеевиковый подогреватель из трубы диаметром 15 мм, к которому подводится теплоноситель для подогрева масла.

Фильтры кондиционеров Кт-200 и Кт-250 снабжены двумя электродвигателями привода типа А0Л2-21-4 мощностью 1,1 квт с 1400 об/мин.

Максимальное сопротивление фильтра по воздуху 10 кгс/м<sup>2</sup>.

При большом числе кондиционеров предусматривается установка для централизованной смены и очистки масла. Размещение центральных баков чистого и отработанного масла, маслослива из автоцистерны регенераторной установки и насосов должно быть согласовано с требованиями пожарной инспекции.

Разработана ВНИИкондвентмашем и ХМЗК конструкция фильтров воздушных сухих с объемным нетканым фильтрующим материалом ФРНК для всех выпускаемых типоразмеров кондиционеров Кт. Эти фильтры предназначены для очистки приточного воздуха при среднегодовой запыленности воздуха до 1 мг/м<sup>3</sup> и кратковременной запыленности до 10 мг/м<sup>3</sup>. Эффективность очистки не ниже 80%, пылеемкость фильтрующего материала — 1000 г/м<sup>2</sup>. Сопротивление от 6 до 30 кгс/м<sup>2</sup>. Установленная мощность: для Кт-30 — Кт-80 — 0,27 квт, для Кт-120 — Кт-250 — два электродвигателя по 0,27 квт. Длина фильтров 622 мм.

При заказе фильтров по заводским каталогам дополнительно предусматриваются камеры обслуживания, а именно: для Кт-30 — Кт-80 — по одной камере длиной 622 мм, для Кт-120 — Кт-160 — по две камеры длиной 622 мм; для Кт-200 и Кт-250 — по одной камере длиной 1122 мм. Камеры обслуживания устанавливаются перед фильтрами.

Все виды фильтров могут быть собраны в правом и левом исполнении.

## Вентиляторные агрегаты

Основные показатели вентиляторных агрегатов приведены в табл. VIII.14. Заказ вентиляторных агрегатов необходимо производить по заводским каталогам. Для кондиционеров полностью заводского изготовления вентиляторные агрегаты двухстороннего всасывания устанавливаются в стальные герметичные камеры с выхлопным и всасывающим окнами. Кондиционеры смешанного изготовления поставляются с вентиляторными агрегатами без камер.

Вентиляторные агрегаты устанавливаются на основаниях с виброизоляторами пружинного типа. Регулирование производительности вентиляторных агрегатов одностороннего всасывания осуществляется при помощи направляющих аппаратов, а двухстороннего — путем изменения числа оборотов при помощи гидроустановок. Привод направляющих аппаратов электрический МЭО-4/100. В состав гидроустановки входит маслонасос с электродвигателем. Приборы автоматики, пусковая аппаратура и датчики предусматриваются при проектировании.

## Клапаны воздушные

Регулирование расхода воздуха производится при помощи воздушных одноблочных клапанов и клапанов для обводного канала воздухонагревателя.

Клапаны воздушные одноблочные при установке в плоскости поперечного сечения кондиционера присоединяются к контрфланцам, вставкам, присоединительным секциям воздушных клапанов, а при установке в плоскости, перпендикулярной к поперечному сечению кондиционера, — к воздушным камерам. Ширина воздушных камер соответствует ширине клапанов. Размер между присоединительными фланцами одноблочных клапанов равен 253 мм.

Клапаны для обводного канала воздухонагревателя устанавливаются на воздухонагревателе в плоскости поперечного сечения обводного канала. Размер между присоединительными фланцами клапанов для обводного канала воздухонагревателя для кондиционеров Кт-30 — Кт-160 — 253 мм; для Кт-200 и Кт-250 — 506 мм.

Данные для выбора числа воздушных одноблочных клапанов приведены в табл. VIII.15. Удельная воздушная нагрузка рассчитывается в зависимости от регулировочной характеристики клапана и характеристики сети. Необходимая удельная воздушная нагрузка на клапан может быть получена стопорением части его лопаток при помощи ограничителей.

Привод клапанов может быть пневматический и электрический. Для кондиционеров Кт-30 — Кт-160 устанавливается электропривод типа МЭО-4/100; для Кт-200 и Кт-250 — МЭО-10/100. Для всех кондиционеров устанавливается пневмопривод типа МИМ—К—250—100—0,5В.

Таблица VIII 14 Техническая характеристика вентиляторных агрегатов кондиционеров Кт

Кондиционер	Тип, номер	Вентилятор				Электродвигатель			Ремни приводные или новые (ГОСТ 1284—68)		Масса, кг	
		производительность, м <sup>3</sup> /ч 10 <sup>-3</sup>	полное давление, кгс/м <sup>2</sup>	скорость вращения, об/мин	размеры выходного отверстия, мм	тип	мощность, кВт	скорость вращения, об/мин	тип	шт	общая	вращающихся частей
Кт-30	Ц4-76, № 12	31,5	60	565	840 × 840	АО2-61-6	10	975	В	3	1190	240
			80	640		АО2-62-6	13	970		3	1210	
			120	750		АО2-71-6	17	980		4	1280	
Кт-40		40	60	610		АО2-62-6	13	970	В	3	1210	
			80	660		АО2-71-6	17	980		3	1260	
			120	765		АО2-72-6	22	980		4	1320	
Кт-60	Ц4-76, № 16	63	80	480	1120 × 1280	АО2-72-6	22	980	В	5	2930	510
			120	565		АО2-81-6	30		В	5	3040	
			160	630		АО2-82-6	40		Г	5	3050	
Кт-80		80	80	510		АО2-81-6	30	980	В	5	3040	
			120	575		АО2-82-6	40		В	7	3090	
			160	650		АО2-91-6	55		Г	5	3250	
Кт-120	Ц4-76, № 20	125	80	415	1400 × 1600	АО2-82-6	40	980	В	7	4050	870
			120	465		АО2-91-6	55		В	8	4170	
			160	523		АО2-92-6	75		Г	7	4370	
Кт-160	Ц4-100, № 16/2	160	80	530	1280 × 2253	АО2-91-6	55	980	Г	6	4430	1250
			120	600		АО2-92-6	75			6	4570	
			160	660		АО3-3155-6	110	985		8	4990	
Кт-200		200	80	585		АО2-92-6	75	980	Г	7	4600	
			120	645		АО3-3155-6	110			985	8	
			160	700		АО3-315М-6	132	985		9	5190	
Кт-250	Ц4-100, № 20/2	250	80	430	1600 × 2813	АО3-3155-6	110	985	Г	7	6710	1950
			120	490		АО3-315М-6	132		Г	8	6860	
			160	523		АО-113-10М	160	590	Д	9	8160	

Примечания 1 Ремни приводные для Кт-30—Кт-120 длиной 4000, для Кт-160 и Кт-200—6700 для Кт-250—7500 мм

2 Размеры всасывающих и нагнетательных отверстий вентиляторных агрегатов Кт-160, Кт-200 и Кт-250 следует принимать по размерам приточных камер по данным заводских каталогов

3 Положение кожуха и привода принимать по заводским каталогам

Таблица VIII.15. Техническая характеристика клапанов воздушных одноблочных и их компоновка

Кондиционер	Живое сечение клапана, м <sup>2</sup>	Размеры проходного сечения клапана, мм		Количество устанавливаемых клапанов			
		по длине лопаток	по ширине кондиционера	рекомендуемое для воздуха		возможное для воздуха	
				наружного	рециркуляционного	наружного	рециркуляционного
Кт-30	0,65 1,3	503 1003	1655	— 1	1 —	1 —	1 —
Кт-40	0,65 1,3	503 1003		— 1	— 1	1 —	1 —
Кт-60	1,3 2,6	503 1003	3405	— 1	1 —	1 —	1 —
Кт-80	1,3 2,6	503 1003		— 1	— 1	1 —	1 —
Кт-120	1,3 2,6	503 1003		1 1	— 1	— 1	1 1
Кт-160	1,3 2,6	503 1003		— 2	1 1	1 1	— 1
Кт-200	1,95 3,9	503 1003	5155	1 1	— 1	— 1	1 1
Кт-250	1,95 3,9	503 1003		— 2	1 1	1 1	— 1

Примечание. Рекомендуемое количество клапанов указано при расходе 100% наружного и 80% рециркуляционного воздуха, для отличающихся расходов дано возможное количество клапанов.

### Камеры обслуживания, воздушные, выравнивания и приточные

Камеры обслуживания монтируются между рабочими секциями кондиционеров и служат для доступа к ним с целью осмотра, наладки, ремонта и эксплуатации. Длина камер для Кт-30—Кт-160—622 мм, для Кт-200, Кт-250—1122 мм.

Камера обслуживания состоит из передней и задней стенок, потолка и дна. На передней стенке предусмотрена герметическая дверка, электросветильник герметический внутренний, четыре муфты для установки контрольно-измерительных приборов и экранирующие козырьки (с внутренней стороны) для защиты приборов от теплового излучения.

Камеры воздушные служат для смешивания различных потоков воздуха, а также выполняют функции камер обслуживания. На передней стенке расположены такие же детали, как и на камерах обслуживания. Длина камер для Кт-30 и Кт-60 — 622 мм, для остальных кондиционеров двух размеров — 622 и 1122 мм с установкой на них клапанов с длиной лопаток соответственно 500 и 1000 мм. При необходимости установки двух клапанов предусматриваются две последовательно расположенные камеры одинаковой или разной длины (см. «Воздушные клапаны»).

Камеры выравнивания служат для устранения неравномерности поля скоростей воздушного потока. Целесообразно выравнивающие камеры устанавли-

вать после секций, возмущающих поток воздуха (клапаны камеры смешения, воздухоподогреватели с обводным клапаном) перед технологическими секциями (фильтры, воздухоподогреватели, оросительные камеры) \*. Камеры выравнивания изготавливаются для кондиционеров Кт-30 — Кт-160 длиной 622, а для кондиционеров Кт-200 и Кт-250 — 1122 мм.

К дну всех камер приварены муфты для труб  $d_y = 20$  мм для присоединения дренажного трубопровода.

Приточные камеры применяются для установки в них вентиляторных агрегатов двухстороннего всасывания в кондиционерах заводского изготовления

Аэродинамическое сопротивление центральных кондиционеров Кт можно определять, руководствуясь данными сопротивлений при номинальной производительности (табл. VIII.16).

## Компоновка и размещение кондиционеров типа Кт

Наибольшее применение находят компоновки кондиционеров прямоточных и с одной рециркуляцией \*\*.

В табл. VIII.17 приведены последовательность расположения секций и данные для определения габаритов прямоточных кондиционеров и отдельных секций. При ином сочетании и количестве секций эта таблица может быть использована для облегчения определения габаритных размеров кондиционеров с конкретной компоновкой.

В табл. VIII.18 и VIII.19 приведены данные, облегчающие составление проектной документации. На листе VIII.8 дано возможное размещение кондиционеров Кт-30 — Кт-80 в плане с учетом стандартного шага колонн.

Высота помещения назначается с учетом прокладки под перекрытием воздуховодов и возможности демонтажа отдельных элементов кондиционеров с применением механизации.

Центральные кондиционеры общественных зданий в большинстве случаев размещаются в подвалах. Возможно также размещение их на технических этажах, но при этом усложняется защита соседних помещений от шума и вибраций. В любом случае вопросам борьбы с шумом должно быть уделено особое внимание. Кроме виброизолирующих оснований, гибких вставок и шумоглушителей необходим правильный выбор помещения для расположения кондиционеров. Помещения с низким уровнем шума не должны примыкать к технологическим помещениям с шумящим оборудованием (кондиционерами, вентиляторами). В случае необходимости внутренние поверхности технологических помещений облицовываются звукопоглощающими материалами. Требуется также тщательное уплотнение мест прохода воздуховодов и трубопроводов через ограждающие конструкции.

Установку рециркуляционных и рециркуляционно-вытяжных агрегатов следует располагать вместе с центральными кондиционерами. Здесь же монтируются и клапаны для регулирования соотношения количества рециркуляционного и выбрасываемого наружу воздуха. Выброс воздуха в общественных зданиях в этом случае может производиться, при соответствующем архитектурном оформлении, без вывода выхлопных труб выше крыши.

Вытяжные агрегаты из помещений с вредными выделениями или резкими запахами (санузлов, столовых, лабораторий и др.) целесообразно размещать в верхних технических этажах с обязательным выбросом воздуха выше крыши.

Проектирование и монтаж должны выполняться с соблюдением действующих противопожарных норм

---

\* И. Р. Щекин. Исследование аэродинамических показателей компоновок центральных кондиционеров. Автореферат кандидатской диссертации. Киев, 1973.

\*\* П. М. Кучеров, И. Р. Щекин, Г. С. Куликов, Н. Д. Мирончук. Исследование выпуска оборудования центральных кондиционеров типа Кд. Сб. «Кондиционеростроение». Труды института ВНИИкондвентмаш. Вып. 2. М., изд. ЦНИИТЭстроймаш, 1973.

Таблица VIII.16. Аэродинамическое сопротивление секций и камер центральных кондиционеров при номинальной воздухопроизводительности \*

Кондиционер	Номинальная воздухопроизводительность, тыс. м <sup>3</sup>	Аэродинамическое сопротивление элементов кондиционера, кгс/м <sup>2</sup>															
		приемного блока	смесительной камеры	воздушного фильтра		воздухонагревателя			камеры орошения	воздухоохладителей при количестве рядов труб						переходной секции к вентилятору	направляющего аппарата
				масляного самотищающего гося	сухого с материалом ФРНК	однорядного	двухрядного	трехрядного		4	5	6	7	8	9		
Кт-30	31,5	4,7	4,9	10	6—30	5,5	8,8	11,7	11	41,4	42,8	44,5	46,2	47,9	49,6	2,5	2
Кт-40	40	8,8	9	10	6—30	4,9	7,8	10,4	12,3	30,2	32,9	33,5	35,2	37	38,7	4,5	2
Кт-60	63	4,7	4,9	10	6—30	5,5	8,8	11,7	11	41,4	42,8	44,5	46,2	47,9	49,6	3,9	2
Кт-80	80	8,8	9	10	6—30	4,9	7,8	10,4	12,3	30,2	31,9	33,5	35,2	37	38,7	6,2	2
Кт-120	125	4,7	4,9	10	6—30	5,5	8,8	11,7	11	41,4	42,8	44,5	46,2	47,9	49,6	6,3	2
Кт-160	160	5,4	5,7	10	6—30	4,9	7,8	10,4	12,3	30,6	32,3	34	35,7	37,4	39,1	—	—
Кт-200	200	6,1	6,4	10	6—30	5,2	8,3	11,2	11	33	34,7	36,5	38,2	39,8	41,5	—	—
Кт-250	250	6,1	6,4	10	6—30	5,2	8,3	11,2	12,3	33,4	35,1	36,8	38,5	40,2	41,9	—	—

\* И. Р. Щекнин. Кондиционеры, калориферы, отопительные агрегаты. М., «Машиностроение», 1976.



Таблица VIII.17. Размеры прямоточных кондиционеров типа Кт, м

Наименование секций, элементов и последовательность их установки по ходу воздуха	Кондиционеры							
	Кт-30	Кт-40	Кт-60	Кт-80	Кт-120	Кт-160	Кт-200	Кт-250
Длина по ходу воздуха								
Приемная камера наружного воздуха (не поставляется)	1,2	1,2	1,2	1,2	1,8	1,8	2,4	2,4
Клапан воздушный	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253
Вставка	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Камера обслуживания	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	1,122	1,122
Фильтры воздушные (масляные)	0,44	0,44	0,444	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
Камера обслуживания	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	1,122	1,122
Секция первого подогрева из двух последовательно установленных теплообменников	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503
Камера обслуживания	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	1,122	1,122
Камера орошения	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45	2,45
Камера обслуживания	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	1,122	1,122
Секция второго подогрева из двух последовательно установленных теплообменников	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503	0,503
Камера обслуживания	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	0,622	1,122	1,122
Секция присоединительная	0,305	0,305	0,44	0,44	0,54	—	—	—
Направляющий аппарат	0,368	0,368	0,448	0,448	0,565	—	—	—
Вентиляторный агрегат	1,712	1,712	2,36	2,36	2,965	6,07	6,69	6,69
Длина без приемной камеры наружного воздуха	9,9	9,9	10,8	10,8	11,6	13,6	16,7	16,7
Поперечное сечение по наружному габариту оросительной камеры								
Ширина	1,86	1,86	3,61	3,61	3,61	3,61	5,36	5,36
Высота (от пола)	2,645	3,145	2,645	3,145	4,645	5,645	4,645	5,645

Примечания 1 При необходимости установки камер выравнивания увеличение длины на каждую камеру 0,622 м (без учета прокладок.)

2 Для кондиционеров с рециркуляцией размеры и число воздушных камер предусматриваются в зависимости от размеров и числа рециркуляционных клапанов

3 Высота сетчатых масляных фильтров на 130 мм выше высоты камер.

4. Высоты шторчатых масляных и рулонных пористых фильтров при необходимости их установки принимаются по данным каталогов.

Таблица VIII.18 Масса прямоточных кондиционеров типа Кт и нагрузка от них

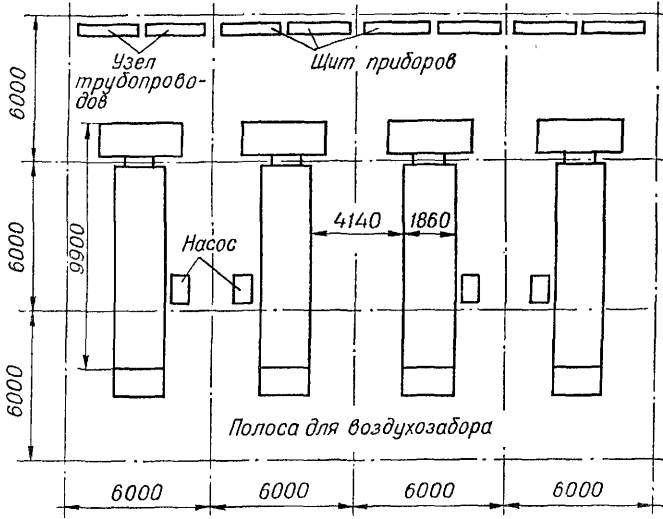
Наименование элементов	Единица измерения	Кондиционеры							
		Кт-30	Кт-40	Кт-60	Кт-80	Кт-120	Кт-160	Кт-200	Кт-250
<b>Камеры орошения</b>									
Металлические части	<i>t</i>	1,53	1,73	2,71	3,04	4,04	5,21	5,82	6,83
Вода	»	2,4	2,4	4,65	4,65	4,65	4,65	6,9	6,9
Изоляция	»	0,53	0,6	0,66	0,73	0,95	1,1	1,08	1,23
Общая масса	»	4,46	4,73	8,02	8,42	9,64	10,96	13,8	14,96
Площадь	<i>м<sup>2</sup></i>	4,5	4,5	8,8	8,8	8,8	8,8	13,1	13,1
Нагрузка	<i>т/м<sup>2</sup></i>	1,0	1,05	0,95	0,96	1,1	1,25	1,1	1,2
<b>Вентиляторные агрегаты</b>									
Металлические части	<i>t</i>	1,28	1,32	3,05	3,25	4,49	5,24	7,71	8,16
Бетонные фундаменты (надземная часть)	»	9,0	9,0	6,0	6,0	20,5	9,5	16,0	16,0
Изоляция	»	—	—	—	—	—	3,32	3,72	4,25
Общая масса	»	10,28	10,32	9,05	9,25	25,0	18,06	27,43	28,41
Площадь	<i>м<sup>2</sup></i>	6,8	6,8	10,0	10,0	16,0	16,0	25,9	25,9
Нагрузка	<i>т/м<sup>2</sup></i>	1,5	1,5	0,91	0,93	1,56	1,13	1,1	1,1
<b>Кондиционеры полностью</b>									
Металлические части	<i>t</i>	7,3	8,0	12,7	13,6	17,8	23,0	33,5	35,8
Бетонные фундаменты (надземная часть)	»	9,0	9,0	6,0	6,0	20,5	9,5	16,0	16,0
Изоляция	»	1,86	2,1	2,31	2,55	3,3	6,57	6,72	7,65
Вода	»	2,4	2,4	4,65	4,65	4,65	4,65	6,9	6,9
Общая масса	»	20,6	21,5	25,4	26,5	46,3	43,8	63,2	66
Площадь	<i>м<sup>2</sup></i>	20,3	20,3	43	43	45,8	53,1	82	82
Нагрузка	<i>т/м<sup>2</sup></i>	1,0	1,06	0,6	0,62	1,02	0,83	0,77	0,81

Примечания. 1. Объемная масса бетона фундаментов принята равной 2,5 т/м<sup>3</sup>.

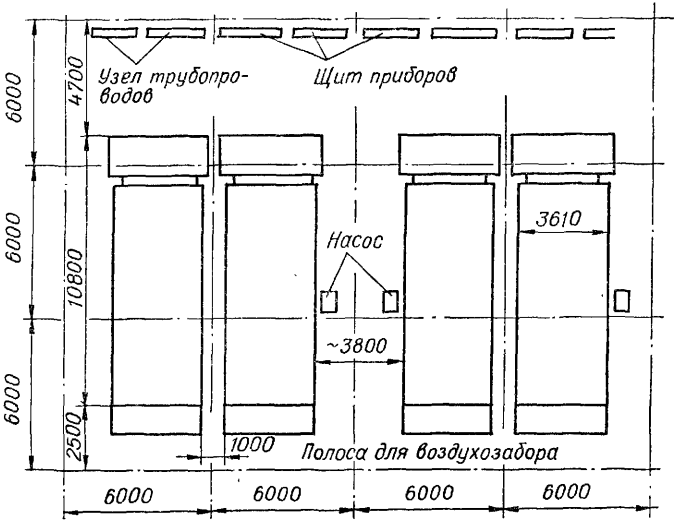
2. Масса изоляции, состоящей из слоя шлаковаты толщиной 40 мм, сетки и защитной конструкции, определена из расчета средней массы, равной 30 кг/м<sup>2</sup>.

3. Площадь принята без приемной камеры и проходов.

①



②



Лист VIII.8. Размещение прямоточных кондиционеров;  
 1 — Кт-30 и Кт-40; 2 — Кт-60 и Кт-80.

Таблица VIII.19. Габариты и масса узлов кондиционеров

Кондиционеры	Габариты, мм			Масса, кг
	длина	ширина	высота	
Кт-30	3290	1988	2480	1370
Кт-60 и Кт-80	3600	1500	1730	1260
Кт-120	3000	2000	2100	2000
Кт-160	4000	1800	2200	2000
Кт-200 и Кт-250	3500	2450	2350	3000

### НЕАВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

Неавтономные кондиционеры не имеют встроенных агрегатов, являющихся источниками тепла и холода. К этим кондиционерам по трубопроводам от центральных источников тепло- и холодоснабжения подводится горячая и холодная вода.

Неавтономные кондиционеры выпускаются пяти типоразмеров: КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5; КНУ-12; КНУ-18, предназначенных для круглогодичного технологического и комфортного кондиционирования воздуха \*. Эти кондиционеры могут работать как на одном наружном воздухе, так и с применением рециркуляции. Автоматическое включение и выключение утепленного клапана на патрубке (сети) наружного воздуха предусмотрено в схеме управления кондиционером.

Предусмотрена возможность следующих процессов обработки воздуха: смешивание, очистка от пыли, первичный подогрев (в зимнее время); увлажнение (в зимнее время) или охлаждение (в летнее время) в камере орошения (КНУ-2,5; КНУ-5; КНУ-7,5); охлаждение в орошаемом поверхностном воздухоохладителе в летнее время (КНУ-12 и КНУ-18) и второй подогрев до требуемых параметров.

Конструктивная схема соответствует блочным и блочно-секционным кондиционерам шкафного типа.

В механической секции (блоке) всех типоразмеров размещены: вентиляторный агрегат, насосная установка, сепаратор, воздухонагреватель второго подогрева, датчик температуры, контрольные термометры, во вспомогательных — клапаны наружного и рециркуляционного воздуха, воздушный фильтр, воздухонагреватель первого подогрева, камера орошения (КНУ-2,5, КНУ-5 и КНУ-7,5), орошаемый поверхностный воздухоохладитель (КНУ-12 и КНУ-18).

Доступ к секциям всех типоразмеров осуществляется через съемные панели, а в кондиционерах КНУ-12 и КНУ-18 предусмотрены также и герметические дверки.

Кондиционеры собираются из унифицированных узлов и деталей, а воздухонагреватели первого и второго подогревов всех кондиционеров — из базовых элементов с двумя рядами трубок одной длины в равном количестве. Фильтр для воздуха — сухой. Автоматическое регулирование — пневматическое.

Габаритные размеры с расположением присоединительных трубопроводов представлены на листе VIII.9, рис. 1 и 2, а их назначение и диаметры в табл. VIII.20.

Технические и конструктивные характеристики кондиционеров приведены в табл. VIII.21 и VIII.22.

Расчет теплопроизводительности калориферов и холодопроизводительности поверхностных воздухоохладителей кондиционеров КНУ-12 и КНУ-18 производится по приведенным ниже формулам.

Коэффициент теплопередачи воздухонагревателя,  $\text{ккал/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , в пределах скорости движения воды в трубах от 0,4 до 1 м/с

$$k = 10,5 (v\gamma)^{0,55} \omega^{0,22}. \quad (\text{VIII.56})$$

\* ГПИ Союзантехпроект. Строительный каталог. Ч. 10, раздел I, подраздел 72. Кондиционеры (автономные и неавтономные). М., ЦИНИС Госстроя СССР, 1973; Строительный каталог. Ч. 5, р. 9, паспорта №№ 9.01.00.230, 9.01.00.231, 9.01.00.232, 9.01.00.233, 9.01.00.00234.

Таблица VIII.20. Назначение и диаметры трубопроводов (лист VIII.9)

Назначение трубопроводов	Обозначение	Условный диаметр для кондиционеров, мм	
		КНУ-2,5 КНУ-5,0, КНУ-7,5	КНУ-18, КНУ-12
Присоединительные трубы к воздухонагревателю первого подогрева	$d_1$	25	40
Переливная из бака	$d_2$	100	100
Подвод воды к поплавковому клапану	$d_3$	15	15
Слив воды из бака	$d_4$	70	50
Присоединительные трубы к воздухонагревателю второго подогрева	$d_5$	20	40
Подвод воды к форсункам	$d_6$	40	—
Слив воды из механической секции	$d_7$	15	—
Присоединительные трубы к поверхностным воздухоохладителям	$d_8$	—	50

Коэффициент теплопередачи поверхностного воздухоохладителя,  $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$ , при последовательном соединении элементов с орошением (коэффициент орошения  $0,3 \text{ кг/кг}$ )

$$k = 8,0 (v\gamma)^{0,65} \omega^{0,16}, \quad (\text{VIII.57})$$

без орошения

$$k = 6,85 (v\gamma)^{0,65} \omega^{0,1}. \quad (\text{VIII.58})$$

При параллельно-последовательном соединении элементов с орошением (коэффициент орошения  $0,3 \text{ кг/кг}$ )

$$k = 7,2 (v\gamma)^{0,66} \omega^{0,11}, \quad (\text{VIII.59})$$

без орошения

$$k = 6,4 (v\gamma)^{0,65} \omega^{0,1}. \quad (\text{VIII.60})$$

Сопротивление проходу воды,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ , по трубкам воздухонагревателей первого и второго подогрева

$$\Delta H_{\text{H}} = 3,17 \omega^{1,8} \cdot 10^3. \quad (\text{VIII.61})$$

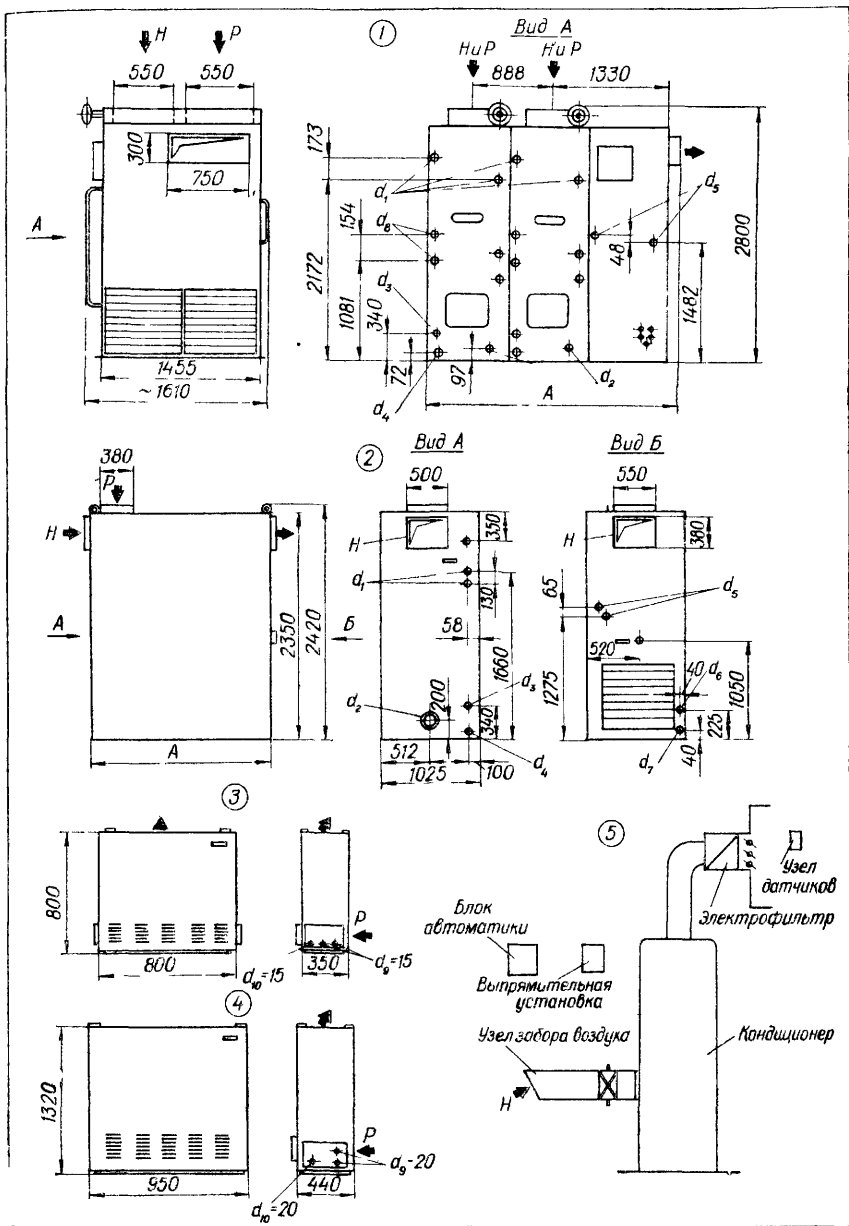
Сопротивление проходу воды по трубкам поверхностного воздухоохладителя,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ , определяется по формулам:

при последовательном соединении элементов по воде

$$\Delta H_{\text{оx}} = 7,9 \omega^{1,9} \cdot 10^3. \quad (\text{VIII.62})$$

при попарно-параллельном соединении

$$\Delta H'_{\text{оx}} = 3,1 \omega^{1,9} \cdot 10^3. \quad (\text{VIII.63})$$



Лист VIII.9. Неавтономные кондиционеры.

1 - КНУ-12 (размер  $A = 1855$  без средней секции), КНУ-18 (размер  $A = 2766$ ),  
 2 - КНУ-2,5 (размер  $A = 1350$ ), КНУ-5,0 (размер  $A = 1800$ ), КНУ-7,5 (размер  $A = 2250$ ),  
 3 - ВА-0,5, ВА-1,0 4 - ВА-2,5; 5 - УКВ-1 и УКВ-2

Таблица VIII.21. Техническая характеристика неавтономных кондиционеров

Наименование показателей	Единица измерения	Тип кондиционера				
		КНУ-2,5	КНУ-5	КНУ-7,5	КНУ-12	КНУ 18
Производительность по воздуху	$m^3/ч$	2500	5000	7500	12 000	18 000
Холодопроизводительность (при начальной температуре холодной воды $8^{\circ}C$ и начальных параметрах воздуха $t_n = +30^{\circ}C$ ; $\varphi_n = 40\%$ )	$ккал/ч$	14 500	29 000	43 500	60 000	100 000
Теплопроизводительность воздухонагревателей: первого подогрева (при перепаде температур теплоносителя $130-70^{\circ}C$ и начальной температуре воздуха $-30^{\circ}C$ )	»	43 000	86 000	129 000	250 000	380 000
второго подогрева (при перепаде температур теплоносителя $70-50^{\circ}C$ и начальной температуре воздуха $+8,5^{\circ}C$ )	»	8000	16 000	24 000	47 000	70 000
Свободное давление воздуха за кондиционером для расчета сети воздуховодов	$кгс/м^2$	26	30	30	30	30
Давление воды перед форсунками	$кгс/см^2$	1,2	1,2	1,2	—	—
Максимальный расход холодной воды	$кг/ч$	4500	9000	13 500	17 000	26 000
Давление сжатого воздуха, подводимого к кондиционеру для питания приборов автоматического регулирования	$кгс/см^2$	3—8	3—8	3—8	3—8	3—8
Мощность установленных электродвигателей	$квт$	3,9	7,2	7,2	14,5	14,5
Масса кондиционера (сухая)	$кг$	785	1020	1270	1900	3400

Примечание Ток переменный трехфазный частотой 50 гц, напряженне 220/380 в

Таблица VIII.22. Конструктивные характеристики неавтономных кондиционеров

Наименование показателей	Единица измерения	Тип кондиционера				
		КНУ-2,5	КНУ-5	КНУ-7,5	КНУ-12	КНУ-18
Воздухонагреватель первого подогрева						
поверхность	м <sup>2</sup>	17	34	51	68,2	68,2 × 2
живое сечение для прохода воздуха	»	0,165	0,165 × 2	0,165 × 3	0,39	0,39 × 2
живое сечение для прохода воды при последовательном соединении элементов	»	0,000578	0,000578	0,000578	0,0014	0,0014 × 2
Воздухонагреватель второго подогрева						
поверхность	»	8,5	17	17	34,2	34,2
живое сечение для прохода воздуха	»	0,165	0,165 × 2	0,165 × 2	0,39	0,39
живое сечение для прохода воды при последовательном соединении элементов	»	0,000578	0,000578	0,000578	0,0014	0,0014
Камера орошения						
количество рядов форсунок по ходу воздуха		3	3	3	—	—
диаметр форсунок	мм	4	4	4	—	—
количество форсунок в ряду		7	14 × 2 + 7 × 1	21 × 2 + 7 × 1	—	—
общее количество форсунок	»	21	35	49	—	—
Воздухоохладитель орошаемый:						
поверхность	м <sup>2</sup>	—	—	—	137	137 × 2
живое сечение для прохода воздуха	»	—	—	—	0,39	0,39 × 2
живое сечение для прохода холодоносителя при последовательном соединении элементов	»	—	—	—	0,0555	0,0555 × 2
то же, при попарно-параллельном	»	—	—	—	0,011	0,011 × 2
количество рядов форсунок по ходу воздуха	шт.	—	—	—	1	1
количество форсунок в ряду	»	—	—	—	18	36



## ВОЗДУХООХЛАЖДАЮЩИЕ НЕАВТОНОМНЫЕ АГРЕГАТЫ

Воздухоохлаждающие агрегаты ВА-0,5, ВА-1,0 и ВА-2,5 \* предназначены для автоматического поддержания температуры в помещениях с точностью  $\pm 1^\circ\text{C}$ . Регулирование относительной влажности агрегатами не предусмотрено. Теплообменники агрегатов присоединяются к холодоносителю (холодная вода) с начальной температурой  $+8 \div +4^\circ\text{C}$  и теплоносителю (горячая вода) с температурами  $+95 \div +70^\circ\text{C}$ .

Агрегаты состоят из двух основных узлов: вентиляторной установки (в нижней части корпуса) и теплообменника с поддоном для сбора конденсата, который может выпадать из воздуха в режиме охлаждения (в верхней части корпуса). Обеспыливание воздуха производится в кассете с сетчатой капроновой тканью. Кассета расположена непосредственно за воздухоприемной рециркуляционной решеткой, установленной в нижней передней панели корпуса. В нижней задней панели корпуса предусмотрено отверстие с заглушкой для возможного присоединения патрубка для наружного воздуха.

Обычно агрегаты обрабатывают рециркуляционный воздух, а подача наружного воздуха осуществляется отдельной централизованной установкой. Выпуск воздуха производится вверх под углом в сторону помещения. Панели агрегата съемные. Внутренняя поверхность их покрыта теплозвукоизолирующим материалом.

Регулирование предусмотрено путем автоматического включения и выключения вентилятора.

Переключение с режима охлаждения на режим обогрева производится вручную. Технические данные приведены в табл. VIII.23, а габаритные размеры на листе VIII.9, рис. 3 и 4.

**Таблица VIII.23. Техническая характеристика воздухоохлаждающих агрегатов**

Наименование показателей	Единица измерения	Тип агрегата		
		ВА-0,5	ВА-1,0	ВА-2,5
Производительность по воздуху	$\text{м}^3/\text{ч}$	500	1000	1600
Холодопроизводительность при начальных параметрах: воздуха — $t_n = 25^\circ\text{C}$ , $\Phi_n = 55\%$ , воды — $t_{в.н} = 8^\circ\text{C}$	$\text{ккал}/\text{ч}$	1500	2500	6000
Теплопроизводительность при начальной температуре воздуха $t_n = 20^\circ\text{C}$ и теплоносителе с параметрами $t_r = 95^\circ\text{C}$ , $t_0 = 70^\circ\text{C}$	»	6500	14 000	25 000
Расход холодной воды	$\text{кг}/\text{ч}$	400	600	800
Установленная мощность электродвигателя	$\text{квт}$	0,08	0,18	0,6
Напряжение	$\text{в}$	220		380
Масса	$\text{кг}$	126	145	185

**Примечание.** Ток переменный: для ВА-0,5—однофазный, для ВА-1,0 и ВА-2,3 — трехфазный. Допустимое давление воды  $6 \text{ кг}/\text{см}^2$ .

\* Строительный каталог. Ч 5., р. 9. Паспорта №№ 9.01.00, 236 и 9.01.00. 237. М., изд. ЦНИИТЭстроймаш, 1973.

## АВТОНОМНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ И УСТАНОВКИ КРУГЛОГОДОВОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Автономные кондиционеры имеют встроенную холодильную машину и, как правило, обслуживают одно помещение. Охлаждение конденсатора холодильной машины может быть водяное и воздушное. При водяном охлаждении к кондиционером необходимо подводить и отводить от них охлаждающую воду. При воздушном — наружный воздух перемещается вентилятором.

Автономные кондиционеры предназначены для охлаждения и осушения воздуха в теплый период года. Некоторые конструкции имеют электрокалорифер, позволяющий пользоваться им в переходный период года.

Автономные кондиционеры с водяным охлаждением конденсаторов, конструктивно оформленные в виде шкафа, приведены в табл. VIII.24. Холодильным агентом для кондиционеров КВ1-17 и КВ1-24 служит фреон 22, для остальных (приведенных в табл. VIII.24) — фреон 12. Электрический ток агрегата переменный трехфазный частотой 50 гц. Напряжение в силовой сети 380, в сети управления и сигнализации — 220 в. Все кондиционеры могут устанавливаться непосредственно в обслуживаемом помещении или вне его.

Кондиционер КА-6 предназначен для работы на рециркуляционном воздухе, но при необходимости к нему может присоединяться воздуховод для наружного воздуха.

В кондиционерах 1КС-12А, КВ1-17, КС-25, КС-35 и КС-50 предусмотрены патрубки или решетки для входа наружного и рециркуляционного воздуха. В проектах, если это требуется, вместо решеток и заглушек, укрепленных непосредственно на корпусе, присоединяются соответствующие воздуховоды.

Кондиционер КВ1-24 имеет только один патрубок, к которому присоединяется воздуховод наружного воздуха с отверстием для рециркуляции, предусматриваемом в проекте. При комфортном кондиционировании рекомендуется принимать меры по шумоглушению. Все кондиционеры имеют фильтры для очистки воздуха от пыли. Сеть для подвода и отвода охлаждающей воды разрабатывается в проекте. Вопросы применения оборотного водоснабжения решаются по местным условиям.

Температура воды, поступающей для охлаждения, должна быть не выше  $+25^{\circ}\text{C}$ . Заданная температура в помещении поддерживается автоматически. Переключение автоматики с режима охлаждения на режим подогрева или наоборот производится вручную.

Автономные кондиционеры с воздушным охлаждением конденсаторов приведены в табл. VIII.25.

Компактные кондиционеры типа «Азербайджан-4м» и «Азербайджан-5» оформлены в виде одного блока и предназначены для автоматического поддержания температуры в обслуживаемом помещении в теплый период года, работают на смеси наружного и рециркуляционного воздуха, устанавливаются на наружной стене или в окне. Холодильный агент — фреон 22.

Автономный отдельный кондиционер КР1-16А состоит из двух блоков: компрессорно-конденсаторного и воздухообрабатывающего, соединенных между собой трубопроводом. Холодильный агент — фреон 12. Блоки размещаются при проектировании, по месту с учетом наименьшего проникания шума в помещение.

К автономным кондиционерам относятся также кондиционеры многоступенчатого испарительного охлаждения, которые могут быть применены в районах с жарким сухим климатом\*.

Установки круглогодичного кондиционирования воздуха УКВ-1 и УКВ-2 (табл. VIII.26, лист VIII.9, рис. 5) предназначены для кондиционирования воздуха в хирургических операционных и палатах послеоперационного пребывания больных. Эти установки состоят из следующих основных узлов: автономных шкафов кондиционеров; воздуховода забора наружного воздуха с воздушным фильтром и водяным калорифером; блока автоматики; узла датчиков; электрического фильтра; выпрямительной установки к фильтру. Установки УКВ-1 и УКВ-2 предназначены для работы в районах с умеренным климатом и только на наружном воздухе. Установка УКВ-2 выпускается в двух исполнениях: с водяным (УКВ-2В) и с воздушным охлаждением конденсатора (УКВ-2А). Холодильный агент — фреон 12. Теплоноситель — вода  $+90^{\circ}\text{C}$ . Ток — трехфазный 220 или 380 в.

\* О. Я. Кокорин. Установки кондиционирования воздуха. М., «Машиностроение», 1970.

Таблица VIII.24. Технические показатели автономных кондиционеров с водяным охлаждением конденсаторов

Наименование показателей	Единица измерения	Тип кондиционера						
		КА-6	ККС-12А	КВ1-17	КВ1-24	КС-25	КС-35	КС-50
Производительность по воздуху	м <sup>3</sup> /ч	1700	2400	3500	5400	5000	7500	10 000
Холодопроизводительность	ккал/ч	7500	12 000	17 000	24 000	25 000	35 000	50 000
Температура испарения	°С	—	2	—	—	3—4	3	4
Температура конденсации	»	—	35	—	—		35	
Теплопроизводительность	ккал/ч	—	4130	—	—	8500	9400	15 000
Свободное давление для сети воздухопроводов	кгс/м <sup>2</sup>	—	5 ÷ 10		30	10		15
Расход воды, охлаждающей конденсатор	кг/ч	1200	2060	3800	4750	4000	7000	9300
Мощность электродвигателя вентилятора	квт	0,4	0,6	1,1		2,2		3,0
Мощность электродвигателя, встроенного в компрессор	»	2,8	4	3,1	8,25	6,5	14	20
Мощность электрокалорифера	»	—	4,8	—	—	10,5	11	15
Габаритные размеры:								
высота	мм	1400	1770		1800	1960	1840	2004
ширина	»	950	1120		1200	1270	1580	1983
глубина	»	535	660	570	860	930	1040	1130
Масса (сухая)	кг	340	700	540	800	1000	1500	2000

Таблица VIII.25. Технические показатели автономных кондиционеров с воздушным охлаждением конденсаторов

Наименование показателей	Единица измерения	Тип кондиционера		
		«Азербайджан-4м»	«Азербайджан-5»	KP1-16A
Производительность по воздуху	м <sup>3</sup> /ч		450	3500 ± 10%
Холодопроизводительность	ккал/ч	1600	2200	15500 ± 10%
Давление воздуха в выходе	кгс/м <sup>2</sup>	—	—	30
Потребляемая мощность	квт	1,08	1,2	9,5
Напряжение в силовой сети	в		220	380
То же, в сети управления	»		—	220
Совмещенный блок:				
высота	м		420	—
ширина	»		675	—
глубина	»		430	—
Масса (сухая)	кг		70	—

Примечание. Габариты (ширина, глубина, высота) и масса (сухая) отдельного кондиционера KP1-16A следующие: воздухоохлаждающий блок — 1200 × 500 × 1200 мм, 500 кг; компрессорно-конденсаторный блок 1200 × 750 × 1200 мм, 511 кг; дистанционный электропульт управления — 410 × 172 × 450 мм, 8,2 кг.

Таблица VIII.26. Технические показатели установок кондиционирования воздуха УКВ-1 и УКВ-2

Наименование показателей	Единица измерения	Тип установки	
		УКВ-1	УКВ-2
Производительность по воздуху	м <sup>3</sup> /ч	900 ÷ 1000	1900
Свободное давление	кгс/м <sup>2</sup>	—	10
Предельные параметры наружного воздуха для холодного периода года:			
t <sub>н</sub>	°C	—31	—29
Ф <sub>н</sub>	проц.		82
То же, для теплого периода года:			
t <sub>н</sub>	°C	+28	+37,6
Ф <sub>н</sub>	проц.	48	23
Пределы регулирования параметров воздуха в помещении:			
температуры	°C	19 ÷ 25 (±2)	18 ÷ 25 (±1)
относительная влажность	проц.	55 ÷ 60 (±5)	40 ÷ 60 (±5)
Объем обслуживаемого помещения хирургической операционной	м <sup>3</sup>	120	120—165
Холодопроизводительность	ккал/ч	8000	12 000
Производительность калориферов:			
водяного (первого подогрева)	»	15 000	27 000
электрического (второго подогрева)	»	4000	5000
Мощность электродвигателей компрессора	квт	3	2,8
То же, вентилятора	»	0,6	0,8
Мощность электрокалорифера	»		4,8
Максимальная мощность, потребляемая установкой с водяным охлаждением конденсатора	»	10	11,5
То же, с воздушным охлаждением	—	—	12,5

Наименование показателей	Единица измерения	Тип-устаревки	
		УКВ-1	УКВ-2
Расход воды при $t_b = 25^\circ \text{C}$ для охлаждения конденсатора	кг/ч	800	1200
Давление воды	кгс/см <sup>2</sup>	2	1,2—6
Расход горячей воды для увлажнения	кг/ч	30	50
Габаритные размеры кондиционера (без узла забора распределения):			
высота	мм	2100	1800
ширина	»	1100	1200
глубина	»	600	1000
Масса установки	кг	593	€30

### МЕСТНОЕ УВЛАЖНЕНИЕ И ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА

В зимний период для местного увлажнения воздуха в жилых и общественных зданиях применяются разнообразные устройства.

К бытовым увлажнителям с механическим распылением воды относятся аппараты «Комфорт» и УВ-2 заводского изготовления (лист VIII.10, рис. 1 и 2).

Простым и надежным прибором для увлажнения в зимнее время является разработанный и исследованный увлажнитель конструкции Р. В. Щекина \* (лист VIII.10, рис. 3 и 4).

Корпус прибора (металлический или пластмассовый) представляет собой ванну для воды со змеевиком и капельником. Прибор при помощи пробки особой конструкции соединяется с верхним или нижним ниппельным отверстием радиатора. Испарение происходит, главным образом, с поверхности насадки из пористых пластин минпласта, погруженных нижней частью в ванну с водой, нагреваемой змеевиком. Вода из радиатора циркулирует по змеевику. Пополнение испарившейся воды также происходит из радиатора через капельник. Поступление ее регулируется специальным приспособлением. Количество испаряющейся воды — 1,3—1,5 кг/сутки.

Бытовой климатизатор, разработанный в НИИсантехники и оборудования зданий и сооружений МПСМ, предназначен для адиабатического увлажнения и охлаждения внутреннего воздуха с возможностью последующего нагревания в зимнее время (лист VIII.10, рис. 5). Производительность агрегатов по воздуху 300 м<sup>3</sup>/ч, количество испаряемой воды 0,5—1 кг/ч. Воздух в агрегате может охлаждаться на 5—10°С или нагреваться от +20 до +30°С. Потребляемая мощность вентилятором — 0,05, электроподогревателем — 0,65—1,25 кВт.

Воздух поступает через решетку в дне корпуса, проходит через блок увлажненных минпластовых пластин электронагревателя и подается в помещение.

Местное осушение воздуха без его охлаждения необходимо в географических районах с прохладным влажным климатом (Белорусская ССР, Прибалтийские республики, Ленинградско-Мурманский район, Дальневосточное приморье), а также во влажных субтропиках (побережье Кавказа).

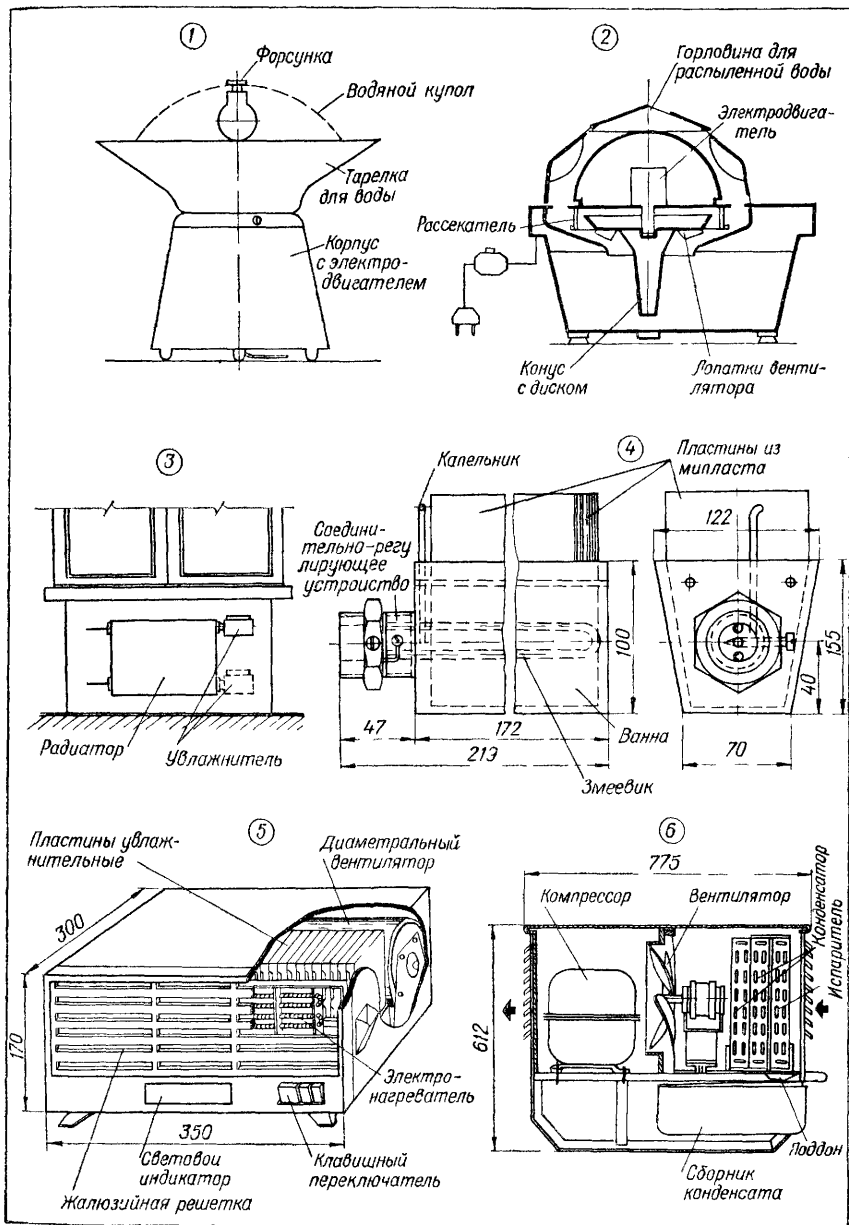
Для этой цели могут применяться сорбционные \*\* и механические \*\*\* осушители. Промышленностью выпускается механический осушитель воздуха «Азербайджан», модель ОВВ-1,4 (лист VII.10, рис. 6). Основные узлы осушителя: герметический компрессорный агрегат, вентилятор с электродвигателем, блок пускозащитной аппаратуры, воздушный пористый фильтр, ванна для конденсата, наружный кожух и опорная рама.

Влажный воздух, проходя последовательно через узлы агрегата, очищается от пыли в фильтре, охлаждается и осушается в испарителе, нагревается в конденсаторе и вновь подается в помещение.

\* Р. В. Щекин. Увлажнитель воздуха для жилых и общественных зданий. «Строительство и архитектура», 1972, № 7.

\*\* В. И. Сычков. Сорбционные осушители воздуха. Л., Стройиздат, 1969.

\*\*\* А. А. Гоголин. Осушение воздуха холодильными машинами. М., Госторгиздат, 1962.



Лист VIII. 10. Местные увлажнители и осушители воздуха:

1 — увлажнитель УВ 2, 2 — увлажнитель бытовой «Комфорт», 3 — установка увлажнителя УВЩ, 4 — увлажнитель УВЩ, 5 — бытовой климатизатор, 6 — осушитель воздуха «Азербайджан», модель ОВВ-1,4

Объем обслуживаемого помещения, м <sup>3</sup> . . . . .	До 400
Наименьшая температура точки росы охлаждаемого воздуха, °С . . . . .	+15
Количество удаляемой влаги, кг/ч, при параметрах воздуха: $t = 27^{\circ}\text{C}$ , $\varphi = 70\%$ . . . . .	1,4
Холодильный агент . . . . .	Фреон 22
Расход электроэнергии (ток — переменный), кВт . . . . .	1
Мощность электродвигателя вентилятора, кВт . . . . .	0,25
То же, компрессора, кВт . . . . .	0,7
Емкость ванны для конденсата, л . . . . .	12
Масса осушителя, кг . . . . .	75
Габаритные размеры, мм . . . . .	775×612×550

## ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ВОДОВОЗДУШНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### Общие сведения

Кондиционирование воздуха в современных многоэтажных зданиях с большим количеством периметральных комнат сопряжено с рядом особенностей, которым удовлетворяют центральные водовоздушные СКВ.

Принцип действия этих СКВ состоит в том, что очистка, тепловлажностная обработка и подача санитарной нормы наружного воздуха осуществляются центральными кондиционерами, а очистка, охлаждение или нагревание (без изменения влагосодержания) рециркуляционного воздуха — местными кондиционерами-доводчиками. Через теплообменники доводчиков циркулирует нагретая или охлажденная вода, подаваемая от центральных водоподогревателей и водоохладителей.

Применяются кондиционеры-доводчики, смешивающие наружный (первичный) и рециркуляционный воздух, или работающие только на рециркуляционном воздухе. В последнем случае наружный воздух подается самостоятельной СКВ через отдельные воздухораспределители. Доводчики могут быть вентиляторными или эжекционными.

Наибольшее распространение получили водовоздушные системы с эжекционными кондиционерами-доводчиками. Они обладают рядом достоинств.

Эти системы выполняют одновременно отопительные функции, что дает возможность в нерабочее время выключать центральные кондиционеры и переводить доводчики на естественную конвекцию.

На рис. 1 (лист VIII.11) представлена конструкция ЭКД типов КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2\*.

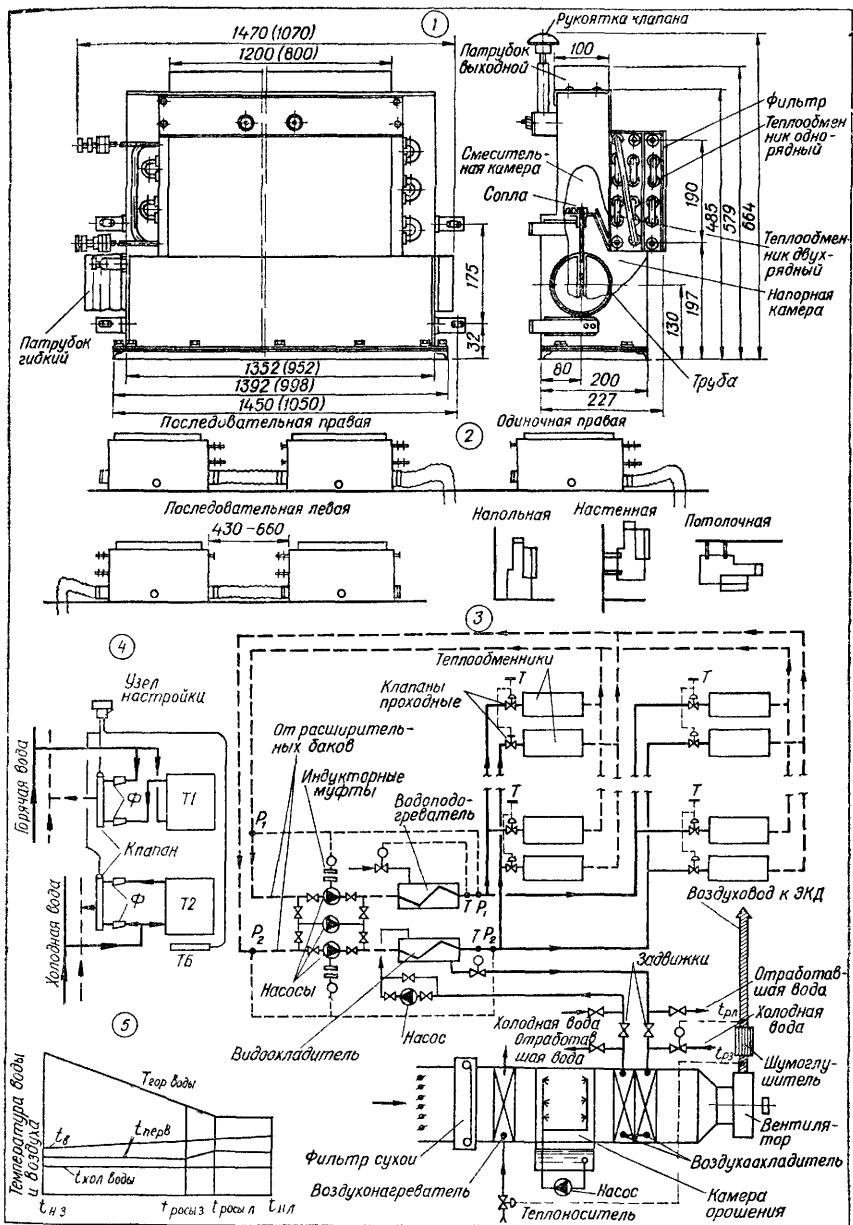
Наружный воздух по гибкому патрубку поступает в распределительную трубу и выходит в напорную камеру через регулируемое щелевое отверстие. Из напорной камеры первичный воздух выходит через сопла диаметром 3,5—5,5 мм из упругого материала со скоростью до 18 м/с и эжектирует рециркуляционный (вторичный) воздух, проходящий через сетчатый фильтр и теплообменники. Количество эжектируемого (вторичного) воздуха в 1,5—3,5 раза больше количества эжектирующего (первичного).

Теплообменники — трубчато-змеевиковые, оребренные алюминиевыми пластинами. Кондиционеры могут быть укомплектованы двух- или трехрядными теплообменниками. Трехрядный теплообменник состоит из двухрядного и однорядного теплообменников, установленных последовательно по ходу воздуха.

Конструкция ЭКД дает возможность выполнять следующие варианты монтажа: правое и левое присоединения по первичному воздуху и трубопроводам; последовательное соединение по первичному воздуху до трех агрегатов (в одном помещении); навесное, навесное и потолочное положение (лист VIII.11, рис. 2).

Технические данные об ЭКД приведены в табл. VIII.27.

\* Строительный каталог. Ч. 5, р. 9. Кондиционеры, вентиляторы, калориферы. Паспорт № 9.01.00.238. М., ЦНИИТЭстроймаш, 1973.



Лист VIII.11. Водовоздушные системы с эжекционными кондиционерами-доводчиками:

1 — эжекционные кондиционеры-доводчики типа КНЭ-У-0,8А и типа КНЭ-У-1,2 (размеры в скобках для КНЭ-У-0,8А); 2 — возможные схемы применения; 3 — принципиальная схема четырехтрубной системы с двумя теплообменниками; 4 — принципиальная схема присоединения регуляторов РТК-5225-1ТС-15 к теплообменникам; 5 — график регулирования температуры в четырехтрубной системе.



**Таблица VIII.27. Технические данные эжекционных  
кондиционеров-доводчиков**

Наименование показателей	Единица измерения	Тип кондиционера		
		КНЭ-У-0,8	КНЭ-У-0,8А	КНЭ-У-1,2
Производительность по первичному воздуху	м <sup>3</sup> /ч	60—80	40—150	80—225
Холодопроизводительность теплообменника по явному теплу при $t_{в.н} = 10^{\circ}\text{C}$	ккал/ч	400—500	350—650	500—1000
Теплопроизводительность поверхностного теплообменника при теплоносителе $T_{в.н} = 90^{\circ}\text{C}$ , $T_{в.к} = 70^{\circ}\text{C}$ :				
при работе с эжекцией	ккал/ч	2000	2700	3500
при режиме естественной конвекции при $t_{\text{рец}} = 16^{\circ}\text{C}$	»	1100	1100	1500
Давление первичного воздуха перед кондиционером (не более)	кгс/м <sup>2</sup>	40	40	40
Рабочее давление воды в теплообменниках (не более)	кгс/см <sup>2</sup>	12	12	12
Масса кондиционера (не более):				
с двухрядным теплообменником	кг	25	21	31
с трехрядным теплообменником	»	—	25	35

Регулирование температуры воздуха производится по тепло- и холодоносителю автоматически при помощи регулирующих клапанов, на которые воздействуют датчики температуры в помещении. Клапаны устанавливаются на подводках к теплообменникам. Дополнительное ручное регулирование возможно при помощи воздушного клапана (в КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2).

Различаются следующие водовоздушные системы с применением ЭКД:  
 двухтрубная с подачей холодного первичного воздуха и теплой воды;  
 двухтрубная с подачей теплого воздуха и холодной воды;  
 трехтрубная с подачей холодной и горячей воды;  
 четырехтрубные с одним или с двумя теплообменниками и подачей холодной и горячей воды.

Предложены также схемы однотрубных систем тепло- и холодоснабжения эжекционных доводчиков с двумя теплообменниками\*.

Наиболее простыми являются двухтрубные системы. Двухтрубная система с подачей холодного первичного воздуха и теплой воды применима в зданиях с небольшими теплоизбытками, когда первичный воздух в состоянии ассимилировать все теплопоступления без охлаждения рециркуляционного воздуха в теплообменнике. При этом необходимое количество первичного воздуха оказывается значительно большим по сравнению с требуемым по санитарным нормам. Для устранения этого применима схема с центральной рециркуляцией.

Трехтрубные системы с одновременной подачей холодной и горячей воды и общим обратным трубопроводом обладают рядом недостатков и не оправдали себя на практике.

Четырехтрубная система с двумя теплообменниками в ЭКД наиболее надежна в эксплуатации.

\* В. Е. Карпис. Расчет однотрубной системы холодоснабжения эжекционных доводчиков. «Водоснабжение и санитарная техника», 1975, № 5.

## Четырехтрубная система с эжекционными кондиционерами-доводчиками

Однорядный теплообменник присоединен к двухтрубному контуру горячей воды, а двухрядный — к двухтрубному контуру холодной воды. Присоединение теплообменников на схеме (лист VIII.11, рис. 3) условно показано разносторонним. В ЭКД, выпускаемых промышленностью, входные и выходные штуцера теплообменников расположены с одной стороны теплообменников. Нижние штуцера предназначены для входа теплоносителя и холодоносителя, а верхние — для выхода.

Основной особенностью и преимуществом четырехтрубной системы с двумя теплообменниками является то, что контуры горячей и холодной воды полностью разделены. В летнем режиме может полностью выключаться контур горячей воды, а в зимнем — холодной. В переходном режиме работают оба контура. График регулирования температуры приведен на листе VIII.11, рис. 5.

Данная система наиболее надежна в эксплуатации и легко автоматизируется, но при применяемых проходных клапанах требуется автоматика для поддержания постоянного давления в каждом контуре (датчики  $P_1$  и  $P_2$  и индукторные муфты у насосов, показанные на общей принципиальной схеме системы).

Более целесообразно применение регулятора температуры типа РТК-5225-1ТС-15-2ТС-1Б, рекомендуемого ЦНИИПромзданий. Принципиальная схема обвязки ЭКД с этими регуляторами приведена на рис. 4 (лист VIII.11). Эти регуляторы обеспечивают постоянство расхода воды через клапаны, а следовательно, гидравлическую устойчивость системы тепло- и холодоснабжения, что позволяет отказаться от автоматики поддержания постоянного давления в каждом контуре.

На входных штуцерах клапанов обязательно устанавливаются фильтры  $\Phi$ , предохраняющие седла клапанов от засорения. Сильфон узла настройки соединяется капиллярными трубками с сильфонами клапанов и отдельной капиллярной трубкой с термобаллоном  $ТБ$ , устанавливаемым в потоке рециркуляционного (вторичного) воздуха перед теплообменниками ЭКД. Один регулятор может обслужить 3–4 ЭКД (в одном помещении).

Расчет и подбор режимов работы ЭКД рекомендуется производить в такой последовательности\*.

Устанавливается глубина зоны обслуживания  $l_{\text{макс}}$  при максимально допустимой высоте помещения  $H_{\text{п}} = 3,5$  м для подоконной установки ЭКД: при  $H_{\text{п}} = 3,5$  м  $l_{\text{макс}} = 6$  м; при  $H_{\text{п}} = 2,5$  м  $l_{\text{макс}} = 5$  м. Промежуточные значения определяются интерполяцией.

По глубине помещения, существенно большей, чем  $l_{\text{макс}}$ , воздух подается во внутреннюю зону от отдельной центральной СКВ.

Количество воздуха,  $\text{м}^3/\text{ч}$ , из условия получения допустимых скоростей движения воздуха в рабочей зоне по приближенной формуле

$$L_{\text{общ}} = LBH_{\text{п}}, \quad (\text{VIII.64})$$

где  $L$  — объем воздуха, приходящийся на  $1 \text{ м}^2$  поперечного сечения помещения (при  $l = 3$  м  $L = 60$ ; при  $l = 6$  м  $L = 90 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ );

$B$  — ширина наружной стены помещения, м.

Промежуточные значения находятся по интерполяции.

Выпуск воздуха производится через решетки с перьями, направленными вглубь помещения (угол  $20^\circ$  от плоскости стены).

Максимально допустимое значение критерия Архимеда, при котором обеспечивается устойчивое настиание струи на потолок помещения при выпуске из ЭКД типа КНЭ-У определяется по формуле

$$Ar_{\text{кр}} = \sqrt{\left(\frac{0,1}{H_{\text{п}} - h_{\text{пр}}}\right)^3}, \quad (\text{VIII.65})$$

где  $h_{\text{пр}}$  — высота приточной решетки от пола, м.

Максимальная рабочая разность температур,  $^\circ\text{C}$ , между приточным воздухом  $t_0$  и воздухом помещения  $t_{\text{в}}$

$$\Delta t_{\text{р макс}} = 2H_{\text{п}}. \quad (\text{VIII.66})$$

\* По методике и данным О. Я. Кокорина и Л. И. Ставицкого (ЦНИИПромзданий).

Расчетные рабочие разности температур для теплого  $\Delta t_{p,л}$  и холодного  $\Delta t_{p,з}$  периодов года подсчитываются по формуле

$$\Delta t_p = \frac{\Sigma Q_{\max}}{L_{\text{общ}} \gamma_0 c_p}, \quad (\text{VIII.67})$$

где  $\Sigma Q_{\max}$  — суммарные расчетные теплотери или теплопоступления в помещение,  $\text{ккал/ч}$ ;

$\gamma_0$  — объемная масса приточного воздуха,  $\text{кг/м}^3$ ;

$c_p$  — теплоемкость воздуха,  $\text{ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ .

В случае, если требуемое значение  $\Delta t_p$ , определенное по формуле (VIII.67), окажется выше  $\Delta t_{p,\max}$ , то следует принять меры для снижения теплопотерь или теплопоступлений через наружные ограждения помещения.

Минимально допустимая скорость выхода воздуха из приточной решетки ЭКД для условия устойчивого настипания струи на потолок помещения определяется по формуле

$$v_{0,\min} = 1,1 \sqrt{\frac{g b_{\text{пр}} \Delta t_{p,л}}{\Delta \gamma_{\text{кр}} (273 + t_{в,л})}}, \quad (\text{VIII.68})$$

где  $g$  — ускорение свободного падения,  $\text{м/с}^2$

$b_{\text{п.р}}$  — ширина приточной решетки,  $\text{м}$ ;

$f_{\text{ж.с}}$  — живое сечение приточной решетки,  $\text{м}^2$ ;

$l_{\text{пр}}$  — длина приточной решетки,  $\text{м}$ ;

$t_{в,л}$  — температура воздуха помещения в теплый период года,  $^\circ\text{C}$ .

Максимально допустимая скорость воздуха для ЭКД ограничивается допустимым уровнем шума в соплах и составляет:

при  $d_c = 3,5 \text{ мм}$   $v_{0,\max} = 1,5 \text{ м/с}$ ;

при  $d_c = 4,5$  и  $5,5 \text{ мм}$   $v_{0,\max} = 1,8 \text{ м/с}$ .

Производительность одного ЭКД по приточному воздуху определяется по формуле

$$L_0 = f_{\text{ж.с}} v_0 \cdot 3600. \quad (\text{VIII.69})$$

Рекомендуемые значения размеров приточной решетки для ЭКД типа КНЭ-У следующие:

ширина  $b = 0,101 \text{ м}$ , число перьев  $s = 4$ ; толщина пера  $\delta = 0,004 \text{ м}$ ; угол между вертикальной осью и плоскостью пера  $\alpha = 20^\circ$ ; длина решетки  $l_{\text{п.р}} = 0,8$  и  $1,2 \text{ м}$  соответственно для КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2.

При этих размерах для КНЭ-У-0,8А  $f_{\text{ж.с}} = 0,064$ ; для КНЭ-У-1,2  $f_{\text{ж.с}} = 0,096 \text{ м}^2$ .

Подставляя в формулу (VIII.69) значения  $v_{0,\min}$  и  $v_{0,\max}$ , определяют границы возможного изменения производительности по приточному воздуху для обоих типов ЭКД —  $L_{0,\min}$  и  $L_{0,\max}$ .

Определяется максимальное и минимальное количество ЭКД, требуемых для установки в помещении:

$$N_{\max} = \frac{L_{\text{общ}}}{L_{0,\min}}; \quad N_{\min} = \frac{L_{\text{общ}}}{L_{0,\max}}. \quad (\text{VIII.70})$$

Руководствуясь конструктивными и экономическими соображениями, а также требованиями комфорта, определяют тип и оптимальное количество ЭКД  $N_{\min} \leq N_{\text{опт}} \leq N_{\max}$ .

При этом следует учитывать, что длина ЭКД типа КНЭ-У-0,8А с подводными коммуникациями равна  $1,5 \text{ м}$ , а КНЭ-У-1,2— $2,0 \text{ м}$ .

Определяется общее количество первичного воздуха  $L_{\text{общ.перв}}$  на помещение. Выбор производится, исходя из следующих соображений.

1. Количество первичного воздуха должно обеспечивать санитарную норму подачи свежего воздуха для людей, находящихся в помещении,

$$L_{\text{общ.перв.1}} = aL_c, \quad (\text{VIII.71})$$

где  $a$  — расчетное количество людей в помещении;

$L_c$  — объем свежего наружного воздуха, принимаемый в соответствии с санитарной нормой до 50—80 м<sup>3</sup>/ч на 1 человека.

При определении санитарной нормы наружного воздуха следует учитывать плотность заселения помещения, степень применения в нем синтетических отделочных материалов и среднее число посетителей.

2. Количество первичного воздуха должно обеспечивать ассимиляцию влаговыведений в помещении и поддержание комфортного влажностного режима:

$$L_{\text{общ.перв.2}} = \frac{aW}{(d_v - d_{\text{перв}}) \gamma_{\text{перв}}}, \quad (\text{VIII.72})$$

где  $W$  — влаговыведения от одного человека, г/ч;

$d_v$  — влагосодержание воздуха в помещении, г/кг;

$d_{\text{перв}}$  — влагосодержание первичного воздуха, г/кг;

$\gamma_{\text{перв}}$  — объемная масса первичного воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

3. Если первичный воздух выполняет в системе функции теплоносителя или холодоносителя, то он должен компенсировать соответственно теплотери или теплоступления в помещении:

$$L_{\text{общ.перв.3}} = \frac{\Sigma Q_{\text{макс}}}{\gamma_{\text{перв}} c'_p \Delta t_{\text{перв}}}, \quad (\text{VIII.73})$$

где  $\Delta t_{\text{перв}}$  — рабочая разность температур по первичному воздуху, °С.

Выбирают наибольшее из значений  $L_{\text{общ.перв.}}$ , вычисленных по формулам (VIII.71) — (VIII.73), и определяют количество первичного воздуха для одного ЭКД:

$$L_{\text{перв}} = \frac{L_{\text{общ.перв}}}{N_{\text{опт}}}. \quad (\text{VIII.74})$$

Оптимальное количество приточного воздуха для одного ЭКД

$$L_{\text{о.опт}} = \frac{L_{\text{общ}}}{N_{\text{опт}}}. \quad (\text{VIII.75})$$

Зная  $L_{\text{о.опт}}$  и  $L_{\text{перв}}$ , по графику (лист VIII.12, рис. 2) определяют диаметр сопел. Если расход первичного воздуха, определенный по формуле (VIII.90), недостаточен для получения требуемого расхода приточного воздуха, то  $L_{\text{перв}}$  увеличивают до необходимого значения.

При подборе диаметра сопел следует учитывать, что верхние граничные значения характеристик ЭКД соответствуют предельно допустимым значениям уровня шума для помещений, в которых обычно применяются ЭКД.

Расчетные нагрузки на теплообменник, ккал/ч, каждого ЭКД определяются по формулам:

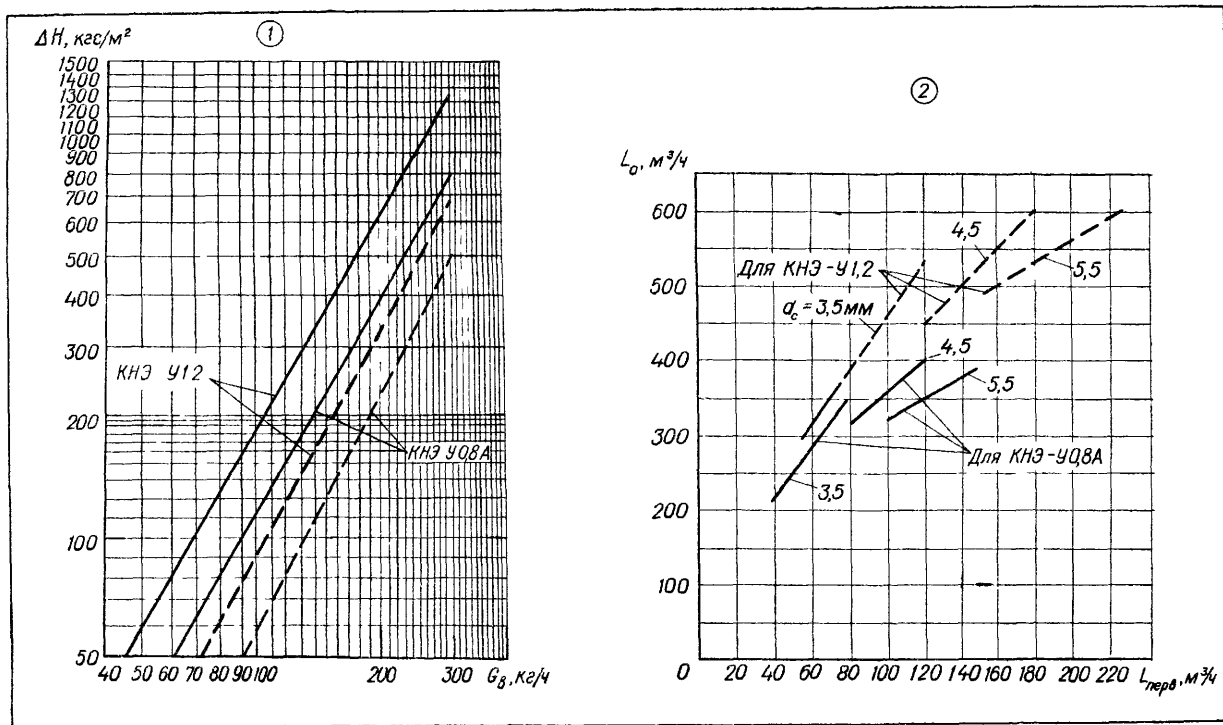
для теплого периода года

$$Q_{\text{охл}} = \frac{\Sigma Q_{\text{макс.л}}}{N_{\text{опт}}} - L_{\text{перв}} \gamma_{\text{перв}} c'_p (t_{\text{в.л}} - t_{\text{перв.л}}); \quad (\text{VIII.76})$$

для холодного периода года

$$Q_{\text{т}} = \frac{\Sigma Q_{\text{макс.з}}}{N_{\text{опт}}} + L_{\text{перв}} \gamma_{\text{перв}} c'_p (t_{\text{в.з}} - t_{\text{перв.з}}); \quad (\text{VIII.77})$$

$$Q_{\text{т.к}} = Q_{\text{т}} \frac{t_{\text{в.д}} - t_{\text{н.з}}}{t_{\text{в.з}} - t_{\text{н.з}}}, \quad (\text{VIII.78})$$



Лист VIII. 12. Графики для расчета ЭКД:

1 — гидравлическое сопротивление проходу воды для теплообменников КНЭ-У-0,8А и КНЭ-У-1,2 (для однорядных теплообменников — пунктирные линии, для двухрядных — сплошные), 2 — зависимость расхода приточного воздуха  $L_0$  от расходов первичного воздуха  $L_{\text{перв}}$  (КНЭ-У 1,2 — пунктирные линии, КНЭ-У-0,8А — сплошные).

где  $\Sigma Q_{\text{макс.л.}}$ ,  $\Sigma Q_{\text{макс.з}}$  — соответственно суммарные расчетные теплопоступления и теплопотери в помещении, в теплый и холодный периоды, *ккал/ч*;

$Q_{\text{т.к}}$  — теплопотери, приходящиеся на один ЭКД при дежурном отоплении, *ккал/ч*;

$t_{\text{н.з}}$  — расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года, °С;

$t_{\text{в.з}}$  и  $t_{\text{в.д}}$  — температура воздуха в помещении — расчетная и при дежурном отоплении, °С;

$t_{\text{перв.л}}$  и  $t_{\text{перв.з}}$  — температура первичного воздуха соответственно для теплого и холодного периодов года, °С.

Расчетная начальная температура холодной воды  $t_{\text{в.п}}$  выбирается такой, чтобы в теплообменниках ЭКД не выпадал конденсат, для отвода которого могут потребоваться дренажные трубопроводы. Температура  $t_{\text{в.н}}$  принимается

$$t_{\text{в.н}} \geq t_{\text{р.в}} + (1 \div 2), \quad (\text{VIII.79})$$

где  $t_{\text{р.в}}$  — температура точки росы воздуха помещения, °С.

Зная  $Q_{\text{охл}}$  и  $t_{\text{в.н}}$ , можно определить требуемый удельный показатель холодопроизводительности теплообменника ЭКД:

$$A_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{\gamma_{\text{в}} (t_{\text{в.л}} - t_{\text{в.н}})}, \quad (\text{VIII.80})$$

где  $\gamma_{\text{в}}$  — объемная масса рециркуляционного воздуха, *кг/м<sup>3</sup>*.

По найденным значениям  $A_{\text{охл}}$ ,  $L_{\text{перв}}$ ,  $\text{м}^3/\text{ч}$  (соответствующему  $G_{\text{н}}$ , *кг*, на графиках и диаметру сопел  $d_c$ ), для выбранного типа ЭКД определяется расход холодной воды через теплообменник  $G_{\text{в}}$  по данным графиков на листе VIII.13. Для ЭКД с трехрядными теплообменниками к значениям показателя  $A_{\text{охл}}$ , приведенным на графиках, при работе на холодной воде двухрядного теплообменника вводится множитель 0,95, а при работе на холодной воде однорядного теплообменника — 0,64.

Удельный показатель тепловой производительности в режиме вынужденной конвекции  $A_{\text{т}}$  и в режиме естественной конвекции  $A_{\text{т.к}}$ , отнесенных к 1°С разности начальных температур горячей воды и рециркуляционного воздуха,

$$A_{\text{т}} \text{ и } A_{\text{т.к}} = \frac{G_{\text{в}} c_{\text{в}} (T_{\text{в.н}} - T_{\text{в.к}})}{T_{\text{в.н}} - t_{\text{в}}} \cdot \frac{1}{\gamma_{\text{в}}}, \quad (\text{VIII.81})$$

где  $G_{\text{в}}$  — расход воды, *кг/ч*;

$c_{\text{в}}$  — теплоемкость воды, *ккал/ч*;

$T_{\text{в.н}}$  — начальная температура горячей воды, °С;

$T_{\text{в.к}}$  — конечная температура горячей воды, °С;

$t_{\text{в}}$  — температура рециркуляционного воздуха, °С;

$\gamma_{\text{в}}$  — плотность рециркуляционного воздуха, *кг/м<sup>3</sup>*.

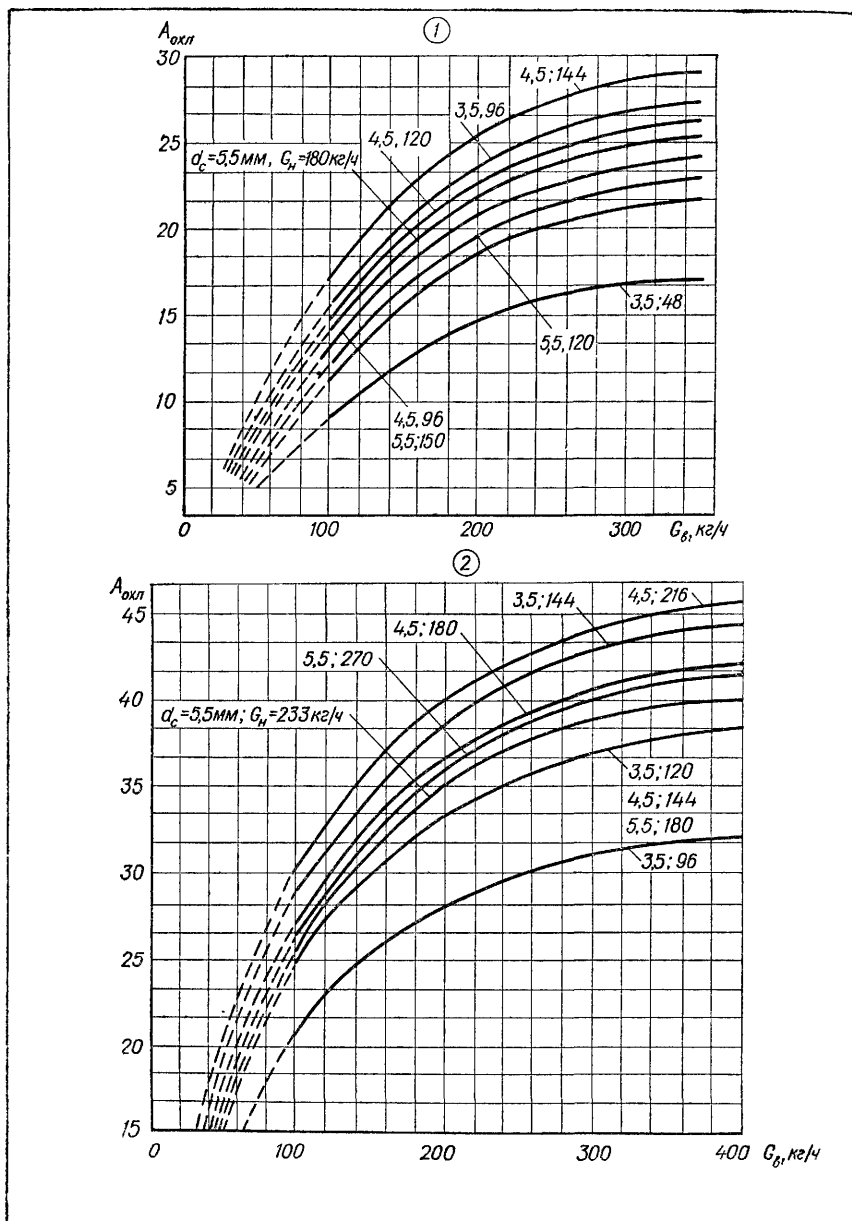
К значениям показателей  $A_{\text{т}}$  и  $A_{\text{т.к}}$ , приведенным на листах VIII.14 и VIII.15 при трехрядных теплообменниках, вводится понижающий коэффициент 0,95, если двухрядный теплообменник работает на горячей воде. При работе на горячей воде однорядного теплообменника к значению показателя  $A_{\text{т}}$  необходимо вводить множитель 0,64, а к значению  $A_{\text{т.к}}$  — 0,4.

Расчет режимов нагрева необходимо начинать с режима естественной конвекции, поскольку при этом теплообменник ЭКД имеет наименьшие удельные показатели теплопроизводительности.

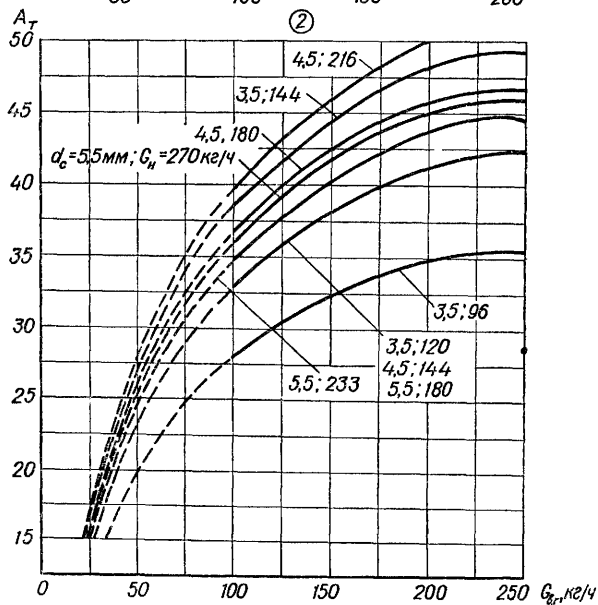
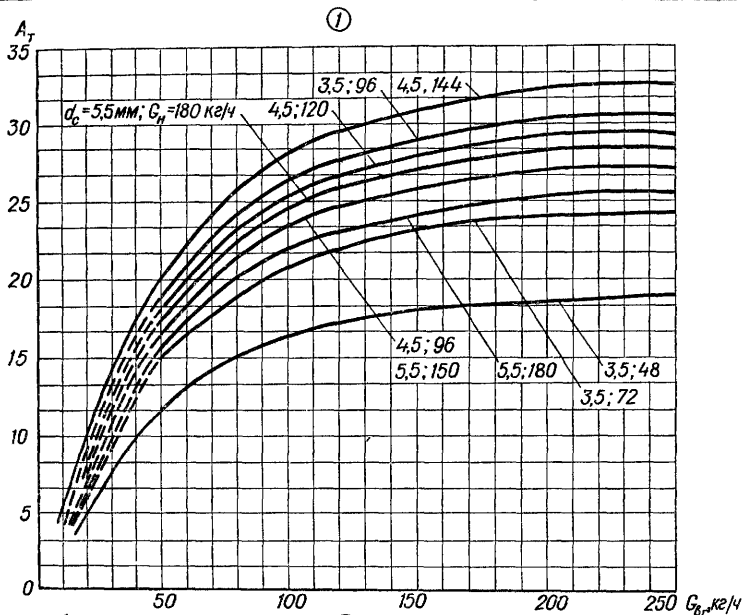
Определив по формуле (VIII.78) значение  $Q_{\text{т.к}}$ , по одному из графиков на листе VIII.16 находят минимально допустимый расход воды  $G_{\text{в.г}}$  при максимально допустимом температурном перепаде  $T_{\text{в.г}} - t_{\text{в.д}}$  (значение перепада указано на кривых).

При этом руководствуются следующими соображениями:

исходя из условий обеспечения нормальных динамических свойств регуляторов типа РТК, расход воды через клапан должен быть не менее 140—160 *кг/ч* (при перепаде давлений в клапане соответственно  $\Delta p = 0,3\text{—}0,4$  *кгс/см<sup>2</sup>*);



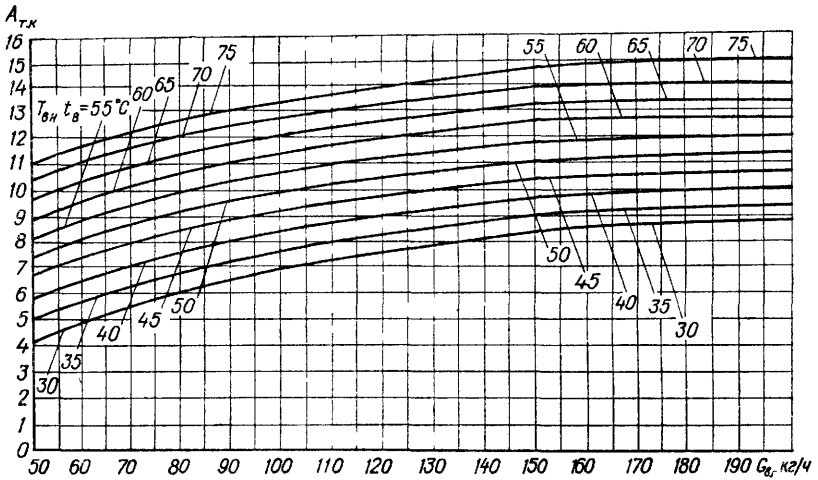
Лист VIII. 13. Удельный показатель  $A_{окл}$  в двухрядном теплообменнике ЭКД:  
 1 — типа КНЭ-У-0,8А; 2 — типа КНЭ-У-1,2.



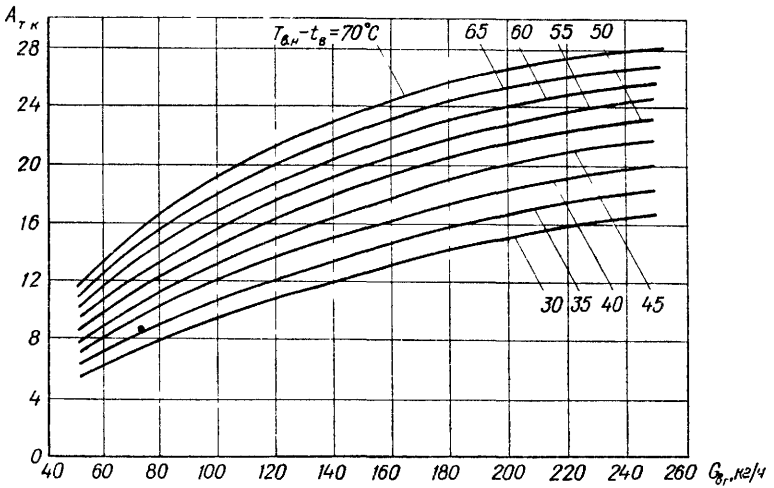
Лист VIII. 14. Удельный показатель  $A_T$  в двухрядном теплообменнике ЭКД:  
1 — типа КНЭ-У-0,8А; 2 — типа КНЭ-У-1,2.



①

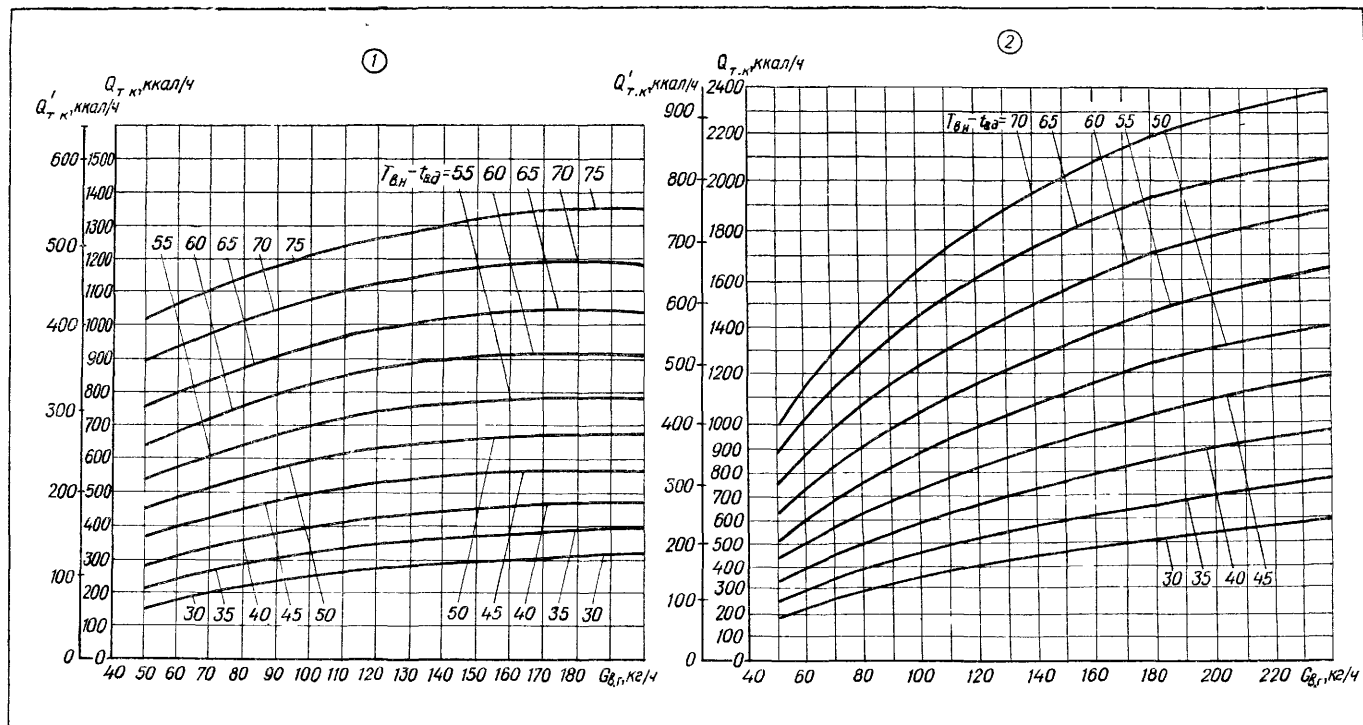


②



Лист VIII.15. Удельный показатель  $A_{T,K}$  в двухрядном теплообменнике ЭКД при последовательном соединении двух теплообменников по воде и по воздуху.

1 — типа КНЭ У 0,8А, 2 — типа КНЭ У-1,2



Лист VIII.16. Теплопроизводительность теплообменников ЭКД при режиме естественной конвекции:

1 — для КНЭ-У-0,8А; 2 — для КНЭ-У-1,2.  $Q_{T,K}$  — для двухрядного теплообменника;  $Q'_{T,K}$  — для трехрядного теплообменника (однорядный теплообменник — для горячей воды).

расчетная начальная температура горячей воды  $T_{в.г}$  не должна превышать  $90^\circ\text{C}$  (во избежание пригорания пыли на фильтре теплообменника).

Определив разность  $T_{в.г} - t_{в.д}$ , легко определить  $T_{в.г}$  в режиме естественной конвекции для холодного периода года.

Зная расход горячей воды  $G_{в.г}$ , можно найти требуемый удельный показатель  $A_T$ , пользуясь графиками на листе VIII.14, а также приведенными выше указаниями.

Расчетная начальная температура горячей воды  $T_{в.г}$ , при подаче первичного воздуха для холодного периода года, определяется после подстановки известных величин в формулу

$$A_T = \frac{Q_T}{\gamma_{в} (T_{в.г} - t_{в.д})}. \quad (\text{VIII.82})$$

По найденным значениям расходов холодной и горячей воды подбирается регулирующий клапан.

Гидравлическое сопротивление теплообменников находят по графику на листе VIII.12, рис. 1.

Необходимое статическое давление первичного воздуха приведено на листе VIII.17, рис. 2 и 3. На этом же листе (рис. 1) даны значения коэффициентов эжекции

$$k_{эж} = \frac{L_0 - L_{перв}}{L_{перв}}. \quad (\text{VIII.83})$$

Рабочие чертежи конструктивных решений по установке ЭКД и прокладке коммуникаций разработаны Моспроект 2\*.

Отключение контура теплоснабжения в четырехтрубных системах предусматривается при  $t_n > t_b$ , а контура холодоснабжения — при  $t_n < -10^\circ\text{C}$ .

## ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В качестве теплоносителя для снабжения теплом воздухонагревателей СКВ, как правило, применяется вода. В отдельных случаях возможно применение пара низкого давления, но при этом необходима установка в обводном канале воздушных клапанов, предназначенных для улучшения условий регулирования температуры подогреваемого воздуха.

Воздухонагреватели первого подогрева присоединяются к водяным тепловым сетям по непосредственной схеме.

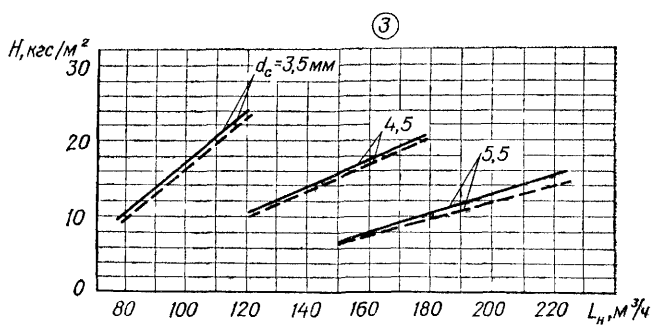
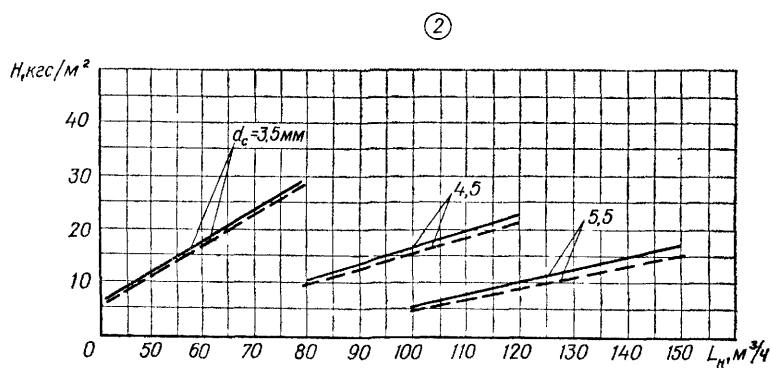
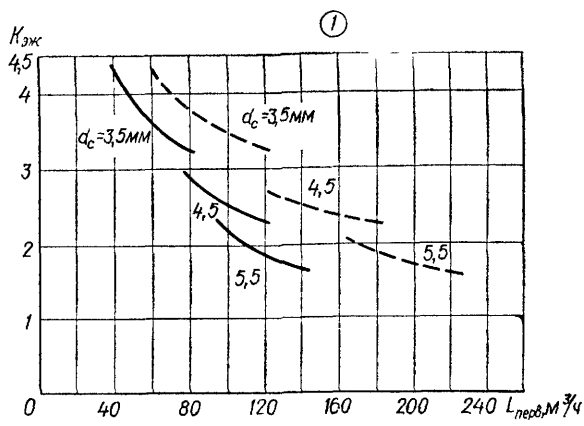
Воздухонагреватели второго подогрева и местных или зональных доводчиков снабжаются водой с постоянной температурой. Для приготовления воды с постоянной температурой используют смесительные установки, выполненные по схеме, изображенной на листе VIII.18, рис. 1.

По этой схеме вода из подающей линии теплофикационной сети проходит через автоматический клапан  $K2$ , смешивается с частью воды, возвращающейся из воздухонагревателей. Циркуляция в контуре создается насосом. Клапаном  $K2$  управляет датчик  $T$ , поддерживающий постоянную температуру воды перед воздухонагревателями на заданном уровне. После воздухонагревателей вода частично отводится в обратную линию теплосети, а частично на рециркуляцию к насосу (через обратный клапан  $OK1$ ).

Для регулирования теплоотдачи воздухонагревателей устанавливаются клапаны  $K1$ . При частичном или полном закрытии этих клапанов вода также частично или полностью поступает по обводной линии с регулятором  $K3$  «до себя». В теплый период года, когда температура воды в теплосети поддерживается на постоянном уровне, смесительная установка отключается и циркуляция воды через воздухонагреватели осуществляется по обводной линии у насоса.

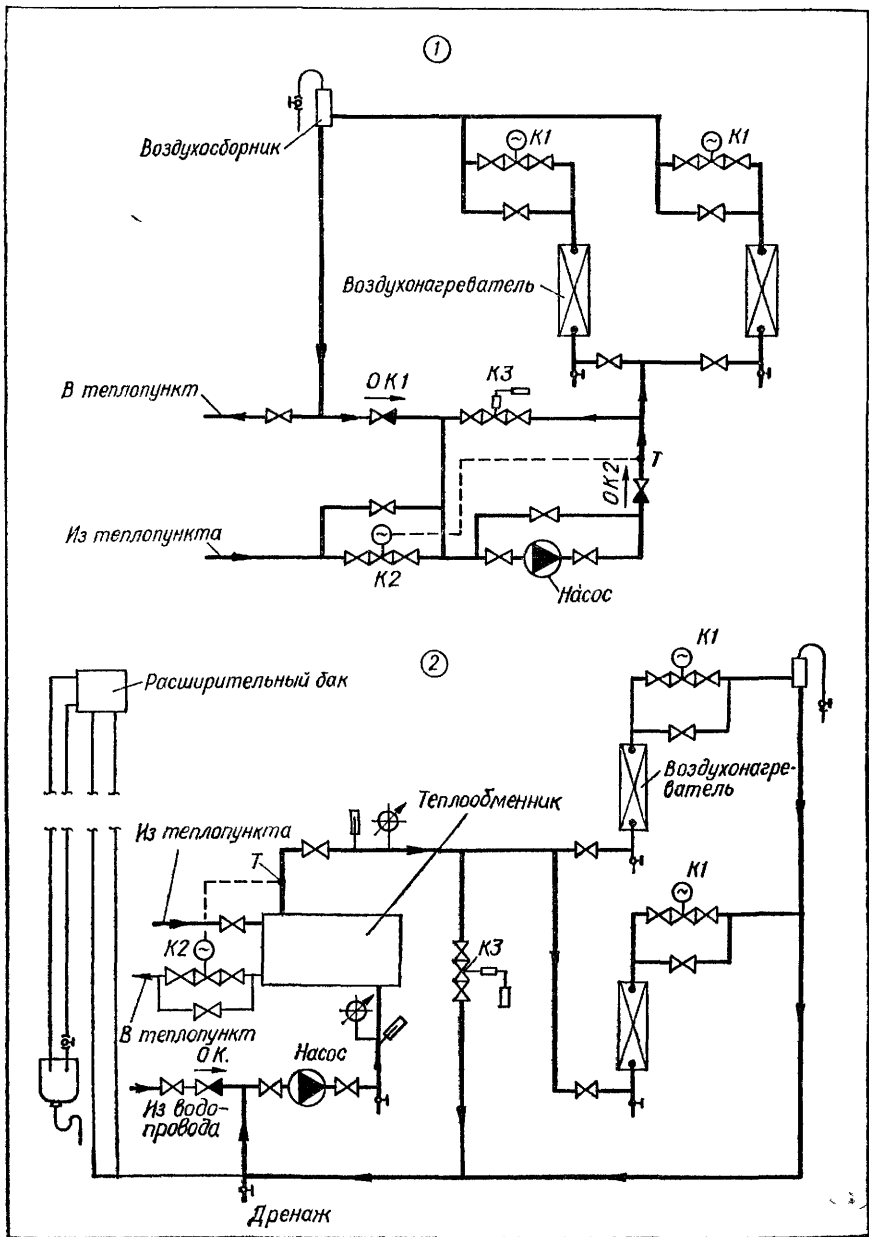
Расчетная температура воды, подаваемой к калориферам второго, местного или зонального подогрева, обычно принимается в пределах  $60-70^\circ\text{C}$ . Температура обратной воды соответственно  $40-50^\circ\text{C}$ .

\* Пособие для проектирования. Раздел 15. Вентиляция, серия 2. Системы кондиционирования воздуха с эжекционными доводчиками. М., Моспроект 2, 1970.



**Лист VIII.17. Графики для расчета ЭКД:**

1 — изменение коэффициента эжекции  $K_{эж}$  при режиме нагрева воздуха; 2 — требуемое давление первичного воздуха для КНЭ-У-0,8А ( $H_{ст.кам}$  — сплошные линии,  $H_{дин.сопел}$  — пунктирные линии); 3 — требуемое давление первичного воздуха для КНЭ-У-1,2 ( $H_{ст.кам}$  — сплошные линии;  $H_{дин.сопел}$  — пунктирные).



Лист VIII.18. Принципиальные схемы теплоснабжения калориферов второго, местного и зонального подогрева:  
 1 — со смесительной установкой; 2 — независимая, закрытая с водоводяным теплообменником.

Приготовление теплоносителя с постоянной температурой можно производить также с помощью водоводяных теплообменников по независимой, закрытой схеме, изображенной на листе VIII.18, рис. 2.

По этой схеме вода из подающей линии теплосети подается через клапан  $K_2$  в водоводяной теплообменник, где нагревает вторичный теплоноситель (воду) до заданной температуры (обычно  $60^\circ\text{C}$ ). Обратная вода из теплообменника отводится в обратную линию теплосети. Постоянная температура воды, подаваемой в воздухонагреватели, поддерживается клапаном  $K_2$ , который управляется датчиком  $T$ .

Насос создает циркуляцию воды в замкнутом контуре: насос — водоводяной теплообменник — воздухонагреватели — насос. Регулирование теплоотдачи воздухонагревателей осуществляется при помощи клапанов  $K_1$  путем изменения количества воды. При этом изменяется количество воды, протекающей по обводной линии с регулятором  $K_3$  «после себя».

Замкнутый контур вторичного теплоносителя снабжается расширительным баком с необходимыми трубопроводами. Температура обратной воды после воздухонагревателей принимается равной  $40^\circ\text{C}$ .

Установки с водоводяными теплообменниками дороже, чем смешительные установки. В связи с этим они применяются, как правило, только в тех случаях, когда по условиям гидравлического режима тепловых сетей требуется независимая схема присоединения и при теплоносителе — пар.

Расчетный расход тепла для каждого из калориферов второго, местного или зонального подогрева следует определять, исходя из условий отсутствия тепловыделений в обслуживаемом помещении и принимать равным большему из расходов, определенных для холодного и теплого периодов года.

## ХОЛОДОСНАБЖЕНИЕ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### Источники холода и принципиальные схемы холодоснабжения

Источниками холода для СКВ жилых и общественных зданий являются компрессионные и теплоиспользующие холодильные машины, артезианская вода, вода горных рек и озер и естественный лед, получаемый из водоемов и заготавливаемый за зимний период в бунтах.

В районах с сухим и жарким климатом возможно испарительное охлаждение воздуха прямое, косвенное или комбинированное.

Фреоновые компрессионные машины работают на фреонах марки 12 и 22. При максимальной потребности в холоде до  $2 \text{ Гкал/ч}$  применяются преимущественно поршневые компрессоры, при большей потребности — центробежные.

В отдельных случаях, например, при сооружении спортивных залов с ледяными катками, могут применяться аммиачные холодильные машины, обслуживающие ледяное поле и СКВ. Однако при этом приготовление холодной воды для нужд СКВ производится в промежуточных теплообменниках (рассол — вода).

Из теплоиспользующих машин применяются бромисто-литиевые абсорбционные машины, работающие на паре или на горячей воде с температурой не ниже  $75^\circ\text{C}$ .

Используются эти машины при наличии дешевого тепла и расчетной потребности в холоде  $500 \text{ Мкал/ч}$  и более.

Пароэжекторные холодильные машины применяются главным образом на предприятиях, так как потребляют значительное количество пара и воды для охлаждения конденсаторов.

Артезианская вода и вода из других естественных источников для холодоснабжения СКВ применяется во всех случаях, когда она имеется в требуемом количестве с достаточно низкой температурой и обеспечивает возможность получения необходимых параметров воздуха при нагреве воды в кондиционере не менее чем на  $3^\circ\text{C}$ .

Во многих случаях целесообразно применение комбинированных схем холодоснабжения, в которых артезианская вода после использования в кондиционере, как правило, направляется в конденсаторы холодильных машин.

Естественный лед применяется для небольших СКВ с расчетной потребностью в холоде  $100\text{—}150 \text{ Мкал/ч}$ , в тех случаях, когда запасы льда находятся близко от потребителя. Непосредственный контакт между льдом и воздухом, обрабатываемым в кондиционерах, не допускается по санитарно-гигиеническим соображениям.

Прямое, косвенное испарительное или комбинированное охлаждение применяется во всех случаях, когда любой из этих способов обеспечивает требуемые параметры воздуха в помещениях, обслуживаемых СКВ\*.

Холодоносителем в большинстве случаев является вода. При необходимости глубокого охлаждения воздуха, в качестве холодоносителя используют рассолы хлористого натрия или хлористого кальция.

В центральных кондиционерах небольшой производительности, оборудованных поверхностными воздухоохладителями, возможно непосредственное охлаждение воздуха фреоном. В этих случаях поверхностный воздухоохладитель кондиционера служит испарителем холодильной установки. Количество фреона, находящегося в установках непосредственного охлаждения воздуха, не должно превышать 0,5 кг на 1 м<sup>3</sup> объема наименьшего из обслуживаемых помещений.

На листе VIII.19, рис. 1 изображена схема холодоснабжения центральных кондиционеров, оборудованных камерами орошения и расположенных вблизи холодильной станции.

Перегородка в баке не доведена доверху с целью обеспечения возможности перелива воды из одного отсека в другой. Бак располагается ниже поддона кондиционера на величину, обеспечивающую самотечный слив воды из поддона в бак по трубопроводу. Насос *H1* устанавливается ниже нижнего уровня воды в баке и соединяется трубопроводами с поддоном и отсеком бака охлажденной воды. Трехходовой смесительный клапан *K* регулирует температуру воды, подаваемую насосом *H1* к форсунок камер орошения путем изменения соотношения между количествами воды, забираемой из поддона и отсека бака охлажденной воды. Насос *H2*, также установленный ниже уровня воды в баке, забирает отработавшую воду и подает ее через закрытый испаритель холодильной установки в отсек охлажденной воды. В зависимости от производительности насосов *H1*, *H2* и положения плунжера в трехходовом смесительном клапане, происходит перелив воды из одного отсека в другой.

Величина потерь воды определяется расчетом количества испаряемой воды при зимнем режиме работы, с добавкой 10—20% на унос воды через сепараторы.

При расположении нескольких кондиционеров на значительных расстояниях от холодильной станции применяется схема, изображенная на листе VIII.19, рис. 3.

Бак устанавливается на холодильной станции на отметке, обеспечивающей самотечный слив воды из поддонов кондиционеров. Насос *H3* забирает воду из бака и подает ее через закрытый испаритель холодильной станции к всасывающим линиям насосов *H1* кондиционеров через смесительный трехходовой клапан *K1* или проходной клапан *K2*. Для обеспечения постоянного расхода воды через испаритель устанавливается регулятор давления «до себя» *K3*, сбрасывающий часть воды в бак, при уменьшении расхода холодной воды насосами кондиционеров.

Самотечные трубопроводы от поддонов кондиционеров должны рассчитываться на пропуск количества воды, соответствующего производительности циркуляционного насоса кондиционера. Исполнительные механизмы клапанов *K1* и *K2* блокируются с пуском соответствующих циркуляционных насосов с тем, чтобы при выключении насосов клапаны закрывались независимо от команды датчиков температуры воздуха системы автоматического регулирования кондиционеров.

В Киевском институте Промстройпроект разработана напорная система холодоснабжения кондиционеров с камерами орошения, позволяющая размещать кондиционеры, бак и насосы на одной отметке\*\* (лист VIII.19, рис. 4).

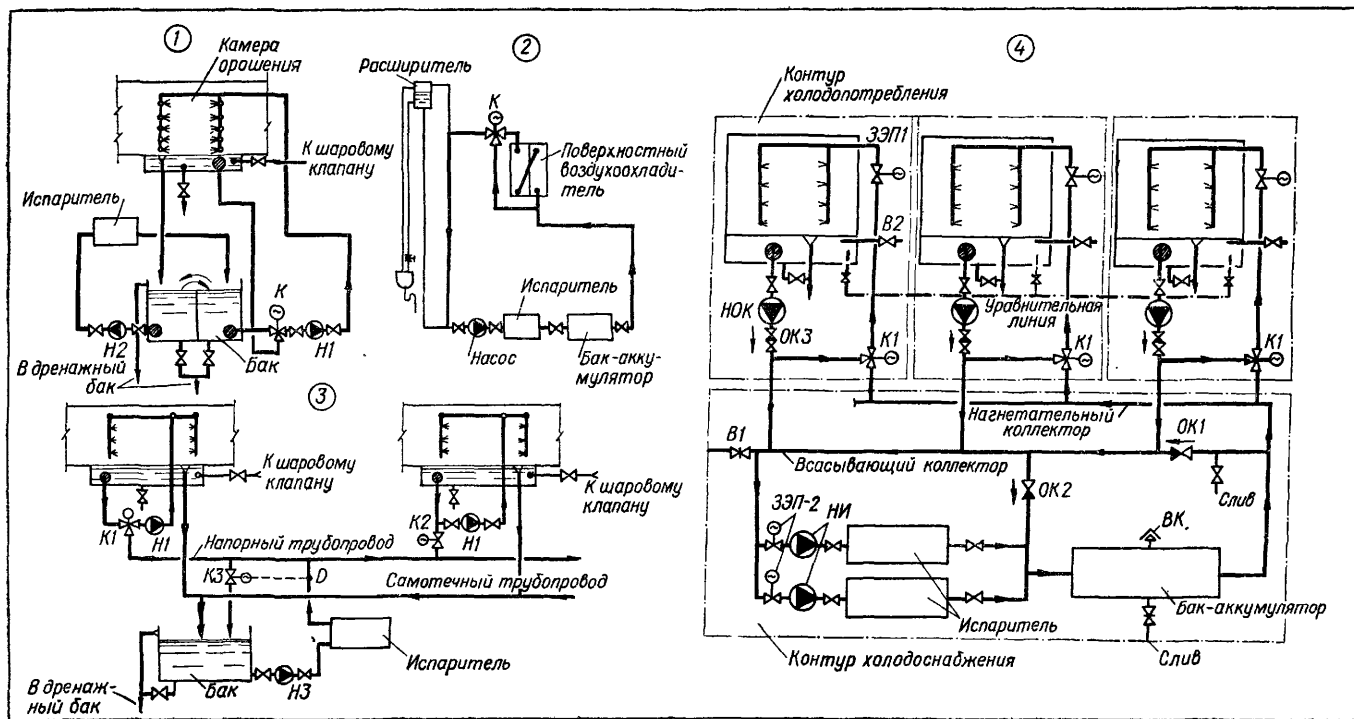
Система включает несколько гидравлически связанных контуров.

Контур холодоснабжения состоит из испарителей холодильных машин, насосов-испарителей *НИ*, герметического бака-аккумулятора и циркуляционных коллекторов (нагнетательного и всасывающего). На циркуляционных линиях установлены обратные клапаны *ОК1* и *ОК2*.

Контур холодопотребления состоит из камер орошения с насосами *НОК*, трехходовых смесительных клапанов *K1* и трубопроводов. Для отключения неработающих камер орошения от холодоносителя, на трубопроводах к коллекторам форсунок установлены задвижки с электроприводом *ЗЭП*, заблокированные с пуском насосов *НОК*, а на трубопроводах после насосов — обратные клапаны *ОК3*.

\* О. Я. Кокорин. Установки кондиционирования воздуха. М., «Машиностроение», 1970.

\*\* Е. И. Чечик и др. Авторское свидетельство № 420853. Бюллетень, № 11, 1974, класс Ф241пс.



Лист VIII.19. Принципиальные схемы холодоснабжения кондиционеров:

1 — оборудованных камерами орошения и расположенных вблизи холодильных станций; 2 — при большом их числе и расположении на значительных расстояниях от холодильной станции; 3 — закрытая при установке поверхностных воздухоохладителей; 4 — Киевского Промстройпроекта.



Система для заполнения водой подключена к водопроводу через вентиль *B1* и шаровые клапаны *B2*, установленные в поддонах кондиционеров. Поддоны всех камер орошения соединены уравнивательной линией с задвижками, позволяющими выключать неработающие кондиционеры. На баке-аккумуляторе в высшей точке системы, устанавливается воздушный кран *BK* и предохранительный клапан.

Циркуляция воды в контуре холодоснабжения осуществляется насосами испарителей *НИ* по тракту: испарители, бак-аккумулятор и всасывающий коллектор. Такая схема циркуляции дает возможность создать в баке-аккумуляторе запас холода (путем переохладжения воды). Количество работающих холодильных машин определяется холодопотреблением системы и ограничивается датчиком температуры воды, установленным в баке-аккумуляторе.

Для предупреждения циркуляции воды через отключенные испарители установлены задвижки с электроприводом *ЗЭП2*, заблокированные с пуском насосов. В случае отключения всех испарителей и их насосов, для использования накопленного в баке-аккумуляторе запаса холода, установлены обратные клапаны *OK1* и *OK2*, формирующие требуемое направление циркуляции в контуре холодоснабжения только за счет насосов *НОК*.

Циркуляцию холодоносителя в контурах холодопотребления обеспечивают насосы *НОК* у камер орошения. Они забирают воду из поддонов и подают ее во всасывающий коллектор и к трехходовому смесительному клапану *K1*. Здесь, в случае необходимости, происходит смешивание с охлажденной водой, подаваемой из нагнетательного коллектора.

После трехходового клапана *K1* вода поступает к форсункам камер орошения. Так как количество камер орошения, подключенных к системе, в процессе работы может произвольно меняться, то и гидравлика системы изменяется, что приводит к нарушению равенства расходов воды, поступающей через форсунки и откачиваемой из поддона насосом *НОК*. Уравнивательная линия, соединяющая поддоны, предотвращает сброс холодоносителя через переливные устройства поддонов в одних камерах орошения и работу подпитки через шаровые клапаны *B2* в поддонах других камер. Обязательным условием для применения данной схемы является размещение кондиционеров на одной отметке, с переливными устройствами на одном уровне.

При отключении одной или нескольких камер орошения одновременно с оставшейся насоса *НОК* автоматически перекрываются задвижки с электроприводом *ЗЭП1*, заблокированные с насосами своих камер. Для предупреждения подачи воды в поддоны у насосов *НОК* устанавливаются обратные клапаны *OK3*.

Герметический бак-аккумулятор рассчитывается на суммарное давление, создаваемое насосом камеры орошения и насосом испарителя.

На листе VIII.19, рис. 2 приведена схема закрытой системы холодоснабжения центральных кондиционеров, оборудованных поверхностными воздухоохладителями.

Регулирование холодопроизводительности воздухоохладителя осуществляется изменением количества подаваемого холодоносителя при помощи трехходового смесительного клапана *K*. При отключенном воздухоохладителе циркуляция осуществляется полностью через байпас, что предохраняет испаритель от возможности замораживания.

## Холодильные станции

Для холодоснабжения СКВ наибольшее распространение получили холодильные станции, оборудованные фреоновыми компрессионными машинами.

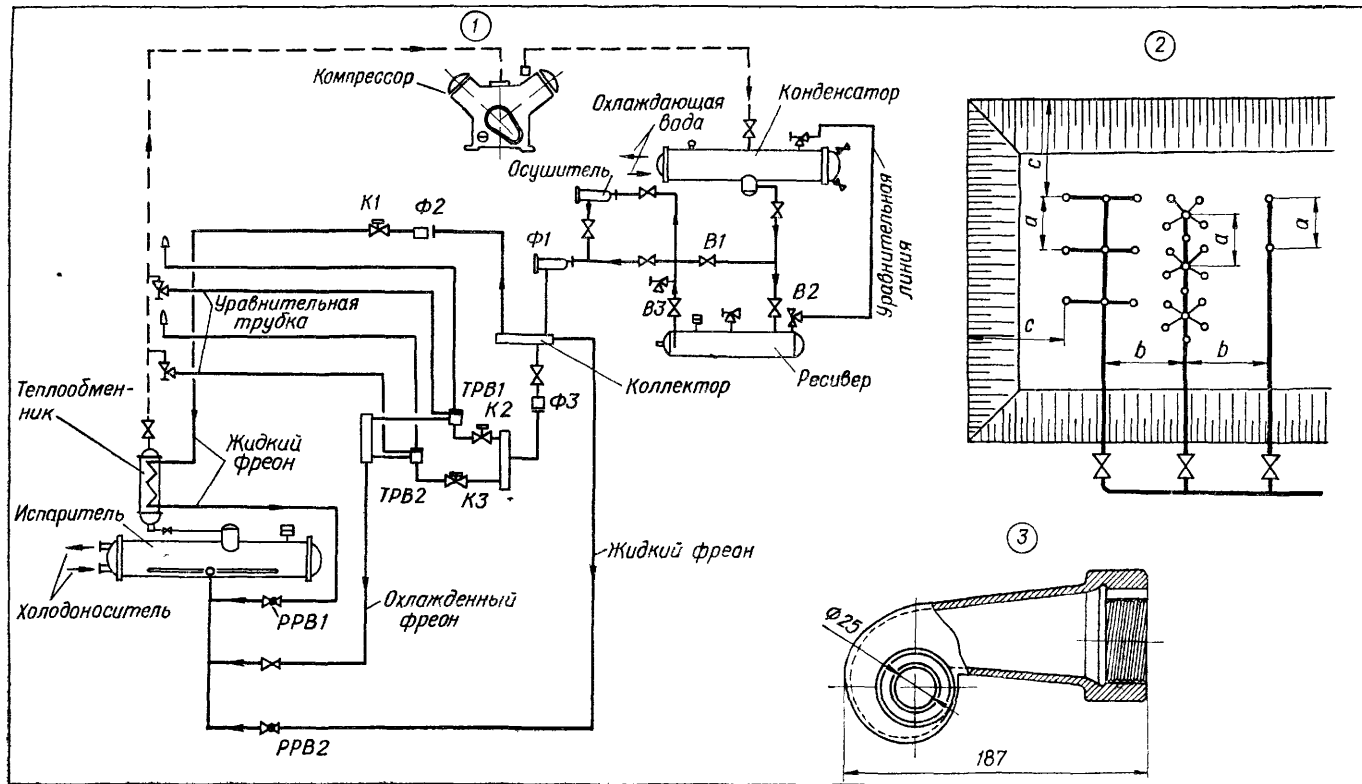
На листе VIII.20, рис. 1 приведена принципиальная схема фреоновой поршневой холодильной машины.

Холодоноситель (вода) охлаждается в испарителе и вновь направляется к потребителям холода.

Влажный пар фреона, образующийся в испарителе, поступает в теплообменник, где нагревается жидким фреоном высокого давления и переходит из насыщенного состояния в перегретое.

Компрессор по всасывающему трубопроводу непрерывно отсасывает из теплообменника перегретый пар, обеспечивая поддержание постоянного давления в испарителе.

Пар фреона, сжатый в компрессоре до давления конденсации, по нагнетательному трубопроводу поступает в межтрубное пространство конденсатора. В трубном пространстве конденсатора циркулирует охлаждающая вода, возвращающаяся в систему



Лист VIII.20. Принципиальные схемы:

1 — фрезовой поршневой холодильной машины; 2 — расположения сопел в плане брызгального бассейна; 3 — эвольвентного сопла  $d = 50/25$ .

Т а б л и ц а VIII.28. Техническая характеристика холодильных

Наименование показателей	Единица измерения	Марка	
		ХМ-ФВ-20/II	ХМ-ФВ-20/I
Холодопроизводительность при $t_n = +5^\circ \text{C}$ и $t_k = +35^\circ \text{C}$ в оборотном водоснабжении	Мкал/ч	30	40
Компрессорно-конденсаторный агрегат	—	АК-ФВ20/II	АК-ФВ20/I
Компрессор	—	ФВ-20	ФВ-20
Электродвигатель:			
тип	об/мин	АОП-2-61-2	АОП-2-61-4
скорость вращения		970	1440
мощность	квт	10	13
Конденсатор		КТР-9	КТР-12
		КТРО-9	КТРО-12А
Расход охлаждающей воды	м <sup>3</sup> /ч	$\frac{3-9}{6-18}$	$\frac{3-11}{6-22}$
Испарительно-регулирующий агрегат	—	АИР-32А	АИР-50А
Расход холодоносителя	м <sup>3</sup> /ч	4—14	6—22
Количество заряжаемого фреона	кг	55	100
То же, масла	»	10	10
Масса машины (сухая)	»	1020	1160

Примечания. 1. В числителе даны марки конденсаторов и расходы воды для про  
2. Системы автоматического управления машин ХМ-ФУУ 80/1 и II; ХМ-ФУ 40/1 и II вклю  
нием 220 в.  
3. Машины могут поставляться для проточного или оборотного водоснабжения.

оборотного водоснабжения. Проточные системы водоснабжения конденсаторов применяются только при наличии вблизи естественных водоемов или артезианских скважин. Отдавая тепло охлаждающей воде, фреон конденсируется и поступает через фильтр  $\Phi 1$  в коллектор.

При включении ресивера в рабочую линию машины закрывается вентиль  $B1$ , открываются вентили  $B2$  и  $B3$  и жидкий фреон через ресивер и фильтр  $\Phi 1$  поступает в коллектор. При этом открываются вентили на уравнивательной линии между конденсатором и ресивером.

При эксплуатации машины периодически возникает необходимость в отделении воды, находящейся в фреоне в нерастворенном состоянии. В этом случае жидкий фреон пропускают через осушитель фреона. Из коллектора часть жидкого фреона по трубопроводу через фильтр  $\Phi 2$  и электромагнитный запорный вентиль  $K1$  поступает в змеевики теплообменника. В теплообменнике эта часть жидкого фреона охлаждается парами фреона и по трубопроводу поступает к ручному регулирующему вентилю  $PPB1$ .

В регулирующем вентилю  $PPB1$  происходит падение давления и снижение температуры фреона. Охлажденный фреон поступает в испаритель.

При автоматическом регулировании основная масса фреона поступает по трубопроводу через фильтр  $\Phi 3$  и электромагнитные клапаны  $K2$  и  $K3$  к терморегулирующим вентилям  $TPB1$  и  $TPB2$ . В этих вентилях давление и температура фреона снижается и охлажденный фреон по трубопроводу поступает в испаритель. Терморегулирующие вентили соединены уравнивательными трубками с всасывающим трубопроводом.

В случае ручного регулирования жидкий фреон поступает в испаритель по трубопроводу через ручной регулирующей вентиль  $PPB2$ . Электромагнитные клапаны  $K1$ ,  $K2$  и  $K3$  заблокированы с электродвигателем компрессора и закрываются при его выключении.

Производительность холодильной машины непосредственно зависит от режима ее

поршневых компрессионных машин, работающих на фреоне 12

машины

ХМ-ФУ-40/11	ХМ-ФУ-40/1	ХМ-ФУУ-80/11	ХМ-ФУУ-80/1РЭ	ХМ-ФУУ-80/1
60 ФУ40/11Б ФВ-40	78 АК-ФУ40/1Б ФУУ-40	120 АК-ФУУ80/11А ФУУ-80	160 АК-ФУУ80/1РЭ ФУУ-80/РЭ	156 АК-ФУУ80/1Б ФУУ-80
АОП-2-72-6 970 22	АОП-2-72-4 1450 30	АОП-2-82-6 970 40	АОП-2-82-4 1460 55	АОП-2-82-4 1460 55
<u>КТР-18Б</u> <u>КТРО-18А</u>	<u>КТР-25Б</u> <u>КТРО-25А</u>	<u>КТР-35Б</u> <u>КТРО-35А</u>	<u>КТР-50Б</u> <u>КТРО-50А</u>	<u>КТР-50Б</u> <u>КТРО-50А</u>
<u>4—14</u> <u>8—28</u>	<u>5—20</u> <u>10—40</u>	<u>7—30</u> <u>10—45</u>	<u>10—40</u> <u>15—60</u>	<u>10—40</u> <u>15—60</u>
АИР-65Б 7—27 140 20 1816	АИР-100В 12—45 160 20 2019	АИР-130А 14—55 315 30 2770	АИР-200РЭ 20—80 350 30 3300	АИР-200В 20—80 350 30 3300

точного водоснабжения, в знаменателе — для оборотного  
чаются в сеть переменного тока напряжением 380 в, а машин ХМ-ФВ20/1 и II — напряже-

работы, который определяется температурами испарения холодильного агента  $t_n$ , конденсации  $t_k$ , всасывания паров  $t_{вс}$  и переохлаждения  $t_n$ .

Температура испарения хладагента  $t_n$  принимается на 4—5° С ниже температуры холодоносителя на выходе из испарителя.

Температуры конденсации паров хладагента  $t_k$  принимаются на 4—5° С выше средней температуры воды, охлаждающей конденсатор.

Температура всасывания паров хладагентов в цилиндр компрессора (температура перегрева)  $t_{вс}$  для фреоновых компрессоров принимается на 8—12° С выше температуры испарения.

Температура переохлаждения жидкого фреона  $t_n$  принимается на 3—5° С ниже температуры конденсации хладагента.

Для сравнения холодильных машин их производительности приводятся к одинаковым условиям, т. е. к одинаковым значениям  $t_n$ ,  $t_k$ ,  $t_{вс}$  и  $t_n$ . В каталогах заводов-изготовителей холодильных машин обычно приводят их номинальные значения:

для стандартных условий

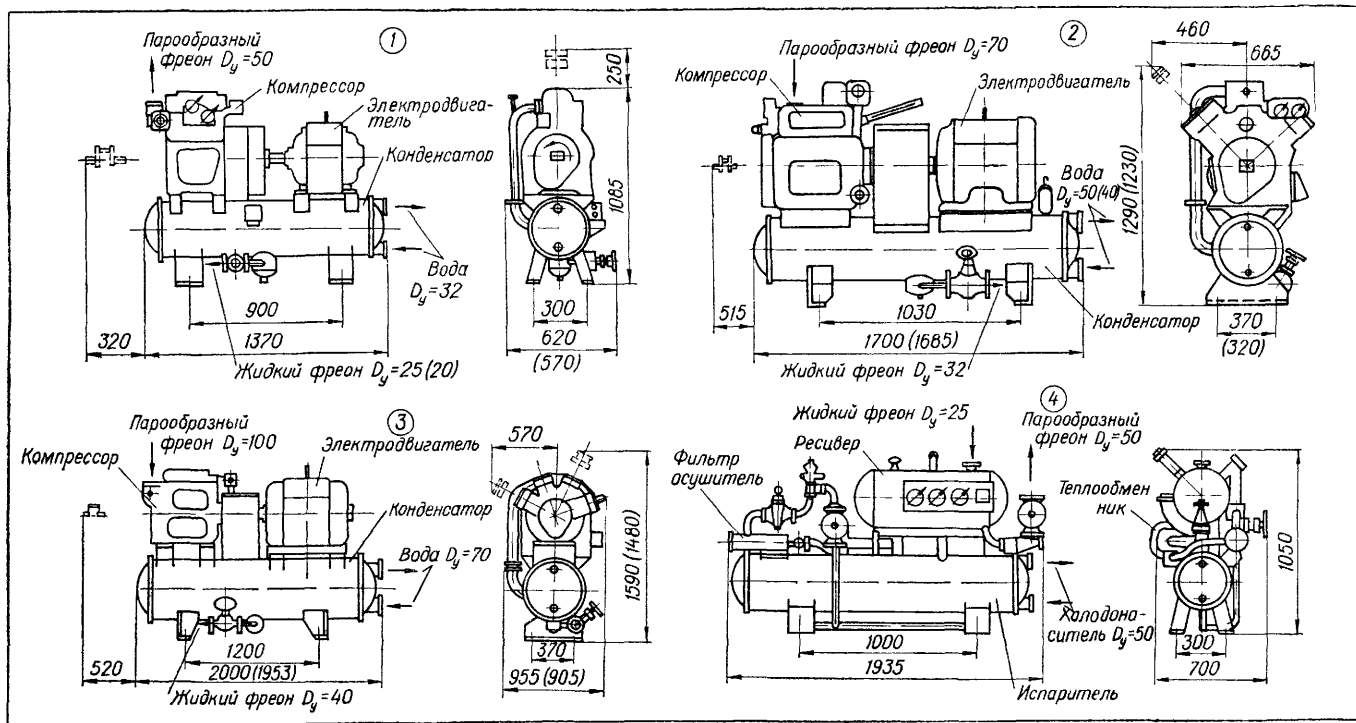
$$t_n = -15^\circ \text{С}; \quad t_{вс} = -10^\circ \text{С}; \quad t_k = +30^\circ \text{С} \text{ и } t_n = +25^\circ \text{С};$$

для условий обслуживания СКВ

$$t_n = +5^\circ \text{С}; \quad t_{вс} = +15^\circ \text{С}; \quad t_k = +30^\circ \text{С} \text{ и } t_n = +25^\circ \text{С}.$$

При других режимах работы, отличающихся от указанных выше, производительность холодильных машин определяют по данным заводов-изготовителей машин.

В таблицах VIII.28 и VIII.29 приведены основные данные о поршневых, компрессионных холодильных машинах, преимущественно применяющихся для холодо-снабжения СКВ. На листах VIII.21—VIII.23 изображены основные агрегаты, из которых комплектуются холодильные машины.



Лист VIII.21. Агрегаты холодильных машин:

1 — компрессорно-конденсаторные марок АК-ФВ 20/1 и АК-ФВ 20/11 (размеры в скобках), 2 — то же, АК-ФУ 40/1Б (АК-ФУ 40/11Б);  
3 — то же, АК-ФУУ 80/1Б (АК-ФУУ 80/11А и АК-ФУУ 80/1РЭ), 4 — испарительно-регулирующий марки АИР 30А

Таблица VIII.29. Техническая характеристика холодильных поршневых компрессионных машин, работающих на фреоне 22

Наименование показателей	Единица измерения	Марка машины	
		ХМ-22ФУ-200/2	ХМ-ФУУ-400/2
Холодопроизводительность при $t_n = +5^\circ\text{C}$ и $t_k = +35^\circ\text{C}$	Мкал/ч	400	800
Компрессорный агрегат:			
марка компрессор		АК-22 ФУ 200/А	АК-22 ФУУ 400/2
масса	кг	22 ФУ 200	22 ФУУ 400
Испарительно-конденсаторный агрегат (марка)		3560	5140
Испаритель-теплообменник (марка)		АИК 400/2	АИК 900/А
Расход холодоносителя	м <sup>3</sup> /ч	ИФ-200	ИФ-400
Конденсатор (марка)		75	150
Расход охлаждающей воды	м <sup>3</sup> /ч	КФ-130	КФ-260
Количество заряжаемого фреона	кг	60—85	150/170
Количество заряжаемого масла	»	1000	2000
Масса машины (в объеме поставки)	»	125	230
		7680	12 606

Примечания 1. Компрессор 22 ФУУ 400/2 имеет водяное охлаждение цилиндра  
2 В комплект поставки входит компрессорный и испарительно-конденсаторный агрегаты, пульт управления; станция управления; кнопки управления, трубопроводы, фундаментные блоки, запасные части.

Холодильные станции рекомендуется оборудовать двумя или большим числом однотипных холодильных машин. Допускается установка одной машины, имеющей приспособление для автоматического регулирования производительности. Установка резервных машин, как правило, не допускается.

При определении требуемой холодопроизводительности следует учитывать потери холода в трубопроводах, транспортирующих охлажденную воду к кондиционерам, а также нагрев воды в циркуляционных насосах.

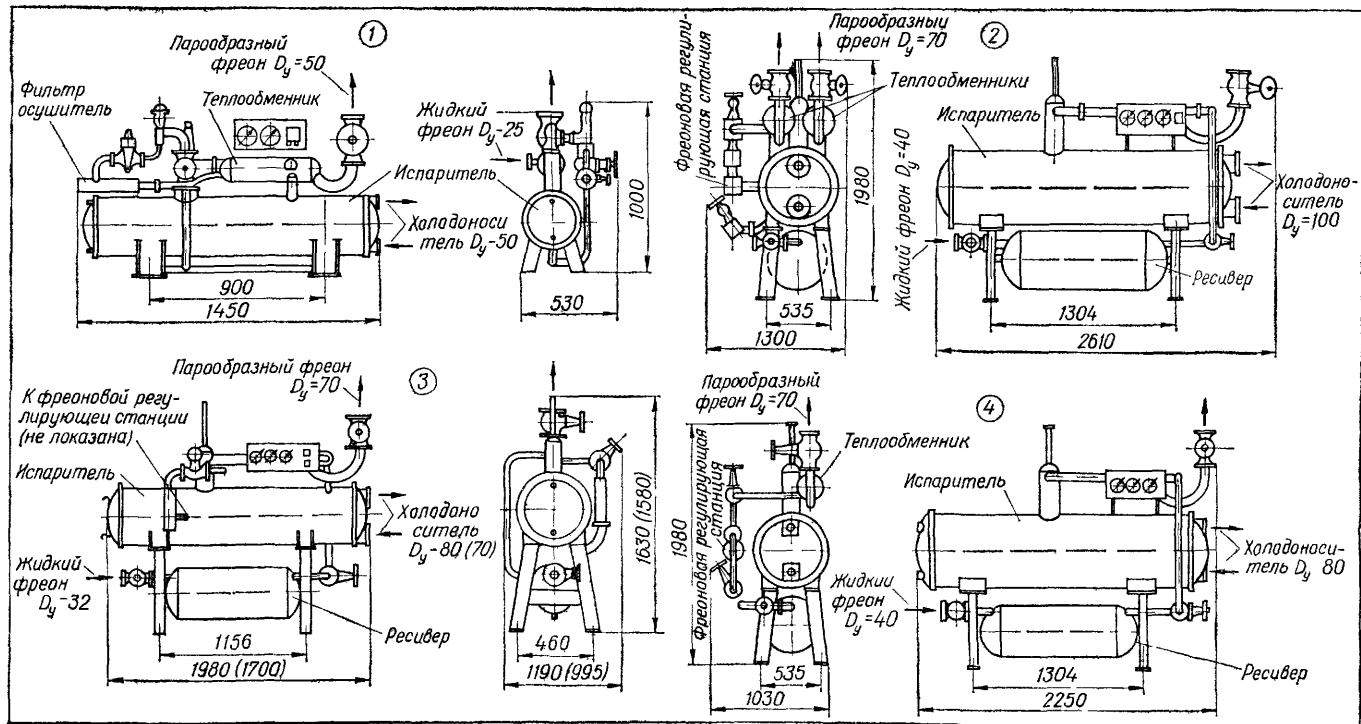
Для ориентировочных расчетов эти потери допускается принимать в следующих пределах, %:

для малых установок (до 150 Мкал/ч)	15—20
средних (от 150 мекал/ч до 1,5 Гкал/ч)	12—15
крупных (более 1,5 Гкал/ч)	7—12

Температуру кипения холодильного агента (фреона) в закрытых, горизонтальных кожухотрубных испарителях, охлаждающих воду, следует принимать не ниже  $+1^\circ\text{C}$ , во избежание замораживания воды при понижении нагрузки и нарушении протока воды.

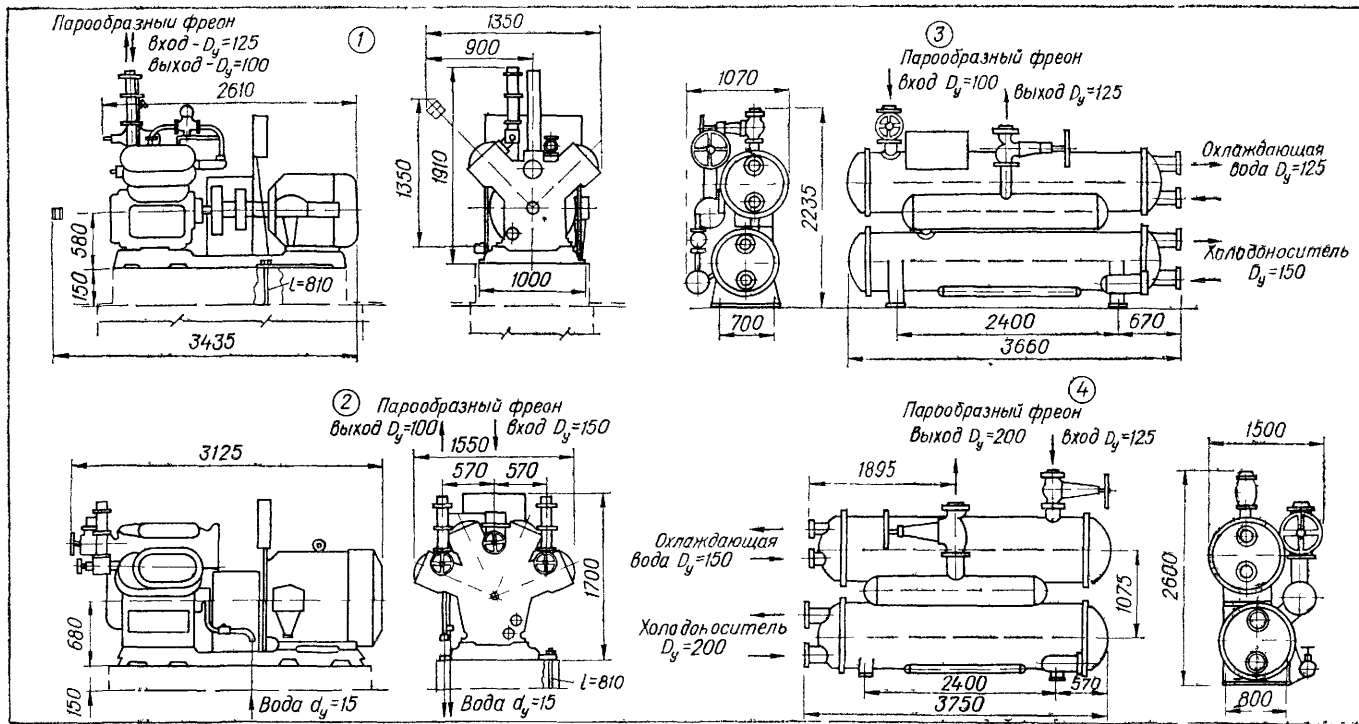
Скорость протока воды через кожухотрубные испарители с поверхностью охлаждения до 400 м<sup>2</sup> принимается в пределах от 1 до 1,5 м/с, а с поверхностью более 400 м<sup>2</sup> от 1,7 до 2,2 м/с.

Фреоны представляют собой производные углеводородов. Фреон 12 — дифтордихлорметан (CF<sub>2</sub>Cl<sub>2</sub>) — бесцветное вещество, без запаха, не горит и не взрывоопасен. При соприкосновении с открытым пламенем либо с поверхностями, имеющими температуру более 500°С фреон 12 разлагается, образуя токсические соединения. При нормальных условиях он практически безвреден, но содержание его в воздухе в количестве 20% и более по объему недопустимо, так как понижает содержание кислорода и воздух становится непригодным для дыхания. Сухой фреон нейтрален почти ко всем металлам, но растворяет органические вещества. Присутствие влаги может вызвать закупорку коммуникаций вследствие ее замерзания и возникновения коррозии. Фреон 12 обладает высокой способностью проникать через неплотности, интенсивно растворяет смазочные масла.



Лист VIII.22. Испарительно-регулирующие агрегаты:

1 — АИР 32А, 2 — АИР 200 В и АИР-200 РЭ, 3 — АИР 100В (АИР 65Б), 4 — АИР 130А



Лист VIII.23. Агрегаты холодильных машин:

1 — компрессорный марки 22 ФУ 200/А, 2 — то же, АК 22 ФУУ 400/2, 3 — испарительно-конденсаторный марки АИК 400/2, 4 — то же, АИК 900/А



Температура кипения фреона 12 при нормальном атмосферном давлении —  $29,8^{\circ}\text{C}$ , критическая температура —  $112,04^{\circ}\text{C}$ , критическое давление —  $41,96\text{ кгс/см}^2$ , температура замерзания —  $155^{\circ}\text{C}$ . Удельная объемная производительность по холоду, при стандартном режиме работы холодильной установки —  $305,6\text{ ккал/м}^3$ .

Фреон 22 — дифтормонохлорметан ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ) инертен ко всем металлам, не воспламеняется и не взрывоопасен, почти не растворяет воды и частично растворяется в смазочных маслах. По вредности относится к тому же классу, что и углекислота, т. е. только при концентрации 2,5% и более (по объему) вызывает головную боль у людей, а при концентрации 25—30% может вызвать удушье и потерю сознания.

Температура кипения фреона 22 при нормальном атмосферном давлении —  $40,8^{\circ}\text{C}$ , критическая температура —  $96^{\circ}\text{C}$ , критическое давление —  $50,33\text{ кгс/см}^2$ , температура замерзания —  $160^{\circ}\text{C}$ . Удельная объемная холодопроизводительность фреона 22 при стандартном режиме работы холодильной установки —  $488\text{ ккал/м}^3$ .

Регулирование производительности холодильных станций и, оборудованных машинами, перечисленными в табл. VIII.28 (за исключением марки ХМ-ФУУ-80/1РЭ), предусматривается при проектировании холодильных станций путем автоматизации их включения и выключения по импульсу, получаемому в зависимости от температуры воды в баке-аккумуляторе. Для каждой машины устанавливается отдельный датчик.

Максимально допустимая температура воды  $t_{\text{макс}}$  определяется расчетом кондиционеров. Обычно, при комфортном кондиционировании  $t_{\text{макс}} = 7 \div 8^{\circ}\text{C}$ .

Минимальная температура воды в баке  $t_{\text{мин}}$  определяется из условий предупреждения возможности замораживания испарителей и, как правило, принимается  $t_{\text{мин}} = 4^{\circ}\text{C}$ .

Настройка датчиков на требуемые температуры включения и выключения машины производится в зависимости от числа установленных машин. Так, например, при трех машинах и  $t_{\text{макс}} = 7^{\circ}\text{C}$  датчик первой машины настраивается на температуру включения  $t_{\text{вкл}} = 7^{\circ}\text{C}$  и  $t_{\text{выкл}} = 6^{\circ}\text{C}$ ; второй — соответственно на  $t_{\text{вкл.}} = 6^{\circ}\text{C}$  и  $t_{\text{выкл}} = 5^{\circ}\text{C}$  и третьей — на  $t_{\text{вкл.}} = 5^{\circ}\text{C}$  и  $t_{\text{выкл}} = 4^{\circ}\text{C}$ .

С целью обеспечения равномерной амортизации машин в цепи управления вводится переключатель, позволяющий через определенные интервалы времени менять ручную очередность включения машин.

Машина ХМ-ФУУ-80/1РЭ поставляется с автоматическим приспособлением, позволяющим регулировать холодопроизводительность в зависимости от величины тепловой нагрузки за счет электромагнитного отжима пластин всасывающего клапана компрессора. Регулирование холодопроизводительности ступенчатое: 75, 50 и 25% от номинальной.

Машины ХМ-22ФУ 200/2 и ХМ-22 ФУУ 400/2 поставляются с приборами двухпозиционного регулирования холодопроизводительности (пуском и остановкой компрессора в зависимости от температуры холодоносителя).

Водяные аккумуляторы холода в системах холодоснабжения их расчетной холодопроизводительности.

В тех случаях, когда холодильные станции проектируются из расчета обеспечения максимальной часовой потребности в холоде, минимальная емкость системы холодоснабжения (суммарная емкость бака-аккумулятора, трубопроводов и поверхностных воздухоохладителей или поддонов кондиционеров) должна обеспечивать, при снижении потребности в холоде, число включений одной из холодильных машин не более 4 в 1 ч (требования СНиП).

Допустимую амплитуду колебаний температуры воды в баке-аккумуляторе при комфортном кондиционировании обычно принимают в пределах  $3\text{—}4^{\circ}\text{C}$ . При этом требуемую емкость бака-аккумулятора в  $\text{м}^3$  определяют по формуле

$$V = \frac{Qn}{16(t_{\text{макс}} - t_{\text{мин}})}, \quad (\text{VIII.84})$$

где  $Q$  — холодопроизводительность одной из машин (наибольшей), установленных на станции,  $\text{Мкал/ч}$ ;

$n$  — число установленных машин.

Для машин марок 22 ФУ 200 и 22 ФУУ 400 емкость бака-аккумулятора, определенная по формуле (VIII.84), увеличивается вдвое в связи с ограничением числа включений до двух в 1 ч по требованию завода-изготовителя.

Баки-аккумуляторы увеличенной емкости применяются с целью снижения расчетной холодопроизводительности станции, определяемой делением суточной потребности в холоде (с учетом потерь) на число часов работы станции в сутки. Требуемую емкость баков-аккумуляторов определяют по интегральному графику потребления и расхода холода.

Размещение фреоновых холодильных станций должно соответствовать правилам техники безопасности. Фреоновые холодильные установки в зависимости от часового объема, описываемого поршнями компрессора, подразделяют на две группы: А — более 62, м<sup>3</sup>/ч и Б — 62 м<sup>3</sup>/ч и менее.

При расположении в одном помещении нескольких одинаковых компрессоров группа определяется по часовому объему одного компрессора, а при расположении нескольких компрессоров разной производительности — по часовому объему большего компрессора.

По взрыво-пожарной и пожарной опасности фреоновые холодильные станции относятся к категории Д. При количестве масла во всех установленных машинах более 100 кг категорию холодильной станции следует принимать В.

Все части холодильной установки, содержащие фреон, за исключением аппаратов, установленных вне здания, а также испарителей установок кондиционирования воздуха с системой непосредственного охлаждения, как правило, должны быть расположены в специальном машинном отделении высотой не менее 3,5 м. При часовом объеме, описываемом поршнями компрессора до 150 м<sup>3</sup>/ч, высота помещения должна быть не менее 2,6 м. Разрешается устанавливать в том же машинном отделении кондиционеры, обслуживаемые этой установкой.

Фреоновые холодильные станции и отдельные холодильные машины любой производительности не разрешается размещать непосредственно в жилых помещениях, на лестничных площадках и под лестницами, а также в коридорах, фойе и вестибюлях, в эвакуационных выходах зданий и сооружений различного назначения. Указанное ограничение (за исключением лестничных площадок и помещений под лестницами) не распространяется на холодильные станции, входящие в состав автономных кондиционеров.

Фреоновые холодильные станции производительностью 300 Мкал/ч и более и отдельные машины той же производительности не разрешается размещать в подвальных и цокольных этажах зданий и сооружений. Допускается размещение фреоновых холодильных станций и отдельных машин производительностью до 600 Мкал/ч в подвальных и цокольных этажах зданий (кроме жилых зданий), если над перекрытием станции исключена возможность массового постоянного и временного пребывания людей. Допускается размещение фреоновых холодильных станций производительностью 600 Мкал/ч и более в специальных пристройках к обслуживаемым зданиям, в заглубленных отдельно стоящих помещениях, а также в подвалах и цокольных этажах, вынесенных из-под контура здания.

Непосредственное охлаждение воздуха фреоном в поверхностных воздухоохладителях разрешается, если количество фреона в установке не превышает 0,5 кг на 1 м<sup>3</sup> объема наименьшего из обслуживаемых помещений.

Машинное отделение должно быть обеспечено отоплением и вентиляцией в соответствии с требованиями СН 245—71. Приточная и вытяжная (она же аварийная) вентиляция должна быть принудительной с кратностью воздухообмена не менее 3. Вытяжные отверстия должны быть расположены на высоте 1—1,5 м от пола.

## Брызгальные бассейны и градирни

Для охлаждения конденсаторов холодильных машин, обслуживающих СКВ, как правило, применяются системы оборотного водоснабжения. В отдельных случаях, при наличии воды из артезианских скважин, применяются комбинированные системы холодоснабжения, в которых артезианская вода вначале подается в камеры орошения или поверхностные воздухоохладители кондиционеров, а затем используется для охлаждения конденсаторов.

Наибольшее распространение имеют системы оборотного водоснабжения с охлаж-

дением воды в брызгальных бассейнах. Широкому использованию вентиляторных градирен препятствует высокий уровень шума, создаваемого вентиляторами.

Размеры брызгальных устройств определяются в зависимости от расхода воды и плотности орошения, т. е. количества воды в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , охлаждаемой на  $1 \text{ м}^2$  площади бассейна (без учета площади защитных зон) \*.

Плотность орошения в  $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$  определяется по формуле

$$q = \frac{q_c n}{ab}, \quad (\text{VIII.85})$$

где  $q_c$  — производительность одного сопла при принятом напоре  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$n$  — число сопел в пучке;

$a$  — расстояние между пучками сопел или одиночными соплами,  $\text{м}$ ;

$b$  — расстояние между трубопроводами,  $\text{м}$  (лист VIII.20, рис. 2).

В зависимости от климатических условий величину плотности орошения рекомендуется принимать в пределах  $1,0—1,3 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ .

Наиболее рациональными являются сопла, в которых разбрызгивание происходит за счет центробежной силы. К их числу относятся эвольвентные сопла диаметром  $100/50$  и  $50/25 \text{ мм}$  (лист VIII.20, рис. 3; табл. VIII.30).

Таблица VIII.30. Производительность эвольвентных сопел,  $\text{м}^3/\text{ч}$

Диаметр сопла, мм	Напор $H$ , мм					
	5	6	7	8	10	12
100/50	32	34,5	37	39,2	43,5	47,5
50/25	8,2	9,1	9,9	10,7	11,9	12,8

Примечание. В числителе указаны диаметры подводящих труб, в знаменателе — диаметр выходного отверстия.

Трубопроводы брызгальных устройств обычно прокладываются под водой на низких скользящих опорах с уклоном, обеспечивающим возможность их опорожнения.

Сопла  $d = 50/25 \text{ мм}$  располагаются пучками по 4—5 штук, как показано на листе VIII.20, рис. 2. Расстояние между соплами рекомендуется принимать  $1,2—1,5 \text{ м}$ , между пучками сопел —  $4 \text{ м}$  и между рядами труб —  $8—10 \text{ м}$ .

Сопла  $d = 100/50 \text{ мм}$  располагают в одиночном порядке на расстоянии  $4 \text{ м}$  друг от друга. Рекомендуемое расстояние между рядами труб —  $8,5 \text{ м}$ .

Для уменьшения уноса воды ветром крайние сопла устанавливаются на расстоянии  $4—6 \text{ м}$  от края бассейна, образуя защитную зону. Глубину воды в бассейне обычно принимают  $0,8—1 \text{ м}$ . Бассейны оборудуют трубопроводами для опорожнения и переливными устройствами.

Забор воды осуществляется из специального приямка через сетчатый фильтр.

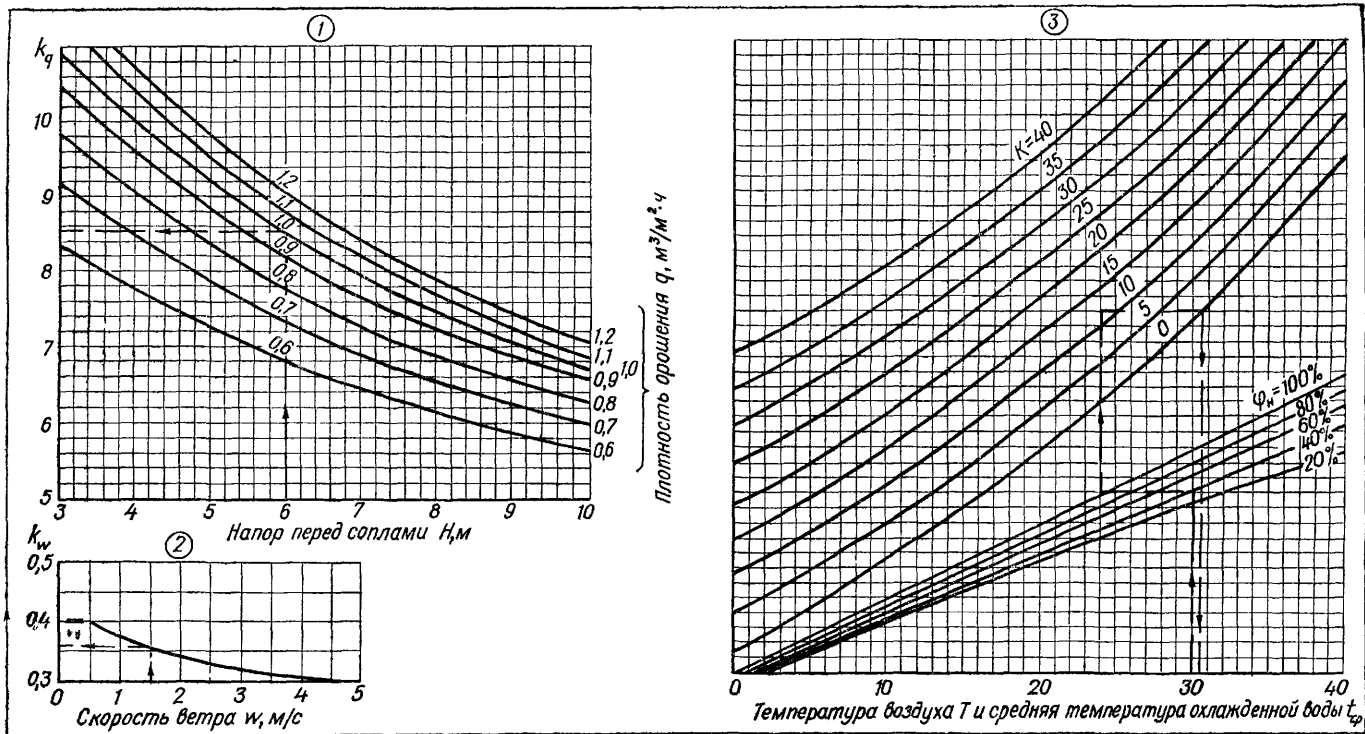
Для определения температуры охлажденной воды в бассейне может быть использована номограмма  $H, \text{ м}$ . Терентьева (лист VIII.24). Номограмма дает возможность определять температуру охлажденной воды в зависимости от величины напора у сопел  $H, \text{ м}$ , плотности орошения  $q, \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$  перепада температур воды  $\Delta t, ^\circ\text{C}$  и метеорологических условий, т. е. температуры  $T, ^\circ\text{C}$  относительной влажности воздуха  $\varphi_n$  и скорости ветра  $W, \text{ м/с}$ .

Номограмма (лист VIII.24) состоит из трех графиков. По графику (рис. 1) находят значение вспомогательного коэффициента  $k_q$ , по графику (рис. 2) — вспомогательный коэффициент  $k_w$ . Затем определяют значение  $k$ , равное

$$k = k_q k_w \Delta t. \quad (\text{VIII.86})$$

По найденному значению  $k$  по графику (лист VIII.24, рис. 3) находят среднюю температуру воды  $t_{\text{ср}}$ .

\* Б. С. Форфоровский, Я. Н. Пятов. Проектирование охладителей для систем производственного водоснабжения. М.—Л., Госстройиздат, 1960.



Лист VIII.24. Номограммы для определения значений величин, необходимых при тепловом расчете брызгальных бассейнов:  
 1 — коэффициента  $k_q$ ; 2 — коэффициента  $k_w$ ; 3 — температуры охлажденной воды  $t_{cp}$ .

Температура охлажденной в брызгальном бассейне воды равна

$$t_2 = t_{cp} - 0,5\Delta t. \quad (\text{VIII.87})$$

Величину температурного перепада воды  $\Delta t$  при расчете брызгальных бассейнов для холодильных машин в зависимости от метеорологических условий принимают в пределах  $3-5^\circ \text{C}$ .

**Пример VIII.7.** Определить температуру охлажденной в брызгальном бассейне воды  $t_2$  для следующих условий: напор у сопел  $H = 6,0 \text{ м}$ ; плотность орошения  $q = 1 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ ; перепад температур воды  $\Delta t = 4^\circ \text{C}$ ; скорость ветра  $W = 1,5 \text{ м/с}$ ; температура воздуха  $T = 30^\circ \text{C}$ ; относительная влажность воздуха  $\varphi_n = 40\%$ .

По графику (лист VIII.24, рис. 1) для  $H = 6,0 \text{ м}$  и  $q = 1 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$  находим  $k_q = 8,56$ .

По графику лист VIII.24 (рис. 2) для  $w = 1,5 \text{ м/с}$  находим  $k_w = 0,36$ . Определим значение  $k$  по формуле VIII.86:

$$k = 8,56 \cdot 0,36 \cdot 4 = 12,3.$$

По графику лист VIII.24 (рис. 3) для  $T = 30^\circ \text{C}$ ,  $\varphi_n = 40\%$  и  $k = 12,3$  находим  $t_{cp} = 30,5^\circ \text{C}$  и по формуле VIII.87,  $t_2 = 30,5 - 0,5 \cdot 4 = 28,5^\circ \text{C}$ .

В тех случаях, когда по местным условиям не представляется возможным соорудить брызгальный бассейн, для охлаждения воды могут быть использованы камеры орошения, применяющиеся в составе кондиционеров и приточных вентиляционных камер.

Расчет камер орошения, используемых для охлаждения воды, рекомендуется выполнять, пользуясь формулами VIII.12 и VIII.13 (см. стр. 177).

Значения коэффициента орошения рекомендуется принимать в пределах  $0,6-0,9$ , а значения  $\Delta t_n$  — в пределах  $3-5^\circ \text{C}$ .

Для определения начальной температуры воды  $t_{в,п}$  и конечной  $t_{в,к}$  пользуются коэффициентом эффективности теплообмена  $E$ .

Для типовых камер орошения с двумя рядами форсунок, один из которых направлен по потоку воздуха, а другой против потока, значение коэффициента  $E$  для процессов одновременного нагрева и увлажнения воздуха при плотности форсунок  $13 \text{ на м}^2/\text{ряд}$  (для значений  $\mu = 0,5-0,9$ ) определяется по формуле

$$E = 0,931\mu^{0,13}. \quad (\text{VIII.88})$$

Задавшись значением  $\mu$  в указанных выше пределах, определяют величину  $E$ . Для определения температур воды  $t_{в,н}$  и  $t_{в,к}$ , которые наступят в результате теплового равновесия, найденное значение  $E$  подставляют в формулу

$$E = 1 - \frac{t_{в,к} - t_{м,к}}{t_{в,н} - t_{м,н}}, \quad (\text{VIII.89})$$

где  $t_{м,к}$  — температура мокрого термометра при  $I_2$ ;

$t_{м,н}$  — то же, при  $I_1$ .

Задавшись значением  $\Delta t_b$ , находят

$$t_{в,к} = t_{в,н} - \Delta t_b. \quad (\text{VIII.90})$$

Значение  $t_{м,к}$  определяют из уравнения

$$(I_2 - I_1 = 0,7 (t_{м,к} - t_{м,н})). \quad (\text{VIII.91})$$

Значение  $I_1$  определяют по климатологическим данным.

Подставляя значения  $t_{м,к}$  и  $t_{в,к}$  в формулу (VIII.92), находят  $t_{в,н}$ .

**Пример VIII.8.** Требуется охладить в оросительной камере воду в количестве  $W = 120 \text{ т/ч}$ . Расчетное теплосодержание наружного воздуха  $I_1 = 13,3 \text{ ккал/кг}$ , соответствующая температура наружного воздуха по мокрому термометру  $t_{м,н} = 19,3^\circ \text{C}$ . Задаемся значениями  $\Delta t = 4^\circ \text{C}$  и  $\mu = 0,8 \text{ кг/кг}$ . Учитывая, что для данного процесса  $I_2 > I_1$ ;  $t_{в,н} > t_{в,к}$ , из формулы (VIII.13), находим

$$I_2 = 13,3 + 0,8 \cdot 4; \quad I_2 = 16,5.$$

По формуле (VIII.90)  $t_{в.к} = t_{в.н} - 4$ .

По формуле (VIII.88)

$$E = 0,931 \cdot 0,8^{0,13} = 0,931 \cdot 0,97 = 0,903.$$

Из уравнения (VIII.91) находим

$$t_{м.к} = t_{м.н} + \frac{I_2 - I_1}{0,7} = 19,3 + \frac{16,5 - 13,3}{0,7} = 23,87.$$

Подставляем известные значения в формулу (VIII.89)  $0,903 = 1 - \frac{t_{в.н} - 4 - 23,87}{t_{в.н} - 19,3}$ ,  
отсюда  $t_{в.н} = 28,8^\circ \text{C}$ .

По формуле (VIII.90) находим  $t_{в.к} = 28,8 - 4 = 24,8^\circ \text{C}$ .

Типовые вентиляторные секционные градирни рассчитывают по данным, приведенным в серии типовых градирен, разработанных институтами Союзводоканалпроект и Промстройпроект.

**BOOKS.PROEKTANT.ORG**

**БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ  
КОПИЙ КНИГ**

**для проектировщиков  
и технических специалистов**

# РАЗДЕЛ IX. АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ, ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

## ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Устройства автоматизации выполняют следующие функции:

- местное и дистанционное измерение технологических параметров (теплотехнический контроль);
- автоматическое и дистанционное управление приводными двигателями, приводами запорных органов и сигнализация их состояния (включено — отключено, открыто — закрыто);
- предупредительная сигнализация отклонений технологических параметров, свидетельствующих о наличии предаварийного состояния;
- автоматическая защита, предотвращающая переход предаварийного состояния в аварийное (автоматика безопасности для котельных установок);
- автоматическое и дистанционное регулирование — поддержание технологических параметров в соответствии с заданным значением или изменение их по заданному закону.

Таблица IX.1. Условные обозначения приборов











Прибор	Условное обозначение	
	основное	дополнительное
Измеряющий (Им), показывающий (П), самопишущий (С), интегрирующий (И)		
Регулирующий (статический — Ст, астатический — Ас, изохромный — Из, позиционный — Пз), сигнализирующий (Сг), преобразующий (Пр), усиливающий (Ус), задающий (Зд)		
Комбинированный (осуществляющий функции из двух названных выше групп)		
Размеры условного обозначения, мм	10×10	10×15

Таблица IX.2 Условные обозначения видов дистанционных передач

Передача	Обозначение	Передача	Обозначение
Электрическая		Гидравлическая	
Пневматическая		Механическая	

Примечание. Размер обозначений — 3 × 10 мм.

Основным техническим документом проектов по автоматизации являются функциональные схемы автоматизации и они должны давать представление об объекте автоматизации, о функциях, реализованных в проекте и о средствах автоматизации.

Таблица IX.3. Условные обозначения датчиков, вспомогательных устройств, исполнительных механизмов и регулирующих органов

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Термометр расширения стеклянный		Фотоэлемент, фоторезистор	
Термометр сопротивления, терморезистор		Датчик физико-химического состава вещества (например, соле-содержания)	
Термопара		Исполнительные механизмы:	
Термобаллон манометрического термометра		электрический	
Дилатометрический или биметаллический чувствительный элемент		поршневый (гидравлический)	
Точка отбора давления, уровня, разрежения		электромагнитный (соленоидный)	
Счетчик расхода жидкости, газа		мембранный (гидравлический и пневматический)	
Сужающее устройство для измерения расхода		Задвижка, вентиль запорный	
Трубка пневмометрическая		Клапан обратный	
Датчик наличия потока воздуха		Клапан регулирующий проходной	
Поплавковый уровнемер, сигнализатор уровня		Клапан регулирующий трехходовой	
Сосуд разделительный, уравнивательный		Шибер регулирующий	
Сосуд конденсационный		Заслонка регулирующая на газопроводе, в воздуховоде	
Датчик влажности		Переключатель для термопар, термометров сопротивления	
		Переключатель для газовых (воздушных) линий	
		Байпасная панель дистанционного управления	



Таблица IX.4. Условные обозначения электрических устройств








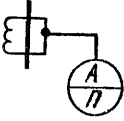

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Ключ управления		Лампа сигнальная	
Магнитный пускатель		Табло сигнальное (с надписью)	
Кнопочные станции с одной, двумя и тремя кнопками		Гудок, ревун электрический	
Ступенчатый импульсный прерыватель		Трансформатор тока с амперметром	
Балансное реле			

Таблица IX.5 Буквенное обозначение контролируемых и регулируемых параметров

Параметр	Обозначение	Параметр	Обозначение
Температура	<i>t</i>	Освещенность	<i>F</i>
Давление, разрежение	<i>P</i>	Положение регулирующего органа	<i>S</i>
Перепад давлений	$\Delta p$	Ток электродвигателя	<i>A</i>
Расход мгновений или суммарный	<i>G</i>	Содержание в дымовых газах окиси углерода	CO
Уровень	<i>H</i>	То же, двуокиси углерода	CO <sub>2</sub>
Влажность	<i>m</i>	То же, кислорода	O <sub>2</sub>
Концентрация (солей)	<i>C</i>		

Функциональные схемы автоматизации \* выполняются в соответствии с ГОСТ 3925—59. Условные обозначения их приведены в табл. IX.1—IX.4. В графических обозначениях приборов (табл. IX.1) вписываются буквенные обозначения: в верхнюю половину — технологический параметр, измеряемый, контролируемый или регулируемый данным прибором (табл. IX.5); в нижнюю половину — обозначение функции прибора (табл. IX.1).

## ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ, СИГНАЛИЗАЦИИ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ \*\*

### Приборы для измерения и регулирования температуры

Термометры технические стеклянные ртутные предназначены для измерения температуры жидкости, газа и пара в трубопроводах или воздуховодах. Выпускаются с прямой (тип А) и изогнутой (тип Б) под углом 90° или 135° нижней частью; длина верхней части составляет 110, 160 или 220 мм (табл. IX.6, IX.7).

\* А. И. Емельянов, О. В. Капник. Проектирование установок контроля и автоматики тепловых процессов. М., «Энергия», 1974.

\*\* Б. Д. Кошарский и др. Автоматические приборы, регуляторы и управляющие машины. Л., «Машиностроение», 1968; В. М. Лохматов. Контрольно-измерительные приборы в газовом хозяйстве. Л., «Недра», 1974.

Таблица IX.6. Стекланные технические термометры

Номер термометра	Пределы измерения, °С	Цена деления шкалы °С для термометров с длиной верхней части, мм		
		220	160	110
1	0—50	0,5	0,5; 1	1
2	(—35)—50	0,5; 1	1	1; 2
3	0—100	1	1; 2	2
4	0—150	1; 2	2	2; 5
5	0—200	2	2; 5	5
6	0—250	2; 5	5	5; 10
7	0—300	2; 5	5	5; 10
8	0—350	5	5	5; 10
9	0—400	5	5	10
10	0—450	5; 10	10	—
11	0—500	5; 10	10	—

Таблица IX.7. Размеры нижней части стекланных термометров, мм

Номер термометра	Длина		Диаметр
	тип А	тип Б	
1, 2 3, 4 5, 6	60, 80, 100, 120, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630	110, 130, 150, 170, 210, 250, 300, 370 450, 550, 680	8
7, 8	800, 1000, 1250, 1600, 2000	850, 1050, 1300	9
9, 10, 11	120, 160, 200, 250, 320, 400	130, 150, 170, 210, 250, 300, 370	8

Таблица IX.8. Монтажная длина защитных оправ, мм

Тип оправы	Номер оправы															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Прямая	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
Угловая	110	130	150	170	210	250	300	370	450	550	680	850	1050	1300	—	—

Примечание. Высота верхней части оправы при длине верхней части термометров 220, 160 и 100 мм равна соответственно 260, 200 и 150 мм, высота смотрового окна — соответственно 190, 130 и 80 мм.

Защитные оправы для стекланных термометров выпускаются типа А — для непосредственного контакта нижней части термометра со средой, типа Б — для давления среды до 64 кгс/см<sup>2</sup>, типа В — для давления среды до 320 кгс/см<sup>2</sup> (табл. IX.8).

Манометрические термометры и терморегуляторы (табл. IX.9) предназначены для измерения, регистрации, сигнализации и регулирования температуры в трубопроводах, воздухопроводах и помещениях.

Термометры сопротивления (табл. IX.10) предназначены для измерения температуры жидкостей и газов в комплекте с логометрами или электрон-

Таблица IX.9. Манометрические термометры и регуляторы температуры

Тип прибора	Характеристика	Длина капилляра, ::	Пределы измерения или настройки, °C		Габариты, мм	Масса, кг
			от	до		
ТПГ4	Газовый, показывающий	1,6; 2,5; 6; 10; 16; 25; 40	-60	600	170 × 170 × 63	6,5
ТСГ-720	Газовый самопишущий с электроприводом	4; 10; 16	0	310	398 × 319 × 124	14
ТСГ-720 чм	То же, с часовым механизмом и заводом на 8 суток	25; 40	0	310	398 × 319 × 124	14
ТПГ-СК	Газовый, показывающий с 3-позиционным контактным устройством	1,6; 2,5; 6; 10; 16; 25; 40	-60	400	170 × 170 × 117	5,5
ТР-1Б; ТР-2Б	Контактное устройство с замыканием цепи при повышении и понижении температуры	3	-35	60	175 × 142 × 100	1,7
ТРП-К; ТРП-Д	Регулятор пропорциональный пневматический для помещений (ТРП-К), воздухопроводов и трубопроводов (ТРП-Д)	2,5; 6	5	35	106 × 140 × 102	2,3
РТ	Прямого действия (для теплоносителя) и обратного (для хладоносителя) $D_y = 15 \div 80$ мм; условная пропускная способность 2,5 — 60 т/ч	1,6; 1,5	20	180		7—40

Примечание. Максимальные и минимальные значения пределов измерения или настройки включают разные диапазоны для различных моделей приборов.

Таблица IX.10. Термометры сопротивления

Тип	Градуировка	Пределы измерений, °С	Характеристика	Монтажная длина, мм	Давление кгс/см <sup>2</sup>	Диаметр чехла, мм	Область применения
ТСП-I ТСП-IA	21	0÷50 —120÷30	С неподвижным штуцером	160; 200; 320; 400; 800; 1250	40	21	Трубопроводы и аппараты
ТСП-III ТСП-IIIА	21	0÷500 —120÷30	С подвижным штуцером, негерметичны	500; 800; 1000; 1250; 1600; 2000	Атмосферное	21	Газоходы, воздухопроводы под давлением или разрежением, близком к атмосферному
ТСП-XXI ТСП-XXII	21	0÷500	С неподвижным штуцером	160; 200; 250; 300	250	Конус 28; 18	Трубопроводы и аппараты
ТСП-280	22	—20÷50	С подвижным штуцером	260	Атмосферное	16	Воздуховоды и кондиционеры
ТСП-290	22	0÷100	С неподвижным штуцером	250	10	Ступенчатый 12; 10	Водопроводы, емкости для воды, кондиционеры
ТСП-300	22	15÷22	Негерметичный, в круглой коробке	50 (высота)	Атмосферное	90	Помещения
ТСМ-X	23	—50÷100	С неподвижным штуцером	80; 160; 200; 320; 400; 800; 1250	40	21	Трубопроводы и аппаратура
ТСМ-XI	23	(—50) —100	С неподвижным штуцером и кабельным вводом	100; 250; 300; 380; 480; 550	40	10	Трубопроводы и аппараты
ТСМ-XII	23	(—50) —100	Без штуцера, негерметичный	186	Атмосферное	17	Помещения и на открытом воздухе
ТСМ-XIV	23	(—50) —100	С подвижным штуцером	500; 800; 1000 1250; 1600; 2000	То же	14	Газоходы и воздухопроводы

ными автоматическими мостами. Выпускаются для диапазона температур от —200 до 500° С платиновые термометры градуировок 20, 21, 22 и для диапазона температур от —50 до 150° С медные термометры градуировок 23 и 24.

Логометры пирометрические, показывающие и сигнализирующие и вспомогательная аппаратура (табл. IX.11) предназначены для измерения температуры в одной или в нескольких точках, в комплекте с термометрами сопротивления.

Таблица IX.11. Логометры и вспомогательная аппаратура

Тип прибора	Характеристика	Градуировка	Пределы измерения, °С		Габариты, мм	Масса, кг
			от	до		
Л-64	Логометр профильный показывающий	20	0	500	100×200×204	3
		21	—200	500		
ЛР-64-02	То же, регулирующий с двухпозиционным контактным устройством	22	—200	500	100×200×275	3,5
		23	—50	150		
		24	—50	150		
СВ-4М	Устройство питания цепей логометра	—	—	—	100×80×65	0,55
ПМТ-4	Переключатели щеточные на 4, 6, 8, 12 и 20 термометров сопротивления	—	—	—	110×110×205	1,5
ПМТ-6						
ПТМ-8						
ПМТ-12						
ПМТ-20						

Мосты автоматические электронные (табл. IX.12) предназначены для измерения, регистрации, сигнализации и регулирования температуры в одной или в нескольких точках, в комплекте с термометрами сопротивления.

Дилатометрические и биметаллические регуляторы температуры предназначены для регулирования температуры в трубопроводах, воздуховодах и помещениях (табл. IX.13).

Полупроводниковые регуляторы температуры предназначены для регулирования температуры жидкостей и газов в трубопроводах, воздуховодах и помещениях. Датчиком служит терморезистор типа ММТ-1, помещаемый в защитную термосистему. Максимальная длина линии между прибором и термосистемой — 300 м. Для регулятора ПТРД-2 датчиками служат термометры сопротивления платиновые градуировки 22. Максимальная длина линии — 50 м; напряжение питания — 220 в, потребляемая мощность — не более 10 ватт. Разрывная мощность контактов выходных реле на переменном токе — 500 ватт, на постоянном — 50 ватт, (табл. IX.14).

Ступенчатый импульсный прерыватель типа СИП-01 предназначен для снижения средней скорости перемещения регулирующего органа с электрическим исполнительным механизмом. СИП-01 применяется в комплекте с регулятором ПТР-3, содержит синхронный двигатель на 220 в, 12 ватт, который периодически замыкает ртутные контакты. Длительность замыкания контактов выбирается в пределах 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 сек, период повторения — в пределах 15, 30, 60, 120 сек. Разрывной ток контактов при 220 в переменного тока — 15 а, габариты — 157 × 162 × 112 мм, масса — 2,7 кг.

Балансное реле БР-3 предназначено для пропорционального регулирования технологических параметров, в том числе и температуры. БР-3 применяется в комплекте с первичными приборами, имеющими реостатный датчик и с электрическими исполнительными механизмами, имеющими реостат обратной связи. Реле применяется также для синхронизации хода двух или трех исполнительных механизмов (например, на воздушных заслонках, расположенных в разных местах). Разрывная мощность выходных контактов — до 200 ватт, напряжение питания — 220 в, габариты — 203 × 115 × 113 мм, масса — 2,5 кг.

Таблица IX.12. Мосты электронные

Характеристика прибора	Единица измерения	Тип моста	
		КСМ2	КСМ3
Количество точек измерения	шт	1, 3, 6, 12	1
Погрешность измерений	проц.	$\pm 0,5$	$\pm 0,5$
Погрешность записи	»	$\pm 1$	$\pm 1$
Диаграмма	»	Ленточная, складывающаяся	Дисковая
Ширина диаграммы	мм	160	$\varnothing 250$
Скорость перемещения диаграммы	мм/ч	20—3600	1 оборот — 24 ч
Габариты	мм	$320 \times 240 \times 450$	$320 \times 320 \times 380$
Масса	кг	17	16

Примечания. 1. Питание приборов от сети 220в, 50 гц. Потребляемая мощность 50—60 вв.  
2. Различные модели приборов могут иметь дополнительные устройства, реостатный задатчик-двух- или трехпозиционное электрическое регулирующее устройство, пневматическое регулирующее устройство, электрическое устройство для многоточечного регулирования.

Таблица IX.13. Дилатометрические и биметаллические регуляторы температуры

Тип	Пределы регулируемых температур, °С		Характеристика	Габариты, мм	Масса, кг
	от	до			
ДТКБ	—30	50	Датчик температуры камерный биметаллический с двухпозиционным контактным регулирующим устройством	$59 \times 90 \times 62$	0,308
ТУДЭ	—30	500	Терморегулирующее устройство дилатометрическое электрическое двухпозиционное	$59 \times 143 \times 640$ $195 \times 152 \times 640$	2 5
ТУДП	—30	500	Терморегулирующее устройство дилатометрическое пневматическое для пропорционального регулирования температуры	$\varnothing 68 \times (505 \div 585)$	2
РТБП	5	30	Регулятор температуры биметаллический пневматический для помещений	$125 \times 65 \times 62$	0,65

Примечания. 1. Пределы регулируемых температур даны для различных моделей регуляторов.

2. Пневматические регуляторы выпускаются прямого и обратного действия.

Таблица IX.14. Полупроводниковые регуляторы температуры

Тип прибора	Назначение	Пределы настройки, °С		Габариты, мм	Масса, кг
Датчик погружной	Для установки в трубопроводах, воздухопроводах, секциях кондиционеров. Давление окружающей среды — до 5 кгс/см <sup>2</sup>	—	—	∅18 × (170; 220; 320; 420; 770)	1
Датчик камерный	Для установки в помещениях	—	—	∅ 60 × 53	0,1
ПТР-2	Двухпозиционное регулирование температуры. Применяется с соленоидными клапанами	—30 —10	—5 15	221×131×114	3
ПТР-3	Трехпозиционное регулирование температуры. Применяется со ступенчатым импульсным прерывателем и электрическим исполнительным механизмом	5 30	35 60		
ПТР-П	Пропорциональное регулирование температуры. Применяется с электрическими исполнительными механизмами, имеющими реостатный датчик обратной связи				
ПТРД-2	Двухпозиционное регулирование разности температур	—5	+5	160×200×153	3,5

### Приборы для измерения и регулирования давления, разрежения и расхода

Таблица IX.15. Манометры

Тип	Верхние пределы измерения, кгс/см <sup>2</sup>		Характеристика	Габариты, мм	Масса, кг
	от	до			
ОБМ1-100 ОБМ1-160 МОШ1-100 МОШ1-160	1	100	Показывающие, с одновитковой трубчатой пружиной	∅160 × (96; 126)	0,68
М-250 МП-5	6	100		∅250 × 171	2,5

Тип	Верхние пределы измерения, кгс/см <sup>2</sup>		Характеристика	Габариты, мм	Масса, кг
	от	до			
ТС-270 ТС-278 ТС-618	0,25	4	Сильфонный показывающий То же с сигнальным устройством Самопишущий с сигнальным устройством, привод диаграммы от электродвигателя	440×385×118	10
ТС-710 ТС-710 ч ТС-730 ТС-730 ч	6	100	Самопишущие с трубчатой пружиной	385×280×124	10
МСС-710 МСС-710 ч МСС-730 МСС-730 ч	0,25	4	Сильфонные самопишущие	385×280×124	10
ЭКМ-IV	1	100	Электроконтактный с трехпозиционным сигнальным устройством	∅ 180×95	1,86
МЭД 2306 МЭД 2364 МЭД 2307 МЭД 2365	1 1 60 25	40 16 250 250	Бесшкальный с электрической дифференциально-трансформаторной системой передачи показаний на вторичный прибор	∅250×50	3

Примечания. 1. Пределы измерений приборов следующие, кгс/см<sup>2</sup>: от 8 до 0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100; 160; 250.

2. Обозначение манометров типа МТС и МСС: 710 — для одного параметра, 730 — для двух параметров, ч — с часовым механизмом привода диаграммы на 8 суток, остальные с электроприводом диаграммы

Напорометры, тягомеры, тягонапорометры предназначены для измерения небольших давлений и разрежений неагрессивных газов (табл. IX.16).

Для измерения мгновенного расхода жидкостей, пара и газов методом переменного перепада давлений на сужающем устройстве применяются дифференциальные манометры. Методика и формулы расчета стандартных сужающих устройств, основные требования к дифманометрам-расходомерам, методика их поверки и определения погрешности измерения расхода установлены Правилами 28—64\*.

К стандартным сужающим устройствам относятся диафрагмы (табл. IX.17), сопла и сопла Вентури.

Сосуды конденсационные (табл. IX.18) предназначены для поддержания постоянного уровня конденсата в импульсных линиях дифманометра при измерении расхода пара и горячей воды с температурой более 120°С. Они устанавливаются в непосредственной близости от диафрагмы. Сосуды П-419 и П-475 выпускаются с запорными вентилями.

Дифманометры двухтрубные типа ДТ (табл. IX.19) предназначены для измерения расхода неагрессивных жидкостей, пара и газов путем определения величины перепада давления на сужающем устройстве, а также для измерения уровня.

\* Правила 28—64 измерения расхода жидкостей, газов и паров стандартными диафрагмами и соплами. М., Госстандарт СССР, 1964.



Таблица IX.16. Напоромеры, тягомеры, тягонапоромеры

Тип прибора	Верхние пределы измерения $\text{кгс/м}^2$	Характеристика	Габариты мм	Масса, кг
ПР-619 ПР-620 ПР-637	100 300 600	Манометр жидкостный, с заполнением дистиллированной водой	190×60 390×60 690×60	0,28 0,56 1
ТНЖ-Н	25; 40; 63; 100; 160	Тягонапоромер жидкостный с наклонной трубкой, с заполнением этиловым спиртом	125×465×46	1,84
ТДЖ	160; 250; 400; 630	Тягонапоромер жидкостный дифференциальный, с заполнением дистиллированной водой с 1, 2, 3, 4, 5, 6 трубками	От 332×138×102 до 743×322×102	1,59— 4,4
НМ-П1, НМП-52 ТМ-П1, ТММП-52	От 16 до 4000	Напоромеры и тягомеры мембранные профильные	200×245×80	2,5
ТНМ-П1, ТНМП-52	От 8 до 1250	Тягонапоромеры мембранные профильные	200×245×80	2,5
КП-3, КП-6	2000	Кран-переключатель для подключения тяго- и напоромеров к 3 и 6 точкам отбора	∅130×125	0,82 0,86

Примечание. Пределы измерения для мембранных приборов — от 0 до 15, 25, 40, 60, 100, 160, 250, 400, 600, 1000, 1600, 2500, 4000  $\text{кгс/м}^2$ , для тягонапоромеров — в обе стороны от 0 до 8, 12, 20, 30, 50, 80, 120, 200, 300, 500, 800, 1200, 1250  $\text{кгс/м}^2$ .

Таблица IX.17. Стандартные диафрагмы

Тип	$\rho_{\text{у}} \text{кгс/см}^2$	$D_{\text{у}}$ , мм	Характеристика
ДК6 ДК25 ДК40 ДК100	6 25 40 100	50; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500	Диафрагма камерная с различными видами соединений и числом отборов до 4
ДБ6 ДБ10 ДБ16 ДБ25	6 10 16 25	400; 500; 600; 800; 900; 1000; 1200; 1400	Диафрагма бескамерная, с числом отборов до 4

Примечание. Диафрагмы камерные выпускаются без трубок либо с трубками, вентилями, nippleями и накидными гайками, а также с конденсационными сосудами типа СКМ-100 или уравнительными сосудами типа СУМ-160.

Таблица IX.18. Сосуды конденсационные

Тип	$P_y$ , кгс/см <sup>2</sup>	Габариты, мм
П-211	64	216×175×130
П-355	16	215×190×132
П-419	16	216×175×130
П-475	64	216×175×130
СКБ-40	40	275×270×207; 160×270×467
СКБ-100	100	275×270×207; 160×270×467
СКМ-40	40	255×200×188; 140×200×448
СКМ-100	100	255×200×188; 140×200×448

Примечания. Сосуды типа П-419, П-475 выпускаются с запорными вентилями.  
2. Сосуды типа СКБ (большие) предназначены для дифманометров с ртутным заполнением, типа СКМ (малые) — для сифонных и мембранных дифманометров.

Таблица IX.19. Дифманометры двухтрубные типа ДТ

Тип	Статическое давление, кгс/см <sup>2</sup>	Пределы измерений		Заполнитель	Габариты, мм	Масса, кг
		от	до			
ДТ-5	5	0	250 кгс/м <sup>2</sup>	Вода	790×290×165	5
ДТ-50	50	0	700 мм рт. ст.	Ртуть	1280×290×170	11

Дифманометры бесшкальные (табл. IX.21) предназначены для дистанционной передачи электрического сигнала, пропорционального измеряемому значению расхода или уровня, на вторичный прибор. Приборы имеют дифференциально-трансформаторный датчик и работают в комплекте с вторичными приборами типа ЭПИД, ДС1, ДСР1, ЭПВ, КСД и др.

### Счетчики для холодной и горячей воды

Счетчики суммарного расхода (водомеры) (табл. IX.22, IX.23) предназначены для измерения количества воды, протекающей по трубопроводу при давлении не более 10 кгс/см<sup>2</sup> и температуре 30° С для холодной и 90° С для горячей. Выпускаются счетчики следующих типов: крыльчатые — УВК, ВКМС, ВКОС; турбинные — УВТ, ВВ. Присоединение счетчиков с диаметром условного прохода 15—40 мм — резьбовое штуцерное с трубной резьбой, 50—200 мм — фланцевое. Верхний кратковременный расход допускается не более 1 ч в сутки.

### Приборы для измерения, сигнализации и регулирования уровня

В санитарной технике встречаются задачи измерения, сигнализации и регулирования уровня воды в открытых резервуарах, в резервуарах под давлением (деаэраторы) и в барабанах паровых котлов. Эти задачи могут быть решены при помощи дифманометров-уровнемеров различных типов (табл. IX.19, IX.20, IX.21), в том числе и с дистанционной передачей в комплекте с вторичными приборами.

Уравнительные сосуды (табл. IX.24) применяются для подключения дифманометров-уровнемеров к резервуару, в котором измеряется уровень, и обеспечивают постоянную высоту столба жидкости в импульсных трубках. Выпускаются следующие уравнительные сосуды: для открытых резервуаров — П-350, 5414; для резервуаров под давлением — П-752, 5413, 5420, для барабанов паровых котлов — П-198, П-239, 5424.

Таблица IX.20. Дифманометры поплавковые и сильфонные

Тип	Верхние пределы измерения				Статическое давление, кгс/см <sup>2</sup>	Габариты, мм	Масса, кг
	для расходомеров		для уровнемеров				
	кгс/м <sup>2</sup>	кгс/см <sup>2</sup>	см вод. ст.	мм вод. ст.			
Поплавковые ртутные: ДП-780; ДП-780Р; ДП-710; ДП-710Р; ДП-710ч; ДП-710чР; ДП-778; ДП-778Р; ДП-712Р; ДП-781Р	630; 1000; 1600; 2500	0,4; 0,63; 1	63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000	± 315; ± 500	250	(730÷2149)×315×325	42—50
Поплавковые масляные: ДПМ-780; ДПМ-780Р; ДПМ-710; ДПМ-710Р; ДПМ-710ч; ДПМ-710чР; ДПМ-712Р;	63; 100; 160; 250; 400	—	—	—	2,5	(460÷844)×(562÷439)× ×417	42—50
Сильфонные: ДСП-780Н; ДСП-780В; ДСС-710Н; ДСС-710В; ДСС-710чН ДСС-710чВ; ДСС-778Н; ДСС-778В; ДСС-712Н; ДСС-712В; ДСП-781Н; ДСП-781В	630; 1000; 2500	0,4; 0,63; 1; 1,6	63; 100; 160; 250; 400; 630; 1000; 1600	—	Н—160 В—320	Н—600×590×335 В—583×555×315	45

Примечание. В обозначениях дифманометров 780 означает показывающий, 710 — самопишущий с электроприводом диаграммы, 710 ч — то же, с часовым механизмом; 778 — показывающий с фотоэлектрическим трехпозиционным сигнальным устройством; 712 — самопишущий с интегратором; 781 — показывающий с интегратором.

Таблица IX.21. Дифманометры бесшкальные

Тип, модификация	Статическое давление, кгс/см <sup>2</sup>	Верхние пределы измерения перепада давлений	Единица измерений	Габариты, мм	Масса, кг
Мембранный ДМ 3564; 3573;	63	160; 250; 400; 630; 1000; 1600; 2500	кгс/м <sup>2</sup>	200×575×200	30
» ДМ 3566; 3574	250	0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3	кгс/см <sup>2</sup>	218×510×200	25
Колокольный ДКО 3701	2,5	10; 16; 25; 40; 63; 100	кгс/м <sup>2</sup>	580×235×208	20

Таблица IX.22. Счетчики для холодной воды

Модификация	Диаметр условного прохода, мм	Расход, м <sup>3</sup> /ч		Нижний предел измерения, м <sup>3</sup> /ч	Порог чувствительности, м <sup>3</sup> /ч	Габариты, мм	Масса, кг
		верхний кратковременный	максимальный эксплуатационный				
УВК-15 ВКОС-15 ВКОС-1,0	15	1,5	1	0,04	0,02	220×112×150	1,96
0,1				0,06	220×112×155	2	
0,1				0,06	220×100×152	2,3	
УВК-20 ВКОС-20 ВКОС-1,6	20	2,5	1,6	0,06	0,03	250×112×152	2,35
0,15				0,1	250×112×159	2,2	
0,15				0,1	250×112×153	2,5	
УВК-25 ВКМС-25	25	3,5	2,2	0,08	0,04	280×112×157	3,3
0,2				0,15	315×115×160	4,2	
0,1				0,05	300×112×164	3,5	
УВК-32 ВКМС-32 ВКОС-3,2	32	5	3,2	0,4	0,15	358×105×149	5,4
0,35				0,25	300×112×162	3,2	
0,17				0,1	330×112×169	4,2	
УВК-40 ВКОС-6,3 ВКОС-40 ВКМС-40	40	10	6,3	0,5	0,4	330×112×162	4,3
0,5				0,4	330×112×166	2,9	
0,8				0,4	358×112×149	5,8	

Модификация	Диаметр условного прохода, мм	Расход, м <sup>3</sup> /ч		Нижний предел измерения, м <sup>3</sup> /ч	Порог чувствительности, м <sup>3</sup> /ч	Габариты, мм	Масса, кг
		верхний кратковременный	максимальный эксплуатационный				
УВТ-50	50	22	15	3	0,7	155×165×210	7,7
ВВ-50					1	155×165×193	9
УВТ-80	80	80	45	6	1,2	205×195×245	12,2
ВВ-80					2,5	205×200×225	16
УВТ-100	100	140	75	8	2	215×220×265	15,1
ВВ-100					3,5	215×220×247,5	18,2
УВТ-150	150	320	160	12	3	261,5×285×326	25,2
ВВ-150					5	261,5×285×303,5	27
ВВ-220	200	550	265	18	8	267,6×340×357,5	40

Таблица IX. 23. Счетчики для горячей воды

Модификация	Диаметр условного прохода, мм	Расход, м <sup>3</sup> /ч		Нижний предел измерения, м <sup>3</sup> /ч	Порог чувствительности, м <sup>3</sup> /ч	Габариты, мм	Масса, кг
		верхний кратковременный	максимальный эксплуатационный				
ВКМС-32Г	32	3,5	3,2	0,5	0,2	358×130×149	7
ВКОС-3,2		8		0,35	0,25	300×100×164	3,3
ВКМС-40Г	40	7	6,3	1	0,4	358×130×149	7,5
ВКОС-6,3		12,6	6,3	0,5	0,4	330×164×100	4,2
УВТГ-50	50	22	15	3	0,7	155×165×210	7,9
ВВ-50Г					1	155×165×193	9,2
УВТГ-80	80	80	45	6	1,2	205×195×245	11
ВВ-80Г					2,5	205×200×225	16,3
УВТГ-100	100	140	75	8	2	215×200×255	15,1
ВВ-100Г					3,5	215×220×247,5	18,6
УВТГ-150	150	320	160	12	3	261,5×285×326	24,8
ВВ-150Г					5	261,5×285×303,5	26,5
УВКГ-15	15	1,5	1	0,04	0,02	230×112×158	1,96
УВКГ-20	20	2,5	1,6	0,06	0,03	250×112×160	2,35
УВКГ-25	25	3,5	2,2	0,08	0,04	280×112×165	3,3
УВКГ-32	32	5	3,2	0,11	0,05	300×112×172	3,5
УВКГ-40	40	10	6,3	0,17	0,1	330×112×176	4,2

Таблица IX.24. Уравнительные сосуды

Тип	Пределы измерений, мм вод ст	Предельное да- вление, кгс/см <sup>2</sup>	Габариты, мм	Мас- са, кг
П-198; 5424	0 ± 315	160	720 × 243 × 108	12,1
П-234	0 ± 500	160	1090 × 243 × 108	15,3
П-348; 5413		2	126 × 130 × 105	3,5
П-350; 5414	0—160; 0—250; 0—400; 0—630	2	130 × 140 × 105	3,7
П-752; 5420		64	130 × 175 × 108	5,5

Сигнализаторы уровня, применяемые для позиционного регулирования уровня в резервуарах, приведены в табл. IX. 25.

Вторичные приборы (табл. IX.26) с дифференциально-трансформаторной системой передачи предназначены для измерения, регистрации, сигнализации и регулирования давления, расхода, уровня. Они применяются в комплекте с первичными приборами, имеющими дифференциально-трансформаторные датчики — с манометрами типа МЭД и дифманометрами типа ДМ.

### Приборы для измерения, сигнализации и регулирования относительной влажности воздуха

Психрометр бытовой ПБ-1Б применяется для измерения относительной влажности воздуха в помещениях при помощи психрометрической таблицы. Состоит из двух термометров (заполнитель — толуол) — сухого и увлажняемого. Пределы измерения по температуре — от 0 до 45° С. Сигнализаторы и регуляторы относительной влажности приведены в табл IX. 27.

### Регулирующие органы и исполнительные механизмы

Пневматические мембранные исполнительные механизмы используются следующих типов: МИМ, поставляемые комплектно с регулирующими клапанами; МПП — для поворота воздушных заслонок в установках вентиляции и кондиционирования воздуха. Командное давление изменяется в пределах 0,2—1 кгс/см<sup>2</sup> (табл. IX 31).

Вентили с электромагнитным приводом служат запорными органами на трубопроводах воздуха, воды, фреона, аммиака. Питание электромагнита на переменном токе — 127, 220, 380 в, 20 ва, на постоянном токе — 110, 220 в, 15 вт (табл. IX.32).

Электрические исполнительные механизмы (табл IX.33) предназначены для плавного перемещения регулирующих органов. Они состоят из электродвигателя, редуктора, конечных выключателей, реостатных или индуктивных датчиков положения и штурвала ручного управления. Механизмы могут иметь также электромагнитный или конденсаторный тормоз.

Таблица. IX.25. Сигнализаторы уровня

Тип	Пределы измерения, мм		Характеристика	Давление среды, кгс/см <sup>2</sup>	Температура среды, °С	Габариты, мм	Масса, кг
	от	до					
РП-40	5	100	Сигнализатор поплавковый с контактным устройством на 2 контакта	5	125	334 × 206 × 240	11
ДПЭ-1	0	25		6		350 × 200 × 210	9,5
РМ-51	500	1000		Атмосферное		7,5	
РУ-3Э	0	1000	Реле уровня двухпозиционное	16	200	280 × 190 × 100	3
АПК-3			Сигнализатор верхнего и нижнего уровня воды в котлах	13		250 × 220 × 120	3
ЭРСУ-2	100	2000	То же	25	250	230 × 210 × 108	2,5
ЭРСУ-3	100		То же, и в других резервуарах			230 × 210 × 108	2,5
ЭСУ-1М	100		Сигнализатор одного значения уровня в резервуарах, электронный			230 × 210 × 210	4,5
ЭСУ-2М	100		То же, для двух значений уровня			230 × 210 × 210	4,5
ЭИУ-2	1000		Индикатор уровня электронный, с дистанционной передачей показаний			207 × 210 × 110	5

Примечание. Сигнализаторы уровня предназначены для сигнализации и позиционного регулирования уровня неагрессивных жидкостей в резервуарах.

Таблица IX.26. Вторичные приборы

Характеристика	Единица измерения	Тип				
		КСДЗ	КСД2	КПД1	КСД1	КВД1
Погрешность измерения	проц. »	±1,6	±1	±1		
Погрешность записи				—	±1	—

Способ индикации (регистрации)	—	Самопишущий с дисковой диаграммой	Самопишущий с ленточной складывающейся диаграммой	Показывающий	Самопишущий с ленточной рулонной диаграммой	Показывающий с вращающейся шкалой
Размер диаграммы	мм	∅ 250	160	—	100	—
Скорость перемещения диаграммы	мм/ч	1 оборот за 24 ч	20—3600	—	10—120	—
Габариты	мм	320 × 320 × 380	320 × 240 × 482	160 × 200 × 500	—	240 × 160 × 434
Масса	кг	15	17	13	13	15

Примечания. 1. Питание приборов от сети 220 в, 50 гц, потребляемая мощность 25—35 ватт.  
2. Различные модели приборов могут иметь дополнительные устройства: реостатный задатчик, двух- или трехконтактное регулирующее устройство интегратор для учета суммарного расхода.

Таблица IX.27. Сигнализаторы и регуляторы относительной влажности воздуха \*

Тип	Пределы измерения, проц.		Характеристика	Габариты, мм	Масса, кг
	от	до			
ВДК	30	90	Влагорегулятор волосной двухпозиционный	212 × 67 × 67	0,6
ВПК	30	90	То же, пропорциональный с реостатным датчиком и контактным устройством	212 × 67 × 67	0,6
ЭВЧ-01-Т	30	70	Хлористолитиевые датчики относительной влажности воздуха	∅ 35 × 80	0,03
ЭВЧ-02-Т	60	95			
УДРОВ	30	70	Устройство дистанционного измерения, регистрации и регулирования относительной влажности	450 × 475 × 366	40
	60	95			
СПР-102	35	95	Регулятор электронный двухпозиционный	130 × 130 × 230	2
СПР-104	35	95	То же, полупроводниковый	130 × 130 × 230	2
РВТ-110	40	80	Регулятор трехпозиционный, полупроводниковый	130 × 130 × 290	2,4
	60	90			

\* Ю. С. Давыдов, С. В. Нефелов. Применение электронной автоматики в санитарной технике. М., Стройиздат, 1973.



Таблица IX.28. Регулирующие клапаны

Тип	Характеристика	Условное давление, кгс/см <sup>2</sup>	Максимальная допустимая температура, °С	Максимальный перепад, кгс/см <sup>2</sup>	Расходная характеристика или тип плунжера
25ч931нж	Регулирующий проходной	16	300	10	Линейная
27ч905нж; 27ч 5нж	Регулирующий трехходовой смешительный	6	150	0,5	Типы I, II, III — с равновеликими окнами, тип IV — с неравновеликими окнами
25ч30нж (Н.О.) 25ч32нж (Н.З.)	Регулирующий проходной:				Линейная (I, II) и логарифмическая (III, IV)
	исполнение I, III при $D_y \leq 80$ (для жидкостей)	16	300	10	
	то же, при $D_y > 80$			7	
	исполнение II, IV $D_y \leq 80$ (для газов)			15	
	то же, при $D_y > 80$			12	

Примечание Клапаны 25ч931нж, 27ч905нж выпускаются с электрическими исполнительными механизмами типа ПР-1М; клапаны 27ч5нж, 25ч30нж, 25ч32нж — с пневматическими типа МИМ.

Таблица IX.29. Конструктивные характеристики регулирующих клапанов

Тип клапана	Размеры, мм						n, шт.	Масса, кг	K <sub>100</sub> , т/ч	
	D <sub>y</sub>	H	L	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d				
25ч931нж	15	595	130	65	95	14		20,8	4	
	20	614	150	75	105			25	6,3	
	25	624	160	85	115			27	10	
27ч905нж	40	741	230	125	160	18	4	40	25	
	50	741						40	40	
	50	742						45	—	
	80	793	310	160	195	8		61,6	—	
	100	827	350	180	215			90	—	
25ч30нж	15	585	130	65	95	14	4	19	4	
	20	646	150	75	105	14		23	6,3	
	25	656	160	85	115	4		23	10	
25ч32нж	40	785	200	110	145	18		37	25	
	50	801	230	125	160			37	40	
	80	997	310	160	195	8		82	100	
	100	1250	350	180	215			112	160	
	150	1205	480	240	280	23		167	400	
	200	1683	600	295	335	290		630		
	250	1760	730	355	405	25	12	418	1000	
	300	1895	850	410	560	637	1600			
27ч5нж	50	650	230	125	160	18	4	39	—	
	80	776	310	195	195			8		69
	100	808	350	215	215			8		82

Примечание. D<sub>1</sub> — диаметр окружности разметки центров отверстий во фланце; D<sub>2</sub> — наружный диаметр фланца; d — диаметр отверстий во фланце; n — количество отверстий; K<sub>100</sub> — коэффициент пропускной способности, т/ч.

Таблица IX.30. Коэффициент пропускной способности для K<sub>100</sub> трехходовых клапанов

D <sub>y</sub> , мм	27ч905нж с плунжером типа					27ч5нж с плунжером типа				
	I	II	III	IV		I	II	III	IV	
				нижний	верхний				нижний	верхний
50	56,8	44	23,6	14,7	35,4	41	32	19	14,5	35
80	119	71	33,7	42	102	101	60	27	38	75
100	171	106,5	40,5	68,5	166,5	151	94	33	60	165

Таблица IX.31. Механизмы типа МПП

Тип	Вид передач движения	Ход штока или пружины рычага, мм	Максимальное усилие, развиваемое мембраной, кгс	Диаметр мембранной коробки, мм	Высота, мм	Масса, кг
МПП-16	Толкающий	30	120	208	272	6,6
	Рычажный	105				
МПП-20	Толкающий	30	200	254	316	11,4
	Рычажный	105				
МПП-25	Толкающий	30	360	304	308	12,3
	Рычажный	105				

Таблица IX.32. Вентили с электромагнитным приводом

Тип	Размеры, мм								Масса, кг
	$D_y$	$H$	$L$	$D_1$	Фланец	$d$	$D_H$	$D_B$	
СВМ с фланцевым присоединением на 4 болта	25	260	160	68	88×88	14	—	—	6,7
	40	277	170	88	110×110	18	—	—	9
	50	288	200	102	120×120	18	—	—	13,6
15с831рСВА с присоединением под сварку	10	165	106	—	—	—	19,5	14,5	3,6
	15	227	118	—	—	—	25	20,5	4,8

Примечание.  $D_H$  и  $D_B$  — наружный и внутренний диаметры трубопровода по сварке. См. также примечание к табл. IX.29.

Таблица IX.33. Электрические исполнительные механизмы

Тип	Угол поворота вала, град	Мощность двигателя, ва	Габариты, мм	Масса, кг
МЭО-1,6/40	45 — 90 или 45 — 240	28	234×234×213	10
МЭО-4/40		64	366×295×325	25
МЭО-10/100		64	366×356×325	25
МЭО-25/100		105	366×356×325	28,5
МЭО-63/40		585	545×575×635	180
МЭО-63/100		250	465×495×490	95
МЭО-160/250		400	545×575×635	185
МЭО-400/250		450	640×840×615	235
ПР-1М	0—180	80	180×122×230	5

Примечание. В обозначениях механизмов МЭО первое число — момент на валу, кгс.м, второе — время полного оборота вала, с.

# АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ, АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ И СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

## Функции и аппаратура систем автоматизации

Тепловой контроль в системах теплоснабжения охватывает изменение температуры, расхода, давления и количества тепла.

Измерение температур воды производится в подающем и обратном трубопроводе на вводе в тепловой пункт, до и после подогревателей горячего водоснабжения по сетевой и горячей воде и после элеватора на подающем и обратном трубопроводе. Измерение давлений воды производится на вводе в пункт на обеих линиях, после регулятора расхода, после элеватора на обеих линиях, а также холодной воды, подаваемой на подогреватели горячего водоснабжения, и горячей воды.

Учет количества сетевой и холодной воды, потребляемой тепловым пунктом, производится счетчиками турбинными и крыльчатými (см. табл. IX.22 и IX.23).

Функции управления циркуляционными насосами горячего водоснабжения сводятся к их автоматическому включению при снижении разбора горячей воды и отключению при увеличении водоразбора, осуществляется также дистанционное или местное управление насосами и автоматическое включение резервного насоса (АВР) при аварийном отключении работающего.

Сигнализация о состоянии насосов («включен — отключен»), а также аварийном отключении работающего насоса осуществляется при помощи сигнальных ламп. В случае установки в системе горячего водоснабжения баков-аккумуляторов горячей воды осуществляется сигнализация опасного повышения уровня в баке при помощи поплавковых электроконтактных сигнализаторов уровня (см. табл. IX.25). Замыкание контактов сигнализатора при повышении уровня включает световую и звуковую сигнализацию.

Автоматическое регулирование на тепловых пунктах и на отдельных абонентских вводах расхода сетевой воды, поступающей в систему отопления, давления в обратном трубопроводе для предотвращения опорожнения систем отопления высоких и высоко расположенных зданий, а также автоматическое регулирование температуры горячей воды после подогревателей горячего водоснабжения и в системах с непосредственным водоразбором осуществляется специальными регуляторами и регулируемыми органами.

Регулирующий клапан РК-1 (системы ОРГРЭС) с мембранным гидравлическим исполнительным механизмом применяется в комплекте с регулирующим прибором РД-3А для регулирования расхода (по перепаду давления) и регулирования давления на тепловых пунктах (табл. IX.34). В комплекте с регулирующим прибором ТРД клапан РК-1 применяется также для регулирования температуры в закрытых системах горячего водоснабжения. Конструкция клапана показана на листе IX.1. Клапан состоит из следующих частей: корпуса, дроссельной части — седла и золотника, сальникового затвора, мембранно-пружинного механизма и узла настройки. Конструктивная характеристика от 0 до 10% хода золотника — параболическая, от 10 до 100% — линейная.

Регулятор прямого действия УРРД применяется в качестве регулятора расхода и давления на абонентских вводах жилых, промышленных и общественных зданий, кроме того, он может быть использован в качестве регулирующего органа в комплекте с регулирующими приборами РД-3А или ТРД. Он выполнен в виде клапана с односедельной, разгруженной сифоном дроссельной частью и мембранно-пружинным механизмом (лист IX.2, табл. IX.34).

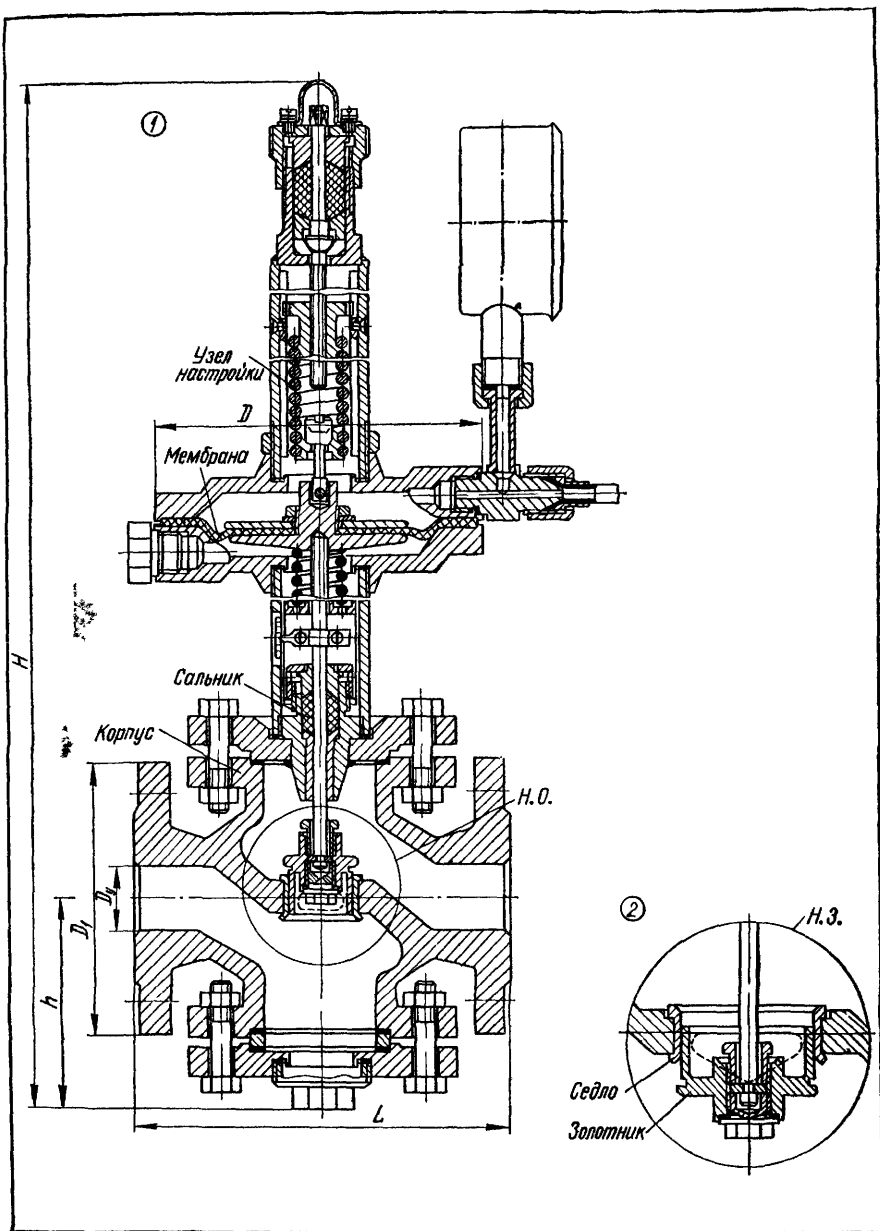
Регулятор состоит из корпуса, дроссельной части — седла и золотника, сифонного узла, обеспечивающего разгрузку золотника и бессальниковый вывод штока, мембранно-пружинного механизма и узла настройки. Конструктивная характеристика аналогична характеристике РК-1.

Регулятор прямого действия РР (табл. IX.34) предназначен для поддержания постоянного расхода сетевой воды в отопительных системах и устанавливается на подающем трубопроводе перед элеватором. Импульсная линия, подводящая давление к сифону регулятора, подключается к обратному трубопроводу в случае, если располагаемый напор на вводе не превышает  $20 \text{ м}$  ( $2 \text{ кгс/см}^2$ ), либо к подающему трубопроводу между регулятором и элеватором в случае, если

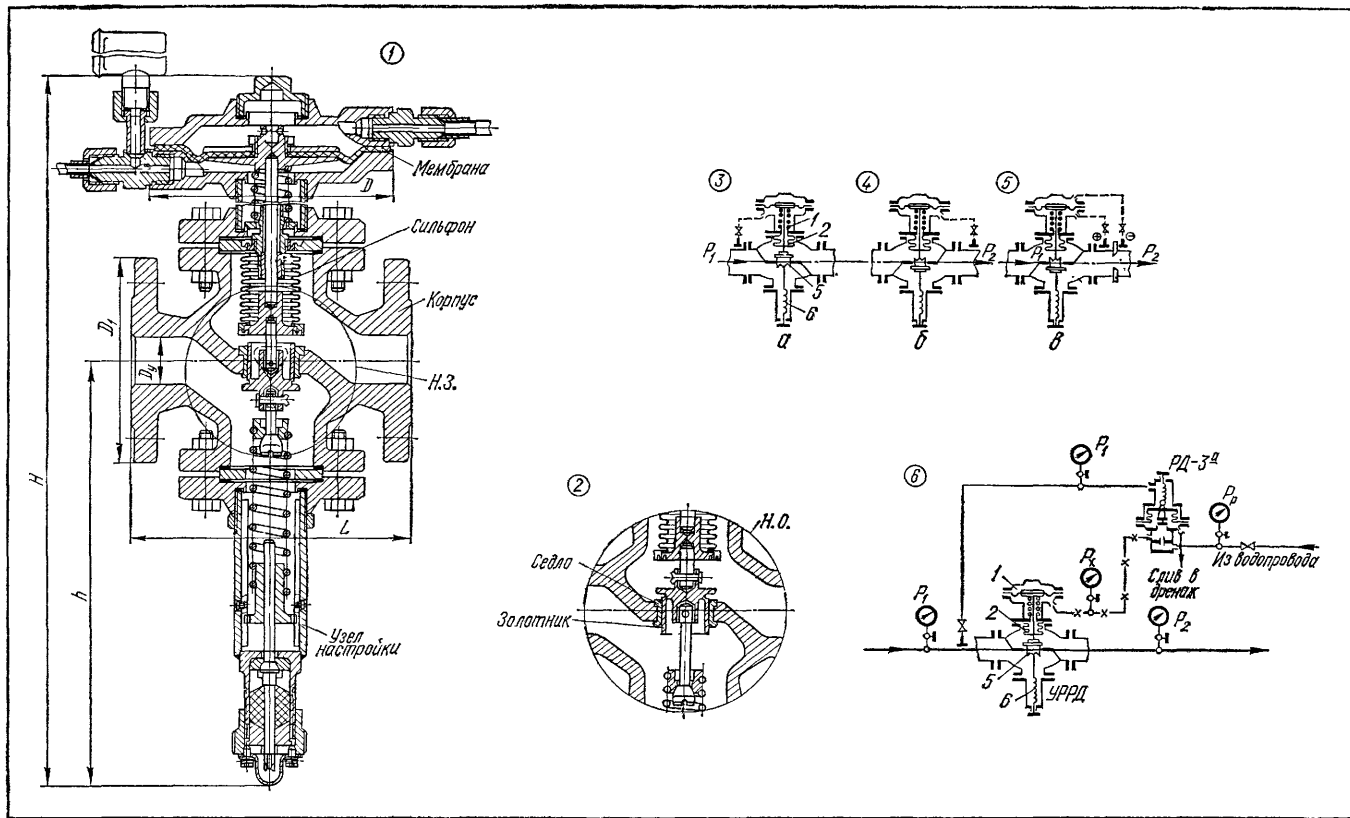
Таблица IX.34. Гидравлические регуляторы давления, расхода и уровня

Тип	$D_y$	$P_y$ , кгс/см <sup>2</sup>	$t_{\max}$ , °С	Ход золот- ника, мм	Эффектив- ная пло- щадь мембраны или силь- фона, см <sup>2</sup>	Неравно- мерность	Зона нечув- ствитель- ности	Верхние пределы настрой- ки, кгс/см <sup>2</sup>	Размеры, мм							$n$	$K_{100}$ , т/ч	Мас- са, кг
									$L$	$D$	$H$	$h$	$D_1$	$D_2$	$d$			
РК-1	50	16	200	18	100	—	—	—	230	220	815	170	160	125	18	4	25	45
	80								310	220	815	170	195	160	18	8	60	55
УРРД	25	16	150	12	100	20%	2%	0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 5,6	100	220	750	400	115	85	14	4	6	27
	50			18	100				230		815	430	160	125	18	4	25	45
	80			18	200				310		815	430	195	160	18	8	60	55
РР	25	15	150	4	3,88	1,3 кгс/см <sup>2</sup>	0,05 кгс/см <sup>2</sup>	—	100	—	405	—	—	—	—	5	11	
	40			5	12				130		530						21	
	50			8	15,8				150		584						30	
	80			10	36,8				350		750						88	
	100			15	60				450		840						82	113
РД-3а	—	16	100			6 или 30 ÷ 500 мм вод. ст.	0,5% или 10 мм вод. ст.	0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16									10,5 14	

Примечания. 1. Неравномерность и зона нечувствительности регуляторов УРРД и РД-3а даны в процентах от верхнего предела настройки.  
2. Давление и расход рабочей воды для регулятора РД-3а 2—10 кгс/см<sup>2</sup> и 15—30 л/ч.

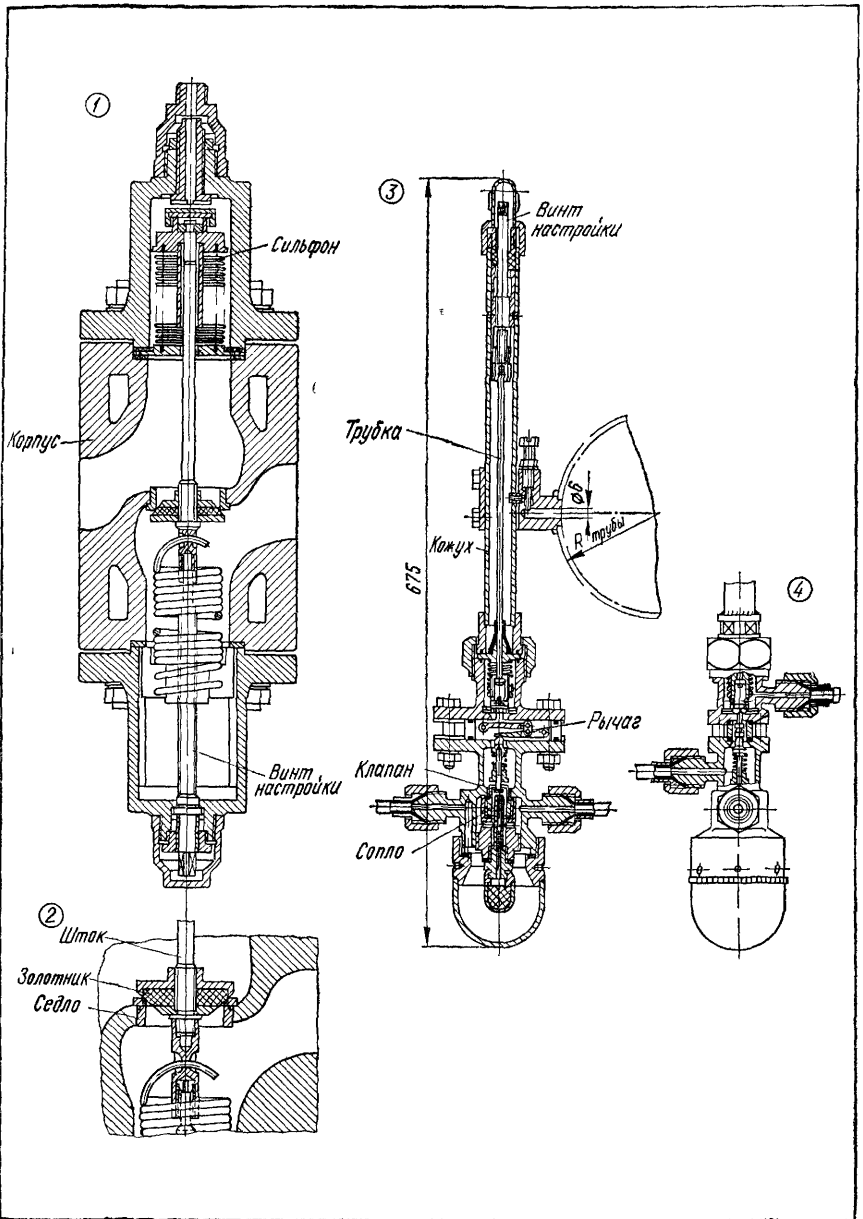


Лист IX.1. Клапан типа РК-1:  
 1 — клапан сборки Н.О.; 2 — узел золотника сборки Н.З.



Лист IX.2. Регулятор прямого действия типа УРД и схемы его включения:

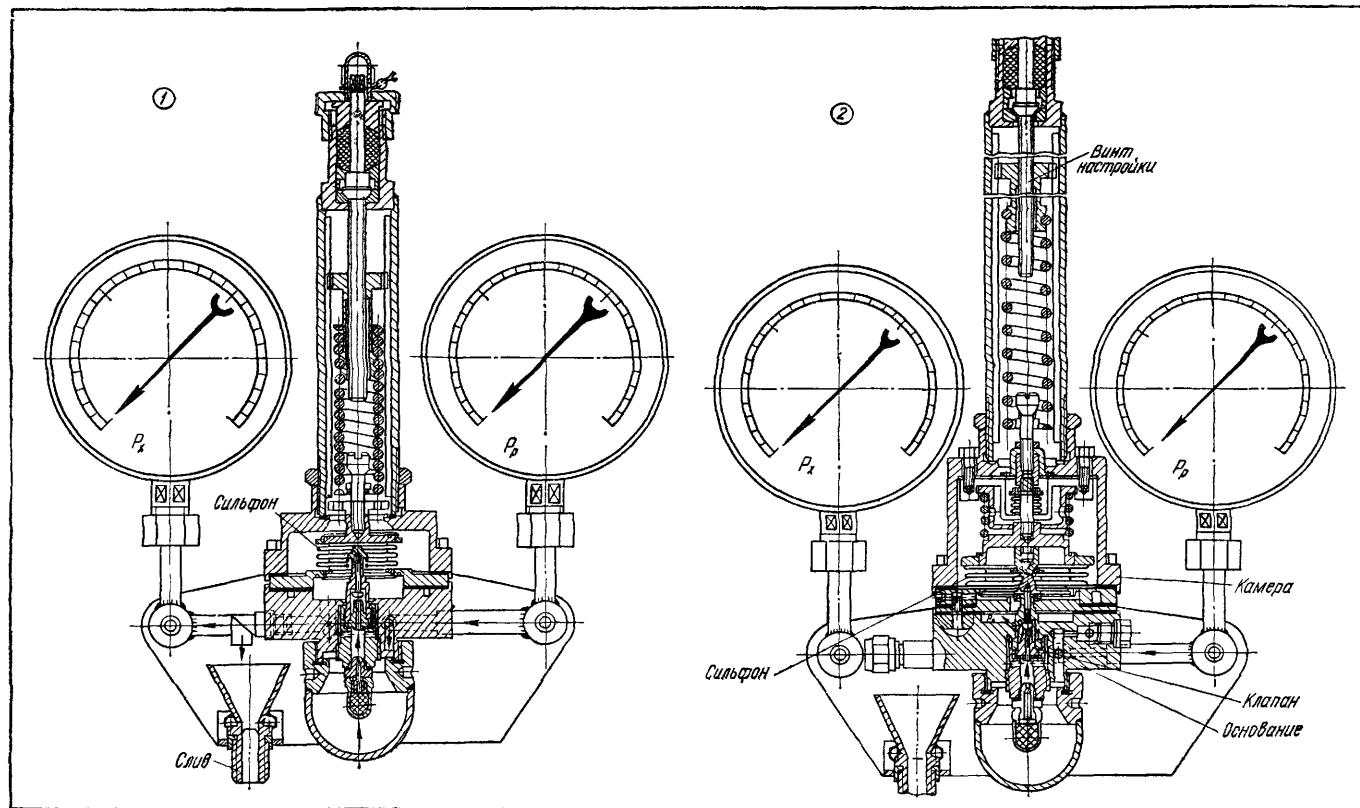
1 — регулятор сборки Н.З.; 2 — узел золотника сборки Н.О.; 3 — регулятор давления «до себя»; 4 — регулятор давления «после себя»; 5 — регулятор перепада давлений; 6 — принципиальная схема включения регулятора как регулирующего органа с регулирующим прибором РД-3А при регулировании давления «до себя».



Лист IX.3. Гидравлические регуляторы расхода давления и температуры:

1 — регулятор расхода типа РР; 2 — сборка золотника регулятора давления типа РД;  
3 и 4 — регулирующий прибор типа ТРД.





Лист IX.4. Регулирующий прибор типа РД-3А:

1 — конструкция односифонной сборки; 2 — то же, трехсифонной.

располагаемый напор более 20 м. В этом случае между регулятором и точкой отбора устанавливается шайба.

Подбор регуляторов РР при известном расходе воды и за данным регулируемом перепаде давления производится по табл. IX.35.

Таблица IX.35. Подбор регуляторов РР

Dy	Регулируемый перепад давления, кгс/см <sup>2</sup> , при расходе воды, т/ч													
	0	2	4	6	8	10	15	20	25	30	35	40	45	50
25	2,2	1,9												
40	1,8	1,6	1,4											
50		2	1,9	1,7	1,6	1,5								
80					2,1	2								
100							1,9	1,7	1,6	1,5				
								1,8	1,7	1,7	1,6	1,5	1,5	1,4

Регуляторы давления РД предназначены для поддержания постоянного давления в обратном трубопроводе местных систем водяного отопления и выпускаются с диаметром условного прохода 50 и 80 мм (аналогично соответствующим регуляторам РР). От регулятора РР они отличаются положением клапана и более жесткой пружиной. Регулируемое давление действует на сильфон изнутри, импульсные линии к регулятору не подводятся.

Предельное регулируемое давление — 5 кгс/см<sup>2</sup>, неравномерность регулирования 1,1 и 0,8 кгс/см<sup>2</sup>.

В закрытом состоянии клапан практически не пропускает воду. Конструкция регуляторов РР и РД показана на листе IX.3.

Регулирующий прибор РД-ЗА (системы ОРГРЭС) предназначен для регулирования давлений, перепада давлений, расхода, уровня, а также для защиты абонентов тепловой сети при остановках насосов (см. табл. IX.34). Он применяется в комплекте с регулирующим клапаном РК-1 и УРРД. Конструкция прибора показана на листе IX.4. В нижней части основания имеется резьба для установки управляющего клапана, закрытого стаканом-отстойником. На верхней части основания крепится импульсная камера, внутри которой размещается чувствительный элемент, состоящий из одного или трех сильфонных узлов. На импульсной камере размещен узел настройки с настроечной пружиной, нижний конец которой соединен с чувствительным элементом, а верхний конец через подвижную опору с натяжным винтом. Прибор снабжен щитком, на котором закреплена дренажная воронка и имеются гнезда для установки манометров, контролирующих командное давление  $p_x$  и давление рабочей среды  $p_p$ .

Управляющий клапан состоит из корпуса фильтра, дросселя постоянного сечения, рабочего сопла, направляющей втулки, прикрывающего клапана и пружины. В зависимости от принятой схемы регулирования управляющий клапан собирается по одному из трех вариантов. Первая сборка — односопловая с нормально открытым клапаном; при повышении импульсного давления, подаваемого в штуцер, клапанок прикрывает проход рабочей среды на слив, и командное давление возрастает. Во втором варианте односопловой системы управляющий клапан нормально закрыт. В двухсопловой системе клапанок открывает одно сопло и одновременно прикрывает другое.

Прибор может быть включен по бессливной системе с отводом рабочей воды в обратный трубопровод либо по сливной с отводом рабочей воды в дренаж.

Регулятор температуры dilatометрический ТРД предназначен для поддержания заданной температуры горячей воды в системах горячего водоснабжения с поверхностными подогревателями и в системах с непосредственным водоразбором из сети и регулированием температуры путем смешения сетевой и холодной воды. Применяется в комплекте с клапанами типа: РК-1, УРРД (для закрытых систем), РКС (для систем со смешением).

Чувствительным элементом регулятора (см. лист IX.3) является dilatометрический жезл, состоящий из стального кожуха и латунной трубки, пространство между которыми омывается горячей водой. Удлинение латунной трубки через систему рычагов вызывает перемещение управляющего клапана относительно сопла, что вызы-

Таблица IX.36. Подбор регуляторов ТРД

Максимальный расход горячей воды, т/ч	Диаметр условного прохода клапана, мм	Прочностное сечение золотника, мм <sup>2</sup>	Диаметр ограничительных отверстий, мм	Количество ограничительных отверстий при перепаде давления, кгс/см <sup>2</sup>							
				0,5	1	2	3	4	5	6	7
3	40	250	6	5	4	3	2				
5		440		9	7	5	4	3			2
9		700		16	11	8	7	6	5		4
15	50	1100	8,5	14	10	7	6	5	4		
25	80	2100		23	16	11	9	8	7	6	
40	80	2800		36	25	18	15	13	11	10	

Примечание. При подборе клапана располагаемый перепад давления на клапане уменьшать на 0,5 кгс/см<sup>2</sup>, а затем пользоваться таблицей.

ваит изменение командного давления рабочей воды, подаваемой на мембранный механизм регулирующего клапана. Настройка на заданную температуру производится винтом. Управляющий клапан прибора ТРД такой же, как у прибора РД-ЗА.

Регуляторы ТРД выпускают в двух модификациях — с отдельной компоновкой регулирующего прибора и клапана либо с компоновкой обоих узлов в одном изделии. Подбор регуляторов ТРД производится по табл. IX.36 по заданному максимальному расходу воды и перепаду давления на клапане.

Пределы настройки регулятора 30—180° С; максимальные температура и давление рабочей воды 95° С и 6 кгс/см<sup>2</sup>; габариты регулятора 675×120×120 мм, масса 6 кг.

### Схемы автоматизации тепловых пунктов водяных тепловых сетей и систем горячего водоснабжения

Ввиду большого разнообразия схем автоматизации тепловых пунктов, здесь приводятся только примерные схемы автоматизации.

На листе IX.5 приведена примерная функциональная схема автоматизации теплового пункта с подогревателями горячей водоснабжения. В схеме осуществляется тепловой контроль при помощи местных измерительных приборов — термометров и манометров, учет расхода холодной и сетевой воды.

Регулятор расхода стабилизирует расход сетевой воды через систему отопления по перепаду давлений в подающем и обратном трубопроводе. В качестве регуляторов прямого действия могут применяться регуляторы РР либо УРРД. В качестве регулятора непрямого действия применяется регулирующий прибор РД-ЗА в комплекте с клапанами РК-1, УРРД, включенный по сливной или бессливной схеме.

Регулятор давления стабилизирует давление в обратном трубопроводе. В качестве регулятора давления могут применяться: регуляторы прямого действия РД, УРРД либо регулирующий прибор РД-ЗА в комплекте с регулирующими клапанами РК-1, УРРД.

Регулятор температуры поддерживает заданную температуру горячей воды после подогревателя. В качестве регулятора применяется dilatометрический регулятор температуры ТРД в комплекте с регулирующими клапанами РК-1, УРРД, а также регулятор температуры ТРБ-2 (теплосеть Мосэнерго) и термореле манометрическое (теплосеть Киевэнерго). При повышении давления воды и понижении температуры, что свидетельствует о снижении разбора воды, автоматически включается один из циркуляционных насосов. Отключение насоса происходит, когда один из параметров войдет в норму. Второй насос находится в резерве и включается при аварийном отключении рабочего насоса. Выбор рабочего и резервного насоса осуществляется ключом блокировки КБ. Дистанционное управление осуществляется при помощи ключей 1КУ, 2КУ.

На листе IX.6, рис. 1, показана принципиальная схема регулятора расхода и

регулятора давления с использованием регулирующего прибора РД-ЗА и регулирующего клапана УРРД. Регулирующие приборы включены по сливной схеме.

Для регулятора давления в обратном трубопроводе системы отопления используется регулирующий прибор РД-ЗА односильфонной сборки с управляющим клапаном односплошной системы по схеме Н.О.

Для регулятора расхода используется прибор РД-ЗА трехсильфонной сборки с управляющим клапаном односплошной системы по схеме Н.О.

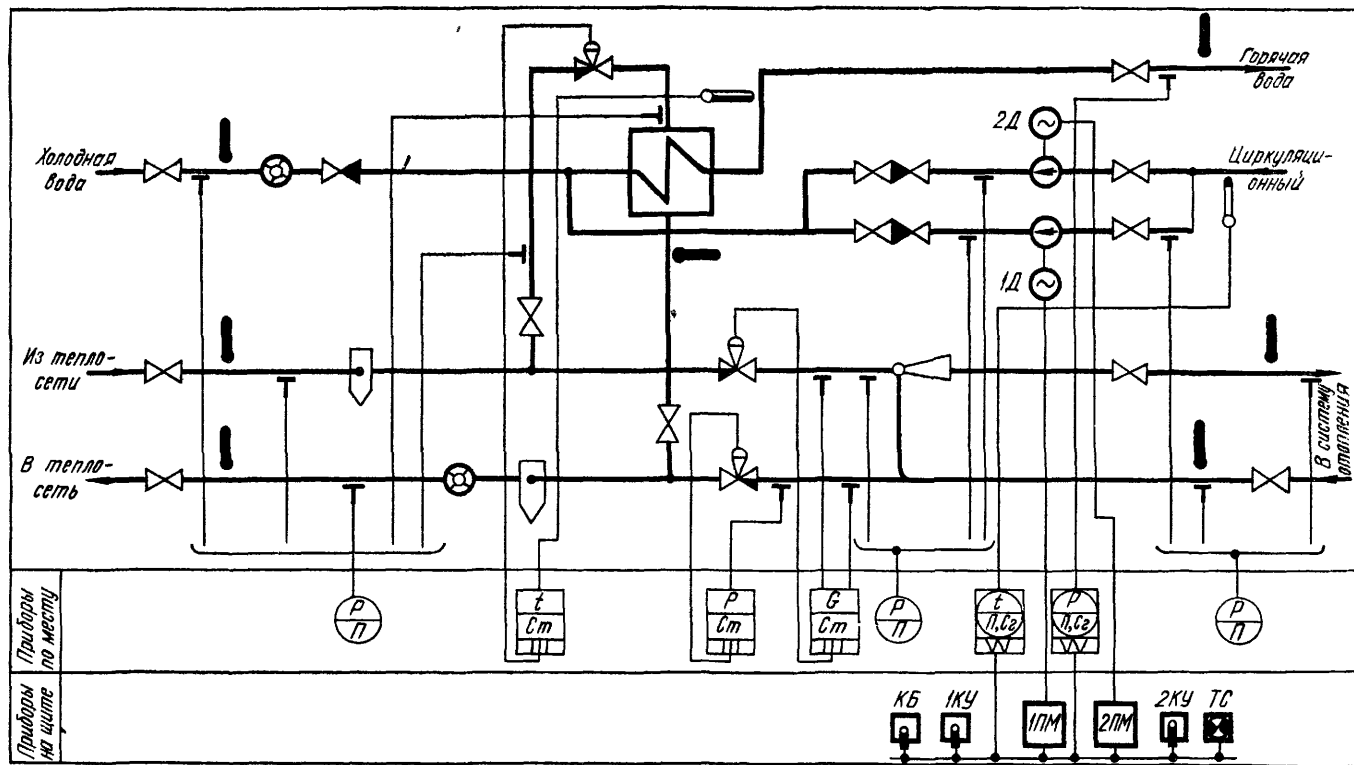
На листе IX.6, рис. 2, показана принципиальная схема регулирования температуры воды за подогревателем горячего водоснабжения с использованием дилатометрического регулятора температуры ТРД и регулирующего клапана УРРД.

На листе IX.7 показана функциональная и принципиальная схема автоматизации теплового пункта при открытой тепловой сети. К клапану смешения типа РКС поступает сетевая вода и вода из обратного трубопровода. На выходе клапана температура воды поддерживается при помощи регулирующего прибора типа ТРД. Обратная вода поступает на смешение через ограничительные отверстия в седле и ее подача не регулируется.

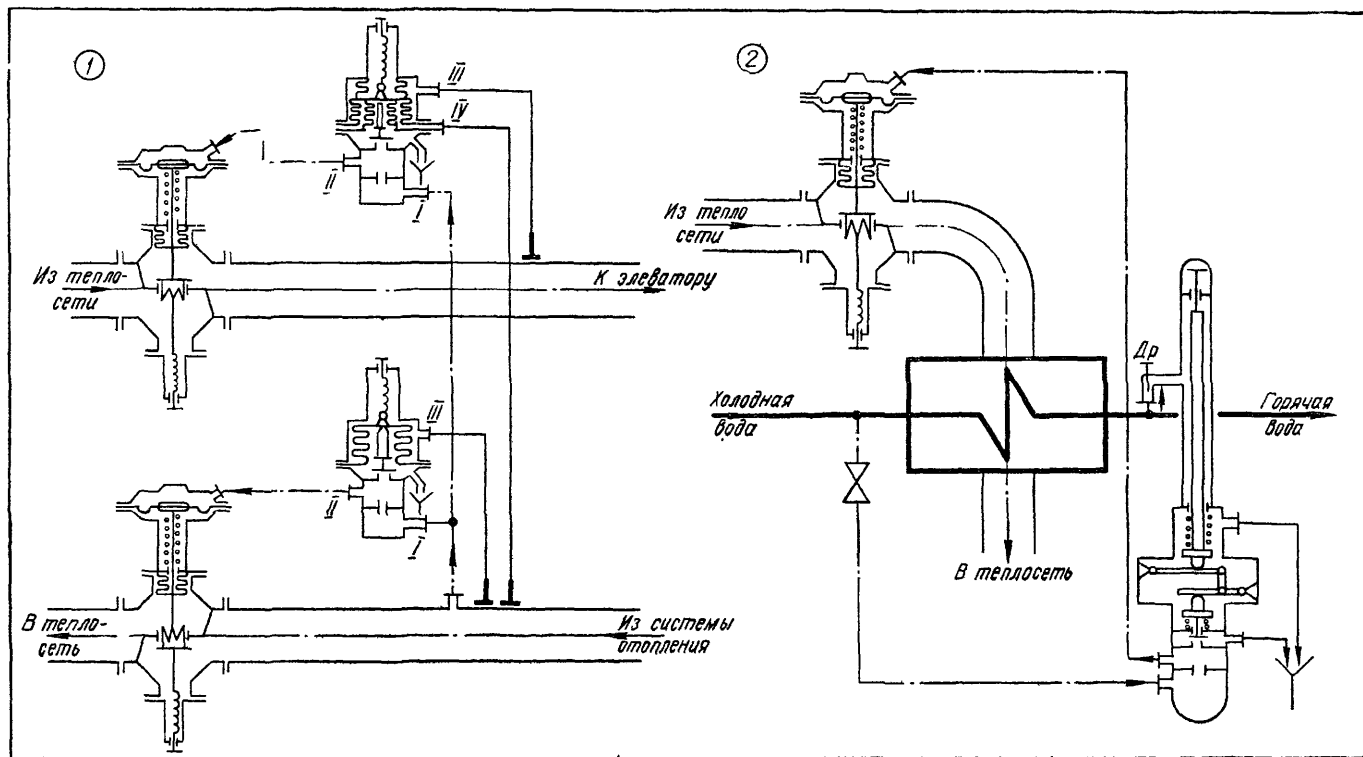
Схемы автоматического пофасадного или позонного (в зданиях повышенной этажности) регулирования отпуска тепла на отопление жилых, общественных и промышленных зданий позволяют экономить значительное количество тепла за счет стабилизации температуры по фасадам здания и включения в тепловой баланс посторонних источников тепла.

На листе IX.8, рис. 1, показана схема пофасадного регулирования температуры воздуха в помещениях, применяемая в г. Челябинске. Датчики температуры воздуха устанавливаются в контрольных точках помещений. Сигналы от датчиков поступают на полупроводниковые регуляторы, управляющие исполнительными механизмами на дроссельных регулирующих заслонках. Такая схема предусматривает применение безэлеваторных абонентских вводов, отдельных для каждого фасада здания.

В схеме пофасадного регулирования температуры воздуха в помещениях, разработанной в Физико-энергетическом институте АН Латвийской ССР (лист IX.8, рис. 2), датчиками температуры служат медные термометры сопротивления, устанавливаемые в контрольных помещениях, по 7 термометров на каждом фасаде здания. Термометры соединяются между собой последовательно для усреднения значений температур в отдельных помещениях и подключаются к регулятору температуры типа ПФР-1Б, выполненному на базе серийного регулятора ПТР-3. Регулятор управляет соленоидным вентилем типа ВС-1 на подающем трубопроводе, осуществляя двухпозиционное регулирование усредненной температуры в помещениях каждого фасада здания. Абонентские вводы и отопительные системы каждого фасада здания должны быть отдельными. На листе IX.8, рис. 3, приведена схема пофасадного регулирования отпуска тепла, в которой температура в помещениях не контролируется. Датчиками служат термометры сопротивления, измеряющие температуру воды в подающем и обратном трубопроводе, термометр сопротивления, измеряющий температуру наружного воздуха, а также датчики, измеряющие направление и силу ветра. Датчики метеоусловий устанавливаются на крыше здания. Датчики подключаются к регулятору типа ПРР-6Ф, разработанному на базе регулятора ПТР-3. Регулятор управляет соленоидным вентилем типа ВС-1 на подающем трубопроводе отопительной системы каждого фасада здания и обеспечивает регулирование температуры теплоносителя по отопительному графику. Схема рекомендуется к применению в 9-этажных зданиях открытой застройки или расположенных в местностях с сильными ветрами.

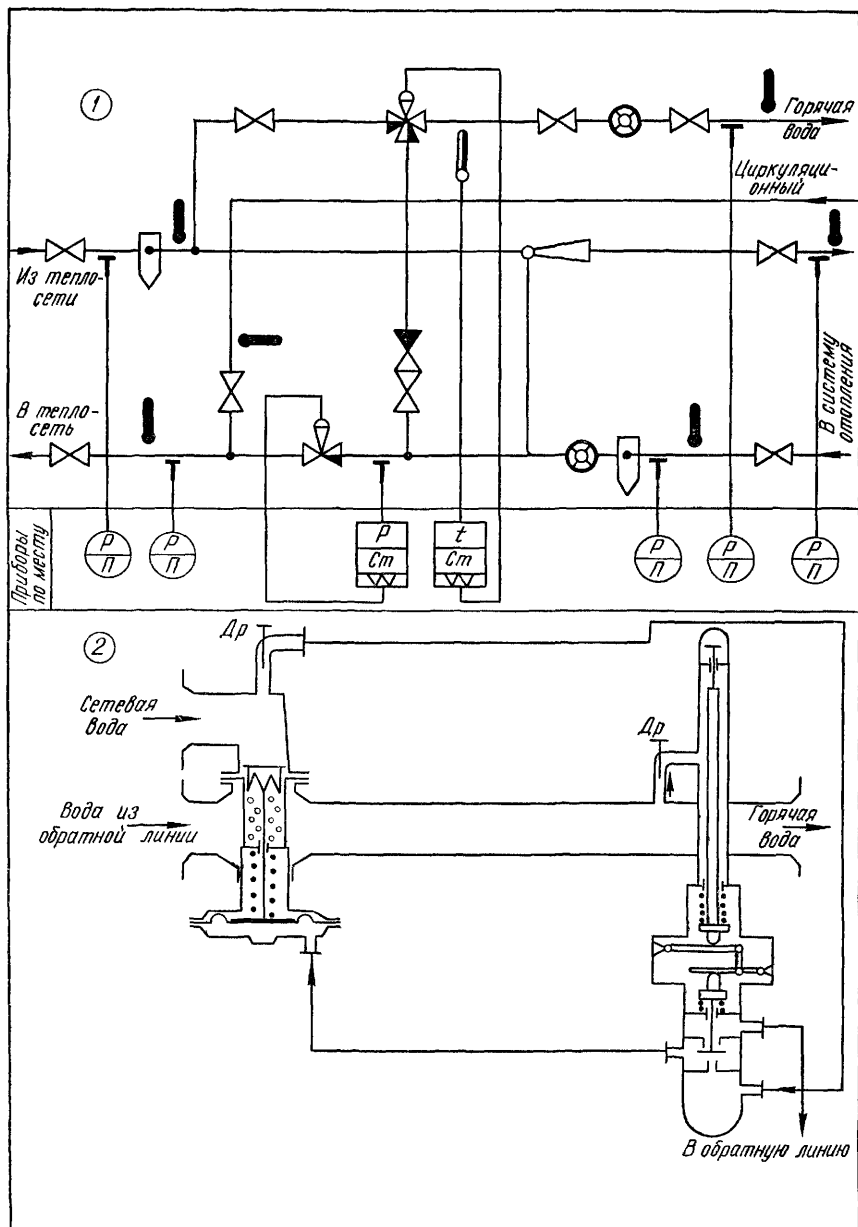


Лист IX.5. Функциональная схема автоматизации теплового пункта с подогревателями горячей водоснабжения (обозначения см. в табл. IX.1 — IX.5).

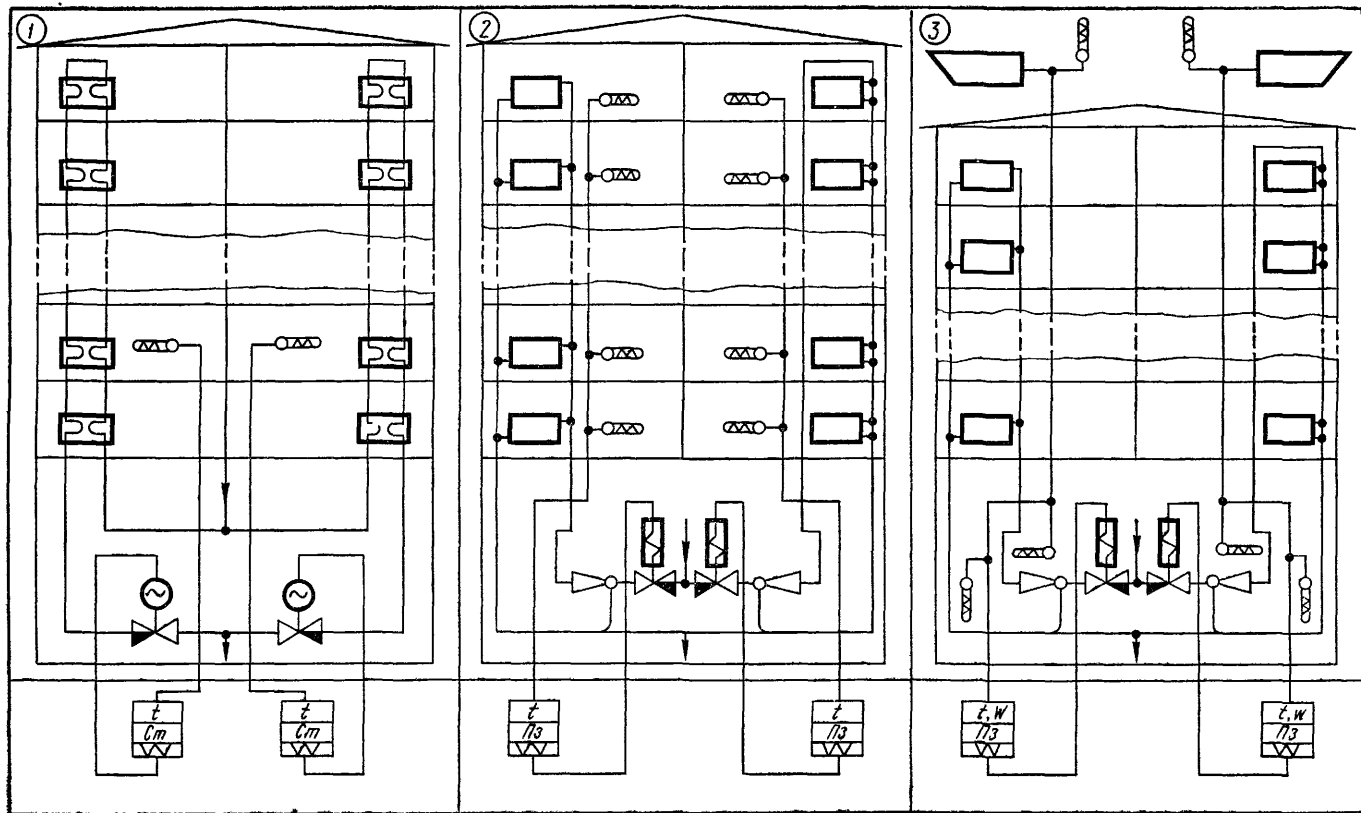


Лист IX.6. Принципиальные схемы регулирования на тепловом пункте:

1 — регулирование расхода и давления; 2 — регулирование температуры горячей воды



Лист IX.7. Схемы автоматизации теплового пункта при открытой тепловой сети:  
 1 — функциональная схема; 2 — принципиальная схема регулирования температуры горячей воды при открытом водоразборе.



Лист IX.8. Функциональные схемы пофасадного регулирования систем отопления:

1 — регулирование температуры воздуха в здании (г. Челябинск) с панельной бифилярной системой отопления; 2 — регулирование усредненной температуры воздуха в здании (г. Рига); 3 — регулирование отпуска тепла по метеоусловиям (г. Рига).



# АВТОМАТИЗАЦИЯ ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

## Автоматика АГК-2 и АГК-2П газифицированных отопительных водогрейных и паровых котлов

Автоматика АГК-2 предназначена для управления без кочегара отопительными водогрейными котлами, работающими на природном газе низкого давления с инжекционными или подовыми горелками (лист IX.9).

Регулятор давления газа РД — предназначен для поддержания заданного давления газа перед котлами при колебаниях давления газа в сети. Он устанавливается внутри котельной на вводе после счетчика. Стабилизированное давление 80—100 кгс/м<sup>2</sup>, допустимые колебания давления до регулятора 85—250 кгс/м<sup>2</sup>. Пропускная способность типоразмеров I и II — соответственно 50 и 250 м<sup>3</sup>/ч.

Регулятор тяги РТ поддерживает заданное разрежение (тягу) в борове за котлом посредством изменения подсоса холодного воздуха. Пределы настройки 1,5—3 кгс/м<sup>2</sup>, зона нечувствительности ±0,15 кгс/м<sup>2</sup>.

Клапан воздуха пропорционирующий КП служит для подачи воздуха в топку пропорционально расходу газа. На мембрану клапана воздействует давление газа, отбираемого из газопровода перед горелками. Начало и конец подъема клапана при давлении газа — соответственно 8—10 и 50—60 кгс/м<sup>2</sup>. Пропускная способность клапана при тяге 2 кгс/м<sup>2</sup> равна 300 м<sup>3</sup>/ч.

Клапан главный КГ плавно изменяет подачу газа к горелкам по команде регулятора соотношения температур и является также отсечным органом. При снижении давления импульсного газа до 20 кгс/м<sup>2</sup> мембрана нажимает на шток клапана ускорителя отсеки и открывает выход импульсного газа из подмембранной полости в сбросную линию. При этом деление в подмембранной полости падает и клапан быстро закрывается. Импульсное давление начала открытия составляет 24—26 кгс/м<sup>2</sup>, полного открытия — 56—58 кгс/м<sup>2</sup>.

Пропускная способность зависит от профиля юбки клапана:

Профиль юбки клапана . . .	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	№ 7
Пропускная способность, м <sup>3</sup> /ч . . . .	10—15	16—23	24—33	34—40	41—70	71—100	101—120

Клапан электромагнитный КЭ предназначен для контроля горения факела запальника и подачи команды на закрытие главного клапана при погасании факела. Кроме того, электромагнитный клапан служит для пуска котла с автоматикой и питания приборов автоматики импульсным газом. Электромагнит питается током от термопары, нагреваемой в пламени запальника.

Расход импульсного газа через дроссель клапана 0,18—0,2 м<sup>3</sup>/ч. Время отпущения якоря после потухания запальника не более 15 с.

Регулятор соотношения температур РСТ поддерживает температуру горячей воды на выходе котла в заданной зависимости от температуры наружного воздуха посредством плавного изменения давления импульсного газа под мембраной главного клапана.

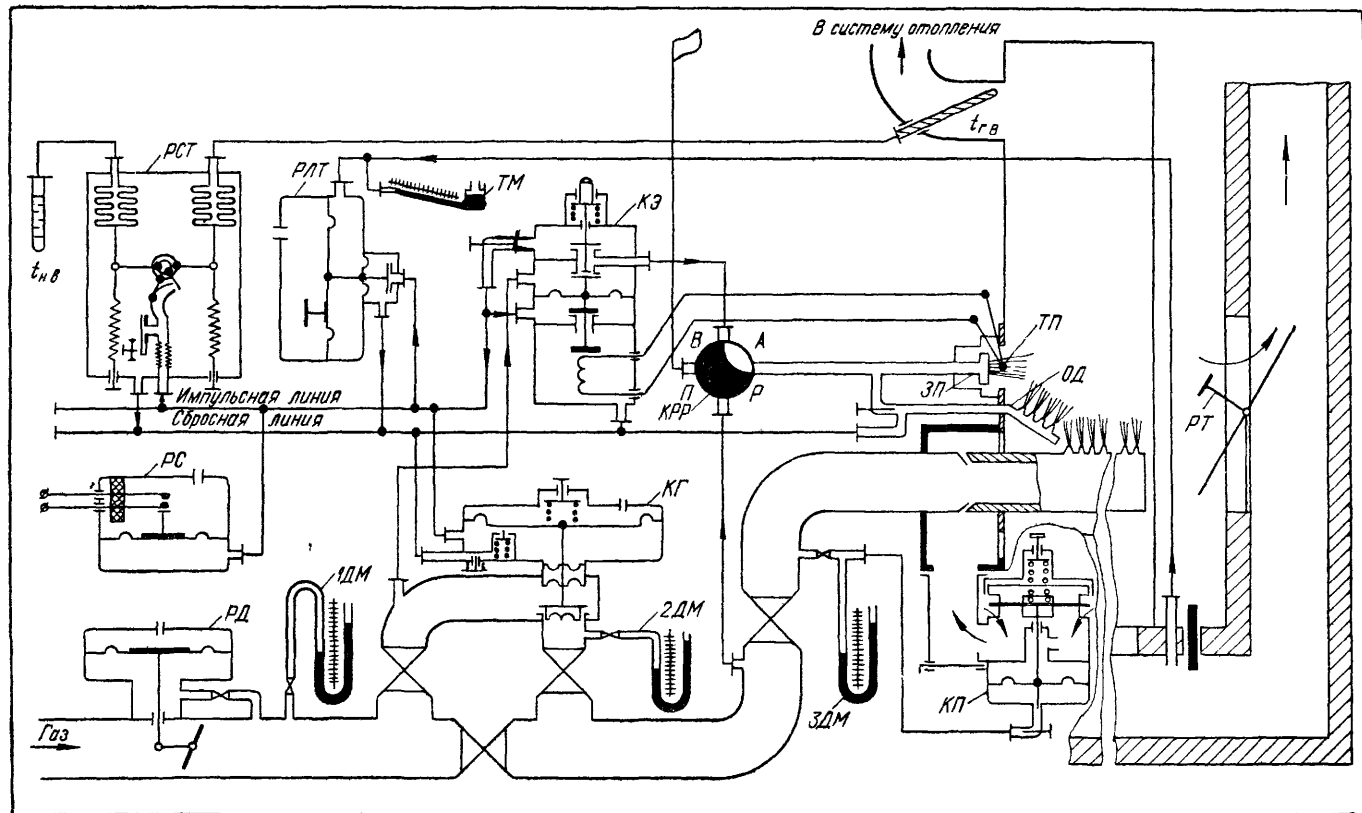
При повышении температуры горячей воды до 95—98° С открывается клапан быстрого сброса импульсного газа, что вызывает падение давления в импульсной линии и закрытие главного клапана.

Пределы настройки пружин термосистем горячей воды 45—95° С, наружного воздуха +10 ÷ —20. Неравномерность регулятора составляет 6—8° С. Длина капиллярной трубки термосистем наружного воздуха 8 и 10 м, горячей воды 1,5 м.

Реле тяги РЛТ предназначено для контроля тяги в борове за котлом и подачи команды на закрытие главного клапана при снижении тяги. При снижении разрежения мембрана под действием противовеса отклоняется и открывает клапан, выпускающий газ из импульсной линии в сбросную, что вызывает закрытие главного клапана. Пределы настройки на включение 1—4 кгс/м<sup>2</sup>.

Запальник ЗП с термопарой ТП и огневой дорожкой ОД служит для розжига газа, выходящего из горелок, контроля горения и сжигания газа, выходящего из сбросной линии. Диаметр провода термопары гр. ХК 3,5 мм. Расход газа на запальник 0,2 м<sup>3</sup>/ч, на огневую дорожку — 0,35 м<sup>3</sup>/ч.

Реле сигнальное РС — предназначено для сигнализации об отсечке газа к горелкам. При падении давления импульсного газа мембрана размыкает кон-



Лист IX.9. Принципиальная схема автоматики АГК-2.

такт микропереключателя и на сигнальном щитке гаснет лампа, сигнализируя об отключении котла.

Пределы настройки на срабатывание  $5-45 \text{ кгс/м}^2$ .

Пульт приборов — содержит U-образный дифманометр 1 ДМ с водяным заполнением для измерения давления газа после регулятора давления, дифманометр 2ДМ для проверки плотности главного клапана, дифманометр 3ДМ для измерения давления газа перед горелками и наклонный жидкостный тягомер ТМ со спиртовым заполнением для измерения разрежения.

Пределы измерения давления дифманометрами  $0-250 \text{ кгс/м}^2$ , разрежения тягомером  $0-7 \text{ кгс/м}^2$ .

Сигнальный щиток устанавливается на диспетчерском пункте и предназначен для сигнализации об отключении котлов, отключении электродвигателей циркуляционных насосов, а также об исчезновении напряжения питания в котельной.

Кран рода работ КРР служит для переключения автоматики на различные режимы — «Автоматический пуск», «Работа», «Продувка» и «Выключено», которые соответствуют положениям ключа А, Р, П и В.

Автоматика АГК-2П предназначена для паровых котлов низкого давления (до  $0,7 \text{ кгс/см}^2$ ), работающих на природном газе низкого давления (до  $250 \text{ кгс/м}^2$ ) с потреблением  $12-120 \text{ м}^3/\text{ч}$  газа. АГК-2П разработана на базе АГК-2, содержит ряд ее узлов и выполняет аналогичные функции.

В автоматике АГК-2П сохранены следующие узлы АГК-2: регулятор расхода газа (главный клапан), электромагнитный клапан, реле тяги, регулятор давления газа, сигнальное реле, пульт приборов, запальник с термопарой, регулятор воздуха для инжекционных горелок (пропорционирующий клапан), регулятор тяги, кран рода работ.

Вновь разработаны следующие узлы: стабилизатор давления пара, регуляторы уровня и воздуха, реле уровня и щит управления.

Стабилизатор давления пара предназначен для поддержания заданного давления пара, а также для отключения подачи газа к горелкам в случае опасного его превышения.

Пределы настройки по давлению пара  $0,15-0,7 \text{ кгс/см}^2$ , регулируемая неравномерность (статизм) при изменении нагрузки котла от 35 до 100% составляет  $0,05-0,1 \text{ кгс/см}^2$ .

Регулятор уровня включает электродвигатель питательного насоса при достижении заданного нижнего уровня воды и выключает его при достижении заданного верхнего уровня.

Реле уровня подает команду на отсечку газа к горелкам при отклонении уровня воды в барабане котла вверх или вниз за допустимые пределы.

Регулятор воздуха для подовых горелок отличается от пропорционирующего клапана автоматики АГК-2 тем, что заслонка, изменяющая сечение окна для подачи воздуха в топку, является не подъемной, а поворотной.

Начало поворота заслонки — при давлении газа перед горелками  $10 \text{ кгс/м}^2$ , окончание поворота при  $75 \text{ кгс/м}^2$ .

Щит управления и сигнализации устанавливается в помещении котельной и предназначен для управления электродвигателем питательного насоса и сигнализации об отключении котла.

## Пневмо-механическая автоматика ПМА водогрейных котлов

ПМА предназначена для автоматизации газифицированных котельных систем отопления и горячего водоснабжения, переводимых на диспетчерское обслуживание или на работу с сокращенным числом обслуживающего персонала.

Общекотельные системы автоматики (лист IX.10) следующие: ПМА-ООС-50, ПМА-ООС-100, ПМА-ООН-100, ПМА-ОГС-50, ПМА-ОГС-100, ПМА-ОГН-100. В обозначениях первая буква О — общекотельная система, вторая буква О — для отопительных котельных, Г — для котельных горячего водоснабжения, С — для газа среднего давления ( $0,05-3,0 \text{ кгс/см}^2$ ), Н — для газа низкого давления (до  $0,05 \text{ кгс/см}^2$ ), число после дефиса (50 и 100) — диаметр условного прохода регулятора подачи газа.

Котловые системы автоматики — ПМА-КС-50, ПМА-КС-100, ПМА-КСР1-50, ПМА-КСР1-100, ПМА-КСР2-50, ПМА-КСР2-100, ПМА-КНР1-50, ПМА-КНР1-100, ПМА-КНР2-50, ПМА-КНР2-100. В обозначениях К — котловая

система, С и Н — давление газа; Р1 — для горелок с регулированием подачи воздуха с одинарным дроссельным устройством, Р2 — со сдвоенным дроссельным устройством число после дефиса (50 и 100) — диаметр условного прохода блока безопасности котла.

Для одной котельной, независимо от числа котлов в ней, общекотельная система автоматики поставляется в одном из наборов приборов, приведенных в табл. IX.37, котловая система — в табл. IX.38.

Т а б л и ц а IX.37. Комплектация приборов систем общекотельной автоматики ПМА

Приборы	Модификации			
	ПМА-ООС	ПМГ-ООН	ПМА-ОГС	ПМА-ОГН
Регулятор подачи газа среднего давления 3696-ООВ ( $D_y=50$ мм) и 3867-ООВ ( $D_y=100$ мм)	+	—	+	—
Регулятор подачи газа низкого давления 3875-00 ( $D_y=100$ мм)	—	+	—	+
Терморегулятор ТЗ714-ООБ	+	+	—	—
Терморегулятор ТГ 4358-00	—	—	+	+
Автоматический питательный клапан 3895-00	+	+	+	+

Общекотельная автоматика ПМА включает в себя следующие узлы (см. лист IX.10): регулирующий клапан, терморегулятор, приборы контроля и др.

Клапан регулирующий КР предназначен для плавного изменения расхода газа на все котлы, установленные в котельной, в соответствии с отопительным графиком. На мембрану регулирующего клапана поступает командное давление импульсного газа от терморегулятора Т и от регулятора управления низкого давления РН.

Пропускная способность клапана для среднего давления при перепаде на клапане  $1 \text{ кгс/см}^2$  и удельном весе газа  $0,73 \text{ кг/м}^3$  при  $D_y = 50$  составляет  $200 \text{ м}^3/\text{ч}$  и при  $D_y = 100$  мм  $2900 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; для низкого давления при перепаде  $100 \text{ кгс/см}^2$  и  $D_y = 100$  мм она составит  $354 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Терморегулятор Т предназначен для поддержания температуры горячей воды в системах отопления в соответствии с температурой наружного воздуха по отопительному графику (табл. IX.39) посредством изменения давления импульсного газа, поступающего на мембрану регулирующего клапана.

Длина капилляра термобаллонов для наружного воздуха равна 8 м, для горячей воды и для терморегулятора ТГ, предназначенного для систем горячего водоснабжения — 3 м.

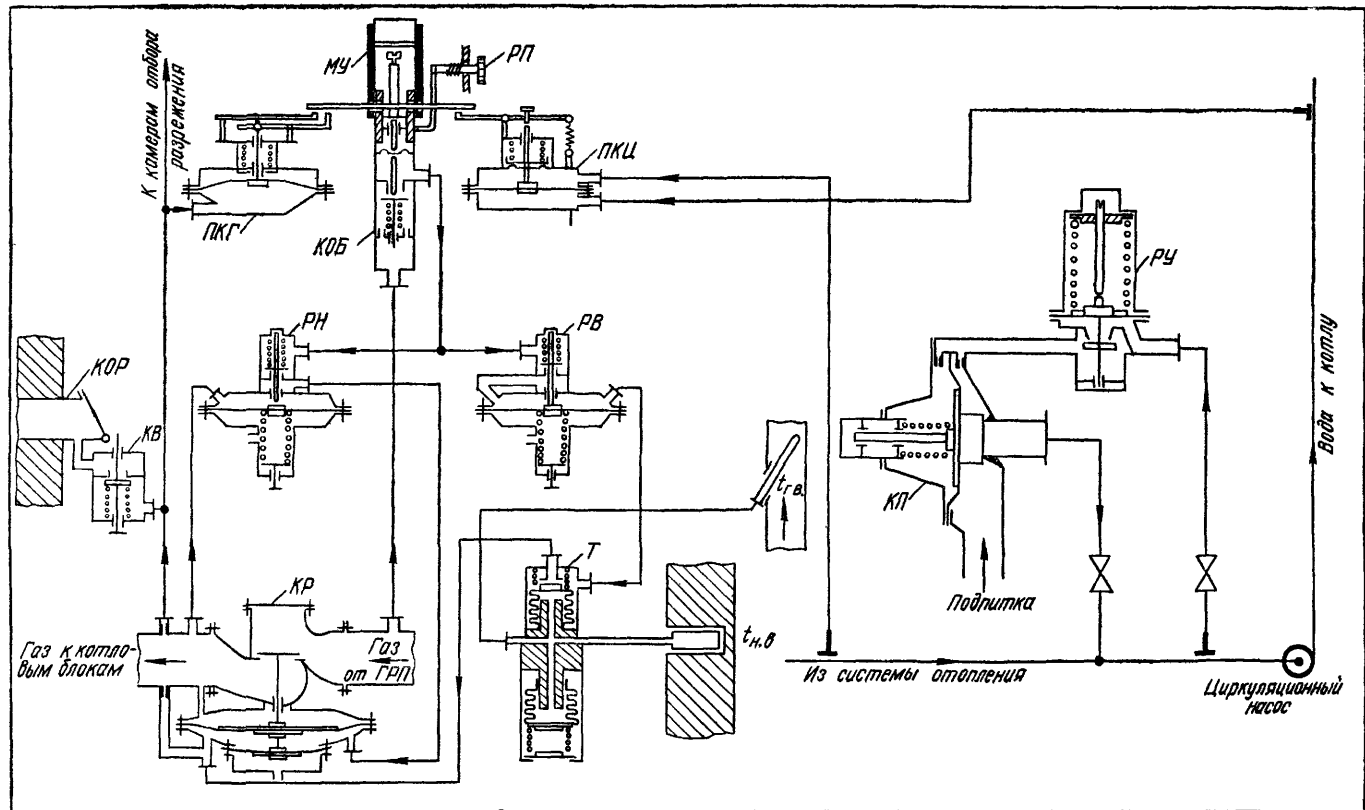
Регулятор управления низкого давления РН предназначен для ограничения снижения давления газа за регулирующим клапаном, регулятор управления высокого давления РВ — для стабилизации давления газа, поступающего к терморегулятору ТР.

В регулятор подачи газа входит также общекотельный блок безопасности, состоящий из следующих узлов.

Клапан общекотельного блока КОБ предназначен для отсечки газа к горелкам всех котлов посредством прекращения подачи газа к регуляторам управления РН и РВ. Клапан открывается вручную при помощи рукоятки с пружиной РП, при этом ставится в вертикальное положение механический усилитель МУ, который через толкатель давит на клапан и открывает проход газа к регуляторам управления.

Прибор контроля циркуляции ПКЦ предназначен для контроля циркуляции воды в системе отопления по перепаду давления на циркуляционных насосах и подачи команды на отсечку газа к котлам в случае остановки насосов. При остановке насоса мембрана опускается и рычаг под действием пружины давит на ось механического усилителя и клапан КОБ закрывается.

Перепад давления на насосе — не менее  $0,05-0,07 \text{ кгс/см}^2$ . Давление воды перед насосом составляет  $1-5 \text{ кгс/см}^2$ , за насосом — 6,6.



Лист IX.10. Принципиальная схема общекотельной автоматики ПМА.

Т а б л и ц а IX.38. Комплектация приборов систем котловой автоматики ПМА

Приборы	Модификации				
	ПМА-КС	ПМА-КСР1	ПМА-КСР2	ПМА-КНР1	ПМА-КНР2
Блок безопасности 3699-00В ( $D_y = 50$ мм) и 3818-00А ( $D_y = 100$ мм)	+	+	+	+	+
Электромагнитный клапан 4250-00	+	+	+	+	+
Термопара угловая 4324-00 или прямая 4219-00	+	+	+	+	+
Камера отбора разрежения 3515-00	+	+	+	+	+
Прибор контроля температуры воды 3512-00	+	+	+	+	+
Запальник переносный ИПЗ-2-00В	+	+	+	+	+
Тягонапоромер ТНЖ	+	+	+	+	+
Регулятор соотношения «газ—воздух» 4249-00, 4248-00	—	+	+	+	+
Регулятор управления РВ 4359-00	—	+	+	—	—
U-образный манометр ПР-620	—	—	—	+	+
Узел дросселя 4325-00	—	+	+	+	+
Дроссельное устройство одинарное 4503-00	—	+	—	+	—
Дроссельное устройство двойное 4502-00	—	—	+	—	+

Т а б л и ц а IX.39. Терморегуляторы Т

Наименование показателей	Модель			
	T10	T20	T30	T40
Расчетная температура наружного воздуха, °С	—10	—20	—30	—40
$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Delta t_{г.в}}{\Delta t_{н.в}}$	2,75	2,03	1,6	1,33

Примечание.  $\operatorname{tg} \alpha$  — тангенс угла наклона касательной, проведенной к отопительной графику в расчетной точке. Угол наклона может дополнительно регулироваться глубиной заделки в стену термобаллона наружного воздуха.

Прибор контроля давления газа ПМК предназначен для подачи команды на отсекку газа к котлам при опасном понижении или повышении давления газа за регулирующим клапаном КР. При падении давления газа ниже заданного мембрана опускается и рычаг толкает ось механического усилителя, который закрывает клапан КОБ; при повышении давления выше заданного мембрана поднимается и второй рычаг действует аналогично. Срабатывание прибора происходит при понижении давления газа перед котлами на 25% ниже установленного нижнего предела и при повышении на 20% от установленного верхнего предела.

Пределы настройки прибора, на среднем давлении газа составляют: нижний предел 300—1000, верхний — 2000—5000 кгс/см<sup>2</sup>; на низком давлении газа нижний предел 5—25, верхний — 100—500 кгс/м<sup>2</sup>.

Камера отбора разрежения *КОР* относится собственно к котловой автоматике, но работает совместно с общекотельной автоматикой. При хлопке или взрыве в топке или дымоходах заслонка камеры падает и открывает клапан *КВ*, выпускающий газ из трубки, по которой газ поступает к прибору контроля давления. Давление газа в трубке падает и прибор срабатывает, как при понижении давления газа, подавая команду на отсечку газа к котлам.

Автоматический питательный клапан служит для автоматической подпитки системы отопления и состоит из регулирующего клапана подпитки *КП* и регулятора управления *РУ*. При падении давления в системе золотник регулятора открывает сброс воды из левой мембранной полости регулирующего клапана, который при этом открывается и начинает подпитку системы до установления в ней заданного давления.

Давление воды перед питательным клапаном не более  $8 \text{ кгс/см}^2$ , пропускная способность при перепаде на клапане  $0,5 \text{ кгс/см}^2$  составляет  $6 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

Котловой блок безопасности состоит из следующих узлов (лист *IX.11*): отсекающего клапана, приборов контроля, электромагнита и др.

Клапан отсекающий *КО* производит отсечку газа к горелкам котла в случае срабатывания одного из приборов автоматики безопасности. В рабочем положении тяга *T* клапана поднята и ее сектор находится в зацеплении с выступом рычага *P*; молоточек *M* установлен вертикально. При срабатывании приборов разрежения *ПКР* или контроля давления газа *ПКГ*, а также при отпуске якоря электромагнита *ЭМ* молоточек падает, ударяет по рычагу, который освобождает тягу, и клапан закрывается под действием возвратной пружины; одновременно замыкаются контакты в цепи сигнализации.

Пропускная способность клапана при перепаде давления на  $300 \text{ кгс/м}^2$  и удельном весе газа  $0,73 \text{ кг/м}^3$  для  $D_y = 50 \text{ мм}$  составляет  $280 \text{ нм}^3/\text{ч}$ , для  $D_y = 100 \text{ мм}$  —  $1100 \text{ нм}^3/\text{ч}$ .

Прибор контроля разрежения *ПКР* предназначен для закрытия отсекающего клапана при падении разрежения в топке. При нормальном разрежении мембрана смещена вниз и при помощи тяги, связанной с рычагом, удерживает молоточек в вертикальном положении. При падении разрежения в топке мембрана смещается вверх, освобождает молоточек и отсекающий клапан закрывается. Пределы настройки прибора  $0,2-1 \text{ кгс/м}^2$ .

Прибор контроля давления газа *ПКГ* срабатывает при понижении давления газа перед горелками на 15% ниже допустимой величины. В этом случае мембрана опускается, освобождается молоточек и закрывается отсекающий клапан.

Электромагнит *ЭМ* закрывает отсекающий клапан по сигналу от датчика, не предусмотренного в комплекте автоматики *ПМА* (например, сигнализатора уровня, давления пара).

Клапан трехходовой *КТ* служит для подачи газа к переносному запальнику *ЗП*.

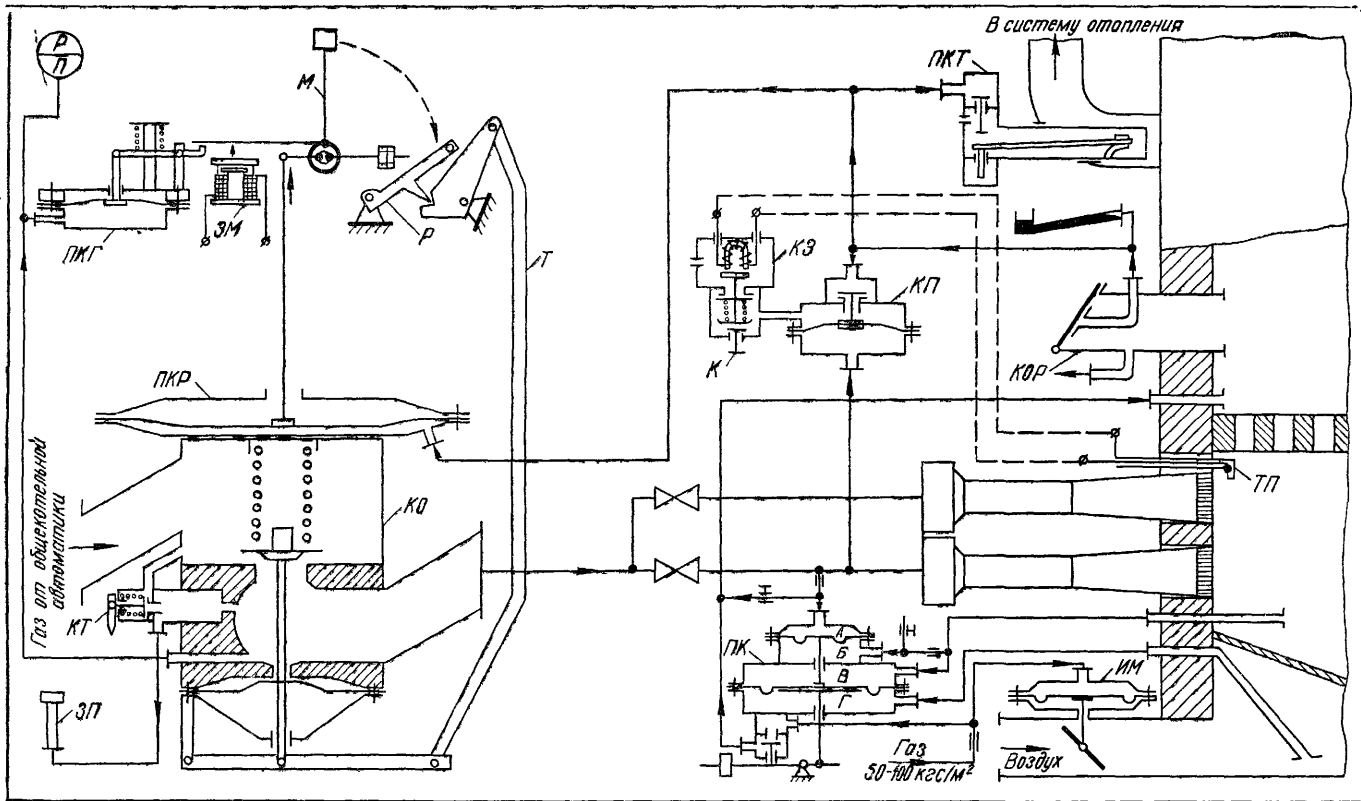
Прибор контроля температуры *ПКТ* предназначен для отключения котла в случае повышения температуры воды на выходе до предельно допустимой. Пределы срабатывания прибора  $95-100^\circ \text{C}$ .

Прибор контроля погасания пламени состоит из термопары *ТП*, охлаждаемой водой, электромагнитного *КЭ* и пускового *КП* клапанов. При погасании запальной горелки термopара остывает, якорь электромагнита с клапаном отпадает и соединяет импульсную трубку прибора контроля разрежения с атмосферой; отсекающий клапан прекращает подачу газа.

Камера отбора разрежения *КОР* имеет две импульсные трубки — одну соединенную с прибором контроля разрежения и другую соединенную через клапан *КВ* (см. лист *IX.10*) с прибором контроля давления газа общекотельного блока безопасности. При хлопке или взрыве в топке крышка камеры открывается, соединяя первую трубку с атмосферой, и отсекающий клапан прекращает подачу газа.

Регулятор соотношения «газ — воздух» *РС* регулирует подачу воздуха к инжекционным, подовым или форкамерным горелкам низкого давления. Он состоит из командного прибора *ПК* и исполнительного механизма *ИМ*.

Газ из газопровода перед горелками поступает в полость *A* командного прибора через дроссель. Сброс газа осуществляется в дымоход. В полости *B* и *B* поступает



Лист IX.11. Принципиальная схема котловой автоматики ПМА.



воздух из поддувального пространства над разделительным щитом, а в полость Г — воздух из-под разделительного щита. При изменении давления газа на малую мембрану шток через рычаг перемещает клапан прибора, который изменяет расход импульсного газа и его давление на мембрану исполнительного механизма ИМ, тот, в свою очередь, перемещает заслонку, изменяя подачу воздуха, до тех пор, пока перепад давления воздуха на большой мембране уравнивается изменившееся давление газа на малую мембрану. Газ к исполнительному механизму поступает от отдельного регулятора (аналогичного регулятору РВ — см. лист IX.10), который поддерживает давление перед клапаном 50—100 кгс/м<sup>2</sup>.

Пропускная способность дроссельной заслонки (при перепаде давления на заслонке 0,2 кгс/м<sup>2</sup> и удельном весе воздуха 1,25 кг/м<sup>3</sup>) составляет 680 нм<sup>3</sup>/ч.

## АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

### Функции систем автоматизации

Проектирование систем автоматизации нормируется СНиП II-Г.7—62.

Местный контроль при помощи показывающих приборов предусматривается для следующих параметров: температур наружного воздуха, воздуха в помещении, приточного воздуха, воздуха за камерой орошения, теплоносителя и хладоносителя на входе и выходе калорифера или воздухоохладителя; относительной влажности воздуха в помещениях, где требуется ее поддержание в заданных пределах; давления воздуха в распределительных камерах для двухканальных систем и систем с количественным регулированием, а также давления или перепада давлений в воздуховодах и в помещениях, где требуется поддержание давления или перепада давлений; давления теплоносителя, хладоносителя и воды, подаваемой на форсунки камеры орошения (за насосом).

Дистанционный контроль рекомендуется предусматривать только для основных параметров, характеризующих работу системы в целом (например, температура и влажность воздуха в кондиционируемых помещениях).

Самопишущие приборы следует применять лишь в тех случаях, когда качество технологического продукта зависит от параметров воздуха в кондиционируемых производственных помещениях. Следует предусматривать сигнализацию отклонений параметров, которые могут привести к аварии оборудования системы вентиляции или кондиционирования либо к ухудшению качества технологического продукта.

Автоматическое (дистанционное сблокированное) управление системами приточной вентиляции (СПВ) и системами кондиционирования воздуха (СКВ) позволяет нажатием кнопки «Пуск» одновременно включать двигатели приточного и вытяжного вентиляторов (а также рециркуляционного, в случае наличия такового), двигателя фильтра, насоса подачи воды на форсунки камеры орошения (для СКВ), открывать клапаны наружного воздуха и на выбросе, а также подавать разрешение на открытие регулирующих клапанов на тепло- и хладоносителе. При отрицательных температурах наружного воздуха включается электрообогрев створок клапана наружного воздуха за 5—30 мин до включения системы. При нажатии кнопки «Стоп» указанные двигатели одновременно отключаются, воздушные клапаны и клапаны на тепло- и хладоносителе закрываются. При индивидуальном дистанционном управлении каждый двигатель включается и отключается отдельной кнопкой или ключом, аналогично открываются и закрываются воздушные и регулирующие клапаны. Выбор вида управления осуществляется ключом выбора режима, сигнализация состояния оборудования осуществляется при помощи сигнальных ламп.

Автоматическое включение и выключение воздушных завес у ворот обеспечивается блокировкой при помощи конечных выключателей с открыванием и закрытием ворот. Автоматическое включение вытяжной вентиляции обеспечивается блокировкой с технологическим оборудованием. Блокировка может осуществляться тремя способами: одновременный пуск вентиляции и технологического оборудования; задержка пуска технологического оборудования после включения вентиляции; задержка выключения вентиляции после остановки технологического оборудования. Задержка обеспечивается при помощи реле времени. При наличии выделений сильнодействующих ядовитых веществ в ходе технологического процесса основное оборудо-

вание не должно работать при отключенной вытяжной вентиляции. Блокировка осуществляется при помощи реле воздуха типа РГВ-2, устанавливаемого за вытяжным вентилятором.

В СКВ с регулируемым соотношением наружного и рециркуляционного воздуха рекомендуется предусматривать автоматическое переключение (реверсирование) клапанов на пропуск санитарной нормы наружного воздуха и охлаждение рециркуляционного воздуха в случае, если теплосодержание наружного воздуха больше теплосодержания рециркуляционного воздуха.

Автоматическая защита calorиферов 1-го подогрева от замораживания является обязательной для СПВ и СКВ, работающих при отрицательных температурах наружного воздуха, и действует следующим образом:

при выключенной системе и снижении температуры воздуха перед calorифером ниже  $+3^{\circ}\text{C}$  открывается клапан на теплоносителе и calorифер прогревается до тех пор, пока температура воздуха повысится выше  $+3^{\circ}\text{C}$ , после чего клапан закрывается;

перед включением системы и при отрицательных температурах наружного воздуха calorифер прогревается в течение 3 мин по команде реле времени;

при работающей системе и снижении температуры наружного воздуха ниже  $+3^{\circ}\text{C}$  и температуры теплоносителя за calorифером ниже  $20-30^{\circ}\text{C}$  система отключается, подается аварийная сигнализация и calorифер прогревается, как в первом случае.

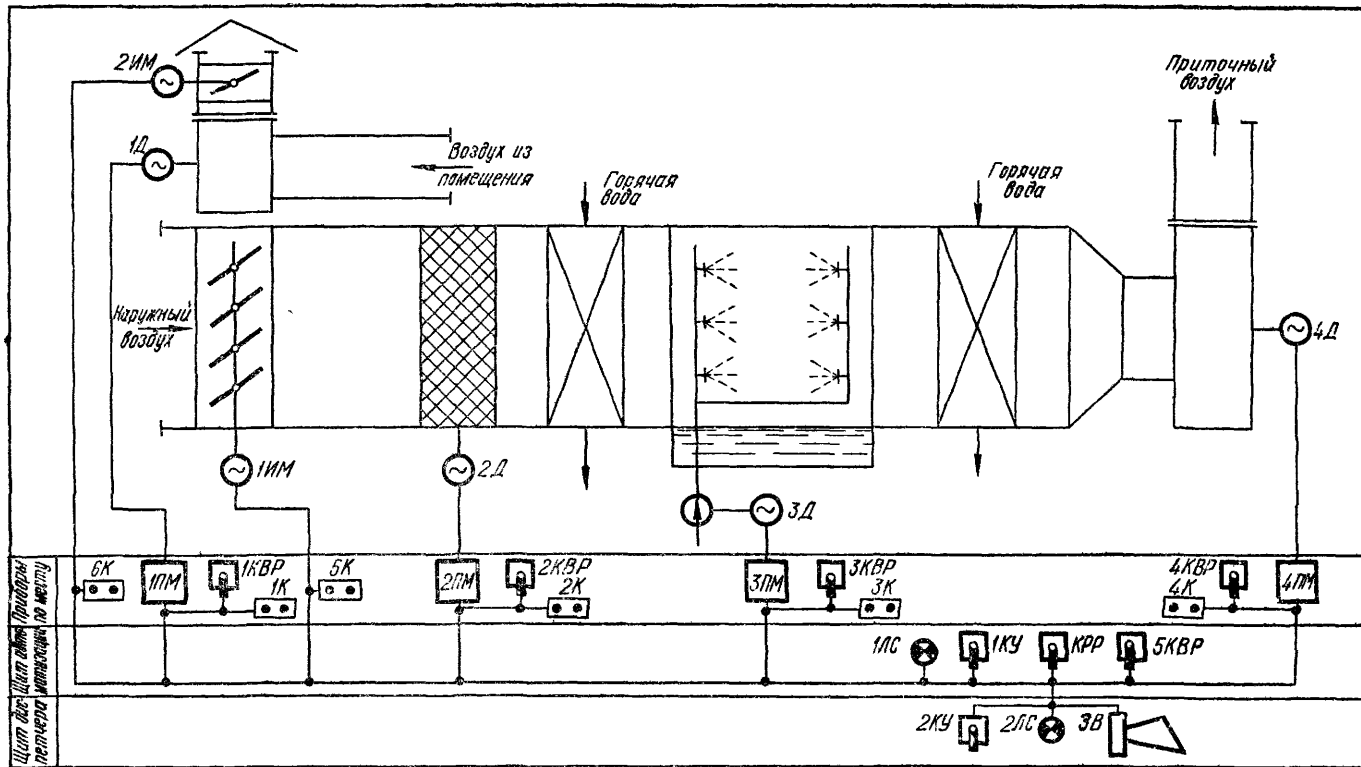
Автоматическое регулирование предусматривается в следующих случаях: для непрерывно действующих воздушных завес — стабилизация температуры воздуха в обслуживаемом помещении; для СПВ — стабилизация температуры приточного воздуха или воздуха в помещении; для СКВ — то же, а также стабилизация температуры воздуха за камерой орошения (температуры «точки росы»), стабилизация относительной влажности воздуха в помещении, где это необходимо по требованиям технологии, стабилизация давления или перепада давлений в помещении или в камерах статического давления (при количественном регулировании).

Кроме стабилизации параметров, при автоматическом регулировании обеспечивает синхронизация работы двух или трех исполнительных механизмов, управляемых одним регулятором (например, механизмов на регулирующих клапанах наружного воздуха, рециркуляционного воздуха и на выбросе, которые должны перемещаться одновременно), а также автоматическое переключение нескольких исполнительных механизмов, управляемых поочередно одним регулятором (например, переход на регулирование температуры «точки росы» клапаном на calorифере 1-го подогрева при полном использовании рециркуляционного воздуха).

## Схемы автоматизации систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Схемы управления для вытяжных и приточных вентиляционных систем, а также для СКВ имеют много общего. В схему управления центрального кондиционера, приведенную на листе IX.12, входит наибольшее количество управляемого оборудования: местное управление при помощи кнопок 1К — 4К, магнитных пускателей 1ПМ — 4ПМ двигателями 1Д (вытяжного вентилятора), 2Д (самоочищающегося фильтра), 3Д (насоса) и 4Д (приточного вентилятора); местное управление при помощи кнопок 5К и 6К исполнительными механизмами 1ИМ, 2ИМ воздушных клапанов наружного воздуха и на выбросе; дистанционное заблокированное управление всем оборудованием кондиционера при помощи ключа 1КУ (со щита автоматизации) или 2КУ (со щита диспетчера). Переключение управления с местного на дистанционное осуществляется ключами 1КВР — 4КВР, со щита автоматизации на щит диспетчера — ключом 5КВР. Ключом КРР выбирается режим работы «зима — лето», от которого зависит включение предварительного прогрева calorифера.

Схемы регулирования отличаются большим разнообразием применяемых регулирующих воздействий и аппаратуры (лист IX.13 и IX.14). В конкретных СКВ для различных сезонов могут использоваться различные регулирующие воздействия с учетом климатических условий данной местности. Байпас камеры орошения по воздуху рекомендуется применять при кондиционировании воздуха



Лист IX.12. Функциональная схема управления центральным кондиционером.

по оптимальным режимам. \* В многозональных СКВ при регулировании температуры воздуха в помещениях с помощью зональных подогревателей или смешительных воздушных клапанов (в двухканальных системах) датчик температуры «точки росы» устанавливается не за камерой орошения, а за приточным вентилятором.

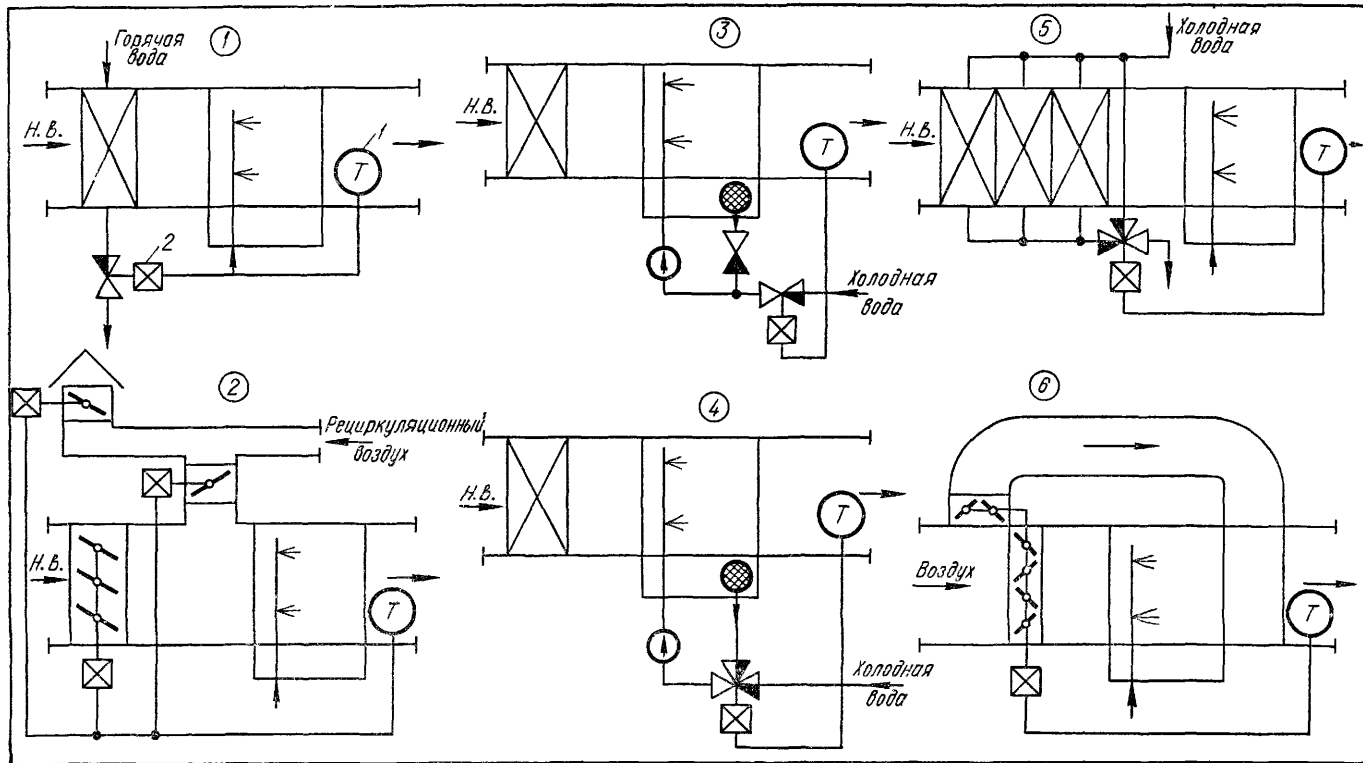
В двухканальных СКВ в одном из каналов поддерживается заданная расчетная температура при помощи изменения расхода теплоносителя через калорифер, по второму каналу поступает воздух с температурой «точки росы»; воздух из обоих каналов смешивается в смешительном клапане, которым управляет регулятор, поддерживающий заданную температуру в помещении. Регулятор давления поддерживает равенство давлений в обоих каналах для улучшения регулировочных характеристик смешительных клапанов.

Приведенные схемы могут применяться для конкретных СКВ в различных комбинациях. При выборе вида энергии для системы автоматики нужно учитывать следующие соображения: пропорциональные операции (плавное перемещение регулирующих органов) пневмоавтоматикой выполняются проще, релейные операции (сигнализация об опасности замораживания) — при помощи электрических датчиков; дистанционное управление исполнительными механизмами и переключение их на выходе регулятора проще выполняется с применением электроавтоматики; пневмокоммуникации дороже и ненадежнее, а исполнительные механизмы дешевле и надежнее электрических. Пневмоавтоматику следует применять в относительно простых, неразветвленных системах вентиляции и кондиционирования при наличии сети сжатого воздуха с давлением не менее  $2 \text{ кгс/см}^2$  либо при необходимости установки датчиков, регулирующих приборов и исполнительных механизмов во взрывоопасных помещениях. Защиту от замораживания во всех случаях рекомендуется выполнять на электрических датчиках, учитывая, что калорифер 1-го подогрева, как правило, находится в невзрывоопасной зоне. Переход от электрических датчиков к пневматическим исполнительным механизмам в этом случае можно выполнить, например, при помощи электропневматического клапана.

Примерная функциональная схема автоматического регулирования и контроля однозональной СКВ с пневмоавтоматикой показана на листе IX.15. Для регулирования температур «точки росы» и приточного воздуха применены регуляторы температуры дилатометрические типа ТУДП-1М с пределами настройки  $0-40^\circ \text{C}$ . Регулятор температуры «точки росы» зимой управляет клапаном с мембранным исполнительным механизмом типа 25ч30нж, сборки Н.О. на теплоносителе калорифера 1-го подогрева, летом — клапаном на холодной воде типа 25ч32нж сборки Н.З. Перевод выхода регулятора с одного исполнительного механизма на другой может быть выполнен при помощи позиционеров типа ПР-10, устанавливаемых на мембранных исполнительных механизмах. В этом случае позиционеры настраиваются так, чтобы при изменении командного давления в пределах  $0-0,5 \text{ кгс/см}^2$  полностью закрывался Н.О. клапан на теплоносителе, а в пределах  $0,5-1 \text{ кгс/см}^2$  полностью открывался Н.З. клапан на холодной воде. Эта задача может быть решена при помощи прибора простейших алгебраических операций типа ПФ1.1 (система пневмоавтоматики «Старт»). При помощи панели байпасного управления типа МБПДУ может осуществляться дистанционное управление клапанами. Регулятор температуры приточного воздуха управляет клапаном на теплоносителе калорифера 2-го подогрева. Для защиты от замораживания калорифера 1-го подогрева применены дилатометрические датчики с электрическим сигнальным устройством: ТУДЭ-1 для контроля температуры наружного воздуха (срабатывает при  $+3^\circ \text{C}$ ); ТУДЭ-4 — для контроля температуры обратной воды (срабатывает при температуре  $20-30^\circ \text{C}$ ). В случае срабатывания обоих датчиков при работающем кондиционере подается команда на отключение кондиционера, а трехходовой электропневматический клапан отключает исполнительный механизм на теплоносителе от регулятора и соединяет его с атмосферой. При этом клапан сборки Н. О. открывается и обеспечивает полный расход теплоносителя для прогрева калорифера. Контроль температур по кондиционеру осуществляется ртутными стеклянными термометрами, контроль температуры и влажности в помещении — психрометром типа ПБ-1Б.

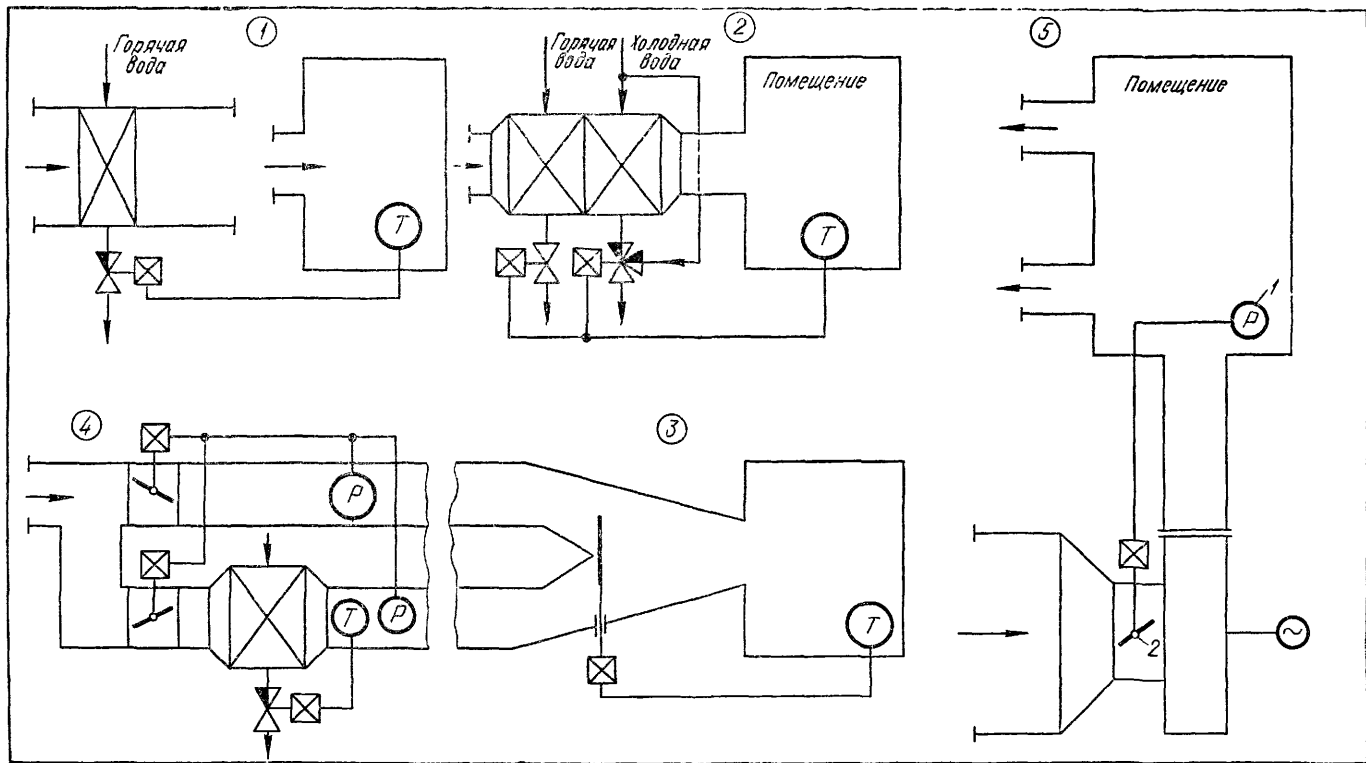
Примерная функциональная схема автоматического регулирования двухканальной СКВ с применением электроавтоматики приведена на листе IX.16. Для регули-

\* А. Я. Кр е с л и н ь. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1972.



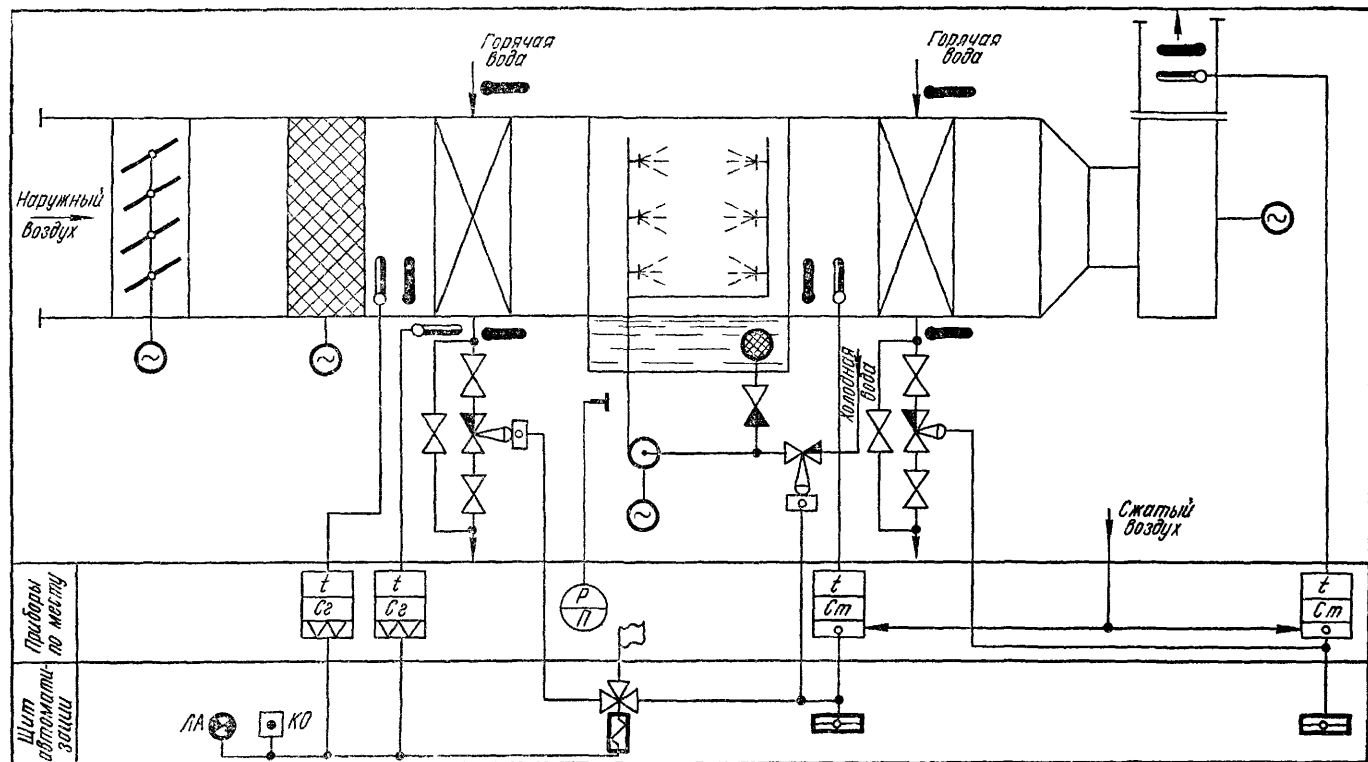
Лист IX.13. Скелетные схемы регулирования температуры «точки росы»:

1 — при помощи изменения расхода теплоносителя через calorifier 1-го подогрева; 2 — то же, соотношения наружного и рециркуляционного воздуха; 3 и 4 — то же, соотношения теплой и холодной воды, подаваемой в камеру орошения; 5 — то же, расхода холодной воды через поверхностный воздухоохладитель; 6 — то же, соотношения воздуха, проходящего через камеру орошения и через байпас.

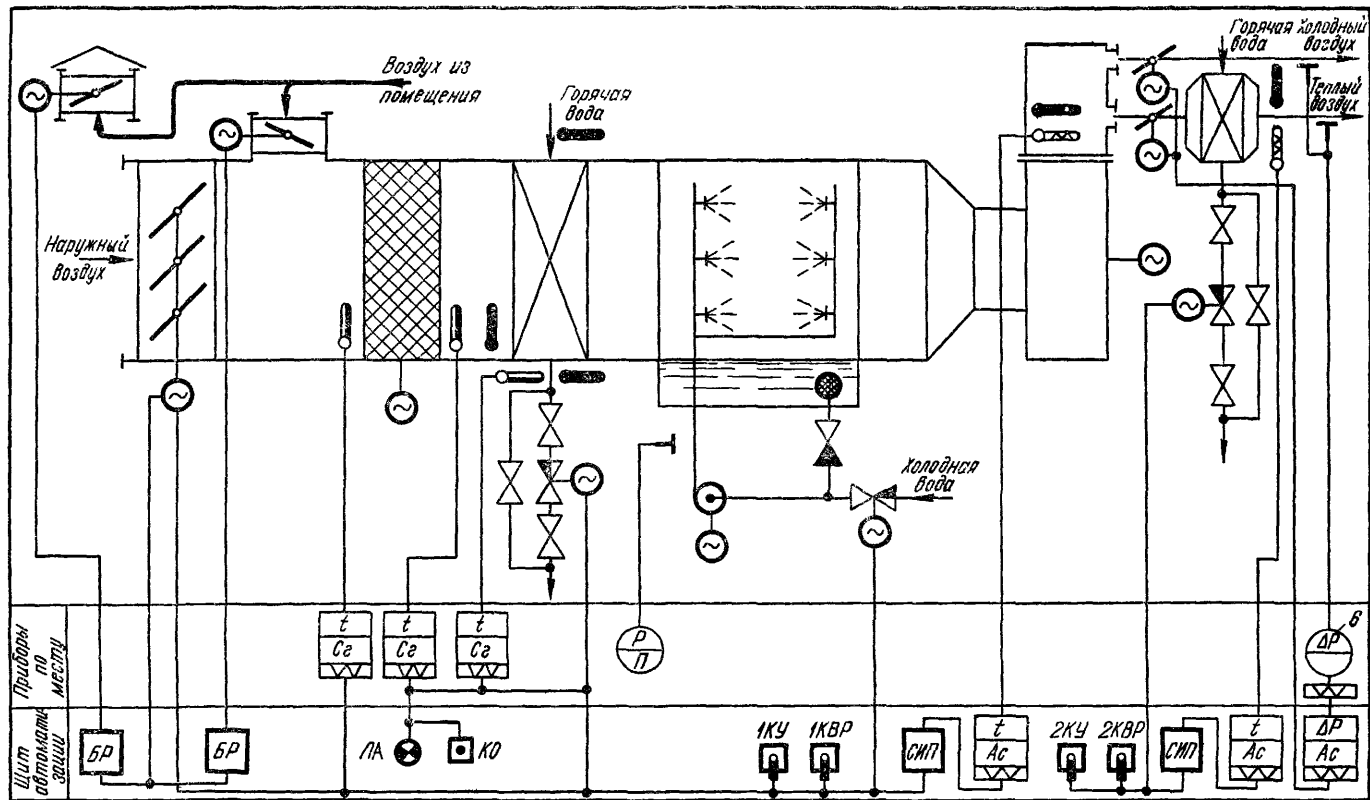


Лист IX.14. Скелетные схемы регулирования температуры и давления воздуха в помещении:

1 — при помощи изменения расхода теплоносителя через calorifier 2-го подогрева; 2 — то же, расхода теплоносителя или хладоносителя через зональный подогреватель или воздухоохладитель; 3 — то же, соотношения теплого и холодного воздуха; 4 — схема регулирования температуры и давления в каналах тепло и холодного воздуха двухканальной СКВ; 5 — схема регулирования давления воздуха в камере статического давления изменением количества приточного воздуха.



Лист IX.15. Функциональная схема контроля и автоматического регулирования однозональной СКВ с пневмоавтоматикой.



Лист IX.16. Функциональная схема автоматического регулирования двухканальной СКВ с электроавтоматикой.



рования температуры «точки росы» применен регулятор температуры полупроводниковый типа ПТР-3-04 в комплекте со ступенчатым импульсным прерывателем типа СИП-01. Регулятор температуры «точки росы» зимой управляет клапаном калорифера 1-го подогрева типа 27ч931 нж с электрическим исполнительным механизмом типа ПР-1М, летом — клапаном того же типа на холодной воде, в переходные периоды — электрическими исполнительными механизмами типа МЭО-4/100 на клапанах наружного и рециркуляционного воздуха и на клапане выброса. Перемещение механизмов синхронизировано при помощи балансных реле типа БР-3 таким образом, что когда клапан наружного воздуха прикрывается, одновременно открывается клапан на рециркуляции и прикрывается клапан на выбросе. Предусмотрен реверс клапанов при повышении температуры наружного воздуха. Для упрощения схемы вместо датчиков теплосодержания — увлажняемых термометров сопротивления — устанавливается dilatометрический датчик температуры типа ТУДЭ-1 в потоке смеси наружного и рециркуляционного воздуха, который настраивается на 0,5° С выше заданной температуры воздуха в помещениях. При срабатывании датчик дает команду на реверс клапанов. Дистанционное управление исполнительными механизмами осуществляется ключом ИКУ.

Защита от замораживания выполнена на той же аппаратуре, что и в схеме на листе IX.15, и работает аналогично.

Регулятор температуры в канале горячего воздуха — также типа ПТР-3-04 и управляет клапаном калорифера 2-го подогрева. Для поддержания равенства давлений в каналах холодного и горячего воздуха Сантехпроект рекомендует вторичные приборы типа ЭПИД с позиционным регулирующим устройством. Более экономичным и надежным по сравнению с вторичными приборами является полупроводниковый усилитель электронно-гидравлической автоматики «Кристалл». Усилитель допускает включение на вход до трех трансформаторных датчиков и может работать в комплекте со ступенчатым импульсным прерывателем и электрическим исполнительным механизмом. В качестве первичного прибора, сравнивающего давления воздуха в каналах, применяется дифманометр колокольный типа ДКО-1 с трансформаторным датчиком. Регулятор давления управляет клапанами холодного и горячего воздуха.

Для регулирования температуры воздуха в помещении при помощи эжекционного кондиционера-доводчика применяется регулятор температуры прямого действия типа РТК-5215-ТС-15.

### Регулятор температуры типа РТК-5215-ТС-15

Диаметр условного прохода регулирующего клапана, мм	15
Условное давление, кгс/см <sup>2</sup> . . . . .	16
Условная пропускная способность клапана, м <sup>3</sup> /ч . . . . .	0,25; 0,4; 0,6; 1; 1,6; 2,5;
Диапазон настройки, °С . . . . .	15—30
Зона пропорциональности (статизм), °С . . . . .	3—4
Температура регулирующей среды, °С . . . . .	5—95
Длина капилляра, м . . . . .	1,6
Габариты термобаллона, мм:	
диаметр . . . . .	20
длина . . . . .	625
То же, клапана . . . . .	237×240×60
Масса, кг . . . . .	5,4

Регулятор применяется для двухтрубных систем с переменной температурой горячей воды и обеспечивает постоянный расход воды через клапан. Регулятор состоит из манометрической термосистемы РТК-5215 и трехходового регулирующего клапана ТС-15. На заданную температуру регулятор настраивается изменением внутреннего объема термосистемы. Для четырехтрубных систем применяется регулятор типа РТК-5225- $\frac{1}{2}$ ТС-15, состоящий из термосистемы РТК-5225 и двух трехходовых клапанов 1ТС-15 — для холодной воды и 2ТС-15 — для горячей воды. Данные регулятора аналогичны данным регулятора РТК-5215-ТС-15.

# Х. РАСЧЕТ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ

## ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Основные цели использования ЭВМ в проектировании отопительно-вентиляционных устройств заключаются в повышении качества проектирования и получении экономического эффекта путем выбора оптимальных решений. Например, при расчете калориферов с помощью программы КАМА-32 учитывается схема подключения теплоносителя (попутно-перекрестная, противоточно-перекрестная, перекрестная) и моделируется работа калориферов в переходном режиме; при этом определяется расход теплоносителя при работе регулирующего клапана, действительная температура обратной воды и проверяются условия защиты от замораживания.

Как правило, в отопительно-вентиляционных системах имеет место противоречивый вариант оптимизации, т. е. выбора наиболее экономичного решения: с уменьшением капиталовложений  $K$  увеличиваются эксплуатационные расходы  $\mathcal{E}$  и наоборот. В этих условиях с учетом основных положений методики АН СССР \* машинный расчет должен обеспечивать выбор решения, для которого приведенные годовые затраты

$$W = S_3 P_3 + S_T P_T + (E + 1,56r) RK = \min, \quad (X.1)$$

где  $E$  — коэффициент относительной эффективности капиталовложений;

$S_3, S_T$  — стоимость электроэнергии и тепла;

$P_3, P_T$  — расход электроэнергии и тепла;

$r$  — коэффициент амортизационных отчислений;

$R$  — коэффициент, учитывающий ресурсы производства.

Весьма значительный эффект обеспечивает использование ЭВМ для сокращения сроков проектирования и повышения производительности труда проектировщиков. В то же время, ЭВМ позволяют решать задачи, которые прежде вообще не ставились — например, выбор оптимальной схемы системы отопления. В этом случае вопрос сокращения трудовых затрат, естественно, не имеет смысла, скорее наблюдается их увеличение; однако сокращение стоимости строительства окупает дополнительные затраты. Наконец, машинный расчет позволяет ввести стандартизацию расчетных методов и снизить «квалификацию» задач путем передачи сложных расчетов работникам более низкой квалификации.

Технология выполнения машинных расчетов состоит в следующем:

подготовка системы к расчету — нумерация ее участков, определение длины, расходов и пр.;

заполнение проектировщиком индивидуальных бланков на основании подготовленной схемы или задания;

набивка исходных данных на перфоленту или перфокарты;

машинный расчет, состоящий из трех этапов: 1) вызова программы для решения данной задачи из библиотеки программ (программа или ее часть считывается с магнитной ленты и записывается в оперативное запоминающее устройство машины); 2) передачи управления программе (программа вводит перфоленту с исходными данными, воспринимая информацию о решаемой задаче при помощи фотосчитывающих устройств); 3) осуществления счета задачи и печати результатов.

Большинство из широко эксплуатируемых программ разработано для ЭВМ «Минск-32», «Минск-22», НАИРИ и МИР, имеются программы и для М-220, БЭСМ-4, БЭСМ-6 и других машин. При использовании машин, оснащенных операционной системой, поиск программ на магнитных лентах, их вызов в память машины и передача управления производятся автоматически.

\* Академия наук СССР. Типовая методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве СССР. М., Госпланиздат, 1960.

Таблица X.1. Перечень основных программ для ЭВМ по теплоснабжению и вентиляции

Назначение программы	Шифр	ЭВМ	Организация-разработчик
<b>Автоматизированные системы проектирования</b>			
Автоматизированная система проектирования отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха	ГИДРА	«Минск-32»	Гипрохиммаш, Гипроград (Киев), Узгипротяжпром (Ташкент), Молдместпромпроект (Кишинев), Сантехпроект (Москва), ПИ-3 (Одесса), ЛГПИ, ЛГСПИ (Ленинград), Белпромпроект (Минск)
<b>Теплоснабжение и тепловой режим здания</b>			
Расчет горизонтальных систем водяного отопления	ГОРСИ-1	«Минск-32»	Гипрохиммаш (Киев)
Оптимизация вертикальных однотрубных тупиковых систем водяного отопления с емкими нагревательными приборами	ОРГАС-23 и ОРГАС-23/32 *	«Минск-22» «Минск-32»	Промстройпроект, Гипрохиммаш
Комплексная оптимизация систем отопления и теплохладоснабжения	КУСТО	ЕС-1020	Гипрохиммаш (Киев)
Оптимизация напорных трубопроводов, транспортирующих жидкости (расчет тепловых сетей, систем теплоснабжения калориферов, маслопроводов, мазутопроводов и пр.)	ОРГАС-4/32 *, АРАКС *	» «Минск-32»	Гипрохиммаш (Киев)
Расчет вертикальных систем отопления	—	М-220	ЦНИИЭП инженерного оборудования (Москва)
Расчет плоских и пространственных температурных полей	—	«Минск-22»	Ленпроект
Расчет теплопоступлений и теплового режима зданий	—	Урал-2	Московский инженерно-строительный институт
Расчет отопления жилых и гражданских зданий (комплекс программ)	ОТ	»	КиевЗНИИЭП
Расчет водоподогревательных установок	—	Мир-1	Гипроград (Киев)
Автоматический расчет отопительных систем	АРОС	БЭСМ-4 «Минск-32»	Новосибирский Промстройпроект, ПИ-3 (Одесса)
Расчет тупиковых систем отопления	ОВ-7	БЭСМ-4	ГСПИ (Ленинград)
Выбор оптимальной теплоизоляции зданий	—	«Минск-22», НАИРИ	КиевЗНИИЭП

Гидравлический расчет трубопроводов сжатого воздуха, паропроводов и конденсаторов	ГРС	»	Промстройпроект (Алма-Ата)
Расчет нагревательных приборов вертикальных систем водяного отопления	П-37	НАИРИ	ПИ-3 (Одесса)
Расчет пароводяных и водяных подогревателей	П-42	»	То же
Теплофизический расчет ограждающих конструкций	РОК-1	»	»
Расчет неразветвленных трубопроводов на самокомпенсацию при тепловом расширении	СК1-1	»	Союзпроектверфь (Ленинград)

### Вентиляция и кондиционирование воздуха

Оптимизация вентиляционного комплекса (расчет воздухопроводов, калориферов, выбор вентиляторов и решение задачи потокораспределения для разветвленных и коллекторных систем вентиляции и аспирации)	КАМА-32 *	«Минск-32 (22)»	Гипрохиммаш, Промстройпроект (Киев)
Автоматизированное проектирование воздухо-распределения горизонтальными компактными струями	СТРУИ	«Минск-32»	Гипрохиммаш (Киев)
Расчет рассеивания в атмосфере вредных выбрасываемых промышленными предприятиями с оптимизацией высот труб для высотных и теневых выбросов	АРЗА-4 АРЗА-20	«Минск-32» ЕС-1020	Гипрохиммаш (Киев) Гипрохиммаш, ГПИ-5 (Киев)
Оптимизация калориферов, соответствующих ГОСТ 7201-70	Терма	«Минск-32»	Гипрохиммаш (Киев)
Расчет воздухораспределителей равномерной раздачи (переменного сечения)	ОРГАС-15 *	МИР-1	Промстройпроект (Киев)
Гидравлические расчеты воздухопроводов	ОВ-6	БЭСМ-4	ГСПИ (Ленинград)
Оптимизация систем вентиляции, аспирации и пневмотранспорта с круглыми и прямоугольными воздухопроводами	Харьков-072	«Минск-22»	Сантехпроект (Харьков)
Расчет тепловых, газовых и влажностных выделений от оборудования в промышленных и гражданских зданиях	СТАН	«Минск-32»	Молдместпромпроект (Кпши-нев)
Расчет воздухообмена и инфильтрации в зданиях	—	«Минск-22»	Ленпроект

Назначение программы	Шифр	ЭВМ	Организация-разработчик
Оптимизационный расчет схем холодоснабжения в системах кондиционирования воздуха	ОВ-7	«Минск-22»	КиевЗНИИЭП
Расчет теплоступлений через наружные ограждения зданий	—	»	»
Расчет и выбор солнцезащитных устройств в зданиях, оборудованных системами кондиционирования воздуха	—	«Минск-22»	КиевЗНИИЭП
Расчет нестационарного теплового режима зданий, оборудованных системой вентиляции и кондиционирования воздуха, с учетом солнечной радиации	ТУС-1	«Минск-22», «Минск-32»	Узгипротяжпром (Ташкент)
Расчет глушения аэродинамического шума в системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования воздуха	БТ-49	«Минск-22» М-222	Сантехпроект (Алма-Ата) ЛГСПИ (Ленинград)
Расчет систем вентиляции, аспирации и пневмотранспорта с трубопроводами круглого и прямоугольного сечения	П-15, П-15П	НАИРИ	ПИ-3 (Одесса)
Расчет калориферных установок	П-13, П-22	»	То же
Расчет теплоступлений через наружные ограждения помещений и зданий	П-29	»	»
Расчет воздухораспределителей заданного профиля	ОРГАС-26	МИР-1	Промстройпроект (Киев)
С м е т ы			
Составление смет по разделу «Сантехника»	Смета-С	«Минск-22»	КиевЗНИИЭП
Составление смет по отоплению и вентиляции на основе сборников ЕРЕР	Смета-З	»	Узгипротяжпром (Ташкент)
Составление смет на санитарно-технические работы на основе УСН и ЕРЕР	АСС-77	«Минск-32»	Гипрохиммаш (Киев)

Примечание. Программы, отмеченные звездочкой, включены в библиотеку ПИРС.

При возможности использования программ, составленных для различных машин, следует отдавать предпочтение ЭВМ «Минск-32» и машинам серии ЕС, имеющим операционную систему, режим разделения времени, характерный для машины 3-го поколения, а также значительное быстроедействие и оперативную память. Опыт ведущих организаций, имеющих ЭВМ «Минск-32» или «Минск-22», показал, что при совершенной организации процесса счета время, прошедшее от сдачи бланков до получения результатов, не превышает 24, а для срочных задач — 3—4 ч; при аренде машины это время, как правило, увеличивается до 2—3 суток.

Перечень основных программ приведен в табл. X.1. В справочнике подробно рассматриваются только 3 основные программы для ЭВМ «Минск-32 (22)» — КАМА-32, ОРГАС-4/32 и ОРГАС-23/32, решающие широкий круг задач расчета систем вентиляции, отопления и теплоснабжения.

При использовании ЭВМ 2-го поколения, как правило, каждая программа хранится на индивидуальной магнитной ленте, имеет собственные перфоленты вызова, начальные адреса и отличается специфическими особенностями ввода исходных данных. Для ряда программ ввод производится автоматически, другие требуют ввода с пульта и пр.

В институте Гипрохиммаш (Киев) создана универсальная библиотека ПИРС для ЭВМ «Минск-32», включающая 36 программ в области строительного проектирования. Все программы размещены последовательно на магнитной ленте и для вызова любой из них достаточно занести с пульта ее номер.

Организуемый блок библиотеки ПИРС вызывает программу, печатает ее имя и переписывает на рабочую ленту. Передача управления вызванной программе также производится автоматически, что освобождает от необходимости помнить пусковые адреса. Все основные программы, в достаточной мере апробированные, записаны в библиотеку ПИРС. Описанные в настоящем справочнике программы КАМА-32, ОРГАС-4/32, ОРГАС-23/32 введены в библиотеку со следующими номерами (соответственно): 10, 12 и 13\*.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННОГО КОМПЛЕКСА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ «МИНСК-32»

### Описание программы КАМА-32

Программа КАМА-32 осуществляет комплексное решение вентиляционных систем, включающих вентиляторы, воздуховоды и calorиферы, поэтому для нее характерна тщательная взаимоувязка между отдельными элементами систем\*\*.

Программа КАМА-32 включает:

расчеты круглых (нормализованных или индустриальных) и прямоугольных воздуховодов систем вентиляции, аспирации и пневмотранспорта, изготовляемых из металла, железобетона или кирпича;

расчеты воздуховодов коллекторных систем;

автоматический выбор вентиляторных установок с учетом их стоимости, окружной скорости колеса и пр.;

оптимизацию calorиферных групп с учетом действительного располагаемого давления вентилятора;

решение задачи потокораспределения (определение действительных расходов воздуха на всех участках воздуховодов);

распечатку программ на алфавитно-цифровое печатающее устройство, запись магнитных лент, автоматический поиск ошибок, изготовление корректирующей перфоленты, ввод дополнений в программу и их запись на магнитную ленту.

Одновременно с расчетом вентиляционных систем ставится задача оптимизации. выбранные параметры системы должны удовлетворять ее минимальной приведенной

\* Основной целью приведенных данных является обеспечение проектировщиков справочными материалами, позволяющими квалифицированно заполнить расчетные бланки, а также, при необходимости, выявить возможные ошибки задания, в общих чертах излагается постановка задач.

\*\* Программа разработана кандидатами техн. наук Цалем Р. Я., Чечиком Е. И., Ривелисом И. Я. и инженерами Домбровской Г. А. и Одельской С. А.

годовой стоимости, учитывающей как капиталовложения, так и эксплуатационные затраты. При этом конструкция системы должна быть индустриальной, ее элементы — стандартными, а оборудование — комплектным.

Комплекс КАМА-32 включает организующий блок МОЗГ, осуществляющий подключение того или иного вспомогательного блока и межблочный перенос информации, и 8 вспомогательных блоков:

блок ПИ, осуществляющий распечатку исходной информации;  
блок БПИ, предназначенный, для переработки информации, заданной в безадресной форме;

блок ОРГАС-12, осуществляющий выбор вентиляторов;  
блоки ОРГАС-11м и ОРГАС-20, оптимизирующие сечения круглых и прямоугольных воздухопроводов;

блок ОКА-2м, оптимизирующий выбор калориферов;  
блок ОРГАС-22, осуществляющий решение задачи потокораспределения;  
блок «Сервис», осуществляющий перезапись магнитных лент, печать программы, поиск и печать несовпадающих на магнитных лентах ячеек, контрольное суммирование, корректировку дублированных программ и др.

КАМА-32 предусматривает следующую организацию счета систем вентиляции: технико-экономический расчет калориферов для приточных вентиляционных систем;

выбор всех возможных характеристик вентиляторов, удовлетворяющих заданную производительность;

расчет воздухопроводов;  
пересчет калориферов на заданное давление в случае, если фактическая потеря давления в воздухопроводах оказывается меньше давления вентилятора.

Таким образом комплекс КАМА-32 состоит из ряда взаимосвязанных блоков; для каждого из них исходной информацией служат результаты счета предыдущих блоков.

Результаты численного анализа систем вентиляции и пересмотра методики их расчета позволили сделать ряд рекомендаций.

При возможности установки диафрагм критерием расчета вентиляционных систем является не гидравлическая увязка, а минимальное значение специальной функции, включающей стоимость воздухопроводов, вентиляторов, калориферов и расходы на эксплуатацию систем.

Условие нарастания скоростей воздуха к вентилятору оправдано лишь в весьма редких случаях и, как правило, программой не выдерживается. В то же время строго выполняются требования в ограничении предельных скоростей воздуха в воздухопроводах. Расчет диаметра диафрагм производится с целью обеспечения равенства потерь давления во всех ветвях системы. Во всех случаях отказа от установки диафрагм необходимо решать задачу потокораспределения.

Проектирование большого числа раздающих решеток на одном ответвлении воздухопроводов не рекомендуется. При задании исходной информации следует концевые участки с двумя-тремя решетками рассматривать как один общий участок. Установка каких-либо решеток на сборных участках нежелательна.

В круглых воздухопроводах не следует допускать, чтобы расход на ответвлении превосходил расход на участке, имеющем тройник-проход, так как отсутствуют экспериментальные данные для определения их коэффициентов местного сопротивления.

В результате машинного расчета возможны отрицательные потери давления на ветвях, однако, если они принимают существенные значения (свыше  $10 \text{ кгс/м}^2$ ), это, в большинстве случаев, свидетельствует об ошибке в исходных данных.

В связи с отказом от установки шибера у вентиляторов, наличие большого «запаса» давления может привести к превышению мощности и перегоранию обмотки электродвигателя, поэтому алгоритмом предусматривается установка диафрагмы на корневом участке\*.

Максимальный запас в поверхности теплоотдачи калориферов определяется следующими соображениями: вычисляется расход теплоносителя при температуре наружного воздуха  $0 \rightarrow -5^\circ \text{C}$  и отопительном графике теплотсети, т. е. моделируется работа системы автоматики; затем вычисляется действительная температура обратно-

\* Под корневым следует понимать участок, на котором установлен вентилятор.

го теплоносителя и, если она оказывается не ниже  $35^{\circ}\text{C}$  (уставка датчика защиты от замораживания), рассматриваемый вариант calorиферной установки считается конкурентоспособным, в противном случае он отбрасывается. Программой предусматривается проверка наименьшей скорости воды в трубках calorиферов.

Для получения наиболее качественного и экономичного решения рекомендуется диапазон между предельными скоростями воздуха в воздуховодах задавать наибольшим. Решение задачи потокораспределения весьма эффективно для проверки мощности вентиляторов, подключенных параллельно к одной сети, в случае отключения некоторых из них.

При расчете вентиляционных систем, оборудованных воздухоподогревателями типа плафонов, программа КАМА-32 может быть использована для определения диаметров диафрагм, устанавливаемых на участках подключения плафонов.

## Задание исходной информации

Для задания исходной информации к программе КАМА-32 необходимо предварительно вычертить схему воздуховодов, затем заполнить расчетные бланки.

Если система воздуховодов вычерчена на листе, рекомендуется использовать расчетный бланк в виде рамки, накладываемой на лист. Если же система вычерчена на отдельной форматке, порядок выполнения расчетов следующий. На расчетный бланк временно наклеивается вычерченная схема воздуховодов, нумеруются участки, затем от каждого участка проводится сноска к любому из размещенных на периферии бланка кадров (число кадров может быть увеличено до 50). Далее заполняются данные в кадрах и на обороте бланка; после этого схема отклеивается и бланк передается на перфорацию.

Нумерация участков воздуховодов производится в восьмеричной системе счисления (отсутствуют номера 8, 9, 18, 19, 28, 29 и т. п.), общее число участков не должно быть более 62 (лист X.1). Первоначально нумеруются все концевые участки (сообщающиеся с атмосферой) от 1 до  $r_1$ ; нумерация сборных участков производится от  $(r_1 + 1)$  до  $r_2$  таким образом, чтобы в каждом узле номер сборного участка был больше номеров исходных участков. Номер участка, имеющего крестовину — проход, должен быть больше номеров участков, имеющих крестовину — боковое ответвление.

Для искусственного разделения некоторых участков могут быть использованы вставки, называемые фиктивными или псевдофиктивными. Фиктивные вставки, представляющие собой концевые участки с близкими нулю расходами, используются для разделения участков с разными пределами скоростей, отличными сечениями и пр. Псевдофиктивные вставки представляют собой участки с действительными расходами и близким нулю сопротивлением. Как правило, фиктивные участки используются для разделения участка, на котором установлен циклон или фильтр, псевдофиктивные — в коллекторных системах. При наличии фиктивного участка счет коэффициентов местного сопротивления тройников для всех инцидентных\* ему участков не производится, происходит так называемое отключение к. м. с. тройника.

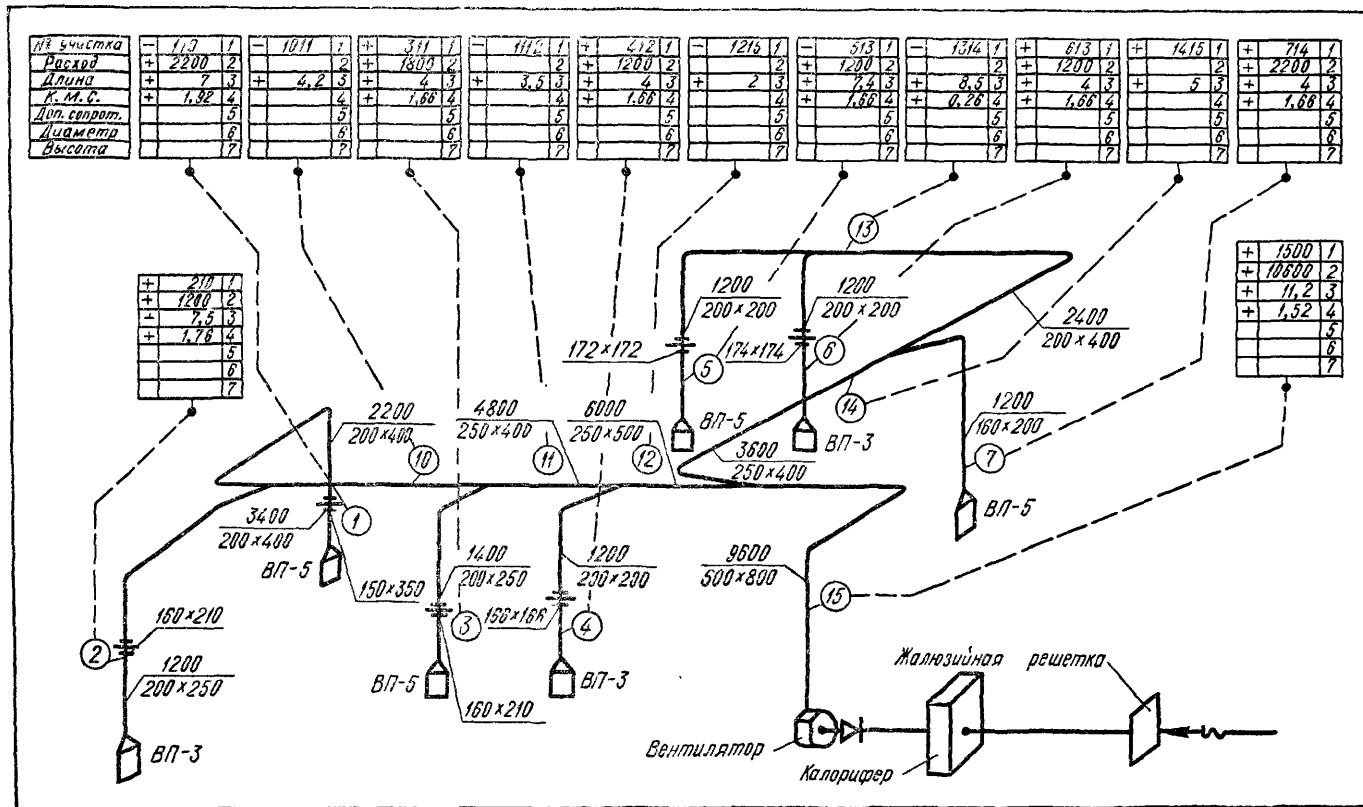
Записываются номера участков в первых строках соответствующих кадров четырехзначными числами, из которых первые две — номер рассматриваемого участка, вторые — номер сборного к нему. Если участок имеет тройник — проход или крестовину — проход, его номер записывается со знаком «минус», тройник — боковое ответвление — со знаком «плюс». Для корневого участка вместо номера сборного записывается два нуля.

Расходы воздуха записываются во 2-ю строку кадра. Вносить в бланк следует только расходы на концевых участках. Если же по какой-либо причине условие суммирования расходов должно быть нарушено (учет подсоса в циклоне, периодичность работы отдельных участков и т. п.), в кадр заносится необходимый расход, который машиной изменен не будет.

При попеременно работающих подключениях может оказаться, что расходы на сборном и исходном участках равны. В этом случае необходимо расход на сборном участке искусственно увеличить на  $5\text{--}10\text{ м}^3/\text{ч}$ . Расходы на фиктивных участках следует задавать равными  $5\text{ м}^3/\text{ч}$ .

\* Инцидентными называются участки, пересекающиеся в одном узле.





Лист X.1. Расчет системы приточной вентиляции (схема системы, заполнение кадров и запись адресной информации).

В связи с тем, что наименьший стандартный диаметр равен 0,1 м, необходимо в системах аспирации следить за тем, чтобы заданные расходы не были ниже минимальных, при которых обеспечивается наименьшая допустимая скорость воздуха (табл. X.2).

Таблица X.2. Минимальные расходы при заданной скорости воздуха

Скорость, м/с	Расход, м³/ч	Скорость, м/с	Расход, м³/ч	Скорость, м/с	Расход, м³/ч	Скорость, м/с	Расход, м³/ч
10	283	12,5	353	15	424	17,5	494
10,5	297	13	367	15,5	438	18	509
11	311	13,5	381	16	452	18,5	523
11,5	325	14	395	16,5	466	19	537
12	339	14,5	410	17	480	19,5	551

Длины участков записываются в 3-х строках кадров. Как правило, в аспирационных системах имеются участки, транспортирующие пыльный воздух, и участки, транспортирующие воздух после его очистки. При выборе диаметров для таких участков необходимо учитывать, что предельные скорости воздуха для них должны задаваться различными.

В исходных данных необходимо также указать, по каким участкам движется запыленный воздух и по каким чистый. Если длина записывается со знаком «плюс», это значит, что воздух пыльный и движется по участкам, для которых его скорости выбираются в пределах  $v_{\min} \div v_{\max}$ . Если же длина записывается со знаком «минус», воздух чистый и диаметры подбираются таким образом, чтобы скорости находились в пределах  $v_{\min} \div v_{\max}$ .

Длину фиктивных участков необходимо принимать равной 0,1 м. Следует учитывать, что расчет к. м. с. тройников и крестовин и печать на алфавитно-цифровом печатающем устройстве (АЦПУ) участков длиной менее 0,21 м не производится, т. к. они принимаются за фиктивные или псевдофиктивные.

При необходимости расчета воздухопроводов из различных материалов сопротивление воздухопроводов с большим коэффициентом шероховатости следует имитировать увеличением их длины. Если принят коэффициент шероховатости для металлических воздухопроводов, то длину бетонных каналов необходимо увеличивать в 2—2,5 раза и после расчета исключить излишнюю поверхность из объемов работ.

Сумма коэффициентов местного сопротивления (к. м. с.)  $\zeta$  на участках записывается без учета к. м. с. тройников и крестовин, а также полуотводов при них, которые учитываются машиной\*. Заданные к. м. с. относятся к скорости воздуха на рассчитываемом участке воздухопроводов; если к. м. с. насадка отнесен к скорости в каком-либо другом сечении, необходимо вместо к. м. с. задавать его дополнительное сопротивление.

Для фиктивных и псевдофиктивных участков рекомендуется задавать  $\zeta = 0$ ; для огнезадерживающих, автоматических и лепестковых клапанов к. м. с. принимают равным 0,1.

Дополнительные сопротивления на участках записываются в 5-й строке со знаком «плюс» (в кгс/м²). Для отключения счета к. м. с. тройника и крестовины на  $j$ -ом участке в круглых воздухопроводах следует записывать условную величину  $N_{\text{доп}} = 0,1$ . Этим рекомендуется пользоваться при расчете коллекторных систем, учитывая вместо к. м. с. тройников, к. м. с. на внезапное расширение при входе воздуха в коллектор.

Заданные диаметры для круглых воздухопроводов записываются в 6-й строке кадров со знаком +10. Для прямоугольных воздухопроводов в 6 и 7-й строках

\* Коэффициенты местного сопротивления тройников и крестовин определяются эмпирически для круглых воздухопроводов на основании зависимостей, приведенных в сборнике трудов ВНИИГС (вып. 28, Стройиздат, 1970); для прямоугольных — путем интерполяции таблиц, приведенных в «Справочнике по гидравлическим сопротивлениям» И. Е. Идельчика (М.—Л., Госэнергиздат, 1960).

записываются заданные размеры сторон (в м). Не рекомендуется задавать одно из значений сторон; запрещается задавать нестандартные размеры одной из сторон.

При расчете круглых воздуховодов 7-я строка не заполняется.

Для расчета вентиляционных систем с числом участков более 62, рекомендуется предварительно выделить и рассчитать ветвь, имеющую наибольшее число подключений (тройников), принимая подключающиеся к ней подветви за псевдофиктивные, а после этого, получив располагаемое давление на подветвях, рассчитать их, как индивидуальные системы.

На обороте бланка заполняются данные, приведенные в табл. X.3.

В первых четырех строках записываются шифр задачи (шифр объекта и номер системы) в десятичной системе счисления; общее число участков в восьмеричной системе счисления, различные признаки системы.

В том случае, если вентилятор выбран проектировщиком предварительно и известно его давление, для расчета воздуховодов следует задавать давление вентилятора, соответствующее расчетной точке на его характеристике, в  $кгс/м^2$ ; к. п. д. вентилятора; коэффициент запаса на производительность вентилятора, одновременно увеличивающий и расход воздуха на корневом участке системы воздуховодов (принимается равным 1—1,15); коэффициент запаса на давление вентилятора (принимается равным 1—1,2).

Если вентилятор должен быть выбран автоматически, вместо давления и к. п. д. вентилятора записываются минимальное и максимальное допустимые давления вентилятора в  $кгс/м^2$ .

Далее записываются расчетная производительность системы (без учета запаса на производительность вентилятора) в  $м^3/ч$ ; предельная окружная скорость колеса вентилятора в  $м/сек$  и признак схемы исполнения  $\beta$  вентиляторной установки. При  $\beta = 1$ , если это возможно, выбираются вентиляторы, установленные на одной оси с электродвигателем, в остальных случаях  $\beta = 0$ . Затем указываются шифры вентиляторных установок, выбор которых допускается проектировщиком; они записываются в произвольном порядке.

Задавать расчетную производительность  $L_B$  при известном давлении вентилятора не допускается. Если решается только прямая задача и известно давление вентилятора, задавать  $L_B$ ,  $v_{max}^{окр}$ ,  $\beta$  и  $I$  не следует.

С целью упрощения задания исходной информации для некоторых величин в программу внесены наиболее часто встречающиеся значения  $P$ ,  $(E + 1,56 r)$ ,  $R$ ,  $m$ ,  $n$ ,  $T$ ,  $z$ ,  $l$  и  $E$ , которые воспринимаются только в том случае, если вместо них не вводится какая-либо другая величина. Значения эти записаны в бланках и взяты в скобки. Если нет необходимости в выборе вентилятора, эти значения задавать не следует.

Коэффициент абсолютной шероховатости зависит от материала, из которого изготавливаются воздуховоды; для бетонных каналов  $K = 0,01$  м, для кирпичных  $K = 0,04$ , для металлических воздуховодов значение  $K$  задавать не следует, так как в программе задано  $K = 0,0001$  м, соответствующее металлу. При расчете металлических воздуховодов размеры сечений или диаметры выбираются по нормализованному ряду, при расчете бетонных или кирпичных каналов программа использует их типизированные размеры.

Для аспирации и пневмотранспорта задается коэффициент концентрации примесей в  $кг/кг$ , умноженный на опытный коэффициент; для чистого воздуха принимают  $\mu k = 0$ , для участков, длина которых записана со знаком «минус»,  $\mu k = 0$  во всех случаях.

Далее записываются минимальная и максимальная допустимые скорости воздуха для участков, длина которых записана со знаком «плюс» (в программе принято  $v_{min} = 4,5$  м/сек,  $v_{max} = 20$  м/сек), и для участков, длина которых записана со знаком «минус» (только для круглых воздуховодов; при расчете прямоугольных воздуховодов задавать  $v_{max}$  и  $v_{min}$  не следует).

Коэффициент  $P$ , определяющий стоимость  $1 м^2$  поверхности воздуховодов (из кровельной стали без изоляции с окраской), для 1-го района строительства принимают равным единице, что и предусмотрено в программе. В остальных случаях следует пользоваться табл. X.4.

Коэффициент амортизационных отчислений рекомендуется принимать в пределах 0,12—0,22; в программе  $r = 0,15$ . Коэффициент относительной эффективности

Таблица X.3. Задание исходной информации (оборот бланка)

16755	+ <sub>10</sub>	218005	Шифр задачи	* Ц4-70—1; ЦП7-40—8 Ц6-46—7; Ц4-76—2 ** КВБ-01, КФС-02, * КМС-03, КЗПП-04, КЗВП-05, КФБ-06, КМБ-07, КЧПП-10, КЧВП-11, КФС-12, КФБО-13, КЧПС-14, СТД3009В-15, СТД3010В-16
10231	+ <sub>8</sub>	15	$r_2$ — число участков	
2	+ <sub>8</sub>	1	0 — вытяжка; 1 — приток	
3	+ <sub>8</sub>	2	0 — аспирация без потокораспределения; 1 — вентиляция с круглыми воздуховодами; 2 — то же, с прямоугольными; 3 — аспирация с потокораспределением; 9 — вентиляция с круглыми промышленными воздуховодами	
Вентиляторы				
16756	+ <sub>10</sub>	16	$H_{в\text{ зад}}$ (заполняется только при расчете системы на } $\eta_{в\text{ зад}}$ заданное давление) } или $H_{в\text{ min}}$ $H_{в\text{ max}}$	
7	+ <sub>10</sub>	80		
16760	+ <sub>10</sub>	1	$Z_L$ — запас по расходу (1,1)	
1	+ <sub>10</sub>	1,1	$Z_H$ — запас по давлению (1,1)	
2	+ <sub>10</sub>	10560	$L_{в}$ — расчетный расход	
3	+ <sub>10</sub>	65	$v_{ок}^{\text{max}}$ — предельная окружная скорость	
4	+ <sub>10</sub>	0	$\beta_0$ — произвольная схема; 1 — только на одной оси	
5	+ <sub>10</sub>	1	$l$ — модели вентиляторов *	
11062	+ <sub>10</sub>		$K$ — коэффициент шероховатости	Принято ( $K = 0,0001$ )

3	+ <sub>10</sub>		$\mu k$ — коэффициент концентрации примесей	( $\mu k = 0$ )
11064	+ <sub>10</sub>		$v_{\min}$ — минимальная скорость для участков с $l > 0$	( $v_{\min} = 4,5$ )
5	+ <sub>10</sub>	16	$v_{\max}$ — максимальная скорость для участков с $l > 0$	( $v_{\max} = 20$ )
6	+ <sub>10</sub>		$v'_{\min}$ — минимальная скорость для участков с $l < 0$	( $v'_{\min} = 0$ )
7	+ <sub>10</sub>		$v'_{\max}$ — максимальная скорость для участков с $l < 0$	( $v'_{\max} = 0$ )
11070	+ <sub>10</sub>		$P$ — коэффициент стоимости воздухопроводов	( $P = 1$ )
1	+ <sub>10</sub>	1.9	$(E + 1,56r)R$ $E$ — коэффициент относительной эффективности; $r$ — коэффициент амортизации; $R$ — коэффициент ресурсов	( $E + 1,56r)R = 038$ )
2	+ <sub>10</sub>		$m$ — стоимость 1 квт·ч электроэнергии	( $m = 0,006$ )
3	+ <sub>10</sub>		$n$ — число часов работы в год	( $n = 4400$ )
4	+ <sub>10</sub>		$T$ — стоимость 1 ква электроэнергии в год	( $T = 10$ )
5	+ <sub>10</sub>		$z$ — коэффициент запаса	( $z = 1,1$ )
6	+ <sub>10</sub>		$\gamma$ — объемный вес воздуха	( $\gamma = 1,2$ )
11077	+ <sub>10</sub>		$H_{\text{доп}}^{\text{снет}}$ — дополнительная потеря воздуха в системе	
К а л о р и ф е р ы				
11105	+ <sub>8</sub>		Номер заданного калорифера в 8-ричной системе (задается при поверочном расчете)	
11106	- <sub>8</sub>	20305060711	«+» обвод по воздуху не допускается «-» обвод по воздуху допускается	
7	+ <sub>8</sub>	1213	$T1$ — допускаемые модели (записываются по 6 шт. в ячейке двузначными числами) **	
11110	+ <sub>8</sub>	0		

1	- <sub>10</sub>	30	$H_{пр}$ — предельное сопротивление, «+» — стоимость вычисляется для $H_{пр}$ ; «-» — то же, для $H_{к} \leq H_{пр}$ (в основном $H_{пр} = 0$ )
2	+ <sub>10</sub>	16 000	$[h]$ — допустимое сопротивление калориферов и клапана по воде, $кг/м^2$ ; «+» — попутная схема; «-» — противоточная схема
3	- <sub>10</sub>	22	$t_{н.о}$ — расчетная отопительная температура наружного воздуха
4	- <sub>10</sub>	0	$t_{н.в}$ — расчетная вентиляционная температура (задается только при расчете вентиляционного режима)
5	+ <sub>10</sub>	130	$T_n$ $T_o$ } расчетная температура теплоносителя при $t_{н.о}$
6	+ <sub>10</sub>	70	
7	- <sub>10</sub>	22	$t_{вх}$ — температура входящего воздуха
11 120	+ <sub>10</sub>	18	$t_{вых}$ — температура выходящего воздуха
1	+ <sub>10</sub>	4,2	$A$ — ширина $B$ — высота } предельные размеры фронтального сечения, м
2	+ <sub>10</sub>	3,5	
3	+ <sub>10</sub>		$x_{зад}$ — число калориферов, установленных параллельно $y_{зад}$ — то же, последовательно $z_{зад}$ — число подключений по воде } Задается при поверочном расчете
4	+ <sub>10</sub>		
5	+ <sub>10</sub>		
6	+ <sub>10</sub>		$m$ — стоимость 1 <i>квч</i> электроэнергии (0,006) $n$ — число часов работы в год (4400) $T$ — стоимость 1 <i>квч</i> электроэнергии (10) } Задается при расчете калориферов без расчета воздуховодов
7	+ <sub>10</sub>		
11 130	+ <sub>10</sub>		
1	+ <sub>10</sub>		$(E + 1,56r) R$ — коэффициент (1,9)
11 132	+ <sub>10</sub>	9600	$L_v$ — расчетный расход, $м^3/ч$

Граница ввода

Таблица X.4. Выбор коэффициентов Р

Воздуховоды	Толщина ста- ли, мм (до)	Районы строительства									
		1—6	7—9	10	11	12	13	14	15	16—17	18—19
Круглые из стали кровельной с окраской	0,8	1	1,1	1	1,1	1,2	1,14	1,1	1,12	1,2	1,1
То же, с окраской и изоляцией	0,8	1,42	1,56	1,42	1,56	1,7	1,62	1,56	1,59	1,7	1,56
Прямоугольные из стали оцинкованной	0,7	1,01	1,11	1,01	1,11	1,21	1,15	1,11	1,13	1,21	1,11
То же, с изоляцией	0,7	1,44	1,58	1,44	1,58	1,73	1,64	1,58	1,61	1,73	1,58
Круглые из стали оцинкованной	0,8	0,98	1,08	0,98	1,08	1,18	1,12	1,08	1,1	1,18	1,08
То же, с изоляцией	0,8	1,41	1,55	1,41	1,55	1,69	1,61	1,55	1,58	1,69	1,55
То же	1,2	1,05	1,16	1,05	1,16	1,26	1,20	1,16	1,13	1,26	1,16
То же, с изоляцией	1,2	1,48	1,63	1,48	1,63	1,78	1,69	1,63	1,66	1,78	1,63
Прямоугольные из стали оцинкованной	1,2	1,12	1,23	1,13	1,23	1,34	1,28	1,23	1,25	1,34	1,23
То же, с изоляцией	1,2	1,55	1,71	1,55	1,71	1,86	1,77	1,71	1,74	1,86	1,71
Круглые из стали нержавеющей	0,8	2,36	2,6	2,36	2,6	2,83	2,69	2,6	2,64	2,83	2,6
То же, с изоляцией	0,8	2,78	3,06	2,78	3,06	3,34	3,17	3,06	3,11	3,34	3,06
Прямоугольные	0,8	2,41	2,65	2,41	2,65	2,89	2,75	2,65	2,70	2,89	2,65
То же, с изоляцией	0,8	2,95	3,13	2,95	3,13	3,54	3,36	3,13	3,3	3,54	3,13
Круглые для систем аспирации и пневмотран- спорта из стали кровельной с окраской	0,8	1,2	1,32	1,2	1,32	1,44	1,37	1,32	1,34	1,44	1,32
То же, с изоляцией	0,8	1,62	1,78	1,62	1,78	1,94	1,85	1,78	1,81	1,94	1,78
То же, с окраской	1,2	1,49	1,64	1,49	1,64	1,79	1,70	1,64	1,67	1,79	1,64
То же, с изоляцией	1,2	1,73	1,9	1,73	1,9	2,08	1,97	1,9	1,94	2,08	1,9

капиталовложений рекомендуется принимать в пределах 0,10—0,17; в программе  $E = 0,17$ .

Вводимый в расчет коэффициент ( $E + 1,56 r$ )  $R$  для жилых и общественных зданий рекомендуется принимать 1,4. Статистический анализ расчетов по программе показал, что при существующем соотношении цен на электроэнергию и оборудование оптимальные скорости движения воздуха в калориферах и воздуховодах находятся значительно ниже обычно применяемых в практике проектирования величин. Оптимизация расчетов по методике нормативного срока окупаемости приводит к существенному увеличению потребности в калориферах и воздуховодах. Поэтому в исходную информацию вводится коэффициент ресурсов  $R$ , приводящий средние значения скоростей движения воздуха в сечениях калориферов и воздуховодов к общепринятым величинам\*.

Стоимость 1 *квт* · ч электроэнергии на стороне вторичного напряжения и 1 *квт* установленной мощности принимается по прейскуранту № 09-01. При использовании одноставочного тарифа на электроэнергию  $T = 0$ .

Число часов работы установки в год, принятое в программе равным 4400 ч, предусматривает двухсменную работу; для односменной работы  $n = 2200$ , для трехсменной  $n = 6600$ , для круглогодичной  $n = 8750$  ч.

Коэффициент запаса на мощность электродвигателя, используемый в экономической части расчета, принят в программе равным 1,1;  $\gamma$  — объемный вес воздуха, принят в программе 1,2 *кг/м<sup>3</sup>*.

Сумма дополнительных сопротивлений в системе  $H_{\text{доп}}^{\text{снст}}$  (сопротивление фильтров, участков воздухозабора и проч.) определяется вручную; при отсутствии дополнительных сопротивлений задавать  $H_{\text{доп}}^{\text{снст}}$  не следует. Для аспирационных систем, а также для систем с заданным вентилятором вводить рекомендуется только значения скоростей и  $H_{\text{доп}}^{\text{снст}}$ , если они отличаются от принятых.

Для расчета калориферов (см. табл. X.3) номер заданного калорифера заносится в бланк (при поворочном расчете) в восьмеричной системе счисления. Коды допускаемых для выбора моделей записываются со знаком «плюс» или «минус». Если значение  $T1$  со знаком «—» («минус восьмеричный»), это означает, что допускается обвод части воздуха через «монтажный» обводной клапан (не более 30%), если же обвод не допускается, записывается знак «+» («плюс восьмеричный»). Коды моделей записываются в произвольном порядке в трех строках. На каждую модель отводится по два восьмеричных разряда, т. е. в каждой ячейке можно записать по 6 кодов: КВБ-0,1, КФС-02, КСМ-03, КЗПП-04, КЗВП-05, КФБ-06, КМВ-07, К4ПП-10, К4ВП-11, КФС0-12, КФБО-13, К4ПС-14, СТД3009В-15, СТД 3010В-16. Следует учитывать, что независимо от выбора кодов для пара будут рассчитаны только паровые калориферы, для воды — водяные\*\*.

Предельная потеря давления по воздуху  $H_{\text{пр}}$  (в *кгс/м<sup>2</sup>*) записывается со знаком  $+_{10}$  (плюс десятичный), если в расчете стоимости учитывается падение давления,  $H_{\text{пр}}$  записывается со знаком  $-_{10}$ ; при неограниченной потере давления можно задавать  $H_{\text{пр}} = 0$ ; при задании коэффициента ресурсов  $R = 5$  рекомендуется принимать  $H_{\text{пр}} = -_{10} 30$ .

Знак при максимальном допустимом сопротивлении калориферной группы по теплоносителю с учетом сопротивления клапана (в *кгс/м<sup>2</sup>*) указывает на схему подключения теплоносителя в случае выбора двух- и трехрядной установки калориферов. Рекомендуется при расчетной наружной отопительной температуре  $t_{\text{н.о}} < 10^{\circ} \text{C}$  принимать попутно-перекрестную схему подключения с подачей горячей воды в первый ряд калориферов и записывать  $h$  со знаком «плюс». В противном случае ( $t_{\text{н.о}} > -10^{\circ} \text{C}$ ) рекомендуется принимать противоточно-перекрестную схему и записывать  $h$  со знаком «минус».

Значение расчетной вентиляционной температуры наружного воздуха записывается только в том случае, если работа установки предусматривается в вентиляционном режиме, иначе задается условная величина  $t_{\text{н.в}} = 0$ .

\* Рекомендуется временно принимать  $R = 5$ .

\*\* Программа КАМА-32 предназначена для расчета калориферов моделей, выпущавшихся до издания ГОСТ 7201-70. Для расчета калориферов по ГОСТ 7201-70 используется программа ТЕРМА.



Температуры теплоносителя в подающем  $T_{п}$  и обратном трубопроводе  $T_{о}$  задаются в любом случае для  $t_{н0}$ ; если же  $t_{н.в} \neq 0$ , пересчет температур теплоносителя производится автоматически в соответствии с температурным графиком работы теплосети. При теплоносителе паре следует принимать  $T_{п} = T_{о}$  равными температуре насыщения.

Далее записываются температура входящего воздуха, при которой определяется требуемая теплопроизводительность калориферов, и температура выходящего воздуха ( $^{\circ}\text{C}$ ), ширина и высота фронтального сечения, в котором допускается установка калориферной группы (в м). Если  $A$  и  $B$  не ограничены, следует задать  $A = B = 20$ ; при установке калориферов в типовых приточных камерах необходимо увеличивать  $A$  на 1,3 м и  $B$  на 1,5 м.

При поверочном расчете задаются данные калориферной группе: число калориферов  $x_{зад}$ , установленных параллельно ходу движения воздуха, число рядов  $y_{з}$ , количество подключений теплоносителя  $t_{зад}$ . Код принятой модели записывается на место  $T1$ .

Заданная калориферная установка может приниматься машиной только в том случае, если она не противоречит всем ограничениям; в противном случае программа ее отбрасывает, рекомендуя другой номер и компоновку.

В случае, когда калориферы рассчитываются независимо от системы воздухоподогрева, в бланк заносят дополнительно следующие величины: стоимость 1 *квт·ч* электроэнергии  $m$  и 1 *квт* установленной мощности  $T$  (в руб., согласно прейскуранту № 09-01); число часов работы установки в год. Для непромышленных потребителей используется одноставочный тариф и значение  $T$  рекомендуется принять равным нулю. Коэффициент  $(E + 1,56 r) R$  принят в программе 1,9.

Расчетный расход воздуха  $L_{к}$  (в  $\text{м}^3$ ) необходимо задавать во всех случаях, если коэффициент запаса  $3_L \neq 1$ ; в противном случае выбирается расход вентилятора, деленный на  $3_L$ .

Программа КАМА-32 позволяет осуществить как расчет (оптимизацию воздухоподогрева, калориферов, выбор вентиляторов и пр.), так и получение результатов расчета отдельных элементов системы. Их подключение к счету производится автоматически при наличии исходной информации.

## Результаты расчета

Печать исходных данных (табл. X.5) производится алфавитно-цифровым печатающим устройством (АЦПУ). Часто при обнаружении какой-либо ошибки в исходных данных машина прекращает расчет и останавливается. Место «останова» (адрес) свидетельствует о характере ошибки.

Как правило, большинство ошибок допускается при заполнении кадров; поэтому, если имеют место машинные остановы по адресу 1041 или 1705, свидетельствующие об ошибках в кадрах, их поиск производится следующим способом:

каждый новый кадр начинается с единицы в крайней правой графе и легко отделяется от смежных кадров;

подсчитывается количество кадров и сверяется с числом участков; крайние правые разряды в каждом кадре должны возрастать; 1 и 2-ая цифры первой строки каждого кадра, определяющие номер рассматриваемого участка, не должны повторяться.

Если проверка по этим признакам не выявила ошибку, на листе бумаги строят конфигурацию системы, используя информацию о номере рассматриваемого участка и сборного для данного узла. Если в построенной системе будет разрыв или в каком-либо узле окажется два инцидентных участка вместо трех, следует пересмотреть нумерацию участков и ее запись в бланки, а возможно и перфоленту с задачей.

В процессе счета возможен останов по адресу 2014, свидетельствующий о том, что выбор какого-либо вентилятора невозможен, а также по адресу 6537, свидетельствующий об отсутствии решения для калориферов.

Печать колонок нулей связана с размещением информационных массивов в памяти ЭВМ, их количество рассчитано на максимальное число и заполнение кадров.

Расшифровка печати результатов расчета, выводимых машиной на АЦПУ, требуется только для некоторых вспомогательных данных (табл. X.6). Так, при выборе вентилятора в графе давлений печатаются два значения: без учета запаса  $3_H$  и с его учетом. Последняя величина служит для определения выбранного машиной вентилятора, т. к. совпадает со значением расчетного давления вентилятора, которое печатается.

Таблица X.5. Печать исходных данных (к задаче 218005)

Воздуховоды					
Число участков приток тип сис- темы коэффи- циент ше- рохов. коэффи- циент конце т- рации	0000015	min.— скорость (+) max.— скорость (+) min.— скорость (-) max.— скорость (-) объемная масса дополнительное давление	4,5 16  1,2 1	коэффициент стоимости коэффициент стоимость 1 кв. м число часов работы стоимость 1 кв. коэффициент запаса	1 .38 .006 4400 10 1.1
—000001101		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000022002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000073		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.924		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
—000010111		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000004.23		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
—000005131		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000012002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000007.43		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.664		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
—000011121		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000003.53		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
—000013141		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000008.53		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00000.264		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000006131		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000012002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000043		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.664		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000007141		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000012002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000043		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.664		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000015001		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000011.23		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.524		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000014151		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000053		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
—000012151		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000023		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000004121		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000012002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000043		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.664		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000003111		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000014002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000000043		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.664		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000002101		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000012002		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+000007.53		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
+00001.764		+00000000	+00000000	+00000000	+00000000

Вентилятор			
min. давление	16	Расчетный расход	10560
max. давление	80	max. окружная скорость	65
запас по $L$	1	Схема исполнения	
запас по $H$	1.1	Модели вентиляторов	+000000001
Калорифер			
Модели	—020305060711 +		
	+000000001213 + 000000000000		
$H$ пред. по воздуху	+000000000		
$H$ пред. по воде	+000016000		
Отопительная температура	—000000022	Номер калорифера	
Вентиляционная температура	+000000000	Параллельно по воздуху	
Подающая температура теплоносителя		130 Последовательно по воздуху	
Обратная температура теплоносителя		Число подключений теплоносителя	70
Температура входящего воздуха	—000000022	Стоимость 1 квт·ч	
Температура выходящего воздуха		Число часов работы	18
Размеры камеры		4,2×3,5 Стоимость 1 ква	
Расход		9600 Коэффициент	

тается после расчета воздухопроводов. Расходы воздуха в графе  $L_B$  печатаются с учетом коэффициента запаса, как и расход на корневом участке  $r_2$ . Знак \* в графе скоростей воздуха на участках воздухопроводов обращает внимание проектировщика на низкую скорость.

В результате решения задачи потокораспределения АЦПУ может отпечатать следующие фразы:

«давление вентилятора задано» — при вычислении расходов для известного давления, соответствующего заданному;

«расход в системе меньше  $L1$ » или «расход в системе больше  $L5$ » — в процессе решения общий расход воздуха в системе вышел за пределы эффективных значений выбранной характеристики вентилятора; при этом задача потокораспределения решается для давления, соответствующего крайним значениям эффективной части характеристики, — меньшему  $L1$  или большему  $L5$ .

Изредка встречается печать обеих фраз, так как в процессе увязки расчетная точка первоначально сдвигается к одной из границ характеристики, затем к другой.

При расчете воздухопроводов АЦПУ может отпечатать фразу «внимание — 77 77 7777 7777», которая сигнализирует о том, что сопротивление системы близко к давлению вентилятора либо превосходит его.

При выборе вентилятора с промежуточным диаметром колеса в графе «тип» печатается признак \* и в графе  $D$  шкива печатается отношение фактического диаметра колеса к номинальному в проц. (см. табл. X.6). Напечатанные номера вентиляторов следует читать: Ц4-70 № 25 — Ц4-70 № 2,5; Ц4-70 № 32 — Ц4-70 № 3,2; Ц4-70 № 63 — Ц4-70 № 6,3.

При печати вентиляторных агрегатов в графах «канавки» и «тип» печатаются слова «агрегат» и «вес» (см. табл. X.6). Собственно масса агрегата печатается в графе  $L$ , а диаметр промежуточного колеса — в графе  $D$ . Шапка с обозначением граф выбранных вентиляторов печатается даже в том случае, если задано значение  $H_B$ ; при этом в отпечатанные графы можно вписать характеристику заданного вентилятора.

При машинном выборе вентиляторов расчетная точка на характеристике определяется с учетом принятых запасов на расход и давление.

Таблица X.6. Печать результатов расчета вентиляторов и воздуховодов

Вентилятор							Электродвигатель							Клиноременная передача	
Тип	Номер	Схема исполнения	L, м³/ч	H, кгс/м²	К. п. д.	n, об/мин	Шкив		Тип	n, об/мин	N, кет	Шкив		Тип	L, мм
							D, мм	Канавки				D, мм	Канавки		
Ц 470	63	1	10560,00	43,56 39,60	0,7483	930		0	A02-326	930	2,2	105	агрегат	вес	200
Ц 470	8	6	10560,00	46,80 42,54	0,7796	670		0	A02-416	965	3,0		агрегат	вес	568
Ц 470	8	6	10560,00	60,59 55,09	0,7584	755		0	A02-426	965	4,0		агрегат	вес	568
Ц 470	8	6	10560,00	77,66 70,60	0,7349	850		0	A02-516	965	5,5		агрегат	вес	587
Номер участков	Расчетный расход, м³/ч	Длина, м	Сечение, м		Скорость, м/с	Падение давления, кгс/м²		Сечение диафрагмы, м							
			A	B		по участкам	по ветвям	A	B						
0001	2200,00	6,99	0,2000	0,4000	7,61	8,49	19,22	0,1509	0,3509						
0002	1200,00	7,50	0,2000	0,2500	6,64	9,80	20,53	0,1599	0,2099						
0003	1399,99	4,00	0,2000	0,2500	7,74	10,68	19,50	0,1599	0,2099						
0004	1200,00	4,00	0,2000	0,2000	8,30	12,57	19,28	0,1659	0,1659						
0005	1200,00	7,40	0,2000	0,2000	8,30	10,33	20,75	0,1719	0,1719						
0006	1200,00	4,00	0,2000	0,2000	8,30	10,85	21,27	0,1739	0,1739						
0007	1200,00	4,00	0,1600	0,2000	10,37	16,81	23,76								
0010	3400,00	4,19	0,2000	0,4000	11,76	1,91									
0011	4800,00	3,50	0,2500	0,4000	13,28	2,10									
0012	6000,09	2,00	0,2500	0,5000	13,28	1,85									
0013	2400,00	8,50	0,2000	0,4000	8,30	3,47									
0014	3599,99	5,00	0,2500	0,4000	9,96	2,09									
0015	9600,00	11 19	0,5000	0,8000	6,64	4,85									
			Периметр, м		Поверхность воздуховодов F, м²										
			0,68		0										
			1,0		25,55										
			1,55		37,69										
			2,07		0										
			2,78		29,12										
			3,46		0										
			4,84		0										
			Свыше 4,84		0										
Расчетное давление вентилятора			39,60 кгс/м²												

Таблица X.7. Печать результатов

Калорифер		F, м <sup>2</sup>	H, кгс/м <sup>2</sup>	L, м <sup>3</sup> /ч	Температура
модель	номер			калорифер/обвод	входящего
КФС	5	83,60	9,86	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КФВ	5	107,19	11,25	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КФСО	7	60,09	15,41	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КФБО	8	94,08	12,74	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КМС	2	59,40	15,63	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КЗВП	2	59,40	15,63	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
К4ВП	4	64,19	4,15	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КМБ	7	77,80	2,96	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00
КФСО	7	60,09	15,41	$\frac{9600,00}{0}$	—22,00

Сечение проема: ширина 1,59 м  
 высота 0,8599 м  
 Диаметр обвязки 0,0358 м  
 патрубков 0,0699 м

W = 71,43 руб.  
 ФИ = 1,09  
 TBO = 21,84° C  
 z = 1,00

В графе «Сечение диафрагмы» может печататься в скобках сечение диафрагмы, устанавливаемой на последнем участке, в том случае, если разность между давлением вентилятора и максимальной потерей давления системы превосходит 10%. В связи с отсутствием шиберов на вентиляторах установка диафрагмы на конечном участке необходима. Исключение составляют только те случаи, когда после повторного счета калориферов их сопротивление компенсирует неизрасходованное давление вентилятора. При этом устанавливать диафрагму на конечном участке не следует. Электродвигатели печатаются только типов АО2 и АОЛ.

При наличии системы воздухопроводов расчет калориферов производится дважды: первоначальный — с целью выбора экономичной потери давления, окончательный — после расчета воздухопроводов.

При поверочном счете заданной калориферной группы могут печататься следующие фразы:

«низкая скорость воды» — имеется в виду, что скорость воды в трубах калориферов близка к предельному значению;

«пределы тепла не выдержаны» — фактическая теплопроизводительность заданной группы меньше требуемой.

Печать результатов расчета калориферов производится для каждой заданной модели (табл. X.7). Кроме этого, вторично печатается наилучший вариант из всех моделей и некоторые его расчетные данные:

сечение проема (ширина и высота);

W — приведенная стоимость;

ФИ — коэффициент запаса по теплопроизводительности;

**расчета калориферов**

воздуха		Количество		Вес, кг	
выходящего	$Q, \text{ ккал/ч}$	калориферов	рядов	калорифера	группы
17,99	111795,40	4,00	2,00	94,98	379,92
17,99	111795,40	4,00	2,00	109,87	439,48
17,99	111795,40	2,00	1,00	123,10	246,20
17,99	111795,40	2,00	1,00	174,80	349,60
17,99	111795,40	6,00	2,00	44,40	266,40
17,99	111795,40	6,00	2,00	55,00	330,00
17,99	111795,40	3,00	1,00	110,00	330,00
17,99	111795,40	2,00	1,00	153,60	307,20
17,99	111795,40	2,00	1,00	123,10	246,20

$HT = 852,01 \text{ кгс/м}^2$   
 $VG = 6,40 \text{ кгс/м}^2$   
 $TTO = 64,23^\circ \text{C}$   
 $\Phi И F = 1,23$

$G = 1863,25 \text{ кг/ч}$   
 $WK = 0,0424 \text{ м/с}$   
 $ТП = 1,00^\circ \text{C}$

$HT$  — потеря давления по теплоносителю в калориферах и обвязке;

$VG$  — весовая скорость;

$G$  — расход теплоносителя;

$WK$  — скорость воды в трубках калориферов;

диаметр обвязки и патрубков;

$TBO$  — действительная температура выходящего воздуха;

$z$  — количество рядов установки калориферов в высоту;

$TTO$  — действительная температура теплоносителя, выходящего из калориферов;

$\Phi И F$  — коэффициент запаса в поверхности теплоотдачи;

$ТП$  — количество подключений теплоносителя к калориферной группе.

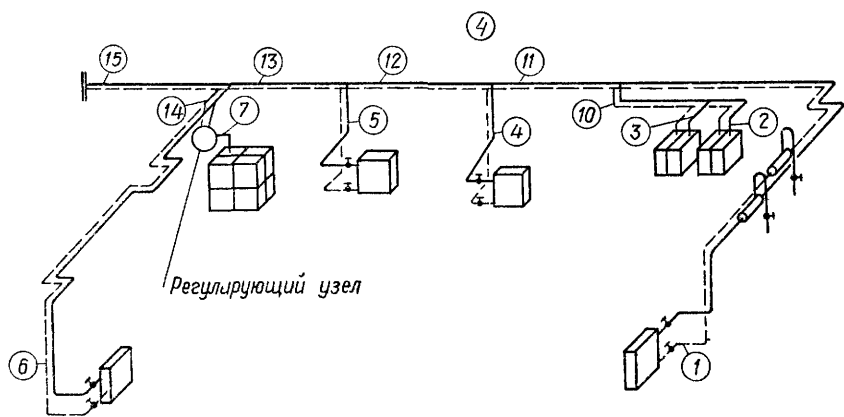
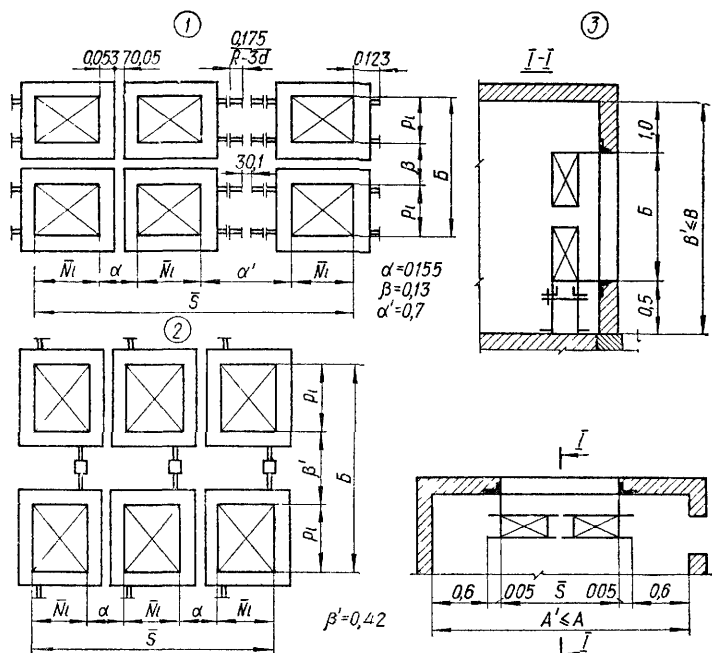
В результате счета производится как бы автоматическое конструирование калориферной группы. Схема предусмотренной установки и подключения группы приведена на листе X.2, рис. 1—3.

При использовании программы КАМА-32 необходимо иметь в виду следующее.

Калориферы моделей КЗВП и К4ВП приняты в изготовлении предприятия КООП Мордовской АССР.

При расчете прямоугольных воздуховодов возможно незначительное превышение  $v_{\text{max}}$ , объясняемое условием наложения «штрафа» за изменение одной из сторон воздуховодов. Учитывая субъективность выбора  $v_{\text{max}}$ , полученные решения желательно сохранить; в противном случае можно повторить расчет, задав необходимое сечение на участке, в котором превышена скорость.

В процессе решения задачи потокораспределения производится перераспределение расходов воздуха на всех участках системы (кроме фиктивных); при этом действительные скорости могут оказаться ниже предельно допустимых, что свидетельст-



Лист X.2. Схемы установки и подключения радиаторов и схема системы теплоснабжения:

1 — горизонтальное подключение радиаторов по теплоносителю, 2 — то же, вертикальное; 3 — установка радиаторов, 4 — схема системы теплоснабжения радиаторов

вует о неудачном конструировании системы. Принятый первоначально запас в расходе воздуха на корневом участке не учитывается; расход воздуха через обводной клапан радиаторов используется для снятия запаса и поэтому должен быть обеспечен в процессе всего периода эксплуатации calorиферной группы.

При расчете паровых calorиферов подключение теплоносителя производится только по перекрестной схеме; calorиферы КМС, КМБ, КЗВП и К4ВП предусмотрены только с горизонтальным расположением трубок. При подборе calorиферов

принят запас на сопротивление по воздуху 10%, потерю давления по теплоносителю 20%, минимальный запас, по теплоотдающей поверхности — 15%; максимальный запас по теплу диктуется условиями замораживания и рассчитывается автоматически.

Увязка падений давления фиктивных участков не производится. При частично заданных сечениях воздуховодов телескопичность может не выдерживаться.

Если в результате счета машина печатает признак 77777777, обозначающий, что давления вентилятора недостаточно, расчет сети производится на наименьшее возможное давление, которое печатается в строке «Расчетное давление вентилятора». В том случае, когда удастся подобрать вентилятор с близким давлением к наименьшему возможному (в пределах 5—7%), пересчет системы можно не производить.

В связи с тем, что в программу введены дискретные значения аэродинамических характеристик вентиляторов, в процессе машинного счета, как правило, получаются промежуточные значения, определяемые путем интерполяции, и их печать производится с точностью до сотых долей  $кг/м^2$ .

**Пример.** Требуется произвести расчет приточной вентиляционной системы 218005 (см. X.1), включающий определение сечений прямоугольных воздуховодов, выбор вентиляторов модели Ц4-70 и оптимизацию калориферов. Заполнение бланков приведено на листе X.1 и в табл. X.3. При задании исходной информации коэффициент запаса  $Z_L$  принимается равным единице, что сохраняет истинный расход на корневом участке, однако расчетный расход вентилятора задается с 10%-ным запасом. Распечатка исходной информации с отделенными кадрами приведена в табл. X.5, результаты расчета — в табл. X.6 и X.7.

Для определения рекомендуемого вентилятора находим в графе *H* давление, равное выбранному давлению вентилятора  $39,60 кг/м^2$ . Таким образом, рекомендован вентилятор Ц4-70 № 6,3,  $H_B = 43,56 кг/м^2$  с промежуточным диаметром колеса, равным 105% от номинального; масса вентиляторного агрегата составляет 200 кг. В системе воздуховодов следует установить 6 диафрагм. Для подогрева воздуха рекомендуется группа из двух калориферов КФСО № 7, установленных в один ряд и соединенных последовательно по теплоносителю. Запас по теплопроизводительности в размере 9% приведет к перегреву воздуха до  $21,84^\circ C$ . Однако система регулирования сможет обеспечить расчетные параметры.

## ОПТИМИЗАЦИЯ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ, ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ ЖИДКОСТЬ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ «МИНСК-32»

### Описание программы ОРГАС-4/32

Программа ОРГАС-4/32 предназначена для расчета трубопроводов систем теплоснабжения калориферов, некоторых горизонтальных отопительных систем, тепловых сетей, мазутопроводов, маслопроводов (со спутниками) и других трубопроводов, транспортирующих жидкости практически с постоянной вязкостью\*.

Целью расчета является выбор диаметров участков, при которых обеспечивались бы наименьшие годовые затраты на строительство и эксплуатацию системы. При расчете систем теплоснабжения калориферов в пределах одного здания, подключенных к тепловым сетям, как правило, утрачивает смысл учет эксплуатационных расходов и задача оптимизации состоит в распределении падений давлений, обеспечивающих минимальные капиталовложения при заданной потере давления.

Программа позволяет рассчитывать также варианты, при которых диаметры некоторых участков или всей системы заданы.

В основу расчета положены следующие условия:

равенство потерь давления по ветвям обеспечивается как при помощи изменения диаметров, так и диафрагмами с центральным отверстием и приравнивается к наибольшему сопротивлению ветвей;

максимально допустимые скорости жидкости в трубопроводах ограничиваются в зависимости от их диаметра;

на одном участке допускается установка не более двух диафрагм диаметром не

\* Программа разработана кандидатами техн. наук Р. Я. Цалем, Е. И. Чечиком и инж. Г. А. Домбровской.



менее 5 мм; если этого недостаточно, печатается фраза «Установить вентили», которую, однако, рекомендуется расценивать как неудачное проектирование ветви в системе;

диафрагмы необходимо устанавливать толщиной не менее 3 мм в индивидуальных фланцах на расстоянии не менее 10 калибров одну от другой и обеспечивать их тщательную центровку;

программа позволяет учесть сопротивление емких нагревательных приборов в системе теплоснабжения caloriferов, однако совмещение отопительной системы и caloriferов в одной системе теплоснабжения нежелательно.

При расчете систем теплоснабжения caloriferов в пределах одного здания необходимо задаваться потерей давления на регулирующих клапанах; для обоснования этой величины необходимо производить расчет условий регулирования всей системы, что представляется весьма трудоемким. Можно рекомендовать следующие сопротивления клапанов в зависимости от располагаемой потери давления на вводе:

Располагаемое давление на вводе . . . . .	30 000	20 000	15 000	10 000	7000	5000
Сопротивление клапана . . . . .	12 000	10 000	7000	5000	3000	2000

Приведенные данные весьма ориентировочны и могут быть изменены для конкретных условий при соответствующем обосновании. При расчете наружных тепловых сетей также приходится задаваться необходимым располагаемым напором на вводе в здание, который рекомендуется принимать не менее 15 000 кгс/м<sup>2</sup>.

Программа ОРГАС-4/32 позволяет рассчитывать сети горячего водоснабжения. Расчет производится в следующем порядке:

определяются диаметры трубопроводов и диафрагм, а также потери напора в подающем трубопроводе при максимальном водопотреблении;

расходы уменьшаются до 10—20 % в зависимости от теплового расчета сети и производится аналогичный расчет диаметров трубопроводов, диафрагм и потерь напора для циркуляционной сети (учитывать при этом сопротивление подающего трубопровода нет смысла, так как оно снижается в десятки раз).

## Задание исходной информации

Задание на расчет выдается на специальном бланке (табл. X.8 и X.9). Нумерация участков не отличается от нумерации к комплексу КАМА-32 (см. стр. 303).

Исходная информация заносится в бланк в следующем порядке: шифр задачи (не более 7 цифр); число конечных участков  $r_1$ ; общее число участков в системе  $r_2$ ; ноль; различные признаки системы (при  $s = 0$  рассматривается система в пределах одного здания, для которой допускается выбор диаметров трубопроводов меньше 25 мм; если же  $s = 1$ , рассматриваются наружные сети, для которых наименьшим принимается трубопровод диаметром 25 мм (табл. X.10).

Массив конфигурации записывается в порядке возрастания номеров сборных участков. Каждый сборный участок имеет два (тройник) или три (крестовина) исходных, соответственно записываемых в двух или трех правых колонках бланка. Порядок записи номеров исходных участков не имеет значения, однако число цифр в каждой колонке строго определено — в средней и правой колонке их четыре, в левой — две, поэтому недостающие цифры дополняются нулями (например, сборный участок входит в крестовину с исходными участками 3,17 и 26; их запись в бланк будет следующей: 0300170026, или 1700030026, или 2600170003; нули слева от первой значащей цифры могут быть опущены, поэтому для тройника с исходными участками 7 и 34 окончательная запись имеет вид: 70034 или 340007).

Далее записывают располагаемый напор на вводе либо в точке подключения к тепловым сетям  $H_c$ . Если производится технико-экономический расчет с выбором насоса, вместо располагаемого напора записываются напоры допускаемых к установке насосов (не более 13) с вычетом запаса, ячейки при этом можно дополнить от 5443 до 5457. Записываются к. п. д.  $\eta_n$ , соответствующие выбранным насосам; если имеется располагаемый напор, вместо к. п. д. следует записать 0,7.

Коэффициент кинематической вязкости  $\nu$ . Для воды при средней температуре близкой к 120°С можно вводить признак 0, при этом машиной принимается  $\nu = 0,25 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; в остальных случаях  $\nu$  выбирается в зависимости от температуры:

Таблица X.8. Запись исходной информации

	Граница ввода		Шифр задачи			
	$+_{10}$	4				
0033					5631	
					2	$+_{10}$
5000			$r_1$		3	$+_{10}$
1			$r_2$		4	$+_{10}$
2					5	$+_{10}$
3			$0 \quad D_{min} = \begin{cases} 15 \\ 25 \end{cases}$		6	$+_{10}$
					7	$+_{10}$
4		2	0003	Конфигурация участков	5640	$+_{10}$
5		1	0010			1
6		4	0011		2	$+_{10}$
7		5	0012		3	$+_{10}$
5010		6	0007		4	$+_{10}$
1		13	0014		5	$+_{10}$
2					6	$+_{10}$
3					7	$+_{10}$
4					5650	$+_{10}$
5					1	$+_{10}$
6					2	$+_{10}$
7						
5020						
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
5030						
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
5443	$+_{10}$	10 000		$H_c$		
4	$+_{10}$					
5460	$+_{10}$	0,7		$\eta_H$		
1	$+_{10}$					

Номера участков	Тепловые нагрузки $Q$ , ккал/ч			Длины $l$ , м			Внутренние диаметры $D$ , м		
1	5051	+10	180 000	5133	+10	78	5277	10	
2	2	+10	92 000	4	+10	15	5300	10	
3	3	+10	92 000	5	+10	14	1	10	
4	4	+10	105 000	6	+10	24	2	10	
5	5	+10	105 000	7	+10	24	3	10	
6	6	+10	57 000	5140	+10	60	4	10	
7	7	+10	450 000	1	+10	20	5	10	
10	5060	+10		2	+10	24	6	10	
11	1	+10		3	+10	35	7	10	
12	2	+10		4	+10	40	5310	10	
13	3	+10		5	+10	32	1	10	
14	4	+10		6	+10	20	2	10	
15	5	+10		7	+10	37	3	10	
16	6	+10		5150	10		4	10	
17	7	+10		1	10		5	10	
20	5070	+10		2	10		6	10	
21	1	+10		3	10		7	10	
22	2	+10		4	10		5320	10	
23	3	+10		5	10		1	10	
24	4	+10		6	10		2	10	
25	5	+10		7	10		3	10	
26	6	+10		5160	10		4	10	
27	7	+10		1	10		5	10	
30	5100	+10		2	10		6	10	
31	1	+10		3	10		7	10	
32	2	+10		4	10		5330	10	
33	3	+10		5	10		1	10	
34	4	+10		6	10		2	10	
35	5	+10		7	10		3	10	
36	6	+10		5170	10		4	10	
37	7	+10		1	10		5	10	
40	5110	+10		2	10		6	10	
41	1	+10		3	10		7	10	
42	2	+10		4	10		5340	10	
43	3	+10		5	10		1	10	
44	4	+10		6	10		2	10	
45	5	+10		7	10		3	10	
46	6	+10		5200	10		4	10	
47	7	+10		1	10		5	10	
50	5120	+10		2	10		6	10	
51	1	+10		3	10		7	10	
52	2	+10		4	10		5350	10	
53	3	+10		5	10		1	10	
54	4	+10		6	10		2	10	
55	5	+10		7	10		3	10	
56	6	+10		5210	10		4	10	
57	7	+10		1	10		5	10	
60	5130	+10		2	10		6	10	
61	1	+10		3	10		7	10	
62	2	+10		4	10		5360	10	



Таблица X.10. Диаметры трубопроводов, принятых в программе

Системы внутри здания $H \leq 10$ <i>ати</i> (признак $s = 0$ )			Наружные сети при $T_{п} \leq 300^{\circ}C$ $H \leq 16$ <i>ати</i> (признак $s = 1$ )		
$D_y, (D_H \times \delta),$ мм	$D_{вн}$	Обоснование	$D_y, (D_H \times \delta),$ мм	$D_{вн},$ м	Обоснование
15	0,0164	ЧМТУ УкрНИТИ 576—64	25 (32×2)	0,027	ГОСТ 3262-62
20	0,0222		32 (38×2)	0,036	
25	0,0273		40 (45×2)	0,041	
32	0,0362		50 (57×3)	0,051	
40	0,0421		70 (76×3)	0,068	
50	0,0538		80 (89×3)	0,0805	
70 (76×3)	0,07	ГОСТ 10704-63*	100 (108×4)	0,1	ГОСТ 8732-70
80 (89×3)	0,083		125 (133×4)	0,125	
100 (108×4)	0,1	ГОСТ 8732-70*	150 (159×4,5)	0,15	
125 (133×4)	0,125	ГОСТ 10704-63*	200 (219×6)	0,207	ГОСТ 10704-63
150 (159×4,5)	0,15		250 (273×7)	0,259	
200 (219×6)	0,207		300 (325×7)	0,311	
250 (273×7)	0,259	ГОСТ 8732-70*	350 (377×9)	0,359	ГОСТ 8732-70
300 (325×7)	0,311		400 (426×7)	0,412	
350 (377×9)	0,359		500 (530×7)	0,516	ГОСТ 10704-63
400 (426×7)	0,412	ГОСТ 10704-63*	600 (630×7)	0,616	
500 (530×7)	0,516		800 (820×8)	0,804	
600 (630×7)	0,616		1000 (1020×9)	1,0	
800 (820×8)	0,804		(1020×10)		
1000 (1020×9)	1,00		1200 (1220×9)	1,2	
1200 (1220×12)	1,2		(1220×12)		

Температура $T$ , °C ... 70	80	90	100	110	
Коэффициент	$0,415 \cdot 10^{-6}$	$0,385 \cdot 10^{-6}$	$0,326 \cdot 10^{-6}$	$0,295 \cdot 10^{-6}$	$0,272 \cdot 10^{-6}$
Температура $T$ , °C . . . . . 120	130	140	150		
Коэффициент . . . . .	$0,252 \cdot 10^{-6}$	$0,233 \cdot 10^{-6}$	$0,217 \cdot 10^{-6}$	$0,203 \cdot 10^{-6}$	

Коэффициент абсолютной шероховатости для трубопроводов  $K$  внутри здания принимается 0,0002 м, для тепловых сетей — 0,0005 м.

В следующую строку записывается ноль.

Минимальное значение потерь давления на единицу длины трубопровода рекомендуется принимать  $R_{\min} = 1,5 \div 3 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м}$ ; максимальное для внутриплощадочных сетей (признак  $s = 1$ ) рекомендуется принимать  $R_{\max} = 30 \text{ кгс/м}^2 \cdot \text{м}$  (СНИП II-Г.7—62). Для внутрицеховых систем (признак  $s = 0$ ) вместо  $R_{\max}$  в программе предусмотрены максимальные допустимые скорости жидкости, зависящие от диаметров и лежащие в пределах 0,66—2,8 м/с; в этом случае можно задавать  $R_{\max} = 0$ .

Далее записывают ноль и ноль.

Коэффициент  $P$  определяет стоимость 1 м трубопровода условного диаметра. Для 1-го района принимается  $P = 1$ , для прочих районов  $P$  равно частному от деления стоимости 1 трубопровода диаметром 100 мм для данного района на стоимость аналогичного трубопровода для 1-го района (табл. X.11).

Далее записываются коэффициент  $(E + 1,56 r) R$ , стоимость 1 кВт/ч электроэнергии  $T$ , число часов работы установки в год  $n$ , стоимость 1 кВА установленной мощности  $T^*$ .

В бланк вносится коэффициент запаса на мощность насосной установки  $z$ . При расчете внутриплощадочных систем теплоснабжения, присоединенных к тепловым сетям, расчетное давление, как правило, диктуется давлением в сети. В этом случае рекомендуется принимать значения, приведенные в примере расчета (см. табл. X.9).

Далее записывают: объемный вес жидкости  $\gamma$  в  $\text{кг/м}^3$ ; заданное сопротивление в системе, общее для всех ее ветвей, т. е. располагаемое давление на вводах в здания  $H_{\text{зад}}$  в  $\text{кгс/м}^2$ ; коэффициент годовых амортизационных отчислений  $r$ ; равный 0 1—0,2; коэффициент относительной эффективности капиталовложений  $E$ , принимаемый равным 0,14 ÷ 0,2; расчетный перепад температуры теплоносителя  $\Delta t$ . Расход воды в системе определяется путем деления тепловой нагрузки на расчетный перепад и на 1000, поэтому для расчета трубопроводов холодной воды достаточно задать ее расход в  $\text{м}^3/\text{ч}$  и принять расчетный перепад равным 1° С. Для сокращения расхода в 10—20 раз при расчете циркуляционной линии горячего водоснабжения достаточно увеличить перепад температур в 10—20 раз, не изменяя тепловую нагрузку.

Далее для каждого участка системы записывается следующая информация:

тепловые нагрузки  $Q$  для концевых участков в  $\text{ккал/ч}$  (значения  $Q$  для сборных участков определяются машиной);

длины подающих и обратных трубопроводов в  $\text{м}$  (при расчете горячего водоснабжения записывается длина только подающего либо только циркуляционного трубопровода);

заданные внутренние диаметры участков в  $\text{мм}$  (см. табл. X.10);

заданное сопротивление на участках в  $\text{кгс/м}^2$ .

Для систем теплоснабжения в пределах одного здания заданное сопротивление, как правило, должно включать сопротивление регулирующего клапана и калориферных групп с обвязкой; если же сопротивление обвязки неизвестно, ее длину и местные сопротивления можно включить в данный расчет, определив таким образом и диаметр обвязки. Для наружных сетей заданное сопротивление должно включать требуемый напор на вводах, принимаемый согласно рекомендациям на стр. 320.

Далее записываются: количество внезапных расширений и внезапных сужений (в отдельных случаях, если параллельно к системе теплоснабжения присоединены горизонтальные приточные системы отопления, в данную графу записывается число последовательно подключенных радиаторов); число отводов на подающем и обратном трубопроводах рассматриваемого участка; количество вентиля или задвижек, установленных последовательно на рассматриваемом участке (вентили принимаются при  $D \leq 50 \text{ мм}$ , задвижки — при  $D > 50 \text{ мм}$ ); количество воздухосборников, установленных на участке.

\* Рекомендации по выбору этих четырех величин даны к комплексу КАМА-32 (см. стр. 306).

Т а б л и ц а X.11. Стоимость изоляции трубопроводов,

Наименование показателей	Единица измерения	Pa					
		1	2	3	4	5	6
Изоляция трубопроводов:							
строительным войлоком	м <sup>3</sup>			110			
минераловатным войлоком	»	18,1	18,5	17,9	1	18,1	
минераловатными матами с обкладками из металлических сеток	»	56	61	54,8		55,3	
минераловатными матами с обкладкой из гофрированного картона и крафт-бумаги	»	36,8	38	35,7		36	36,3
Нагревательные приборы:							
радиаторы чугунные М-140 для строек, расположенных в одном городе с заводом-изготовителем	экм	5,18	5,95		5,18		5,95
то же, для строек, расположенных в разных городах с заводом-изготовителем	»	5,29	6,06		5,29		6,06
Трубы отопительные чугунные ребристые	»			5,04			
Коэффициент стоимости трубопроводов				1			

При необходимости на алфавитно-печатающее устройство машины могут быть с целью проверки выданы исходные данные. Их печать производится в следующем порядке: номер системы; значение  $r_1$  и ноль; значение признака  $s$ ; нулевой массив из 8 чисел; массив нагрузок в м<sup>3</sup>/ч; массив длин в м; массив заданных диаметров в м; массивы количества внезапных расширений и сужений, отводов, вентилях и задвижек, воздухоотборников; нулевой массив (соответственно числу участков); коэффициент кинематической вязкости в м/сек<sup>2</sup>; коэффициент шероховатости в м; ноль; минимальная и максимальная удельные потери давления в кгс/м<sup>2</sup> · м; два нуля; коэффициенты стоимости трубопроводов и  $(E + 1,56r) R$ ; стоимость 1 квт/ч электроэнергии в руб., число часов работы системы в год; стоимость 1 ква установленной мощности в руб., коэффициент запаса; объемная масса, в кг/м<sup>3</sup>; заданное сопротивление в системе в кгс/м<sup>2</sup>; коэффициенты амортизационных отчислений и относительной эффективности капиталовложений; расчетный перепад температур в °С.

## Результаты расчета

Результаты расчета выводятся машиной на АЦПУ в виде таблицы и их расшивка не требуется (табл. X.12). В случае, если заданный напор оказался недостаточным, печатается минимальный требуемый напор. Количество диаграмм указывается первой цифрой в последней графе, следующее за ней — их диаметр. В четвертой графе на печать выводятся внутренние диаметры трубопроводов, условные диаметры следует определить по табл. X.10.

Падение давления по участкам и ветвям приведено без учета сопротивления диаграмм.

**Пример.** Схема рассчитываемой системы приведена на листе X.2, рис. 4, задание на расчет — в табл. X.8 и X.9, результаты расчета — в табл. X.12.

Полученные потери напора по ветвям характерны для системы при отсутствии диаграмм, после их установки потери напора по каждой ветви будут равны 9167 кгс/м<sup>2</sup>.

## нагревательных приборов и коэффициент стоимости трубопроводов

йоны

7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
113	111	110	113	116	117	113	118	121	113			
20,3	19,0	19,4	20,7	22,3	19,9	22,3	26,8	22	19,9	19,5		
59,1	56,7	55,7	58,7	60	66	67	57,9	64	75	59,3	57,9	57,8
39,6	37,4	36,6	31,3	40,3	36	36,4	38,5	43,9	53,9	41,8		38,4
6,1	6,05	5,95		6,05			6,1	7,09	6,31	6,1		6,05
6,24	6,19	6,06		6,19			6,24	7,24	6,47	6,24		6,19
5,22	5,31	5,26	4,98	5,26	5,44	5,6	5,8	5,26	5,41	5,46		
1,12	1,11	1	1,11	1,16	11,1	1,12	1,14	1,21	1,22	1,12		1,11

## ОПТИМИЗАЦИЯ ОДНОТРУБНЫХ ТУПИКОВЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

### Описание программы ОРГАС-23/32

Программа ОРГАС-23/32 предназначена для оптимизации однотрубных тупиковых систем водяного отопления с емкими нагревательными приборами и следующими вариантами стояков \*:

- со смещенными замыкающими участками и кранами двойной регулировки;
- с центральными замыкающими участками и кранами двойной регулировки;
- проточные без регулирующей арматуры;
- проточные с замыкающими участками и трехходовыми кранами.

Схема разводки магистралей может быть как верхней, так и нижней. Трубопроводы приняты водогазопроводные (ГОСТ 3262-62) до диаметра 50 мм и бесшовные (ГОСТ 8732—70\*) — для диаметров свыше 50 мм.

Программа допускает расчет системы до 16 этажей, до 8 тупиков и 16 стояков в каждом тупике. При этом число приборов в каждом тупике не должно превосходить 256. Задачей расчета является определение таких конструктивных элементов системы (диаметров трубопроводов и теплоотдающих поверхностей), которые обеспечили бы индустриальность ее монтажа и качественную эксплуатацию при наименьшей металлоемкости.

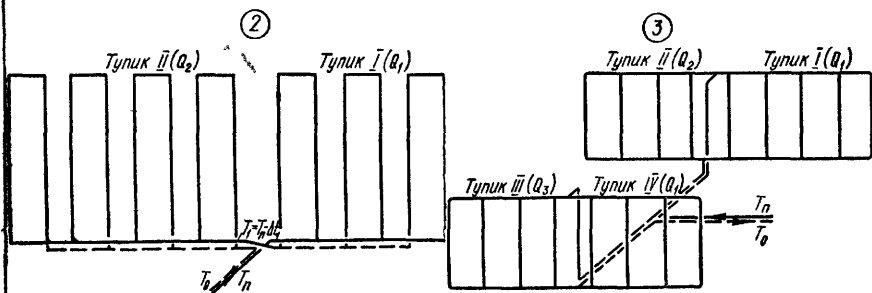
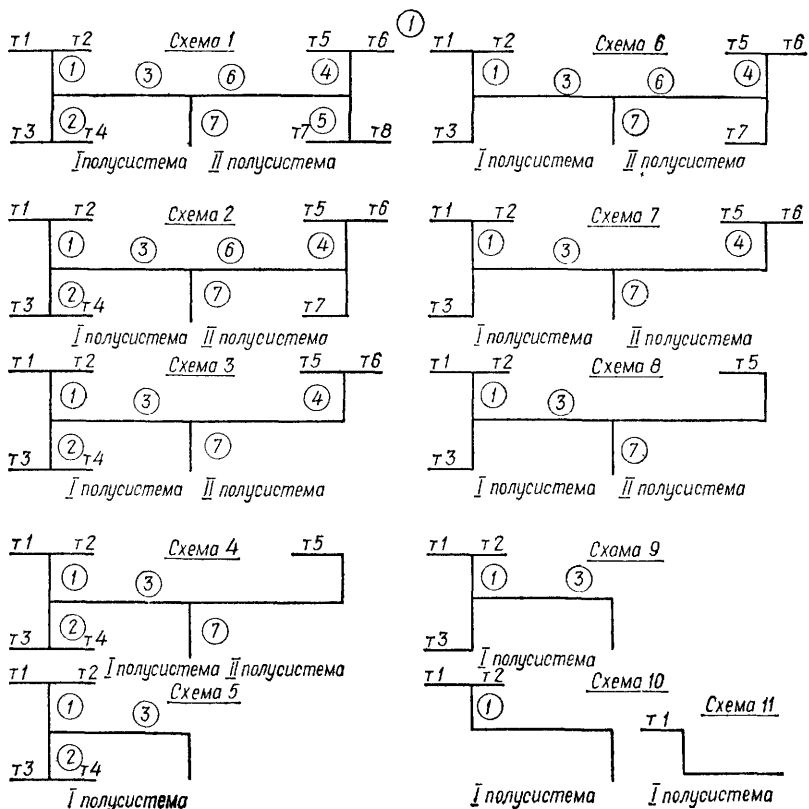
В процессе разработки алгоритма основное внимание уделялось вопросам унификации монтажных работ, в связи с чем расчет обеспечивает выбор стояков типовых схем с однотипными радиаторами узлами без каких-либо сжимов и шайб.

Программа предусматривает тщательный анализ гравитационного напора, возникающего в стояках, учет полезной теплоотдачи стояков и подводов, а также проверку минимальных допустимых расходов в П-образных стояках.

В процессе эксплуатации программы ОРГАС-23/32 было выявлено, что значительное влияние на расход теплоносителя по стоякам оказывает возникающий в них гравитационный напор, и в том случае, когда наложено жесткое ограничение на расходные температурных перепадов по стоякам, возникают ситуации, при которых система не имеет ни одного приемлемого варианта решения.

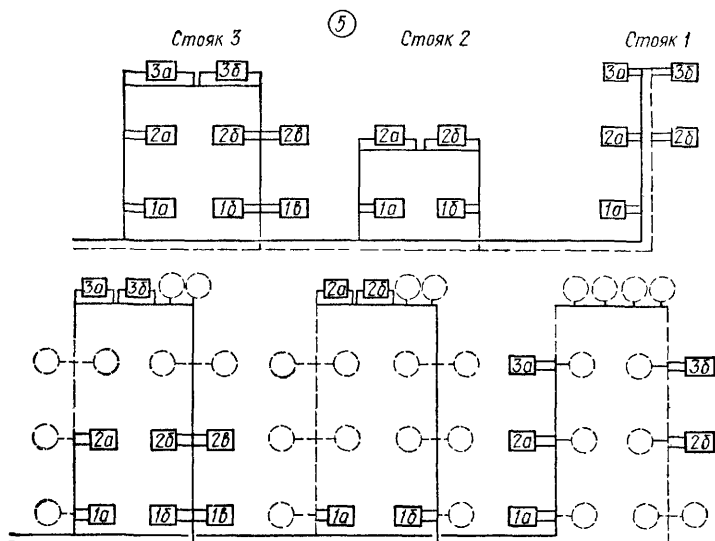
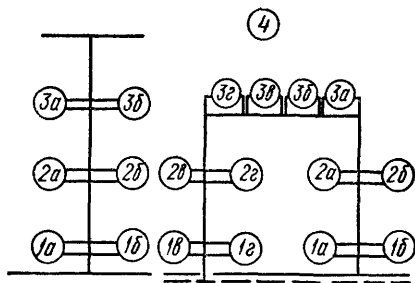
\* Программа разработана инж. Маргулисом Э. Я., канд. техн. наук Чечиком Е. И., Цалем Р. Я. и Ривелисом И. Я.





### Лист X.3. Расчет однотрубных тупиковых систем отопления:

1 — нумерация участков, связывающих тупики, 2 и 3 — последовательная схема подключения тупиков, 4 — мнемосхема стояков системы отопления; 5 — схемы тупика системы отопления.



Анализ расчетов позволил обосновать следующие рекомендации по конструированию систем:

тупиковым системам отопления следует, как правило, отдавать предпочтение перед попутными;

подключение стояков лестничных клеток следует производить по предвключенной схеме;

необходимо соотносить длину тупика с его средней нагрузкой; так для 5-этажных общественных и промышленных зданий без увеличенной остекленности при перепаде температур 95—70 °С и параллельном подключении тупиков длину тупика желательно принимать не выше 30—35 м, для здания высотой в 9 этажей и выше длину можно увеличить до 60 м;

как правило, следует стремиться к максимальной нагрузке стояков, особенно при повышении расчетного температурного перепада в системе, однако не исключен и вариант «перегрузки», особенно при последовательной схеме подключения тупиков;

при недостаточной нагрузке системы, удлиненных тупиках либо повышенных расчетных перепадах температур теплоносителя рекомендуется использовать последовательную схему подключения тупиков, приведенную на листе X.3., рис. 2 и 3.

Таблица X.12. Результаты расчета

Номер участков	Расчетный расход $L_p, \text{ м}^3/\text{ч}$	Длина, м	Диаметр $D, \text{ м}$	Скорость $V_p, \text{ м/с}$	Падение давления $H, \text{ кгс/м}^2$		Количество, шт., и диаметр диафрагмы, м
					по участкам	по ветвям	
0001	3,07	78,00	0,0362	0,8296	3932,39	9167,00	
0002	1,57	15,00	0,0273	0,7456	1367,53	7331,41	
0003	1,57	13,99	0,0273	0,7456	1295,50	7259,38	
0004	1,79	24,00	0,0273	0,8509	2147,20	5511,65	+1 0,0112
0005	1,79	24,00	0,0273	0,8509	2147,20	4528,25	+1 0,0102
0006	0,9743	60,00	0,0222	0,6985	4532,88	6313,59	+1 0,0081
0007	7,69	20,00	0,0538	0,9390	5714,52	7495,22	+1 0,0258
0010	3,14	24,00	0,0362	0,8481	729,26		+1 0,0161
0011	6,22	35,00	0,0421	1,24	1870,15		
0012	8,01	40,00	0,0538	0,9787	983,40		
0013	9,81	32,00	0,0538	0,19	1174,09		
0014	8,66	20,00	0,0538	0,05	573,74		
0015	18,47	37,00	0,0699	0,33	1206,96		

Диаметр $D, \text{ м}$	Поверхность $F, \text{ м}^2$	Длина, $L, \text{ м}$
0,0222	5,31	60,00
0,0273	8,05	76,99
0,0362	13,52	101,99
0,0421	5,28	35,00
0,0538	21,04	111,99
0,0699	8,83	37,00

Давление насоса 10000,00 кгс/м<sup>2</sup>

Температурный перепад в  $n$ -ом тупике, подключенном по последовательной схеме определяется по формуле

$$\Delta t_n = Q_n \frac{\Delta T}{\Sigma Q},$$

где  $Q_n$  — тепловая нагрузка на тупик;

$\Sigma Q$  — то же, на систему;

$\Delta T$  — расчетный перепад температур в системе.

Рекомендуется при последовательной схеме подключения первоначально подавать теплоноситель в более нагруженные тупики.

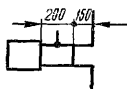
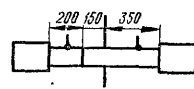

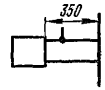
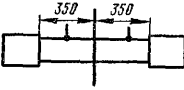

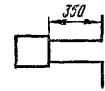
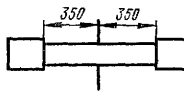
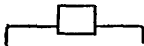
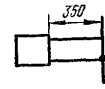
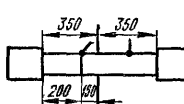
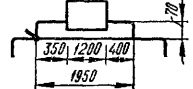
В участках, связывающих тупики, машина допускает отступление от условия «телескопичности», при котором диаметр последующего участка не может быть меньше диаметра предыдущего.

## Задание исходной информации

Оформление задания на расчет состоит в вычерчивании схемы системы, нумерации тупиков, участков, связывающих тупики, и стояков, в нанесении тепловых нагрузок на приборы, указании температур внутреннего воздуха, числа отводов, длин стояков и магистралей (в сумме по подающей и обратной магистралям).

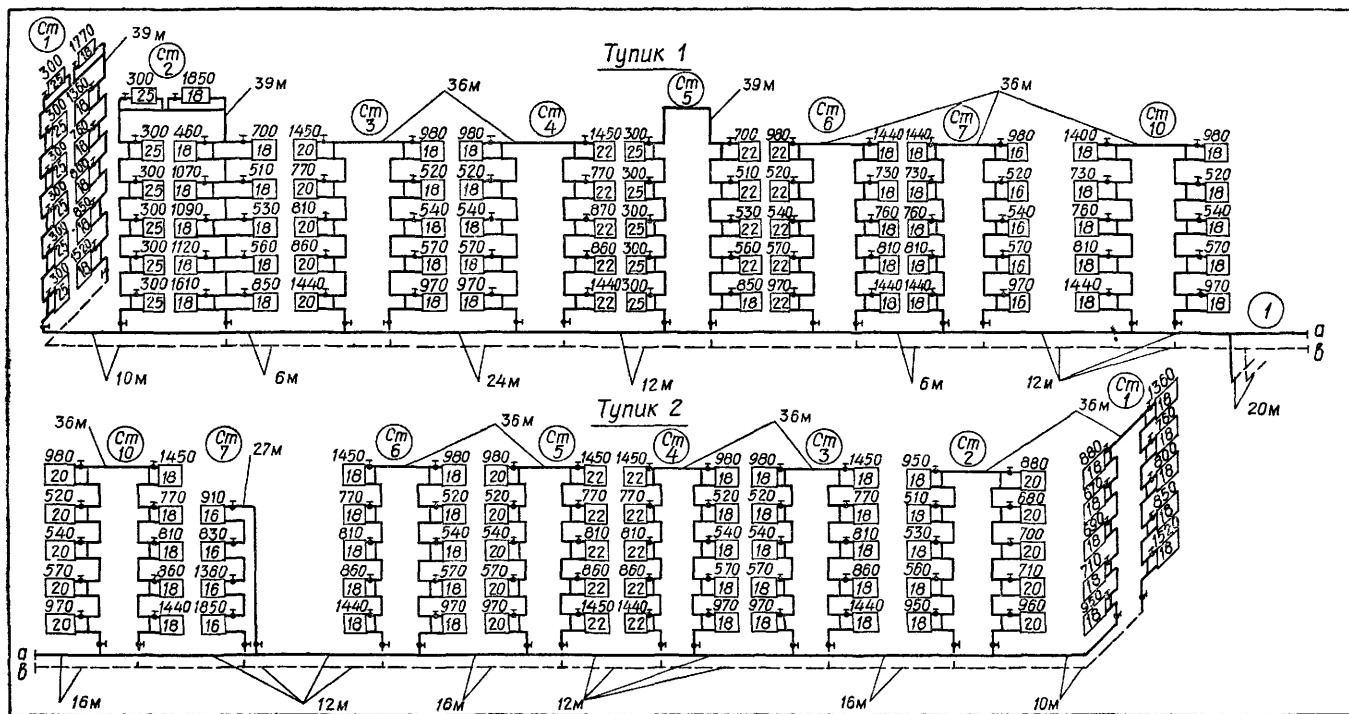
Тупики нумеруются в десятичной системе счисления и в произвольном порядке, стояки — в восьмеричной системе счисления (отсутствуют числа 8 и 9) индивидуально для каждого тупика, начиная с наиболее отдаленного стояка. На каждом стояке рядом с его действительным номером записывается машинный (лист X.3, рис. 1).

Т а б л и ц а X.13. Шифры схем подключения нагревательных приборов

Шифр схемы	Подключение		
	одностороннее	двустороннее	«снизу — вниз»
1			
2			
3			
4			

При определении длин стояков и количества отводов следует учесть, что все отводы и длины подводок, указанные в конструкциях радиаторных узлов в табл. X.13, программа учитывает автоматически и записывать их в задании не следует. Для универсальности задания информации разработана мнемосхема стояков (лист X.3, рис. 4). Как следует из мнемосхемы, (на верхнем этаже П-образных систем всегда предусматривается подключение нагревательных приборов по схеме «снизу — вниз».

Наличие нулевой нагрузки на каком-либо приборе означает отсутствие этого прибора. Например, на подъемном стояке П-образной системы, как известно, возможно только одностороннее подключение, поэтому приборы 1а и 2а или 1б и 2б будут записываться всегда с нулевой нагрузкой.



Лист X.4. Схема однотрубной системы отопления.

Таблица X.14. Характеристика системы (форма 1)

Служебная информация		Величина	Единица измерения	Наименование	Пояснения	
Граница ввода						
0046/	+	56	руб/м <sup>3</sup>	Стоимость изоляции	Принимается по табл. X. 11 Задается в пределах 0,03—0,04 м. Предполагается изоляция подающего трубопровода и главного стояка Определяется условиями размещения нагревательных приборов. Задается на 5—12° С ниже температуры обратной воды Задается максимальная возможная потеря давления в системе Задается температура теплоносителя в подающей магистрали на вводе системы Задается перепад температур теплоносителя на вводе системы. Определяется как частное от деления высоты здания на число этажей — Принимается по табл. X 11 Выбирается из альбома оборудования «Нагревательные приборы» А6-54 (1972 г.) Принимается по табл. X. 11 в зависимости от района строительства Выбирается по табл. 12—17. «Справочника проектировщика» ч. 1 (1969 г.) Наибольшее число тупиков может быть равно 4 При отсутствии 2-й полусистемы записывают ноль 0 — система с верхней разводкой, 1 — система с П-образными стояками Задается номер тупика, в котором частное от деления нагрузки на число стояков является наибольшим	
	+	0,04	м	Толщина изоляции		
	+	60	°С	Минимальная допустимая температура $T_{обр}$		
	+	1100	кг/м <sup>2</sup>	Располагаемый напор		
	+	95	°С	Температура $T_{под}$		
	+	25	°С	Перепад температур		
	+	3	м	Средняя высота этажа		
	+	1	—	—		
	+	5,29	руб/экм	Стоимость нагревательных приборов Поверхность теплоотдачи одной секции		
	+	0,35	экм			
	+	0,299	м <sup>2</sup>			
	+	1	—			
	+	1	—	Коэффициент на способ установки приборов		
			2	шт.		Количество тупиков в первой полусистеме
			0	шт.		Тоже, во второй
(8)		1	шт	Признак конструкции системы		
		1	—	Номер тупика с максимальной нагрузкой		

Таблица X.15. Характеристика общих магистральных участков (форма 2)

Служебная информация	Номера магистральных участков							Единица измерения	Наименование	Пояснения	
	1	2	3	4	5	6	7				
0022/	+	40							<i>м</i>	Длина магистральных участков, связывающих тупики, в сумме по подающей и обратной магистралям	При отсутствии какого-либо магистрального участка записывается нуль
0031/	(8)	2							шт.	Количество отводов на магистральных участках в сумме по подающей и обратной магистралям в восьмеричной системе счисления	То же
		Граница ввода									

Таблица X. 16. Характеристика тупика № 1 (форма 3)

Служебная информация	Величина	Единица измерения	Наименование	Пояснения		
					Граница ввода	
10 076/		6	шт.	Количество этажей	Задается максимальное число этажей в тупике, включая фиктивные, в восьмеричной системе Задается в восьмеричной системе и проверяется общее число приборов по табл. X. 20. Число стояков не должно превосходить 20 Подводки с утками Подводки без уток (ненужное зачеркнуть)	
	+	8	10	»		Количество стояков
		1	»	Наличие уток		
		∅	»			

Служебная ин- формация	Номера стояков (машинные/действительные)																			Единица изме- рения	Наименование	Пояснение
	1/	2/	3/	4/	5/	6/	7/	10/	11/	12/	13/	14/	15/	16/	17/	20/						
10 101/	1	1	1	1	1	1	1	1												—	Шифры схем подключения нагревательных приборов в каждом стояке	См. табл. X.13
10 121/	0	0	0	0	4															шт.	Количество отводов на стояках в восьмеричной системе кроме отводов, имеющих в схемах подключения	При отсутствии записывается ноль
10 141/	2																			шт.	Количество отводов на участках разводок перед стояками в восьмеричной системе	То же
10 161/	$\overset{+10}{39}$	39	36	36	36	36	36													м	Длины стояков	При отсутствии стояков запись длины не производится
10 201/	$\overset{+10}{10}$	16	24	12	12	16	12													м	Длины разводящих магистралей перед стояками в сумме по подающей и обратной разводкам	То же



Таблица X.17. Нагрузка на приборы и температура воздуха в помещениях (форма 4)

Службная информация	Левый прибор				Правый прибор				Номер стояка (карандашом)
	Нагрузка, ккал/ч		Температура °С		Нагрузка, ккал/ч		Температура °С		
10 221/	+	300	+	25	+	0		0	Ст. 1
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	1770	+	18	+	0		0	
	+	1360	+	18	+	0		0	
	+	760	+	18	+	0		0	
	+	800	+	18	+	0		0	
	+	850	+	18	+	0		0	
	+	1520	+	18	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	1850	+	18	+	0		0	
	+	460	+	18	+	700	+	18	
	+	1070	+	18	+	510	+	18	
	+	1090	+	18	+	530	+	18	
	+	1120	+	18	+	560	+	18	
	+	1610	+	18	+	850	+	18	
	+	1440	+	20	+	0		0	
	+	860	+	20	+	0		0	
	+	810	+	20	+	0		0	
	+	770	+	20	+	0		0	
	+	1450	+	20	+	0		0	
	+	0	+	0	+	0		0	
	+	0	+	0	+	0		0	
	+	980	+	18	+	0		0	
	+	920	+	18	+	0		0	
	+	540	+	18	+	0		0	
	+	570	+	18	+	0		0	
	+	970	+	18	+	0		0	
	+	970	+	18	+	0		0	
	+	570	+	18	+	0		0	
	+	540	+	18	+	0		0	
	+	520	+	18	+	0		0	
	+	980	+	18	+	0		0	
+	0	+	0	+	0		0		
+	0	+	0	+	0		0		
+	1450	+	22	+	0		0		
+	770	+	22	+	0		0		
+	810	+	22	+	0		0		
+	860	+	22	+	0		0		
+	1440	+	22	+	0		0		
+	300	+	25	+	0		0		
+	300	+	25	+	0		0		
+	300	+	25	+	0		0		

Службная информация	Левый прибор				Правый прибор				Номер стояка (карандашом)
	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	300	+	25	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	700	+	22	+	0		0	Ст. 5
	+	510	+	22	+	0		0	
	+	530	+	22	+	0		0	
	+	560	+	22	+	0		0	
	+	850	+	18	+	0		0	
	+	970	+	22	+	0		0	
	+	570	+	22	+	0		0	
	+	540	+	22	+	0		0	
	+	520	+	22	+	0		0	
	+	980	+	22	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	Ст. 6
	+	0		0	+	0		0	
	+	1400	+	18	+	0		0	
	+	730	+	18	+	0		0	
	+	760	+	18	+	0		0	
	+	810	+	18	+	0		0	
	+	1440	+	18	+	0		0	
	+	1440	+	18	+	0		0	
	+	810	+	18	+	0		0	
	+	760	+	18	+	0		0	
	+	730	+	18	+	0		0	
	+	1400	+	18	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	Ст. 7
	+	0		0	+	0		0	
	+	980	+	16	+	0		0	
	+	520	+	16	+	0		0	
	+	540	+	16	+	0		0	
	+	570	+	16	+	0		0	
	+	970	+	16	+	0		0	
	+	1440	+	18	+	0		0	
	+	810	+	18	+	0		0	
	+	760	+	18	+	0		0	
	+	730	+	18	+	0		0	
	+	1400	+	18	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	Ст. 10
	+	0		0	+	0		0	
	+	980	+	18	+	0		0	
	+	520	+	18	+	0		0	
	+	540	+	18	+	0		0	
	+	570	+	18	+	0		0	
	+	970	+	18	+	0		0	

Граница ввода

Примечание. При использовании формы для продолжения записи зачеркнуть цифру 10 221 в графе «Службная информация». После всех нагрузок записать «Граница ввода».

При задании исходных данных этажность принимается общей для всех стояков каждого тупика.

В то же время может встретиться часть стояков с меньшим числом этажей, у других на верхнем этаже приборы будут подключены не по схеме «снизу — вниз», а по схемам «снизу — вверх» или «сверху — вниз». Во всех подобных случаях стояки приводятся к типовой шемосхеме, как правило, путем добавления фиктивного этажа или фиктивной вставки.

На листе X.3, рис. 5 приведена действительная и преобразованная схема 3-этажного тупика. Фиктивные вставки, этажи и приборы нанесены пунктиром. На верхнем этаже первого стояка установлены приборы по схеме «снизу — вверх» и «сверху — вниз», что соответствует только нижним этажам, в связи с этим к первому стояку добавлен фиктивный четвертый этаж. Второй стояк имеет лишь два этажа, однако верхние приборы подключены по схеме «снизу — вниз», поэтому оба прибора «подняты» на 4-й этаж и сделана фиктивная вставка на 2-м и 3-м этаже.

Третий стояк не претерпел бы изменений, если бы в первом стояке не потребовалось добавить этаж. Для сохранения схемы верхние приборы 3а и 3б подняты на 4-й этаж, а 3-й этаж снабжен фиктивной вставкой.

Задание исходной информации производится на специальных бланках, имеющих 4 формы.

Первая форма является общей для всей системы, 2, 3 и 4-я заполняются для каждого тупика отдельно.

Все необходимые пояснения по заполнению первых трех форм включены в бланки. При заполнении 4-й формы следует учитывать, что в случае односторонней подводки записываются данные только для левого прибора, а на место правого заносятся нули. При двусторонней подводке в качестве левого принимается прибор, в сторону которого смещен замыкающий участок. Знак при температуре воздуха определяет наличие (плюс) или отсутствие (минус) стояка в помещении, отапливаемом рассматриваемым прибором. При скрытой прокладке стояков записывается знак «минус».

После заполнения бланки нумеруются и передаются для перфорации.

В табл. X.14—X.19 приводятся формы бланков с контрольным примером, представляющим расчет системы из 2 тупиков (лист X.4).

## Результаты расчета

Перед счетом каждой задачи программа ОРГАС-23/32 производит печать исходных данных. Признаком наиболее часто встречающейся ошибки — сдвига, является печать числа 07777777. Печать исходных данных производится в нормализованном виде, т. е. печатается знак числа, мантисса из 7 цифр, знак порядка, порядок из двух цифр. Примеры чтения нормализованных чисел:

$+2999999 + 02 = 30$ ;  $+1250000 + 00 = 0,125$ ;

$-9312000 + 01 = -9,312$ ;  $-1230000 - 02 = -0,00123$ .

Порядок распечатки исходных данных легко проследить на контрольном примере (табл. X.21).

Печать результатов также целесообразно рассмотреть на примере расчета (табл. X.22).

При разработке программы сознательно допущена возможность нарушения «телескопичности» для магистралей — связок и участков-разводок к последнему стояку каждого тупика, при котором диаметр последующего участка может оказаться меньше диаметра предыдущего.

Расшифровка кодов радиаторных узлов производится при помощи табл. X.23—X.26.

В некоторых случаях машина печатает не расчетный, а действительный расход теплоносителя в системе соответствующей полученной в процессе расчета разности температур. Изредка в объемах работ печатается арматура, которая в системе не предусмотрена; при этом ее не следует включать в спецификацию. Также встречаются случаи безостановочной работы машины (зацикливания). Как правило, происходит это при недостатке располагаемого давления на систему; при его повышении зацикливание исчезает.

В результате расчета печатаются следующие величины, общие для всей системы:

W — стоимость материалов и монтажа системы в руб.;

Таблица X.18. Характеристика тупика № 2 (форма 3)

Служебная информация	Величина	Единица измерения	Наименование	Пояснения																
					Граница ввода															
10 076/	+ <sub>8</sub>	5	шт.	Количество этажей	Задается максимальное число этажей в тупике, включая фиктивные, в восьмеричной системе Задается в восьмеричной системе и проверяется общее число приборов по табл. X. 20. Число не должно превосходить 20 Подводки с утками Подводки без уток  (ненужное зачеркнуть)															
		10	»	Количество стояков																
		1 ∅	»	Наличие уток																
Служебная информация	Номера стояков (машинные/действительные)																Единица измерения	Наименование	Пояснения	
	1/	2/	3/	4/	5/	6/	7/	10/	11/	12/	13/	14/	15/	16/	17/	20/				
10 101/	1	1	1	1	1	1	3	1										—	Шифры схем подключения нагревательных приборов в каждом стояке	См. табл. X. 13 При отсутствии записывается ноль То же
10 121/																		шт.	Количество отводов на стояках в восьмеричной системе, кроме отводов имеющихся в схемах подключения	
10 141/	2																	»	Количество отводов на участках разводок перед стояками в восьмеричной системе	То же  При отсутствии стояков запись длины не производится То же
10 161/	+ <sub>10</sub> 36	36	36	36	36	36	27	36										м	Длины стояков	
10 201/	+ <sub>10</sub> 10	16	12	12	16	12	12	16										м	Длины разводящих магистралей перед стояками в сумме по подающей и обратной разводкам	

Таблица X. 19. Нагрузка на приборы и температура воздуха в помещениях (форма 4 для тупика 2)

Служебная информация	Левый прибор				Правый прибор				Номер стойка (крандшлом)
	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	Нагрузка, ккал/ч	Температура °С	
10 221/	+	950	+	18	+	0		0	Ст. 1
	+	710	+	18	+	0		0	
	+	690	+	18	+	0		0	
	+	670	+	18	+	0		0	
	+	880	+	18	+	0		0	
	+	1360	+	18	+	0		0	
	+	760	+	18	+	0		0	
	+	800	+	18	+	0		0	
	+	850	+	18	+	0		0	
	+	1520	+	18	+	0		0	
	+	960	+	20	+	0		0	
	+	710	+	20	+	0		0	
	+	700	+	20	+	0		0	
	+	680	+	20	+	0		0	
	+	880	+	20	+	0		0	
	+	950	+	18	+	0		0	
	+	510	+	18	+	0		0	
	+	530	+	18	+	0		0	
	+	560	+	18	+	0		0	
	+	950	+	18	+	0		0	
	+	970	+	18	+	0		0	
	+	570	+	18	+	0		0	
	+	540	+	18	+	0		0	
	+	520	+	18	+	0		0	
	+	980	+	18	+	0		0	
	+	1450	+	18	+	0		0	
	+	770	+	18	+	0		0	
	+	810	+	18	+	0		0	
	+	860	+	18	+	0		0	
	+	1440	+	18	+	0		0	
	+	970	+	18	+	0		0	
	+	570	+	18	+	0		0	
	+	540	+	18	+	0		0	
	+	520	+	18	+	0		0	
	+	980	+	18	+	0		0	
	+	1450	+	22	+	0		0	
	+	770	+	22	+	0		0	
	+	810	+	22	+	0		0	
	+	860	+	22	+	0		0	
	+	1440	+	22	+	0		0	
	+	970	+	20	+	0		0	
	+	570	+	20	+	0		0	
	+	540	+	20	+	0		0	
	+	520	+	20	+	0		0	
	+	980	+	20	+	0		0	
	+	1450	+	22	+	0		0	
	+	770	+	22	+	0		0	
	+	810	+	22	+	0		0	
+	860	+	22	+	0		0		
+	1450	+	22	+	0		0		
+	970	+	18	+	0		0		

Служебная информация	Левый прибор				Правый прибор				Номер стояка (карандашом)
	Нагрузка, ккал/ч		Температура °С		Нагрузка, ккал/ч		Температура °С		
	+	570	+	18	+	0		0	Ст. 6
	+	540	+	18	+	0		0	
	+	520	+	18	+	0		0	
	+	980	+	18	+	0		0	
	+	1450	+	18	+	0		0	
	+	770	+	18	+	0		0	
	+	810	+	18	+	0		0	
	+	860	+	18	+	0		0	
	+	1440	+	18	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	0		0	+	0		0	
	+	310	+	16	+	0		0	
	+	830	+	16	+	0		0	
	+	1360	+	16	+	0		0	
	+	1850	+	16	+	0		0	
	+	970	+	20	+	0		0	
	+	570	+	20	+	0		0	
	+	540	+	20	+	0		0	
	+	520	+	20	+	0		0	
	+	980	+	20	+	0		0	
	+	1450	+	18	+	0		0	
	+	770	+	18	+	0		0	
	+	810	+	18	+	0		0	
	+	880	+	18	+	0		0	
	+	1440	+	18	+	0		0	
Граница ввода									

Примечание. При использовании формы для продолжения записи зачеркнуть цифру 10 221 в графе «Служебная информация». После всех нагрузок записать «Граница ввода».

$S$  — удельная гидравлическая характеристика в  $\frac{\text{кгс}/\text{м}^2}{(\text{кг}/\text{ч})^2}$ ;

$Q$  — тепловая нагрузка в ккал/ч;

$G$  — расход теплоносителя в кг/ч (в некоторых случаях печатается не расчетный расход теплоносителя, а действительный, равный  $\frac{Q}{\Delta t}$ );

$H$  — потеря давления в кгс/м<sup>2</sup>;

$\Delta t$  — действительный температурный перепад в °С;

$\{D\}_m$  — диаметры магистральных участков, соединяющих тупики, в мм.

Затем печатаются эти же данные ( $W, S, Q, G, H, \Delta t$ ) для рассматриваемого тупика. После этого печатаются:  $\{k\}_t$  — типы радиаторных узлов по стоякам (см. табл. X.23—X.26);

$\{D\}_t$  — диаметры магистральных участков перед стояками в мм;

$\{\Delta t\}_t$  — температурные перепады в стояках в °С;

$\{n\}_t$  — номера стояков и количество секций в приборах (рассматривается в порядке, аналогичном записи тепловых нагрузок и температур внутреннего воздуха).

Таблица X. 20. Число приборов в тупике

Число стояков	Число этажей															
	1	2	3	4	5	6	7	10	11	12	13	14	15	16	17	20
1	$\frac{2}{4}$	$\frac{4}{8}$	$\frac{6}{12}$	$\frac{8}{16}$	$\frac{10}{20}$	$\frac{12}{24}$	$\frac{14}{28}$	$\frac{16}{32}$	$\frac{18}{36}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{22}{44}$	$\frac{24}{48}$	$\frac{26}{52}$	$\frac{28}{56}$	$\frac{30}{60}$	$\frac{32}{64}$
2	$\frac{4}{8}$	$\frac{8}{16}$	$\frac{12}{24}$	$\frac{16}{32}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{24}{48}$	$\frac{28}{56}$	$\frac{32}{64}$	$\frac{36}{72}$	$\frac{40}{80}$	$\frac{44}{88}$	$\frac{48}{86}$	$\frac{52}{104}$	$\frac{56}{112}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{64}{128}$
3	$\frac{6}{12}$	$\frac{12}{24}$	$\frac{18}{36}$	$\frac{24}{48}$	$\frac{30}{60}$	$\frac{36}{72}$	$\frac{42}{84}$	$\frac{48}{56}$	$\frac{54}{108}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{66}{132}$	$\frac{72}{144}$	$\frac{78}{156}$	$\frac{84}{168}$	$\frac{90}{180}$	$\frac{96}{192}$
4	$\frac{8}{16}$	$\frac{16}{32}$	$\frac{24}{48}$	$\frac{32}{64}$	$\frac{40}{80}$	$\frac{48}{96}$	$\frac{56}{112}$	$\frac{64}{128}$	$\frac{72}{144}$	$\frac{80}{160}$	$\frac{88}{176}$	$\frac{96}{208}$	$\frac{104}{208}$	$\frac{112}{224}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{128}{256}$
5	$\frac{10}{20}$	$\frac{20}{40}$	$\frac{30}{60}$	$\frac{40}{80}$	$\frac{50}{100}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{70}{140}$	$\frac{80}{160}$	$\frac{90}{180}$	$\frac{100}{200}$	$\frac{110}{220}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{130}{240}$	$\frac{140}{240}$	$\frac{150}{240}$	$\frac{160}{240}$
6	$\frac{12}{24}$	$\frac{24}{48}$	$\frac{36}{72}$	$\frac{48}{96}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{72}{144}$	$\frac{84}{168}$	$\frac{96}{192}$	$\frac{108}{216}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{132}{240}$	$\frac{144}{240}$	$\frac{156}{240}$	$\frac{168}{240}$	$\frac{180}{240}$	$\frac{194}{240}$
7	$\frac{14}{28}$	$\frac{28}{56}$	$\frac{42}{84}$	$\frac{56}{112}$	$\frac{70}{140}$	$\frac{84}{168}$	$\frac{98}{196}$	$\frac{112}{224}$	$\frac{126}{252}$	$\frac{140}{252}$	$\frac{154}{252}$	$\frac{168}{252}$	$\frac{182}{252}$	$\frac{196}{252}$	$\frac{210}{252}$	$\frac{224}{252}$
10	$\frac{16}{32}$	$\frac{32}{64}$	$\frac{48}{96}$	$\frac{64}{128}$	$\frac{80}{160}$	$\frac{96}{192}$	$\frac{112}{224}$	$\frac{128}{256}$	$\frac{144}{256}$	$\frac{160}{256}$	$\frac{176}{256}$	$\frac{192}{256}$	$\frac{208}{256}$	$\frac{224}{256}$	$\frac{240}{256}$	$\frac{256}{256}$

11	$\frac{18}{36}$	$\frac{36}{72}$	$\frac{54}{108}$	$\frac{72}{144}$	$\frac{90}{180}$	$\frac{108}{216}$	$\frac{126}{216}$	$\frac{144}{216}$	$\frac{162}{216}$	$\frac{180}{216}$	$\frac{198}{216}$	$\frac{216}{216}$	$\frac{234}{216}$	$\frac{252}{216}$
12	$\frac{20}{40}$	$\frac{40}{80}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{80}{160}$	$\frac{100}{200}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{140}{240}$	$\frac{160}{240}$	$\frac{180}{240}$	$\frac{200}{240}$	$\frac{220}{240}$	$\frac{240}{240}$		
13	$\frac{22}{44}$	$\frac{44}{88}$	$\frac{66}{132}$	$\frac{88}{176}$	$\frac{110}{220}$	$\frac{132}{220}$	$\frac{154}{220}$	$\frac{176}{220}$	$\frac{198}{220}$	$\frac{220}{220}$	$\frac{242}{220}$			
14	$\frac{24}{48}$	$\frac{48}{96}$	$\frac{72}{144}$	$\frac{96}{192}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{144}{240}$	$\frac{168}{240}$	$\frac{192}{240}$	$\frac{216}{240}$	$\frac{240}{240}$				
15	$\frac{26}{52}$	$\frac{52}{104}$	$\frac{78}{156}$	$\frac{104}{208}$	$\frac{130}{208}$	$\frac{156}{208}$	$\frac{182}{208}$	$\frac{208}{208}$	$\frac{234}{208}$					
16	$\frac{28}{56}$	$\frac{56}{112}$	$\frac{84}{168}$	$\frac{112}{224}$	$\frac{140}{224}$	$\frac{168}{224}$	$\frac{196}{224}$	$\frac{224}{224}$	$\frac{252}{224}$					
17	$\frac{30}{60}$	$\frac{60}{120}$	$\frac{90}{180}$	$\frac{120}{240}$	$\frac{150}{240}$	$\frac{180}{240}$	$\frac{210}{240}$	$\frac{240}{240}$						
20	$\frac{32}{64}$	$\frac{64}{128}$	$\frac{96}{192}$	$\frac{128}{256}$	$\frac{160}{256}$	$\frac{194}{256}$	$\frac{124}{256}$	$\frac{256}{256}$						

Количество приборов в схеме как с верхней так и с нижней разводкой в этой части превосходит 256.

Примечания. 1 Число этажей и стояков дано в восьмеричной системе, число приборов — в десятичной.  
2. В числителе — система с верхней разводкой, в знаменателе — П-образная система.



Таблица X.21. Печать исходных данных (программа ОРГАС = 23/32)

Характеристика системы			Характеристика общих магистральных участков	
БПМ	+000000056	+00000 299	+000000040	+00000000000
БПМ	+000000 04	+000000001	+000000000	+00000000000
БПМ	+000000060	+000000001	+000000000	+00000000000
БПМ	+000001100		+000000000	+00000000000
БПМ	+000000095		+000000000	+00000000000
БПМ	+000000025	+00000000002	+000000000	+00000000000
БПМ	+000000003	+00000000000	+000000000	+00000000006
БПМ	+000000001	+00000000001		+00000000010
БПМ	+000000 29	+00000000001		+00000000001
БПМ	+000000 35		+00000000002	
		Количество отводов на стойках	Количество отводов на разводках	Длины стояков
БПМ				
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000002	+000000039
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000000	+000000039
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000000	+000000039
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000000	+000000036
БПМ	+00000000001	+00000000004	+00000000000	+000000039
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000000	+000000036
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000000	+000000036
БПМ	+00000000001	+00000000000	+00000000000	+000000036
БПМ				
	Длины разводов	Стойка I		
БПМ			+000000000	+000000000
БПМ	+000000010		+000000000	+000000000
БПМ	+000000006	+00000000001		
БПМ	+000000024	+000000300 Q	+000000300	+000000300
БПМ	+000000012	+000000025 Δt	+000000025	+000000025

Тупик 1

БПМ	+00000012	+00000000	+00000000	+00000000
БПМ	+00000006	+00000000	+00000000	+00000000
БПМ	+00000012			
БПМ	+00000012	+00000300	+00000300	+00000300
БПМ		+00000025	+00000025	+00000025
БПМ	+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
БПМ	+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
БПМ				Стойк 2
БПМ	+00001770	+00000760	+00000850	+00000000002
БПМ	+00000018	+00000018	+00000018	+00000300
БПМ	+00000000	+00000000	+00000000	+00000025
БПМ	+00000000	+00000000	+00000000	+00000000
БПМ				
БПМ	+00001360	+00000800	+00001520	
БПМ	+00000018	+00000018	+00000018	+00000030

Примечание. Здесь приведен фрагмент листа.

Таблица X.22. Результаты расчета (программа ОРГАС = 23/32)

БПМ	+2726238 + 04 W		Ходы радиа- торных узлов	Диаметры магистраль- ных участков
БПМ	+3573298 - 04 s		+00000000004	+2499999 + 02
БПМ	+1351699 + 06 Q = 135170 ккал/ч	Тупик 1	+00000000005	+2499999 + 02
БПМ	+5511947 + 04 G = 5512 кгс/ч	+1393979 + 04W	+00000000003	+3199999 + 02
БПМ		+1120083 - 03 s	+00000000003	+3199999 + 02
БПМ		+6964000 + 05 Q	+00000000003	+4999999 + 02
БПМ	+1085623 + 04 H = 1086 кгс/м <sup>2</sup>	+2865118 + 04G	+00000000001	+4999999 + 02
БПМ			+00000000002	+4999999 + 02
БПМ	+2452309 + 02 Δt = 24,52° C	+9194652 + 03H	+00000000002	+3999999 + 02
БПМ			+00000000002	Разность температур на стояке
БПМ	+6999999 + 02 D = 70 мм	+2430615 + 02Δt		+2360630 + 02

БПМ	+ 2727658 + 02	+ 2999999 + 01 $n = 3$ секции	+ 0000000 + 00	
БПМ	+ 2678903 + 02	+ 0000000 + 00		+ 7999999 + 01 $n = 8$
БПМ	+ 2349171 + 02		+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00
БПМ	+ 2275294 + 02	+ 2999999 + 01 $n = 3$	+ 0000000 + 00	
БПМ	+ 2357564 + 02	+ 0000000 + 00		+ 3999999 + 01
БПМ	+ 2331194 + 02		+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00
БПМ	+ 2269788 + 02	+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00	
БПМ	Стояк 1	+ 0000000 + 00		+ 4999999 + 01 $n = 5$
БПМ	+ 000000000001		+ 1099999 + 02 $n = 11$	+ 0000000 + 00
БПМ		+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00	
БПМ	+ 4666666 + 01 $n = 5$	+ 0000000 + 00		+ 2999999 + 01
БПМ	+ 0000000 + 00		+ 2999999 + 01	+ 3999999 + 01
БПМ		+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00	
БПМ	+ 1199999 + 02 $n = 12$	+ 0000000 + 00		+ 5999999 + 01
БПМ	+ 0000000 + 00		+ 2999999 + 01	+ 2999999 + 01
БПМ		+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00	
БПМ	Стояк 2	+ 0000000 + 00		+ 6999999 + 01
БПМ	+ 000000000002		+ 1199999 + 02	+ 2999999 + 01
БПМ		+ 2999999 + 01	+ 0000000 + 00	+ 7999999 + 01
БПМ	+ 2999999 + 01 $n = 3$	+ 0000000 + 00		
Спецификация материалов				
БПМ	+ 0000000 + 00			+ 1999999 + 02 4 секции = 20 шт.
БПМ		+ 5999999 + 01		+ 2499999 + 02 5 секций = 25 шт.
БПМ	+ 5999999 + 01	+ 0000000 + 00		+ 1999999 + 02 6
БПМ	+ 0000000 + 00			+ 1199999 + 02 7
БПМ		+ 6999999 + 01		+ 2999999 + 01 8
БПМ	+ 10999999 + 02	+ 0000000 + 00	+ 3195500 + 03 $\Sigma F$ экм	+ 4999999 + 01 9
БПМ	+ 00000000 + 00		+ 2729869 + 03 $\Sigma F$ м <sup>2</sup>	+ 3999999 + 01 10
БПМ		+ 1599999 + 02	Выборка приборов	+ 6999999 + 01 11
БПМ	+ 49999999 + 01	+ 0000000 + 00	+ 0000000 + 00 2 секции	+ 3999999 + 01 12
БПМ	+ 00000000 + 00		+ 5599999 + 02 3 » = 56 шт.	+ 1999999 + 01 13

БПМ	+ 9999999 + 00	14 секций =	+ 0000000 + 00	+ 1999999 + 01	} 2 вентиля Ø 40	+ 1124999 + 03	Ø 25
		= 1 шт.					
БПМ	+ 19999999 + 01	15 секций =	+ 0000000 + 00	+ 3999999 + 02	} 2 вентиля Ø 50	+ 8800000 + 02	Ø 32
		= 1 шт.					
БПМ	+ 19999999 + 01	16 секций =	+ 0000000 + 00			+ 1200000 + 02	Ø 40
		= 1 шт.					
БПМ	+ 00000000 + 00		+ 0000000 + 00	+ 1999999 + 01	} 2 вентиля Ø 50	+ 5800000 + 02	Ø 50
БПМ	+ 00000000 + 00		+ 0000000 + 00	+ 4999999 + 02			+ 4000000 + 02
БПМ	+ 00000000 + 00		+ 0000000 + 00			+ 0000000 + 00	Ø 80
БПМ	+ 00000000 + 00		+ 0000000 + 00		Длины трубопрово- дов	+ 0000000 + 00	Ø 100
БПМ	+ 00000000 + 00					+ 0000000 + 00	Ø 125
БПМ	+ 00000000 + 00			+ 2113000 + 03	Ø 15 l =	+ 0000000 + 00	
					= 211,3 м		
БПМ	+ 00000000 + 00			+ 4778999 + 03	Ø 20 l =	+ 0000000 + 00	
					= 477,9 м		
БПМ	+ 00000000 + 00						
БПМ	+ 00000000 + 00						
БПМ	+ 1363860 + 01	$V_{из}$					
БПМ	+ 4919684 + 02	$F_{из}$					
БПМ	+ 9967390 + 02	$F_{тр}$					
БПМ		Количество кранов двойной регулировки			Количество пробочных кранов		
БПМ	+ 4599999 + 02	Ø 15 n = 46 шт.		+ 5999999 + 01	Ø 15		
БПМ	+ 1129999 + 03	Ø 20 n = 113 шт.		+ 2199999 + 02	Ø 20		
БПМ	+ 0000000 + 00	Ø 25		+ 3999999 + 01	Ø 25		
БПМ	+ 0000000 + 00	Ø 32		+ 0000000 + 00	Ø 32		

Примечание. Лист результатов расчета приведен в сокращенном виде.

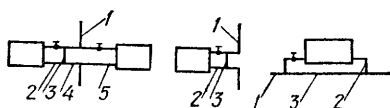
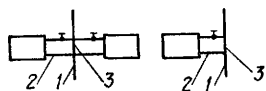


Таблица X. 23. Коды радиаторных узлов к схеме 1

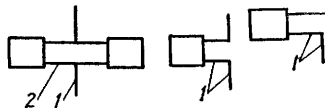
Тип узла и подключения	Номер участка				
	1	2	3	4	5
1	15				•
2	20	15	20	15	
3	20	15	20		
4, схема «снизу — вниз» односторонняя	25	20	15	25	15
То же, двусторонняя	25	15	20	25	15
5	25	20	25		20
6, схема «снизу — вниз» односторонняя	32	25	25		20
То же, двусторонняя	32	20	25		20

Таблица X. 24. Коды радиаторных узлов к схеме 2



Тип узла	Номер участков		
	1	2	3
1	15	20	15
2	20		15
3	20		15
4	25	20	20
5	25	20	20
6	32	20	25

Таблица X. 25. Коды радиаторных узлов к схеме 3



Тип узла	Номер участка	
	1	2
1	15	
2	20	15
3	20	
4	25	20
5	25	
6	32	25

Таблица X. 26. Коды радиаторных узлов к схеме 4

Эскиз	Тип узла	Участки 1—5
	1 2 и 3	15 20

Аналогичные массивы печатаются для каждого тупика. Далее печатается спецификация материалов:

- $\Sigma F_{экм}, \Sigma F_{м^2}$  — поверхность теплоотдачи приборов в *экм* и в *м<sup>2</sup>*;
- $\{m\}$  — выборка числа приборов, собранных из различного числа секций (от 2 до 30; значения при числе секций свыше 30 может отличаться от действительного и нуждается в обязательной проверке);
- $\{n, D_y\}$  — количество и условные диаметры задвижек или вентиляей установленных на тупиках, в шт. и *мм*;
- $\{l\}_d$  — выборка длин трубопроводов по диаметрам в *м*;
- $v_{из}$  — объем материала, необходимого для изоляции (изолируются только горячие магистральные трубы), в *м<sup>3</sup>* (величина  $v_{из}$  нуждается в проверке);
- $F_{из}$  — поверхность изоляции в *м<sup>2</sup>*;
- $F_{тр}$  — поверхность трубопроводов в *м<sup>2</sup>*;
- $p_2$  — количество кранов двойной регулировки диаметром  $d_y = 15; 20, 25$  и  $32$  *мм*;
- $p_3$  — количество трехходовых кранов диаметром  $d_y = 15; 20; 25$  и  $32$  *мм*;
- $p_4$  — количество пробочных кранов, установленных на стояках диаметром  $d_y = 15, 20; 25$  и  $32$  *мм*.
- $p_5$  — количество вентиляей, установленных на стояках диаметром  $d_y = 15; 20; 25$  и  $32$  *мм* (вентили устанавливаются на горячей ветке стояков в системах с теплоносителем более  $100^\circ \text{C}$ ), в остальных случаях на падающей и обратной ветвях устанавливаются пробочные краны.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

## VII. Вентиляция

Общие сведения . . . . .	3
Выбор систем вентиляции (3). Конструктивные указания по устройству систем вентиляции (22).	
Расчет систем вентиляции . . . . .	27
Расчетные данные (27). Определение количества вентиляционного воздуха (36). Расчет воздуховодов (60). $I - d$ -диаграмма влажного воздуха (102).	
Детали устройств, оборудование и его подбор . . . . .	105
Решетки и клапаны (105). Дефлекторы (106). Фильтры (117). Калориферы (120). Вентиляторы (134).	

## VIII. Кондиционирование воздуха

Общие сведения о системах кондиционирования воздуха . . . . .	156
Центральные системы кондиционирования воздуха . . . . .	157
Центральные однозональные прямооточные системы (157). Центральные однозональные системы, работающие с рециркуляцией (159). Центральные многозональные одноканальные системы, прямооточные и работающие с рециркуляцией (161). Центральные многозональные двухканальные системы (163).	
Производительность систем кондиционирования воздуха . . . . .	165
Типовые центральные кондиционеры типа Кт . . . . .	167
Основные особенности (167). Камеры орошения (168). Воздухоохладители поверхностей (177). Типовые секции подогрева (189). Фильтры воздушные (194). Вентиляторные агрегаты (195). Клапаны воздушные (195). Камеры обслуживания, воздушные, выравнивания и приточные (197). Компоновка и размещение кондиционеров типа Кт (198).	
Неавтономные кондиционеры . . . . .	203
Воздухоохлаждающие неавтономные агрегаты . . . . .	208
Автономные кондиционеры и установки круглогодичного кондиционирования воздуха . . . . .	209
Местное увлажнение и осушение воздуха . . . . .	212
Центральные водовоздушные системы кондиционирования воздуха . . . . .	214
Общие сведения (214). Четырехтрубная система с эжекционными кондиционерами-доводчиками (217).	
Теплоснабжение воздуходогревателей систем кондиционирования воздуха . . . . .	226
Холодоснабжение систем кондиционирования воздуха . . . . .	229
Источники холода и принципиальные схемы холодоснабжения (229). Холодильные станции (232). Брызгальные бассейны и градирни (241).	

## IX. Автоматизация систем теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования

Общие сведения . . . . .	246
Приборы для измерения, сигнализации и регулирования технологических параметров . . . . .	248

Приборы для измерения и регулирования температуры (248). Приборы для измерения и регулирования давления, разрежения и расхода (254). Счетчики для холодной и горячей воды (257). Приборы для измерения, сигнализации и регулирования уровня (257). Приборы для измерения, сигнализации и регулирования относительной влажности воздуха (261). Регулирующие органы и исполнительные механизмы (261).	
Автоматизация тепловых пунктов, абонентских вводов тепловых сетей и систем горячего водоснабжения . . . . .	267
Функции и аппаратура систем автоматизации (267). Схемы автоматизации тепловых пунктов водяных тепловых сетей и систем горячего водоснабжения (274).	
Автоматизация отопительных котельных . . . . .	280
Автоматика АГК-2 и АГК-2П газифицированных отопительных водогрейных и паровых котлов (280). Пневмо-механическая автоматика ПМА водогрейных котлов (282).	
Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха . . . . .	288
Функции систем автоматизации (288). Схемы автоматизации систем вентиляции и кондиционирования воздуха (289).	
<b>Х. Расчет систем теплоснабжения и вентиляции с использованием ЭВМ</b>	
Общие положения . . . . .	297
Оптимизация вентиляционного комплекса с использованием ЭВМ «Минск-32» . . . . .	301
Описание программы КАМА-32 (301). Задание исходной информации (303). Результаты расчета (312).	
Оптимизация напорных трубопроводов, транспортирующих жидкости с использованием ЭВМ «Минск-32» . . . . .	319
Описание программы ОРГАС-4/32 (319). Задание исходной информации (320). Результаты расчета (326).	
Оптимизация однетрубных тупиковых систем водяного отопления . . . . .	327
Описание программы ОРГАС-23/32 (327). Задание исходной информации (331). Результаты расчета (338).	





*Ростислав Владимирович Щекин, Сергей Михайлович Корневский,  
Георгий Евгеньевич Бем, [Федор Исидорович Скороходько],  
Ефим Исаакович Чечик, Георгий Дмитриевич Соболевский,  
Владимир Александрович Мельник,  
Ольга Сергеевна Корневская*

**Справочник по теплоснабжению и вентиляции**

*КНИГА ВТОРАЯ*

**ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА**

*ИЗДАНИЕ ЧЕТВЕРТОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ*

Редактор К. В. Бергер, Г. П. Бойко  
Художественный редактор Н. С. Величко  
Технический редактор С. Г. Герасимова  
Корректоры Г. Н. Ляховская, Н. А. Сухаренко

БФ 08383. Сдано в набор 5.XI.1975 г. Подписано к печати 27.V. 1976 г. Формат бумаги 60×90<sup>1/16</sup>. Бумага типографская № 3. Объем: 22 физ. печ. л., 22 усл. печ. л., 29,99 уч.-изд. л. Тираж 75 000. Зак. 5—2815. Цена 1 руб. 74 коп.

Издательство «Будівельник», Киев, Владимирская, 24.

Главное предприятие республиканского производственного объединения «Полиграфкнига» Госкомиздата УССР, г. Киев, ул. Довженко, 3.