СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

РЕКОМЕНДАЦИИ

по проектированию, испытаниям и наладке

ТермоКул
Группа Компаний

Краснов Ю.С.
Борисоглебская А.П.
Антипов А.В.

Системы вентиляции и кондиционирования

Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке

МОСКВА
ТЕРМОКУЛ
2004

РЕЦЕНЗИЯ

На рукопись сборника «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке»

Представленная рукопись сборника «Рекомендации по проектированию, испытаниям и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха» общественных зданий, лечебно-профилактических учреждений написана на высоком профессиональном уровне.

В сборнике на конкретных примерах подробно изложены методы расчетов систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Приводятся примеры воздухораспределения в ЛПУ. В таблицах приведены важные сведения о классификации чистоты воздуха помещений (чистые комнаты), фильтрах для очистки воздуха для чистых помещений. Приводятся примеры методов расчета трубопроводов тепло и холодоснабжения, воздуховодов, вентоборудования.

Отдельным разделом представлены рекомендации по испытанию и наладке систем О.В и КВ.

В рукописи сборника представлены сведения о параметрах воздуха, кратности воздухообменов, о предельно-допустимых концентрациях вредных веществ в воздухе помещений и ряд других полезных сведений о системах О.В и КВ.

Изложенный в сборнике материал послужит справочным пособием для широкого круга специалистов в области О.В и КВ.

Рецензент, инженер,
Заслуженный строитель РФ,
Технический директор Концерна «Вентиндустрия» *В.В.Шумаков*

РЕЦЕНЗИЯ

В сборнике «Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, эксплуатации и наладке» приведена классическая методика определения воздухообмена в помещениях с использованием J-d диаграммы влажного воздуха.

Собран материал из многочисленных разрозненных источников, что делает это издание практически справочником по расчету систем вентиляции и кондиционирования в гражданских и общественных зданиях.

Некоторые разработки авторов, в том числе по лечебно-профилактическим учреждениям, чистым помещениям, гидравлическому расчету трубопроводов, экономике систем ТГВ и др. оригинальные и в данной трактовке публикуются впервые.

Многочисленные примеры дополняют представленный материал.

Раздел проектных работ логично дополняют сведения о наладке и эксплуатации систем, прежде всего об эксплуатации оборудования систем кондиционирования.

Направленность Рекомендаций вполне определенна - дать максимальное количество сведений, что бы, не обращаясь к другим изданиям, рассчитать тепловой и воздушный балансы и представить данные для последующего подбора вентиляционного оборудования.

Рекомендации могут быть использованы самым широким кругом специалистов от студентов специальности ТГВ до работников проектных и эксплуатационных организаций.

К сожалению Рекомендации не охватили всего круга вопросов, связанных с расчетом систем ТГВ, но то что сделано – хороший задел.

Профессор *О.Я.Кокорин*

ОТЗЫВ

Научно-проектный центр по объектам здравоохранения и отдыха
ЗАО «ГИПРОЗДРАВ»

Наша организация специализируется на проектировании лечебно-профилактических учреждений на территории Российской Федерации. Объекты здравоохранения отличаются от прочих общественных зданий повышенной сложностью медико-технологических процессов и особыми требованиями к организации воздушной среды для предотвращения внутрибольничной инфекции.

В настоящее время отсутствует литература отражающая эту специфику и крайне необходимая проектировщикам. Единственным нормативным документом, отражающим в какой-то степени эту специфику является «Пособие по проектированию учреждений здравоохранения» (часть 1), выпущенное нами в 80-х годах, в котором очень многие положения уже давно устарели.

«Рекомендации по проектированию вентиляции и кондиционированию лечебно-профилактических учреждений (ЛПУ).» (автор Борисоглебская Анна Петровна), представленные нам на отзыв несомненно представляют для нас значительный интерес, содержат много важного и нужного и должны быть рекомендованы к использованию при проектировании.

Заместитель директора
По научной работе *Сидоркова Л.Ф.*

ПРЕДИСЛОВИЕ

В рекомендациях изложен материал, позволяющий специалисту напомнить действующие методики расчета вентиляции и кондиционирования и познакомиться с новыми, в том числе программируемым расчетом трубопроводов из любого материала при любых параметрах энергоносителях, бестабличным методом аэродинамического расчета воздуховодов текстильными воздуховодами и др.

Очень подробно изложены положения по вентиляции лечебных учреждений, чистых помещений, вентиляции супермаркетов, бассейнов и других зданий. Многие расчеты сопровождаются числовыми примерами. Есть раздел, посвященный наладке и эксплуатации современного вентиляционного оборудования и раздел по экономике систем ТГВ.

Наличие справочных материалов, собранных воедино из многочисленных источников, позволяет, имея Рекомендации, решить очень многие вопросы по проектированию и расчету систем вентиляции и кондиционирования в самых различных зданиях

ВВЕДЕНИЕ

50 лет назад в Москве работало только одно монтажное управление (200 чел) по монтажу вентиляционных систем. Работы на всех не хватало и приходилось заниматься окожушиванием трубопроводов и экранированием помещений. С тех пор рост вентиляционных работ стал вдвое превышать рост капитальных вложений в строительство, что привело к тому, что в настоящее время вентиляцией и кондиционированием заняты десятки тысяч людей только в Москве. 20 % всей вырабатываемой электроэнергии в России идет на привод вентиляторов и кондиционеров. Причин этому росту несколько:

1. Развитие технологических процессов, которые немыслимы без специальной обработки воздуха (радиоэлектроника, фармакалогия, медицина и т.п.)

2. Влияние западного образа жизни на психологию и принимаемые решения людьми, вкладывающих деньги в собственное производство и жилье.

3. Обвал на рынке вентиляторов и кондиционеростроения. Получение доступа к самым последним новинкам, ранее практически недоступным (сплит-системы, чиллеры, фанкойлы, средства автоматики систем).

4. Изменение образа мысли инженеров-проектировщиков от социалистического (как можно меньше затратить денег на какую-либо систему жизнеобеспечения) до капиталистического, при котором главную роль играет комфортность среды пребывания людей, а уже после деньги, если они есть.

Глава 1

Сведения о назначении систем вентиляции и кондиционирования. Классификация систем. Основные параметры влажного воздуха

Системы вентиляции и кондиционирования предназначены для двух целей:

1. Создание допустимых или оптимальных условий (по выбору заказчика и СНиП'ов) микроклимата в помещениях, предназначенных для пребывания работающих или отдыхающих людей.

2. Создание требуемых условий микроклимата для проведения технологических процессов с минимальным количеством брака.

Системы вентиляции для общественных и гражданских зданий классифицируются по функциональному назначению:

1. Приточные системы, подающие наружный очищенный и подогретый (в холодный период года) воздух в рабочую зону помещений, в зону жизнедеятельности людей.

2. Вытяжные системы, удаляющие отработанный увлажненный воздух из места его скопления, обычно из верхней зоны помещений.

3. Рециркуляционные системы, использующие воздух помещения для его охлаждения (в теплый период года) или нагрева (в переходных условиях и в холодный период).

Основные параметры влажного воздуха

Состояние влажного воздуха определяется совокупностью параметров: температурой воздуха $t_в$, относительной влажностью $\varphi_в$%, скоростью движения воздуха $V_в$ м/с, концентрацией вредных примесей С мг/м^3, влагосодержанием d г/кг, теплосодержанием I кДж/кг.

Относительная влажность φ в долях или % показывает степень насыщенности воздуха водяными парами по отношению к состоянию полного насыщения и равна отношению давления $P_П$ водяного пара в ненасыщенном влажном воздухе к парциальному давлению $P_{П.Н.}$ водяного пара в насыщенном влажном воздухе при одной и той же температуре и барометрическом давлении:

$$\varphi = \frac{P_П}{P_{П.Н.}} * 100\% \qquad (1.1)$$

Влагосодержание – это масса водяных паров в г, содержащихся в 1 кг сухой части влажного воздуха:

$$d = 623\frac{P_П}{B - P_П} \quad или \quad d = 623\frac{\varphi P_{П.Н.}}{B - \varphi P_{П.Н.}}, \; г/кг, \tag{1.2}$$

где B – барометрическое давление воздуха, равное сумме парциальных давлений сухого воздуха $P_{С.В.}$ и водяного пара $P_П$.

Парциальное давление водяных паров, находящихся в насыщенном состоянии, зависит от температуры:

$$P_{П.Н.} = 133{,}3 \cdot 10^{\frac{156+8{,}12t}{236+t}}, \; Па. \tag{1.3}$$

Теплосодержание или энтальпия влажного воздуха I кДж/кг состоит из суммы энтальпий сухой части воздуха и водяного пара:

$$I = c_в t + (r + c_п t)d \cdot 10^{-3}, кДж/кг, \tag{1.4}$$

где $c_В$ – теплоемкость сухого воздуха, равная $1{,}005\frac{кДж}{кг \cdot {}^0C}$;

$c_П$ – теплоемкость водяного пара, равная $1{,}8\frac{кДж}{кг \cdot {}^0C}$;

$c_В$ и $c_П$ можно считать постоянными в диапазоне температур, используемых для вентиляционных процессов;

r – удельная теплота парообразования, равная $2500\frac{кДж}{кг \cdot {}^0C}$;

$$I = 1{,}005t + (2500 + 1{,}8t)d \cdot 10^{-3}, кДж/кг. \tag{1.5}$$

Глава 2

Метеорологические условия мест строительства объекта. Параметры А, Б. Периоды года

Параметры наружного воздуха для жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений следует принимать по [29]. При расчете вентиляции рассматривают три расчетных периода года: теплый, переходный и холодный. Теплый период характеризуется среднесуточной температурой наружного воздуха +10 ^{0}C и выше. Переходный период – условный период, параметры которого принимаются одинаковыми для всей территории страны: температура воздуха +8 ^{0}C, энтальпия 22,5 кДж/кг. Значения температуры воздуха, энтальпии, расчетной скорости ветра, барометрического давления принимаются по [29], значения остальных параметров – по I—d диаграмме. В соответствии с [29] следует применять:

— параметры А — для расчета систем вентиляции и кондиционирования воздуха третьего класса в теплый период года;

— параметры Б — для систем отопления, вентиляции, кондиционирования в холодный период года и для систем кондиционирования первого класса в теплый период года; для систем кондиционирования второго класса в теплый период года следует принимать температуру наружного воздуха на 2^{0}C и удельную энтальпию на 2 кДж/кг ниже установленных для параметров Б.

Глава 3

Параметры микроклимата помещений. Допустимые и оптимальные условия.

В соответствии с санитарными нормами следует различать оптимальные и допустимые параметры воздуха.

Допустимые параметры (обязательные) – сочетание показаний микроклимата, которые при длительном и систематическом воздействии на человека могут вызывать преходящие и быстро нормализующиеся изменения теплового состояния организма, сопровождающиеся напряжением механизмов терморегуляции, не выходящим за пределы физиологических приспособительных возможностей. При этом не возникает повреждений или нарушений состояния здоровья, но могут наблюдаться дискомфортные теплоощущения, ухудшение самочувствия и понижение работоспособности.

Оптимальные параметры (рекомендуемые) – сочетание показателей микроклимата, которые при длительном воздействии на человека обеспечивают сохранение нормального теплового состояния организма без напряжения механизмов терморегуляции. Обеспечивают ощущение теплового комфорта и создают предпосылки для высокого уровня работоспособности. Кроме того, параметры воздуха в пределах оптимальных норм следует устанавливать в случаях обеспечения требуемого технологического процесса, влияющего на качество изготавливаемой продукции.

Как правило, поддержание допустимых параметров обеспечивается системами вентиляции, оптимальных – системами кондиционирования воздуха.

Значения параметров следует принимать в зависимости от назначения помещений, категории работ, периодов года, и они должны быть обеспечены в рабочей (обслуживаемой) зоне.

Метеоусловия в рабочей зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений следует принимать: в пределах допустимых норм — по **прил. 1**, в пределах оптимальных норм – по **прил. 3**.

Величины показателей микроклимата в производственных помещениях в пределах допустимых и оптимальных норм должны соответствовать значениям, указанным в **прил. 2**. Оптимальные показатели распространяются на всю рабочую зону, допустимые показатели устанавливаются дифференцированно для постоянных или непостоянных рабочих мест в зависимости от категории работ.

Допустима замена метеоусловий в пределах допустимых норм на метеоусловия в пределах оптимальных норм или на один из входящих в них параметров воздуха при экономическом обосновании.

При выборе оптимальных параметров в районах с температурой наружного воздуха в теплый период года равной 30 ^{0}С по параметрам Б и более, температуру воздуха в помещениях следует повышать на 0,4 ^{0}С сверх указанной в приложениях на каждый градус повышения температуры более 30 ^{0}С, увеличивая при этом скорость движения воздуха на 0,1 м/с на каждый градус превышения температуры в рабочей зоне помещения. При этом скорость движения воздуха в помещении не должна превышать 0,5 м/с. Нормируются допустимые значения скорости движения воздуха и температуры в струе приточного воздуха при входе в рабочую или обслуживаемую зону помещения. В соответствии с [29] следует принимать:

а) максимальную скорость движения воздуха V_X, м/с

$$V_X = kV_B \tag{3.6}$$

б) максимальная температура t_X, ^{0}С при восполнении недостатков теплоты и ассимиляции теплоты в помещении:

$$t_X = T_B + \Delta t_1 \tag{3.7}$$

$$t_X = T_B + \Delta t_2, \tag{3.8}$$

где V_X, t_B – соответственно нормируемая скорость движения воздуха, м/с и нормируемая температура воздуха в обслуживаемой зоне или на рабочих местах;

k– коэффициент перехода от нормируемой скорости движения воздуха в помещении к максимальной скорости в струе, определяемой по **прил. 6** [29];

$\Delta t_1, \Delta t_2$– *соответствующее допустимое отклонение температуры воздуха,* ^{0}С в струе от нормируемой; определяется по **прил.7** [29].

Глава 4

Тепловые потери помещений в зданиях различного назначения

Потери теплоты определяются с точностью до 10 Вт по формуле:

$$Q_0 = \frac{1}{R} A \cdot (t_B - t_н)(1 + \sum\beta) \cdot n\,, \qquad (4.1)$$

где A – расчетная поверхность ограждающей конструкции, м^2;

t_B – расчетная температура воздуха помещения, ^{0}С, принимаемая по приложениям или специальным нормам;

t_H – расчетная температура наружного воздуха, ^{0}С, принимаемая равной температуре наиболее холодной пятидневки с обеспеченностью 0,92 по [29];

n – коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности по отношению к наружному воздуху, принимаемый по табл. 4.1;

R – сопротивление теплопередаче ограждения, определяемое в соответствии с прил. табл. 19, для полов на грунте м^2·^{0}С/Вт, – по стр. 14;

β – коэффициент, учитывающий добавочные потери теплоты в долях от основных потерь, определяемый в соответствии с табл. 4.4 и табл. 4.5.

Определение площадей и линейных размеров ограждений

а) площадь световых проемов и дверей принимается по наименьшим размерам строительных проемов в свету;

б) площадь потолков и полов – по расстоянию между внутренней поверхностью наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен (**рис. 4.1**);

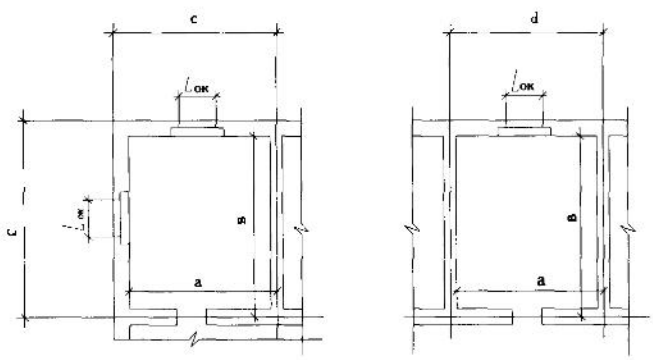


Рис. 4.1. Правила обмера площадей ограждающих конструкций:

а) угловое помещение; б) рядовое помещение

в) ширина наружных стен:

для углового помещения – по расстоянию от внешней поверхности наружных стен до осей внутренних (c), для рядовых (неугловых) помещений – по расстоянию между осями внутренних стен (d);

г) высота стен первого этажа (**рис. 4.2**):

— при наличии неотапливаемого подвала – по расстоянию от потолка подвала до уровня чистого пола 2 этажа:

$$h_{НС} = h_{Э} + h_{ПЛ},$$

где $h_{ПЛ}$ — толщина перекрытия над неотапливаемыми подвалами;

$h_{ПЕР}$ — толщина междуэтажного перекрытия (обычно 0,3 м)

— при наличии пола на грунте – по расстоянию от уровня чистого пола 1-го этажа до уровня чистого пола 2-го этажа;

— при наличии пола на лагах – по расстоянию от нижнего уровня подготовки 1-го этажа до уровня чистого 2-го этажа:

$$h_{НС} = h_{Э} + h_{ПЛ} + h_{ПЕР}; \qquad (4.2)$$

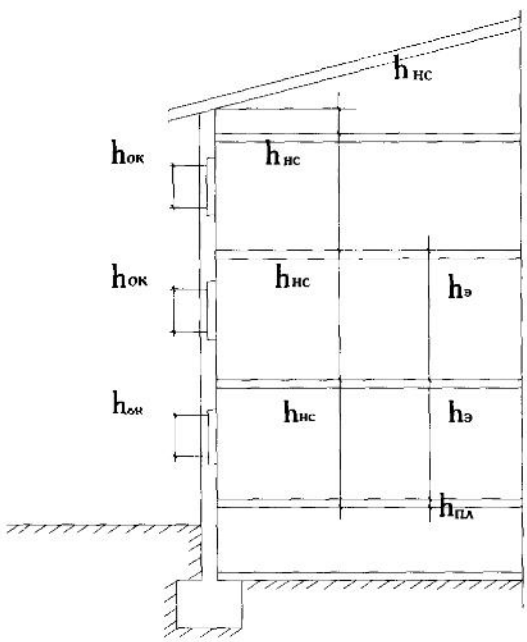


Рис. 4.2. Разрез здания

д) высота стен промежуточного этажа – по расстоянию между уровнями чистого пола этажей;

е) высота стен верхнего этажа: при наличии чердака – по расстоянию от уровня чистого пола до верха утеплителя чердачного перекрытия; при отсутствии чердака – по расстоянию от уровня чистого пола последнего этажа до пересечения внутренней поверхности наружной стены с внешней поверхностью покрытия;

ж) площадь полов, расположенных на лагах или на грунте, следует делить на 4 зоны: I, II, III (отсчет ведется от наружной стены), представляющие собой полосы шириной

по 2 м, параллельные наружной стене (**рис. 4.3, 4.4**), и IV – включает всю оставшуюся внутреннюю площадь пола после III зоны.

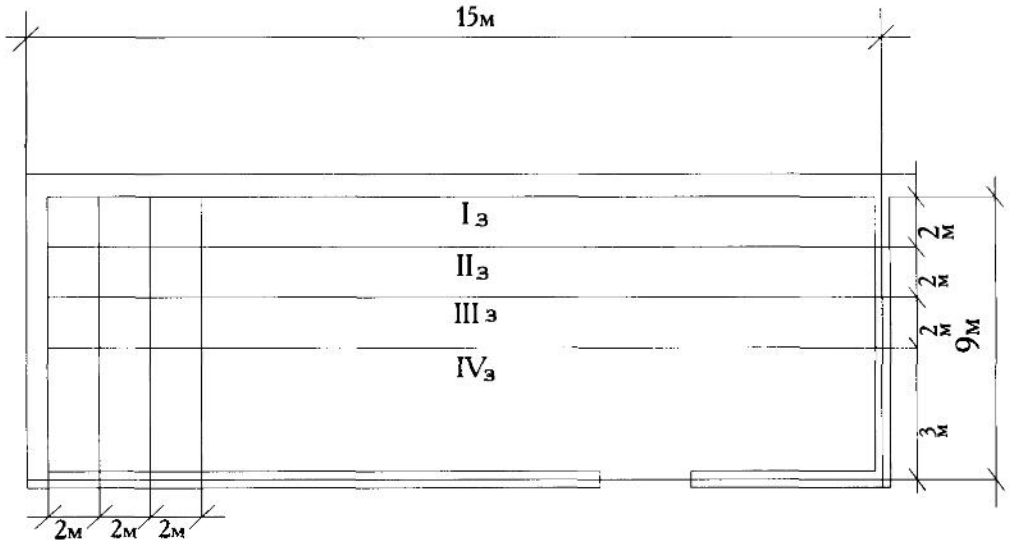


Рис. 4.3. Определение площадей пола на грунте (лагах) по зонам

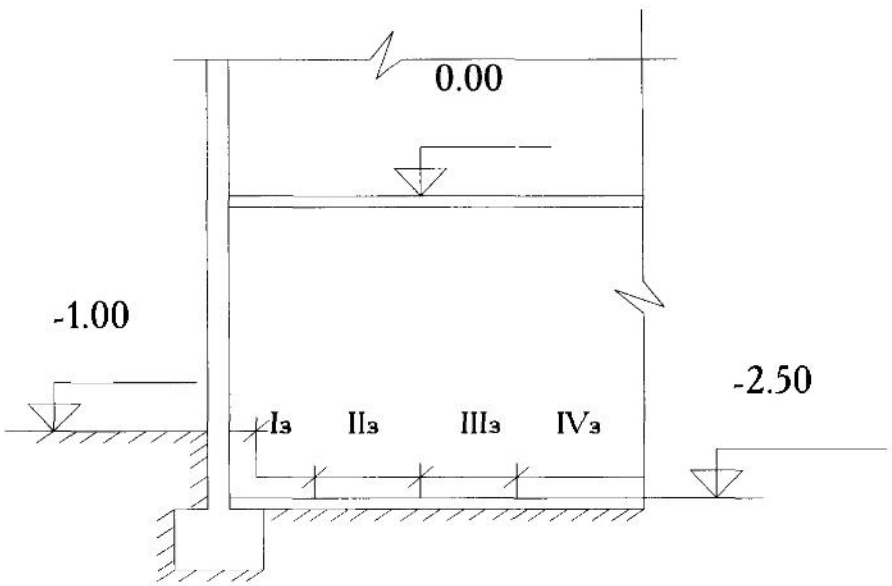


Рис. 4.4. Разметка пола по зонам в случае расположения наружной стены ниже уровня земли

Определение сопротивления теплопередаче ограждений.

Сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций R_0 следует принимать не менее требуемых значений:

R_0^{mp}, определяемого исходя из санитарно-гигиенических и комфортных условий;

$R_0^{mp}{}_э$, определяемого из условий энергосбережения.

Требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций R_0^{mp} определяется:

$$R_0^{mp} = \frac{n(t_B - t_H)}{\Delta t_H \cdot \alpha_B} \, м^2 {}^0C/Bm, \qquad (4.4)$$

где n – коэффициент, принимаемый в зависимости от положения наружной конструкции по отношению к наружному воздуху по **табл. 4.1**;

$t_в$ – расчетная температура внутреннего воздуха принимаемого по нормам проектирования, ^{0}C;

$t_н$ – расчетная зимняя температура наружного воздуха, равная средней температуре наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92, ^{0}C;

$\Delta t_н$ – нормативный температурный перепад между температурой внутреннего воздуха $t_в$ и температурой внутренней поверхности $\tau_в$, принимаемый по **табл. 4.2**, ^{0}C;

$\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, принимаемый по **табл. 4.3**.

При определении требуемого сопротивления теплопередаче внутренних ограждений в формуле 4.4 следует принимать n=1 и вместо $t_н$ — расчетную температуру воздуха более холодного помещения.

Таблица 4.1

Ограждающие конструкции	Коэффициент n
1. Наружные стены и покрытия (в том числе вентилируемые наружным воздухом), перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными (без ограждающих стенок) подпольями в Северной строительно-климатической зоне	1
2. Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными (с ограждающими стенками) подпольями и холодными этажами в Северной строительно-климатической зоне	0,9
3. Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	0,75
4. Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли	0,6
5. Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4

Таблица 4.2

Нормируемый температурный перепад $\Delta t_н$ ^{0}C (в зависимости от вида ограждений)

Здания и помещения	Наружные стены	Покрытия и чердачные перекрытия	Перекрытия над проездами, подвалами и подпольями
1. Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты	4,0	3,0	2,0
2. Общественные, кроме указанных в п.1, административные и бытовые, за исключением помещений с влажным или мокрым режимом	4,5	4,0	2,5

Таблица 4.3

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_в$ Вт/(м^2 °С)

Внутренняя поверхность ограждающих конструкций	Коэффициент теплоотдачи $\alpha_в$ Вт/(м^2 °С)
1.Стен, полов, гладких потолков, потолков с выступающими ребрами при отношении высоты h ребер к расстоянию а между гранями соседних ребер $h/a \le 0{,}3$	8,7
2.Потолков с выступающими ребрами при отношении $h/a > 0{,}3$	7,6
3. Зенитных фонарей	9,9

Требуемое сопротивление теплопередаче из условий энергосбережения R_1^{mp} э определяется по прил. табл. 19 в зависимости от назначения помещений и градусо-суток отопительного периода (ГСОП):

$$ГСОП = (t_в - t_{о.п.}) Z_{о.п.}, \qquad (4.5)$$

где $t_в$ – то же, что в формуле [4.1.];

t о.п., Zo.п. – средняя температура, °С, и продолжительность, сут, периода со средней суточной температурой воздуха ниже или равной 8 °С, определяется по [13].

Сопротивление теплопередаче неутепленных полов, расположенных на грунте, и стен, расположенных ниже уровня земли, $R_{н/у}$, м^2 °С/Вт, следует принимать для :

I зоны – 2,1

II зоны – 4,3

III зоны – 8,6

IV зоны – 14,2

Для утепленных полов на грунте и стен, расположенных ниже уровня земли сопротивление теплопередаче определяется как:

$$R_у = R_{н/у} + R_{ут}, \qquad (4.6)$$

где $R_{УТ}$ — сопротивление теплопередаче утепляющего слоя (слоев), м^2 °С/Вт, $R_{УТ} = \frac{\delta_{УТ}}{\lambda_{УТ}}$, $\delta_{УТ}$ и $\lambda_{УТ}$ — толщина и коэффициент теплопроводности утепляющего слоя.

Для полов на лагах сопротивление теплопередаче каждой зоны принимается равным:

$$R_У = 1{,}18\left(R_{н/у} + R_{ут}\right) \qquad (4.7)$$

В качестве утепляющего слоя следует учитывать воздушную прослойку и настил по лагам.

Добавочные потери теплоты через ограждающие конструкции β следует принимать в домах от основных потерь по **табл. 4.4.** и табл. 4.5.

$$Q_{доб} = \beta Q_{осн} \qquad (4.8)$$

Добавку на ориентацию по сторонам горизонта следует делать на все наружные вертикальные и наклонные ограждения.

Таблица 4.4

Добавка в на ориентацию по сторонам света

Ориентация по сторонам горизонта	β
Север	0,1
Юг	0
Запад	0,05
Восток	0,1
Северо-запад	0,1
Северо-восток	0,1
Юго-запад	0
Юго-восток	0,05

Добавку через ограждающие конструкции угловых помещений при наличии двух и более наружных стен на все указанные выше ограждения следует увеличивать на: 0,1 – если одно из ограждений обращено на север, восток, северо-восток, северо-запад, и 0,05 – в других случаях. В типовом проектировании значения коэффициента β независимо от ориентации принимать в размере 0,08 при одной наружной стене в помещении и 0,13 – при двух и более.

Добавочные теплопотери через необогреваемые полы первого этажа над холодными подпольями зданий в местностях с расчетной температурой наружного воздуха – 40 ^{0}С и ниже по параметрам Б принимаются в размере 0,05 от основных.

Добавочные теплопотери на нагревание холодного воздуха, поступающего через наружные двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами, следует принимать в зависимости от типа входных дверей и высоты здания (таблица 4.5):

Таблица 4.5

Добавка β на тип входных дверей

№ п/п	Тип дверей	β
1	Одинарные двери	0,22 Н
2	Двойные без тамбура	0,34 Н
3	Двойные с тамбуром между ними	0,27 Н
4	Тройные с двумя тамбурами между ними	0,2 Н

Н – высота от средней планировочной отметки земли до верха карниза, центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты.

Пример 4.1

Рассчитать теплопотери через ограждения помещений учебного класса и мастерской, расположенных на 1-м этаже школы. Район строительства – г. Иркутск. Ориентация наружных ограждений помещений по сторонам горизонта и их размеры в плане приведены на рис. 4.5. Конструкция полов: утеплитель – на лагах (рис. 4.6). Высота этажа – от уровня пола 1-го этажа до уровня пола 2-го этажа – 3 м. Размеры окон в метрах: 1,5х1,5, толщина наружных стен $\delta_{НС} = 0{,}5$ м; толщина внутренних стен $\delta_{ВС} = 0{,}2$ м; расчетные температуры: наружного воздуха $t_{НВ}^{0,92} = -36^0 C$ [32], внутреннего — $t_В = 18^0 C$; средняя температура и продолжительность отопительного периода $t_{Н.О.} = -8{,}5^0 C$, $Z_{ОП} = 240$ *сут.* [32], расчетная скорость ветра – 2,9 м/с [32].

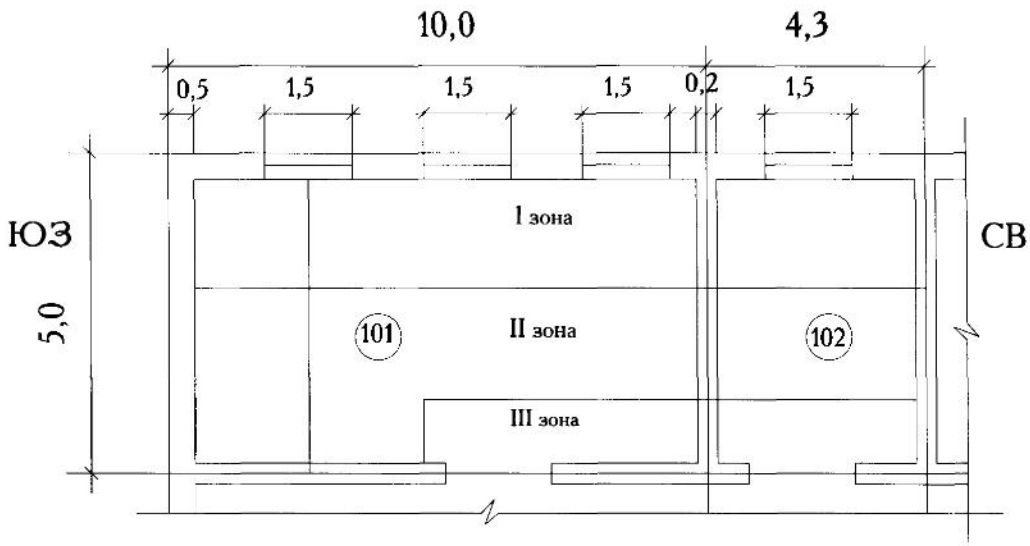


Рис. 4.5. План помещений класса и мастерской

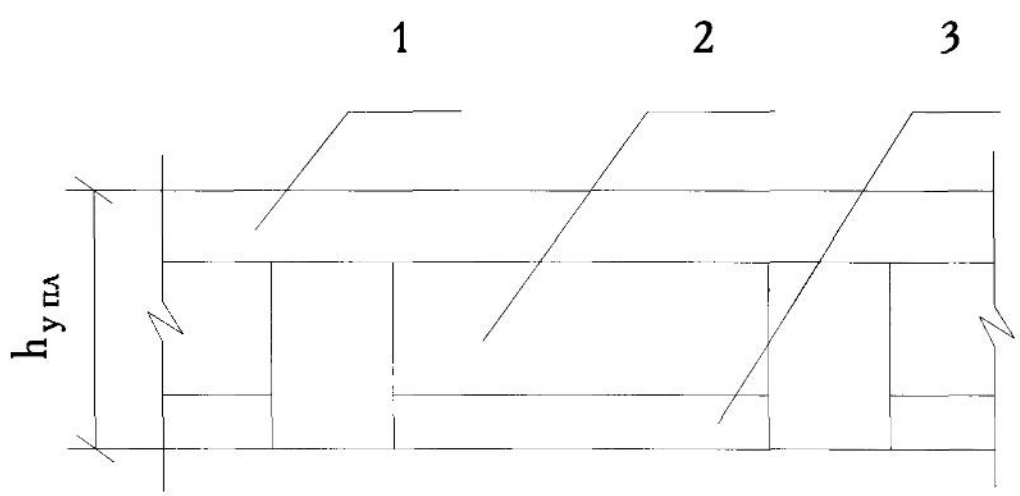


Рис. 4.6. Разрез утепленного пола на лагах:

1 – дощатый настил $\delta_1 = 0{,}04$ *м*; $\lambda_1 = 0{,}175$ *Вт / м*^{0}*С*

2 – воздушная прослойка $\delta_2 = 0{,}1$ *м*; $R_{В.П.} = 0{,}23$ *м*^{2} ^{0}*С / Вт*

3 – засыпка шлаком $\delta_3 = 0{,}05$ *м*; $\lambda_3 = 0{,}26$ *Вт / м*^{0}*С*

Порядок расчета

Определение теплопотерь через ограждения ведется в форме **табл. 4.6**.

1. Требуемое сопротивление теплопередаче ограждений:

$$R_0^{TP} = \frac{(18+36)\cdot 1}{4\cdot 8{,}7} = 1{,}55\ м^2\,{}^0C/Вт$$

$$ГСОП=(18+8{,}5)240=6360\ {}^0C*сут.$$

Термическое сопротивление из условий энергосбережения для наружных стен $R_{0\,э}^{TP} = 3{,}626$ м$^2\,{}^0$С/Вт (получено интерполяцией данных **табл. 19** Приложения).

Для окон $R_{0\,э}^{TP} = 0{,}618$ м$^2\,{}^0$С/Вт; т.к. $R_{0\,э}^{TP} > R_0^{TP}$, то сопротивление теплопередаче ограждений следует принимать $R_{НС(ОК)} = R_{0\,э}^{TP}$.

По [32] принимаем в качестве заполнения светового проема двухкамерный стеклопакет из стекла с твердым покрытием и заполнением аргоном с сопротивлением теплопередаче $R_{ОК}$= 0,65 м$^2\,{}^0$С/Вт.

Термическое сопротивление слоев конструкции пола равно:

$$R_{У.\,ПЛ} = R_1 + R_2 + R_3 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + R_{ВП} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} = \frac{0{,}04}{0{,}175} + 0{,}23 + \frac{0{,}05}{0{,}26} = 0{,}65\,\frac{м^2\cdot{}^0C}{Вт}.$$

Условные сопротивления теплопередаче зон неутепленного пола:

$$R_I = 2{,}1\,\frac{м^2\cdot{}^0C}{Вт};\ R_{II} = 4{,}3\,\frac{м^2\cdot{}^0C}{Вт};\ R_{III} = 8{,}6\,\frac{м^2\cdot{}^0C}{Вт}.$$

Сопротивление теплопередаче пола на лагах, $\frac{м^2\cdot{}^0C}{Вт}$:

R_I=1,18(2,1+0,65)=3,25

R_{II}=1,18(4,3+0,65)=5,84

R_{III}=1,18(8,6+0,65)=10,9.

Коэффициенты теплопередачи, *Вт/м^2*^{0}С:*

$K_{НС}$=1:3,626=0,275

$K_{ОК}$=1:0,65=1,538

K_I=1:3,25=0,3

K_{II}=1:5,84=0,17

K_{III}=1:10,9=0,09.

4.2. Потери теплоты на нагрев инфильтрующегося наружного воздуха

Расход теплоты $Q_И$, Вт, на нагревание инфильтрующегося наружного воздуха определяется в соответствии с Прил. 10 [12] по формуле:

$$Q_И = 0{,}28\sum G_i \cdot c(t_В - t_Н)\cdot k, \qquad (4.6)$$

Расчет теплопотерь

Таблица 4.6

№ помещения	Наименование помещения и его темп., °С	Характеристика ограждения				Коэффициент теплопередачи ограждения К, Вт/м²*°С	Расчетная разность температур, °С	Основные теплопотери через ограждения, Вт	Добавочные теплопотери, в		Коэффициент $(1+\sum\beta)$	Теплопотери, Вт		
		Наименования	Ориентация по сторонам горизонта	Размеры, м	Площадь А, м²				на ориентацию по сторонам горизонта	прочие		через ограждения	на нагрев инфильтрующегося воздуха	общие помещения
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
101	Учебный класс $t_в$=18°С	НС	СЗ	10x3,19	31,9	0,275	54	474	0,15	0	1,15	545		
		НС	ЮЗ	5x3,19	15,95	0,275	54	237	0,1	0	1,1	261		
		ДОхЗ	СЗ	1,5x1,5	2,25x3	1,538-0,275	54	460	0,153	0	1,15	529		
		Пл I	—	9,5x2+4,52 x2	28	0,3	54	453	0	0	1	453		
		Пл II	—	7,5x2+0,52 x2	16	0,17	54	146	0	0	1	146		
		Пл III	—	0,56	3,0	0,09	54	15	0	0	1	15		
												1949	456	2405
102	Учебная мастерская $t_в$=16°С	НС	СЗ	4,3x3,19	13,72	0,275	52	196	0,1	0	1,1	216		
		ДО	СЗ	1,5x1,5	2,25	1,538-0,275	52	148	0,1	0	1,1	162		
		Пл I	—	4,3x2	8,6	0,3	52	134	0	0	1	134		
		Пл II	—	4,3x2	8,6	0,17	52	77	0	0	1	77		
		Пл III	—	4,3x0,5	2,15	0,09	52	10	0	0	1	10		
												599	152	751

Приечание

1. При заполнении графы 3 следует пользоваться условными обозначениями: наружная стена — НС, окно одинарного остекления — ОО, окно с двойным остеклением — ДО, окно с тройным остеклением — ТО, потолок — ПТ, пол по зонам — Пл I, Пл II, ПлIII, Пл IV, внутренняя стена — Вс, внутренняя дверь — Вд, балконная дверь — Бд, дверь наружная—Дн.

2. В графе 7 коэффициент теплопередачи для окон определяем по разности коэффициентов теплопередачи окна и наружной стены при условии, что площадь окна не вычитается из площади стены.

где G_i — расход инфильтрующегося воздуха, кг/м^2, через ограждающие конструкции;

c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/кг ^{0}С;

t_B, t_H — расчетные температуры воздуха, ^{0}С, соответственно в помещении (средняя с учетом повышения для помещений высотой более 4 м) и наружного воздуха в холодный период года (параметры Б); [29];

k — коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях, принимаемый по **табл. 4.7**.

Таблица 4.7

Коэффициент учета влияния встречного теплового потока в конструкциях

№ п/п	Тип конструкции	
1	Стыки панелей, стен и окон с переплетами	0,7
2	Окна, оконные двери с раздельными переплетами	0,8
3	Окна одинарные, окна и балконные двери со спаренными переплетами и открытые проемы	1,0

Расход инфильтрующегося воздуха в помещении G_i, кг/ч, через неплотности наружных ограждений следует определить по формуле:

$$\sum G_i = 0{,}216\sum A_1\Delta p_i^{0.67} \Big/ R_И + \sum A_2 G_H(\Delta p_i / \Delta p_1)^{0{,}67} + 3456\sum A_3\Delta p_i^{0{,}5} + 0{,}5\sum l\Delta p \Big/ \Delta p_1, \qquad (4.7)$$

где A_1 — площадь световых проемов (окон, балконных дверей, фонарей) и других ограждений, м^2;

l — длина стыков панелей, м;

A_2 — площадь дверей, ворот, открытых проемов, м^2;

A_3 — площадь щелей и проемов в наружных ограждениях конструкций;

Δp_i, Δp_1 — рассчетная разность между давлением, Па, на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций, соответственно, на расчетном этаже при $\Delta p_1 = 10$ Па;

$R_И$ — сопротивление воздухопроницанию, [$м^2 \cdot ч \cdot Па/кг$];

G_i —нормативная воздухопроницаемость наружных ограждающих конструкций, кг/м^2 ч, принимаемая по [34].

Расчетная разность давления Δp_i, Па, определяется как:

$$\Delta p_i = (H - h_i)(\rho_н - \rho_B)g + 0{,}5\rho_H \cdot V_H^2(c_H - c_3)k - P_0, \qquad (4.8)$$

где H — высота здания от уровня земли до верха карниза или центра вытяжных отверстий фонаря или устья шахты, м;

h_i — расчетная высота от уровня земли до верха окон, балконных дверей, проемов или до оси горизонтальных и середины вертикальных стыков стеновых панелей, м;

g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с^2;

$\rho_н$, ρ_B, — плотность, соответственно, наружного и внутреннего воздуха, кг/м^2.

Плотность воздуха определяется по формуле

$$\rho = \frac{353}{273 + t},$$

где t – температура воздуха, ^{0}С.

V_H — расчетная скорость ветра, принимаемая по [32], м/с;

C_H, C_3 — аэродинамические коэффициенты, соответственно, на наветренной и заветренной поверхностях фасадов здания, обычно Сн =0,6 и Сз = -0,8;

k — коэффициент, учитывающий изменение скорости давления ветра по высоте здания, принимаемый по **табл. 4.8**.

Таблица 4.8

Коэффициент учета изменения ветрового давления по высоте Z в зависимости от типа местности

Высота здания Z, м	Коэффициент k для типов местности		
	A	B	C
≤5	0,75	0,5	0,4
10	1,0	0,65	0,4
20	1,25	0,85	0,55
40	1,5	1,1	0,8
60	1,7	1,3	1,0

Примечания

1) При определении ветровой нагрузки типы местности могут быть различными для разных расчетных направлений ветра.

2) A,B,C – типы местности: A – открытые набережные морей, озер, водохранилищ, пустыни, степи, лесостепи, тундра; B – городские территории, лестные массивы и другие местности, равномерно покрытые препятствиями высотой более 10 м; C – городские с застройкой зданиями высотой более 25 м.

P_0 — условно-постоянное давление воздуха в здании, Па.

Условное давление P_0 воздуха в здании при сбалансированной вентиляции (вытяжка компенсируется притоком воздуха) или при отсутствии организованной вентиляции принимается равным

$$P_0 = 0{,}5H(\rho_H - \rho_B)g + 0{,}25V_H^2\rho_H(C_H - C_3)k \qquad (4.9)$$

и принимается постоянным для всего здания.

Сопротивление воздухопроницанию окон и балконных дверей следует определять по формуле

$$R_И^{TP} = \frac{1}{G_H}\left(\frac{\Delta p}{\Delta p_0}\right)^{0,67}, \qquad (4.10)$$

где Δp_0— разность давления воздуха, при которой определяется сопротивление воздухопроницанию, равное 10 Па;

Δp — разность давлений воздуха на наружной и внутренней поверхностях ограждающих конструкций, Па:

$$\Delta p = 0{,}55H(\rho_H - \rho_B)g + 0{,}03\rho_H \cdot g \cdot V_H^2 \qquad (4.11)$$

Пример 4.2

Рассчитать расход теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха в помещениях учебного класса и мастерской, расположенных в трехэтажном здании школы в условиях примера 4.1. Высота расположения устья шахты от уровня земли H=10,9 м (рис. 4.7). Аэродинамические коэффициенты для наветренного фасада C_H=0,8; для заветренного C_3=– 0,6.

Порядок расчета:

1. Условное давление воздуха в помещении учебного класса:

$P_0 = 0{,}5 \cdot 10{,}9(1{,}489 - 1{,}213) \cdot 9{,}81 + 0{,}25 \cdot 1{,}489 \cdot 2{,}9^2 \cdot (0{,}8 + 0{,}6) \cdot 0{,}65 = 17{,}60$ *ПА*.

2. Давление наружной поверхности окон помещений , расположенных на:

первом этаже

$P_{H1} = (10{,}9 - 2{,}3)(1{,}489 - 1{,}213) \cdot 9{,}981 + 0{,}5 \cdot 1{,}489 \cdot 2{,}9^2 (0{,}8 + 0{,}6) \cdot 0{,}65 = 28{,}99$ *Па*;

втором этаже

$P_{H2} = (10{,}9 - 5{,}3)(1{,}489 - 1{,}213) \cdot 9{,}81 + 0{,}25 \cdot 1{,}489 \cdot 2{,}9^2 \cdot (0{,}8 + 0{,}6) \cdot 0{,}65 = 20{,}86$ *Па*;

третьем этаже

$P_{H3} = (10{,}9 - 8{,}3)(1{,}489 - 1{,}213) \cdot 9{,}81 + 0{,}25 \cdot 1{,}489 \cdot 2{,}9^2 \cdot (0{,}8 + 0{,}6) \cdot 0{,}65 = 12{,}74$ *Па*.

3. Расчетная разность давления на наружной и внутренней поверхностях окон:

первом этаже

$\Delta P_1 = 28{,}99 - 17{,}60 = 11{,}39$ *Па*;

втором этаже

$\Delta P_2 = 20{,}86 - 17{,}60 = 3{,}26$ *Па*;

третьем этаже

$\Delta P_3 = 12{,}74 - 17{,}60 = -4{,}86$ *Па*.

Поскольку ΔP_3 принимает отрицательные значения, то через неплотности окон третьего этажа будет происходить не инфильтрация, а эксфильтрация внутреннего воздуха.

4. Сопротивление воздухопроницанию окон в соответствии с формулами (4.10) и (4.11) составит $R_И^{TP} = 0{,}24$ м²·ч·Па/кг.

5. Расход инфильтрующегося воздуха на:

первом этаже

$$G_1 = 0{,}216\frac{11{,}39^{0{,}67}}{0{,}24}\cdot 2{,}25 = 10{,}33\ кг/ч;$$

втором этаже

$$G_2 = 0{,}216\frac{3{,}26^{0{,}67}}{0{,}24}\cdot 2{,}25 = 4{,}47\ кг/ч.$$

6. Расход теплоты на нагрев инфильтрующегося воздуха через окно на:

первом этаже

$$Q_{И1} = 0{,}28\cdot 10{,}33\cdot 1{,}005(18+36)\cdot 1 = 152\ \text{Вт}$$

втором этаже

$$Q_{И2} = 0{,}28\cdot 4{,}47\cdot 1{,}005(18+36)\cdot 1 = 68\ \text{Вт}$$

Результаты заносим в **табл. 4.5**, графа 14. Суммарные теплопотери через ограждения и за счет инфильтрации – в графу 15.

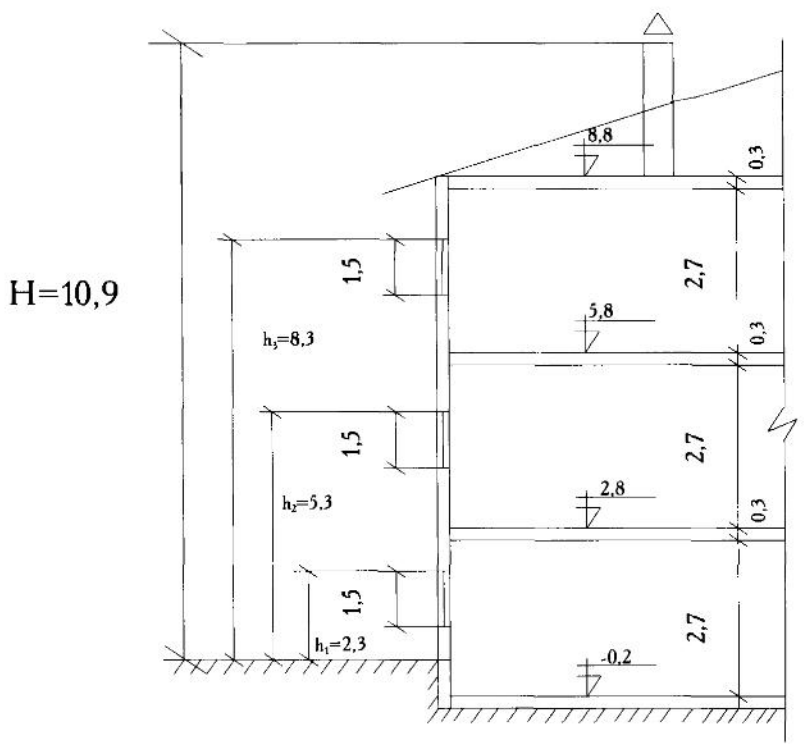


Рис. 4.7. Разрез здания школы

Глава 5

Составляющие теплового баланса помещений гражданских и общественных зданий. Поступление теплоты в помещение

Общие теплопоступления в помещение складываются из:

$$\sum Q_{пост} = Q_{Л} + Q_{ОСВ} + Q_{С.О.} + Q_{Т.О.} + Q_{Э} + Q_{ПОВ}, \quad (5.1)$$

где $Q_{Л}$, — теплопоступление от людей, находящихся в помещении, Вт;

$Q_{ОСВ}$ — теплопоступления от искусственного освещения (в холодный и переходный периоды года), Вт;

$Q_{С.О.}$ — теплопоступления от отопительных приборов системы отопления (в холодный период года), Вт;

$Q_{С.Р.}$ — теплопоступления от солнечной радиации (в теплый и переходный периоды года), Вт;

$Q_{Т.О.}$ — теплопоступления от технологического оборудования, расположенного в помещении, Вт;

$Q_{Э}$ — теплопоступления от электропотребляющего оборудования, Вт;

$Q_{ПОВ}$ — теплопоступления от нагретых поверхностей оборудования, горячей пищи, горячей воды и прочего, Вт.

5.1. Выделение теплоты людьми складываются из отдачи явного и скрытого тепла и зависят от степени тяжести выполняемой ими работы и температуры воздуха в помещении:

количество явного тепла:

$$Q_{Я} = \sum q_{Я} \cdot n, \; Вт; \quad (5.2)$$

количество полного тепла:

$$Q_{П} = \sum q_{П} \cdot n, \; Вт, \quad (5.3)$$

где n — число людей.

5.2. Количество теплоты, поступающей от источников искусственного освящения, определяется по их фактической мощности из условия перехода энергии, затрачиваемой на освещение, в теплоту, нагревающую воздух помещения:

$$Q_{ОСВ} = E \cdot F \cdot q_{ОСВ} \cdot \eta_{ОСВ}, \; Вт, \quad (5.4)$$

где E — уровень освещенности, лк, принимаемый по **табл.17** Приложения;

F— площадь пола помещения, м^2;

$q_{осв}$— удельные тепловыделения, Вт/м^2 лк, принимаемые по таблице 18;

$\eta_{осв}$ — доля тепла, поступающего в помещение.

Если источники света находятся в помещении, $\eta_{осв} = 1$, если вне пределов помещения (в чердачном помещении, за стеклянной стеной), $\eta_{осв}$ составляет 0,45 при люминесцентных лампах и 0,15 – при лампах накаливания.

5.3. Теплопоступления от отопительных приборов системы отопления следует определять для помещений, оборудованных системой водяного отопления и постоянно работающей системой вентиляции (кондиционирования) воздуха:

В режиме вентиляции:

$$Q_{СО} = Q_{ТП} \frac{t_{СР.ОП.} - t_{В.ВЕНТ}}{t_{СР.ОП.} - t_{В.ОТ}},\ Вт. \qquad (5.5)$$

В режиме кондиционирования:

$$Q_{СО} = Q_{ТП} \frac{t_{СР.ОП.} - t_{ОПТ}}{t_{СР.ОП.} - t_{В.ОТ}},\ Вт, \qquad (5.6)$$

где $Q_{ТП}$ — суммарные потери теплоты помещения, Вт;

$t_{СР.ОП}$ — средняя температура отопительных приборов, ^{0}С;

$t_{СР.ОП} = \frac{t_г + t_0}{2}$

$t_г, t_0$ — температура теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах системы отопления, ^{0}С;

$t_{В.ОТ}$ — расчетная температура воздуха в помещении при расчете системы отопления, ^{0}С;

$t_{В.ВЕНТ}$ — расчетная температура воздуха в помещении при расчете системы вентиляции, ^{0}С;

$t_{ОПТ}$ — температура воздуха помещения, принятая при расчете системы кондиционирования, ^{0}С.

5.4. Расчет поступления теплоты поступающей через ограждения за счет солнечной радиации следует производить в теплый и переходный периоды года по методике (см. главу 19).

5.5. Теплопоступления от технологического оборудования кухонь определяется по формуле

$$Q_{ОБ} = 1550 K_0 \left[\sum N_М \cdot K_З (1 - K_1) + \sum N_Н \cdot K_З (1 - K_2) + \sum N_Р \cdot K_З \right], \qquad (5.7)$$

где $N_М$— установочная мощность модулированного технологического оборудования, кВт (табл. 5.10).

$N_Н$ — остановочная мощность немодулированного технологического оборудования (котлы, кипятильники), кВт;

$N_Р$ — установочная мощность электрического оборудования в раздаточном проеме, кВт;

K_0— коэффициент одновременности работы теплового оборудования (для столовых K_0=0,8; для ресторанов и кафе K_0=0,7);

K_3— коэффициент загрузки теплового оборудования (**табл. 5.1**);

K_1— коэффициент эффективности приточно-вытяжных локализующих устройств (ПВПУ), равный 0,75;

K_2 — то же для немодулированного оборудования (для ПВПУ – 0,75, для завес – 0,45).

5.6. Поступление теплоты от остывания горячей пиши:

$$\text{Полное тепло } Q_{ПОВ.Г.} = \frac{q_п \cdot c_п (t_{нп} - t_{кп}) \cdot n}{Z_п}, \ Вт, \qquad (5.8)$$

где $q_п$— средняя масса всех блюд, приходящихся на одного обедающего, кг (обычно 0,85 кг);

$c_п$ — условная теплоемкость блюд, входящих в состав обеда, кДж/кг.град, принимается равной 3,3);

$t_{нп}$, $t_{кп}$ — начальная и конечная температура пищи, поступающей в обеденный зал (как правило, $t_{нп}$=70 °С, $t_{кп}$=40 — 50 °С);

$Z_п$— продолжительность приема пищи одним посетителем, зависит от назначения обеденного зала; для ресторанов $Z_п$=1 ч; для столовых $Z_п$=0,5 — 75 ч ; для столовых самообслуживания – 0,3 ч.;

n — число посетителей в обеденном зале.

5.7. Теплопоступления от нагретых поверхностей определяются как:

$$Q_{ПОВ} = \alpha_0 \cdot F(t_п - t_в), \ Вт, \qquad (5.9)$$

где F – площадь нагретой поверхности, м^2;

$t_в$— температура воздуха в помещении, °С;

$t_п$ — температура нагретой поверхности, °С;

α_0 — коэффициент теплоотдачи, Вт/м^{2}К:

$\alpha_0 = 5{,}7 + 4{,}5 \cdot V$,

где V – скорость движения воздуха около укрытий, м/с.

Таблица 5.1

Характеристика теплового оборудования предприятия общественного питания

Тепловое оборудование	Габариты оборудования	Установочная мощность единицы оборудования, кВт	Коэффициент загрузки оборудования
1	2	3	4
Секционное модулированное оборудование			
Плиты: ПЭСМ – 4ш	840×840×860	18	0,65
ПЭСМ – 2к	420×840×860	3,8	0,65
Сковороды: СЭСМ – 0.5	1470×840×860	13	0,65
СЭСМ – 0,2			
Фритюрница ФЭСМ – 2	420×840×860	7,5	0,65
Котел КПЭСМ – 2	1050×840×860	8,6	0,30
Шкаф ШЖЭСМ – 2	840×800×1500	3,8	0,65

Тепловое оборудование	Габариты оборудования	Установочная мощность единицы оборудования, кВт	Коэффициент загрузки оборудования
1	2	3	4
Немодулированное оборудование			
Варочный котел емкостью, л:	-	5	0,30
40	-	6,8	0,30
60	-	8,5	0,30
125			
Кипятильник емкостью, л:	-	10	0,30
200	-	8,3	0,30
100	-	3,3	0,30
25			
Оборудование, расположенное в раздаточном проеме			
Тепловая стойка СРТЭСМ	1470×840×860	2,0	0,50
Мармит МЭСМ — 50	840×840×860	4,0	0,50

5.8. Теплопоступления от бытовых электрических приборов: электронагревателей, электроутюгов, сушилок и т.д. определяются в зависимости от электрической мощности приборов:

$$Q_э = N_э \cdot \eta_э, \ Вт, \tag{5.10}$$

где $N_э$ — электрическая мощность прибора, Вт;

$\eta_э$ — коэффициент, учитывающий долю тепла, поступающего в помещение.

Если прибор находится в помещении без укрытия, $\eta_э$=1, при устройстве специальных укрытий с отсосом от них воздуха $\eta_э$=0,6 — 0,2.

5.9. Потери теплоты через наружные ограждения за счет теплопередачи в режимах работ вентиляции и кондиционирования воздуха следует определять по формулам:

$$для\ вентиляции: Q_{пот.в} = \sum Q_{ПОТ} \cdot \frac{t_В - t_{Н.}}{t_{В.О.} - t_{Н.}}, \ Вт; \tag{5.11}$$

$$для\ кондиционирования: \ Q_{пот.в} = \sum Q_{ПОТ} \cdot \frac{t_В^{ОПТ} - t_{Н.}}{t_{В.О.} - t_{Н.}}, \ Вт, \tag{5.12}$$

где $\sum Q_{ПОТ}$ — величина теплопотерь помещением, Вт;

$t_В$ — температура воздуха в помещении при расчете вентиляции, ^{0}С;

$t_В^{ОПТ}$ — оптимальная температура воздуха при расчете кондиционирования, ^{0}С;

$t_{Н.}$ — расчетная температура наружного воздуха при расчете отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, ^{0}С;

$t_{В.О.}$ — температура воздуха в помещении при расчете отопления, ^{0}С.

Глава 6

Влагопоступления в помещения

Источниками выделения водяных паров в помещении являются люди, бытовые приборы, технологическое оборудование, горячая пища, смоченные поверхности ограждающих конструкции (ванны, души прачечные) и открытые поверхности.

6.1. Влаговыделения от людей зависят от температуры и степени тяжести работы и определяются как:

$$W_{вл} = m \cdot n \text{ , кг/ч,} \qquad (6.1.)$$

где m — количество влаги, выделяемое от 1 человека, кг/ч (**табл. 20**) Приложений;
n — количество людей в помещении.

В **табл. 20** приведены количества влаги, выделяемые взрослыми мужчинами. Женщины выделяют 85%, а дети 75% влаги, выделяемой мужчинами.

6.2. Влаговыделения от горячей пищи определяется как:

$$M_{вл} = \frac{3{,}6 \cdot Q_{пов.г.п.}}{2500 + 1{,}8 \cdot t_в}, \text{ кг/ч} \qquad (6.2)$$

$Q_{пов.г.п.}$ — теплопоступления от горячей пищи, Вт;
$t_в$ — температура воздуха помещения, ^{0}С.

6.3. Влаговыделения и от технологического оборудования.

Влаговыделения от оборудования, снабженного приточно-вытяжными локализующими устройствами (ПВЛУ) — плиты, сковороды, котлы, и др., учитывать не следует. Влаговыделения от немодулированного оборудования, без ПВЛУ и теплового оборудования, установленного в раздаточном проеме, следует принимать по **табл. 6.1**.

Таблица 6.1

Влаговыделения от технологического оборудования

Наименование оборудования	Влаговыделения, *m*
Варочный котел емкостью, л:	
40	3 кг/ч
60	5 кг/ч
125	10 кг/ч
Тепловая стойка	0,7 на 1 м^2 поверхности
Мармит	0,7 на 1 м^2 поверхности

При участии 1-го варочного котла коэффициент загрузки принимается K_3=0,3, при установке нескольких котлов коэффициент одновременной работы K_0=0,7.

$$M_{ВЛ} = m \cdot n \cdot K_3 + m \cdot F, \; кг/ч, \qquad (6.3)$$

где n — число варочных котлов;

F — площадь поверхности в плане мармита или тепловой стойки, м^2.

6.4. Поступление влаги от открыто расположенной поверхности не кипящей жидкости определяется по формуле

$$M_{ВЛ} = 7{,}4(a + 0{,}017 \cdot V_в)(P_2 - P_1) \cdot 101{,}3 \frac{F}{P_Б}, \; кг/ч, \qquad (6.4)$$

где a — фактор скорости движения окружающего воздуха под влиянием гравитационных сил, принимается при температуре воздуха от 15 до 100 ^{0}С по **табл. 6.2**. в зависимости от температуры воды:

Таблица 6.2

Фактор скорости

Температура воды, ^{0}С, (до...)	30	40	50	60	70	80	90	100
Фактор скорости	0,022	0,028	0,033	0,037	0,.41	0,046	0,051	0,06

$V_в$ — относительная скорость движения воздуха над поверхностью испарения, м/с;

P_2 — парциальное давление водяного пара, соответствующее температуре поверхности воды, кПа (при испарении без подведения теплоты к воде значение P_2 определяется температурой окружающего воздуха по мокрому термометру);

P_1 — давление воденого пара в воздухе помещения, кПа;

F — площадь поверхности испарения, м^2;

$P_Б$ — расчетное барометрическое давление для местности, кПа.

При поддержании постоянной температуры горячей воды в неподвижном состоянии температура поверхности испарения в зависимости от температуры горячей воды принимается по **табл. 6.3**.

Таблица 6.3

Температура поверхности испарения

Температура горячей воды $t_г$, ^{0}С	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Температура поверхности испарения $t_и$, ^{0}С	18	28	37	45	51	58	69	82	97

При перемешивании воды температура поверхности принимается равной средней температуре воды.

6.5. Количество воды, испаряющейся с мокрых поверхностей ограждения здания и оборудования, можно определить по формуле 6.4. при $a = 0{,}031$.

6.6. Количество влаги, испаряющейся со смоченной поверхности пола при условии, что известно количество воды, стекающей на пол, M_c, кг/ч, начальная $t_н$, °С, и конечная температура воды $t_к$, °С, можно определить по приближенной формуле:

$$M_{ВЛ} = 4{,}2 \cdot M_c \cdot (t_H - t_K) \cdot r,\ кг/ч, \qquad (6.5)$$

где r — удельная скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

6.7. Количество влаги, испаряющейся с мокрой поверхности пола, на котором она находится длительное время, определяется по приближенной формуле:

$$M_{ВЛ.ПЛ.} \cong (6 \div 6{,}5)(t_B - t_M) \cdot F,\ г/ч, \qquad (6.6)$$

где t_B, t_M — температура воздуха в помещении, соответственно, по сухому и мокрому термометру, °С;

F — площадь поверхности пола, м^2.

6.8. Количество влаги, испаряющейся с поверхности кипящей воды, ориентировочно можно принимать 40 кг в 1 ч с 1 м^2 поверхности испарения.

Пример 6.1

В условиях примера 5.1 составить тепловой баланс помещения учебного класса, вмещающего 20 учеников и 1 учителя (женщину). Учебные классы обслуживаются системами общеобменной приточно-вытяжной вентиляции.

Порядок расчета:

1. Определение параметров внутреннего и наружного микроклимата.

1.1. Расчетные параметры наружного воздуха (г. Иркутск) определяются по [32] и записываются в форме **табл. 6.4**. (графы 2,3,6,7).

Таблица 6.4

Параметры наружного воздуха

Расчетный период	Параметры А				Параметры Б			
	$t_н$, °С	$I_н$, кДж/кг	$\varphi_н$, %	$d_н$, г/кг	$t_н$, °С	$I_н$, кДж/кг	$\varphi_н$, %	$d_н$, г/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
ТП	22,7	50,2	67	10,8	-	-	-	-
ПП	10	22,5	75	5,5	-	-	-	-
ХП	-	-	-	-	-37	-37,1	85	0,2

Графы 4,5,8,9 для ТП и ХП и графы 4,5 для ПП заполняются по I-d диаграмме.

1.2. Параметры микроклимата в помещении определяются по [табл. 1 прил.] и приведены в **табл. 6.5**.

Таблица 6.5

Параметры внутреннего воздуха.

Расчетный период	Допустимые нормы		
	$t_в$, °С	$\varphi_в$, %	$V_в$, м/с
ТП	$t_{н.а}$+3 °С=25,7 °С	≤65	≤0,5
ПП	18-22	≤65	≤0,2
ХП	18-12	≤65	≤0,2

2. Теплопоступления.

2.1. Теплопоступления от людей (принимать, что ученики заняты легкой работой, учитель – работой средней тяжести) определяются интерполяцией в зависимости от температуры.

Теплый период: $t_в$=25,7 °С

легкая работа: $q_{ч.п.}$=61,5 Вт/чел.

$q_{ч.я.}$=145 Вт/чел.

работа средней тяжести: $q_{ч.я.}$=65,8 Вт/чел.

$q_{ч.п.}$=200 Вт/чел.

$Q_{ч.я.} = 61{,}5 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 65{,}8 \cdot 1 \cdot 0{,}85 = 978$ Вт

$Q_{ч.п.} = 145 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 200 \cdot 1 \cdot 0{,}85 = 2345$ Вт

Период переходный: $t_в$=18 °С

легкая работа: $q_{ч.я.}$=108 Вт/чел.

$q_{ч.п.}$=154 Вт/чел.

работа средней тяжести: $q_{ч.я.}$=117 Вт/чел.

$q_{ч.п.}$=207 Вт/чел.

$Q_{ч.я.} = 108 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 117 \cdot 1 \cdot 0{,}85 = 1719$ Вт

$Q_{ч.п.} = 154 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 207{,}1 \cdot 1 \cdot 0{,}85 = 2486$ Вт

Холодный период: $t_в$=22 °С

легкая работа: $q_{ч.я.}$=150 Вт/чел.

$q_{ч.п.}$=150 Вт/чел.

работа средней тяжести: $q_{ч.я.}$=105 Вт/чел.

$q_{ч.п.}$=205 Вт/чел.

$Q_{ч.я.} = 150 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 105 \cdot 1 \cdot 0{,}85 = 1589$Вт

$Q_{ч.п.} = 150 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 205 \cdot 1 \cdot 0{,}85 = 2424$ Вт.

2.2. Теплопоступления от искусственного освещения люминесцентными лампами. Уровень освещенности класса Е = 300 лк.

Площадь пола: $F = 9{,}5 \cdot 4{,}5 = 42{,}75$ м^2.

$q_{ОСВ} = 0{,}082$ Вт/м2*лк; $\eta_{ОСВ} = 1{,}0$

$Q_{ОСВ} = 300 \cdot 42{,}75 \cdot 0{,}082 = 1052$ Вт.

2.3. Теплопоступления от системы отопления в режиме вентиляции. Теплопотери помещения $\sum Q_{ПОТ}$=2400 Вт (пример 4.1), $t_в$=20 °С.

$$Q_{СО} = 2400 \cdot \frac{(82{,}5-20)}{(82{,}5-18)} = 2326\ Вт$$

$$t_{С.О.} = \frac{95+70}{2} = 82{,}5\ ^0C.$$

2.4. Теплопоступления от солнечной радиации (методика расчета изложена в Приложении табл. 22 и в примере, приведенном в Главе 19) составляют $Q_{С.Р.}$ = 2540 Вт.

2.5. Теплопотери помещения в режиме вентиляции:

холодный период $Q_{ПОТ.В.} = 2400 \cdot \frac{(20-36)}{(18-36)} = 2489$ Вт,

переходный период $Q_{ПОТ.В.} = 2400 \cdot \frac{(18-10)}{(18-36)} = 356$ Вт.

Результаты расчета заносим в таблицу 6.6.

Таблица 6.6

Таблица теплового баланса в помещении

№ помещения	Наименование	Период года	Теплопоступления в Вт								Теплопотери	Теповой баланс	
			от людей		$Q_{осв}$	$Q_{С.Р}$	$Q_{С.О}$	от других источников	Всего				
			$Q_я$	$Q_п$					$Q_я$	$Q_п$		$Q_я$	$Q_п$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
101	Учебный класс	ТП	978	2345	-	2540	-	-	3518	4885	-	3518	4885
		ПП	1719	2456	-	2540	-	-	4259	5026	356	3903	4670
		ХП	1589	2424	1052	-	2326	-	4967	5802	2489	2478	3313

При наличии в помещении других источников тепла (примеры приведены ниже) результаты расчетов теплопоступлений записываются в графу 9 **табл. 6.6**.

Пример 6.2

Определить поступление влаги от людей, находящихся в учебном классе в условиях примера 6.1:

теплый период $t_в$=25,7 °С

работа средней тяжести $m_{вл}$=210,6 г/ч

легкая работа $m_{вл}$=134,6 г/ч

$m_{вл}$=134,9·20·0,75+210,6·1·0,85=2202*г/ч*=2,2*кг/ч*

переходный период $t_в$=18 °С

работа средней тяжести $m_{вл}$=128 г/ч

легкая работа $m_{вл}$=67 г/ч

$m_{вл} = 67 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 128 \cdot 0{,}85 = 1111$ г/ч=1,1 кг/ч

холодный период $t_в$=20 ^{0}C

работа средней тяжести $m_{вл}$=140 г/ч

легкая работа $m_{вл}$=75 г/ч

$m_{вл} = 70 \cdot 20 \cdot 0{,}75 + 140 \cdot 0{,}85 = 1244$ г/ч=1,24 кг/ч

Результаты расчетов по примерам 6.1 и 6.2 сведем в таблицу.

Таблица 6.7

Расчетные потоки вредных выделений

Помещение	Расчетный период	$Q_{изб\ я}$, Вт	$Q_{изб\ п}$, Вт	$M_{вл}$., кг/ч	$Q_{п\ изб}$., кДж/ч	$Q_{п\ изб}$,$M_{вл}$
Учебный класс	ТП	3518	4885	2,2	17586	7994
	ПП	3903	4670	1,11	16812	15146
	ХП	2478	3313	1,24	11927	9619

Пример 6.3

Для пищеблока, состоящего из горячего цеха и обеденного зала на 100 человек, рассчитать поступление тепла и влаги от технологического оборудования и горячей пищи.

Горячий цех:

Наименование технологического оборудования:

а) секционно-модулированное, снабженные местными отсосами

плита ПЭСМ – 4м, N_Y=18 кВт, $K_з$=0,65

сковорода СЭСМ – 0,5, N_Y=13 кВт, $K_з$=0,65

фритюрница ФЭСМ – 2, N_Y=7,5 кВт, $K_з$=0,65;

б) немодулированное (без м.о.)

варочный котел V=60 л, N_Y=6,8 кВт, $K_з$=0,3

кипятильник V=100 л, N_Y=8,3 кВт, $K_з$=0,3;

в) тепловая стойка СРТЭСМ, в раздаточном проеме 1470x840x860 N_Y=2,0 кВт, $K_з$=0,5 в раздаточном проеме K_0=0,8, K_1=0,75

От оборудования снабженного м.о. в помещения поступает явное тепло, от оборудования без м.о. – полное, явное, скрытое.

От модулированного оборудования:

$Q_{т.о.я.} = 1000 \cdot 0{,}8(18 \cdot 0{,}65(1 - 0{,}75) + 13 \cdot 0{,}65(1 - 0{,}75) + 7{,}5 \cdot 0{,}65(1 - 0{,}75)) = 5007$ Вт.

От немодулированного оборудования и тепловой:

$Q_{т.о.н.} = 1000 \cdot 0{,}8(6{,}8 \cdot 0{,}3 + 8{,}3 \cdot 0{,}3) = 3624$ Вт.

Влаговыделения от немодулированного технологического оборудования:

$M_{т.о.} = 5 \cdot 0{,}3 + (1{,}47 \cdot 0{,}84) \cdot 0{,}7 = 2{,}34$ к/ч.

Скрытое тепло от оборудования:

$Q_{т.о.скр.} = 2{,}34(2500 + 1{,}8 \cdot 25{,}7) / 3{,}6 = 1655$ Вт

$Q_{Т.О.Я.} = 3624 - 1655 = 1969$ Вт.

Обеденный зал:

Поступление тепла от остывающей пищи:

Полного: $Q_{Г.П.П} = \frac{0,85 \cdot 3,3(70-40) \cdot 100}{0,75 \cdot 3,6} = 3117$ Вт

Явного: $Q_{Г.П.Я.} = 0,3 \cdot 3117 = 935$ Вт

Скрытого: $Q_{Г.П.СКР.} = 3117 - 935 = 2182$ Вт.

Влаговыделения от горячей пищи:

$$M_{Г.П.} = \frac{3,6 \cdot Q_{Г.П.СКР}}{2550 + 1,8 \cdot 25,7} = \frac{3,6 \cdot 2182}{2550 + 1,8 \cdot 25,7} = 3,08 \text{ кг/ч.}$$

Пример 6.4

Определить количество тепла и влаги, поступающих в помещение с открытой поверхности нагретой воды. Площадь поверхности испарения F=3,0 м^2, температура воды $t_{Воды}$=30^{0}С, скорость, температура воздуха внутри помещения: V_B=0,2 м/с, t_B=18^{0}С при относительной влажности φ_B=65 %. Район строительства – Москва. $P_Б$=99 кПа.

Порядок расчета:

1. Количество явного тепла, поступающего в помещение, по формуле 5:

$Q_{Я.} = (5,7 + 4,1 \cdot 0,2)(30 - 18) \cdot 3,0 = 235$ Вт

2. Температура поверхности испарения по таблице. $t_н$=28 ^{0}С

3. Парциальные давления при полном насыщении при $t_н$=28 ^{0}С и $t_в$=18 ^{0}С соответствуют по формуле: $P_1 = 133,3 \cdot 10^{\frac{156+8,12 \cdot 28}{236+28}} = 4215$Па=4,22 кПа

$P_2 = 133,3 \cdot 10^{\frac{156+8,12 \cdot 18}{236+28}} = 3756$Па=3,76 кПа.

Парциальное давление в воздухе помещения при $\varphi_B = 65\%$, $P_2 = 3,76 \cdot 0,65 = 2,44$ кПа.

4. Количество влаги, испарившейся с поверхности:

$M_{ВЛ.} = 7,4(0,022 + 0,017 \cdot 0,2)(4,22 - 2,44) \cdot 3\frac{101,3}{99} = 1,026$ кг/ч

a=0,0022 при $t_{Воды}$=30 ^{0}С.

5. Количество скрытого тепла:

$Q_{СКР} = 1,026(2500 + 1,8 \cdot 28) / 3,6 = 728$ Вт

Пример 6.5

Определить количество тепла, поступающего в помещение при испарении влаги M_B=0,92 кг/ч; температура воздуха помещения t_B=20 0С:

$$Q_{СКР} = \frac{0{,}92(2500 + 1{,}8 \cdot 20)}{3{,}6} = 648 \text{ Вт.}$$

Пример 6.6

Определить количество влаги, испаряющейся с мокрой поверхности пола площадью F= 20 м^2, температура воздуха внутри помещения t_B=18^{0}С, относительная влажность φ_B=50%. Температура воздуха помещения, соответствующая мокрому термометру, находится по J-d диаграмме: t_M=5,8 ^{0}С

$M_{ВЛ.} = 6{,}0(18 - 5{,}8) \cdot 30 = 2196$ г/ч=2,196 кг/ч.

Глава 7

J-d диаграмма влажного воздуха. Построение основных процессов изменения состояния воздуха. Точка росы и мокрого термометра. Угловой коэффициент и связь его с поступлением тепла и влаги в помещение

J-d диаграмма влажного воздуха – это основной инструмент для построения процессов изменения его параметров. J-d диаграмма основана на нескольких уравнениях:

теплосодержания влажного воздуха:

$$J = 1.005 * t + (2500 + 1{,}8 * t) * d / 1000, кДж / кг \qquad (7.1)$$

влагосодержания:

$$d = 622 \frac{P_{вп}}{P_{бар} - P_{вп}}, г / кг \qquad (7.2)$$

в свою очередь давление водяных паров:

$$P_{вп} = \varphi * P_{впнас} \quad и \qquad (7.3)$$

давление водяных паров, насыщающих воздух:

$$P_{впнас} = 133{,}3 * 10^{\left(\frac{156+8{,}12t}{236+t}\right)}, Па \text{ (Формула Фильнея)}, \qquad (7.4)$$

а φ — относительная влажность воздуха, %.

В свою очередь в формулу 7.2 входит барометрическое давление $P_{бар}$, разное для различных районов строительства (Москва – 99,5 кПа), следовательно, для точного построения процессов требуется J-d диаграмма для каждого района.

J-d диаграмма (**рис. 7.1**) имеет косоугольную систему координат для увеличения рабочей площади, приходящейся на влажный воздух и лежащей выше линии $\varphi = 100\%$. Угол раскрытия может быть разным (135-150^0).

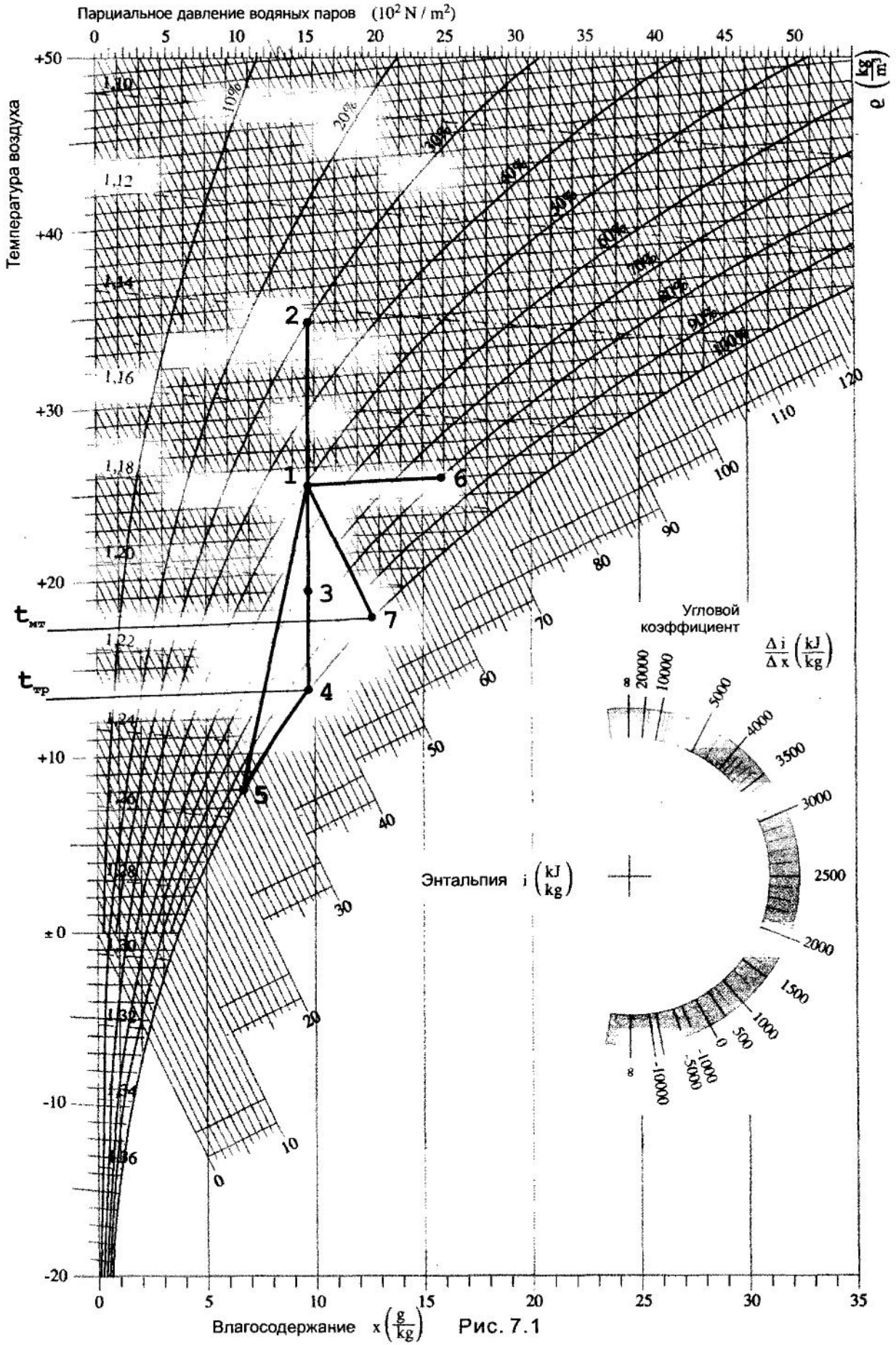

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Влагосодержание x $\left(\frac{g}{kg}\right)$
ρ $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
$t_{мт}$
$t_{тр}$
1
2
3
4
5
6
7
Угловой коэффициент
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Энтальпия i $\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Рис. 7.1

J-d диаграмма связывает воедино 5 параметров влажного воздуха: тепло и влагосодержание, температуру, относительную влажность и давление водяных паров насыщения. Зная два из них, по положению точки можно определить все остальные.

Основными характерными процессами на J-d диаграмме являются:

1. Нагрев воздуха по d = const (без увеличения влагосодержания) **рис. 7.1**, точки 1—2. В реальной жизни это нагрев воздуха в калорифере. Увеличивается температура и теплосодержание. Уменьшается относительная влажность воздуха.

2.Охлаждение воздуха по d = const. Точки 1—3 на **рис. 7.1**. Этот процесс происходит в поверхностном воздухоохладителе. Уменьшается температура и теплосодержание. Увеличивается относительная влажность воздуха. Если продолжить охлаждение, то процесс дойдет до линии $\varphi = 100\%$ (точка 4) и, не пересекая линию, пойдет вдоль нее, выделяя влагу из воздуха (точка 5) в количестве (d_4-d_5) г/кг. На этом явлении основана осушка воздуха. В реальной жизни процесс не доходит до $\varphi=100\%$, а окончательная относительная влажность зависит от начальной ее величины. По данным профессора Кокорина О.Я. для поверхностных воздухоохладителей:

$\varphi_{max} = 88\ \%$ при начальном $\varphi_{нач} \leq 45\ \%$

$\varphi_{max} = 92\ \%$ при начальном $45\ \% < \varphi_{нач} \leq 70\%$

$\varphi_{max} = 98\ \%$ при начальном $\varphi_{нач} > 70\ \%$.

На J-d диаграмме процесс охлаждения и осушки обозначается прямой линией, соединяющей точки 1 и 5.

Однако встреча с $\varphi=100\ \%$ линии охлаждения по d = const имеет свое собственное название – это точка росы. По положению этой точки легко определяется температура точка росы.

3. Изотермический процесс t = const (линия 1-6 на **рис. 7.1**). Все параметры возрастают. Увеличивается и тепло, и влагосодержание, и относительная влажность. В реальной жизни это увлажнение воздуха паром. То небольшое количество явного тепла, которое вносится паром, обычно не учитывается при построении процесса, т.к. оно незначительно. Однако такое увлажнение достаточно энергоемко.

4. Адиабатный процесс J=const (линия 1-7 на **рис. 7.1**). Снижается температура воздуха, увеличивается влагосодержание и относительная влажность. Процесс осуществляется при непосредственном контакте воздуха с водой, проходя либо через орошаемую насадку, либо через форсуночную камеру.

При глубине орошаемой насадки 100 мм можно получить воздух с относительной влажностью $\varphi = 45\ \%$ при начальной — 10 %, насадка глубиной 200 мм дает $\varphi = 70\ \%$, а 300 мм — $\varphi = 90\ \%$ (по данным блоккамер сотового увлажнения фирмы ВЕЗА). Проходя через форсуночную камеру, воздух увлажняется до величины $\varphi = 90—95\ \%$, но со значительно большими энергозатратами на распыление воды, чем в орошаемых насадках.

Продолжив линию J = const до $\varphi = 100\ \%$, мы получим точку (и температуру) мокрого термометра, это равновесная точка при контакте воздуха с водой.

Однако в аппаратах, где происходит контакт воздуха с водой, особенно по адиабатическому циклу, возможно возникновение болезнетворной флоры, и поэтому такие

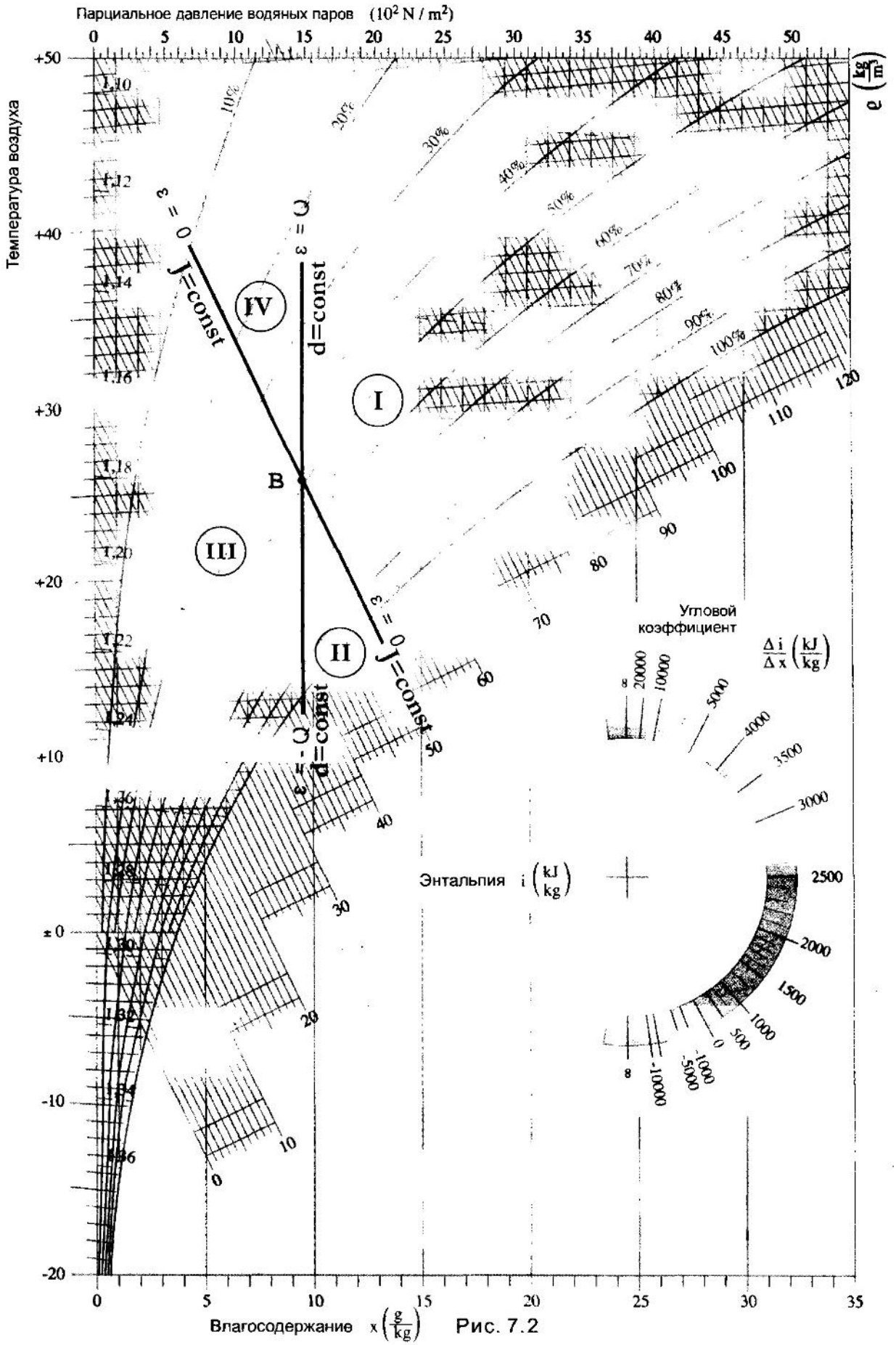

Парциальное давление водяных паров $(10^2\ N/m^2)$
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
$\varphi\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
$\varepsilon = 0$
$\varepsilon = \infty$
J=const
d=const
I
II
III
IV
B
Угловой коэффициент
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$

Рис. 7.2

аппараты запрещены для использования в ряде медицинских и продовольственных отраслей.

В странах с жарким и сухим климатом аппараты на основе адиабатного увлажнения весьма распространены. Так, например, в Багдаде при дневной температуре в июне—июле 46 ^{0}С и относительной влажности 10 % такой кулер позволяет снизить температуру приточного воздуха до 23 ^{0}С и при 10—20- кратном воздухообмене в помещении достигнуть внутренней температуры 26 ^{0}С и относительной влажности 60—70 %.

При сложившейся методике построения процессов на J-d диаграмме влажного воздуха наименования реперных точек получили следующую аббревиатуру:

Н – точка наружного воздуха;

В – точка внутреннего воздуха;

К – точка после нагрева воздуха в калорифере;

П – точка приточного воздуха;

У – точка воздуха, удаляемого из помещения;

О – точка охлажденного воздуха;

С – точка смеси воздуха двух различных параметров и масс;

ТР – точка росы;

ТМ – точка мокрого термометра, которая и будет сопровождать все дальнейшие построения.

При смешивании воздуха двух параметров линия смеси пойдет по прямой, соединяющей эти параметры, а точка смеси будет лежать на расстоянии, обратно пропорциональном массам смешиваемых частей воздуха.

Теплосодержание смеси:

$$J_{CM} = \frac{G_1 * J_1 + G_2 * G_2}{G_1 + G_2}, \; кДж/кг, \tag{7.5}$$

а влагосодержание:

$$d_{CM} = \frac{G_1 * d_1 + G_2 * d_2}{G_1 + G_2}, \; г/кг. \tag{7,6}$$

При одновременном выделении в помещение избыточного тепла и влаги, что обычно бывает при нахождении в помещении людей, воздух будет нагреваться и увлажняться по линии, называемой угловым коэффициентом (или лучом процесса, либо тепловлажностным отношением) ε:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_n}{\sum W}, \; кДж/кг H_2O, \tag{7.7}$$

где $\sum Q_n$ — суммарное количество полного тепла, кДж/ч;

$\sum W$ — суммарное количество влаги, кг/ч.

При $\sum Q_n = 0$ $\varepsilon = 0$.

При $\sum W = 0$ $\varepsilon \to \infty$ **(рис. 7.2)**.

Таким образом, J-d диаграмма по отношению к внутреннему воздуху (или к другой точке) разбивается на 4 квадранта:

I ε от ∞ до 0 – это нагрев и увлажнение;

II ε от 0 до ∞ — охлаждение и увлажнение;

III ε от −∞ до 0 – охлаждение и осушка;

IV ε от 0 до ∞ — нагрев и осушка – в вентиляции и кондиционировании не используется.

Для точного построения луча процесса на J-d диаграмме, следует взять значение ε в кДж/гH_2O, и отложить на оси влагосодержание d = 1, или 10 г, а на оси теплосодержание в кДж/кг соответствующее ε и полученную точку соединить с точкой 0 J-d диаграммы.

Процессы, не являющиеся основными, называются политропическими.

Изотермический процесс t =const характеризуется значением ε = 2530 кДж/кг.

Глава 8

Расчет воздухообмена в помещении при работе вентиляции в различные времена года (ХП, ТП,ПУ) с построением процессов на J-d диаграмме

Для расчета воздухообмена требуется:

1. Составить тепловой баланс помещения по трем периодам года: ТП, ХП и ПУ (переходные условия) по явному: $\sum Q_я$ и полному: $\sum Q_п$ теплу.

2. Знать наружные метеорологические условия.

3. Иметь расчет влагопоступлений в помещение: $\sum W$.

4. Принять решения по температуре внутреннего воздуха в различные периоды года. (Теплый – не более чем на 3 ^{0}C выше расчетной температуры по параметрам А, холодный и ПУ 18—22 ^{0}C).

Расчет следует начинать с ТП, так как воздухообмен при нем получается максимальным, в нижеследующей последовательности:

1. На J-d диаграмму наносится (.) Н и изотерма $t_В=t_{Н,А}+3\ ^0$C(рис. 8.1)

2. По тепловому напряжению помещения: $\frac{\sum Q_я}{V}$,

где: V – объем помещения, м^3, определяется градиент повышения температуры по высоте **(прил. табл. 21)** и находится температура удаляемого из верхней зоны воздуха:

$$t_y = t_B + gradt(H - h_{р.з}),\ ^0C \qquad (8.2)$$

(При кратности воздухообмена более 5 $t_y=t_В$), где Н, м – высота помещения, $h_{р.з}$ – высота рабочей зоны, м.

3. Определяется величина тепловлажностного отношения: $\varepsilon = \frac{\sum Q_п}{W}$ и луч процесса проводится сначала через 0 J-d диаграммы, а затем параллельно через (.) Н. На пересечении с $t_в$ и t_y находятся точки В и У.

4. Определяется воздухообмен: по полному теплу:

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_п}{J_Y - J_Н},\ кг/ч \qquad (8.3)$$

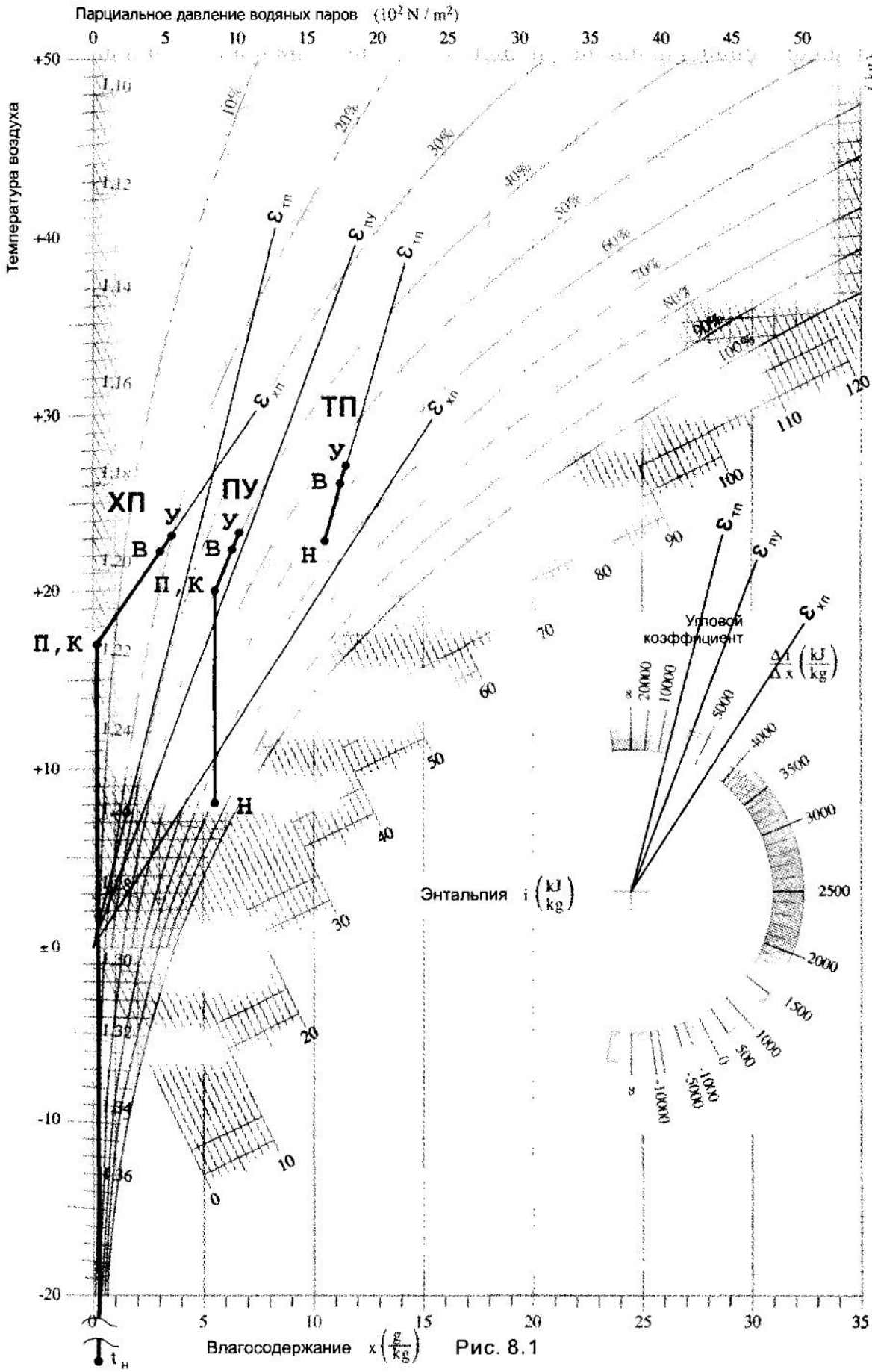

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Влагосодержание x (g/kg)
Энтальпия i (kJ/kg)
Угловой коэффициент
ХП
ПУ
ТП
П, К
В
У
Н
$\varepsilon_{тп}$
$\varepsilon_{пу}$
$\varepsilon_{хп}$
$t_н$

Рис. 8.1

и по влагосодержанию:

$$G_W = \frac{\sum W}{d_Y - d_H}, \text{ кг/ч.} \quad (8.4)$$

Эти цифры должны совпасть с точностью ±5%.

5. Вычисляется нормативное количество воздуха, требуемое для находящихся в помещении людей **(Прил. табл. 24)** и сравнивается с полученными величинами воздухообмена. К дальнейшему расчету принимаем большую величину.

6. Проверяется относительная влажность воздуха в помещении, которая не должна быть более 65 %. В случае превышения этой величины требуется осушка воздуха, которая может выполняться либо воздухоосушителями, или сплит-системами, либо системой кондиционирования и охлаждением воздуха ниже точки росы и выпадением лишней влаги, что в несколько раз повысит стоимость воздухообмена. Однако для районов с относительной влажностью наружного воздуха более 75 % (Параметры А) относительная влажность внутреннего воздуха допускается принимать до 75%.

В ХП и ПУ процесс построения несколько отличается от ТП. Для ХП:

1. Наносится на J-d диаграмму (.) Н.

2. Принимается температура воздуха в помещении. При наличии теплоизбытков рациональнее принять верхний предел $t_в = 22\ ^0C$, в этом случае стоимость вентиляции будет минимальной.

3. Рассчитывается $t_y = t_B + gradt(H - h_{р.з})$.

4. Принимается условие, что температура приточного воздуха отличается от внутреннего не более чем на $5\ ^0C$:

$$t_n = t_B - 5^0 C. \quad (8.5)$$

5. Проводится линия d = const из (.) Н до $t_п$. Это (.) К – нагрев воздуха в калорифере, одновременно это (.) П – приточный воздух.

6. Из точки П проводится луч процесса до пересечения с изотермами $t_в$ и $t_у$. Это точки В и У **(рис. 8.1)**.

7. Определяется воздухообмен по теплу $G_{\Delta J}$ и G_W влаге :

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_n}{J_y - J_н}, \text{ кг/ч;} \quad G_W = \frac{\sum W}{d_y - d_н}, \text{ кг/ч.} \quad (8.6)$$

8. Полученная величина сравнивается с нормативным воздухообменом и берется большая.

Если нормативный воздухообмен превышает расчетный, то требуется пересчет температуры приточного воздуха. Для этого следует:

1. Определить количество приточного воздуха $G_п$ кг/ч для ХП (либо по ТП либо по нормативной величине) и определить влагосодержание уходящего воздуха:

$$d_y = d_H + \frac{\sum W}{G_п}, \; г/кг.$$

2. На пересечении d_y с t_y лежит (.) У.

3. Через 0 J-d диаграммы проводится луч процесса для ХП ε и параллельную через (.) У до пересечения с $t_в$ – это (.) В и с линией d = const из (.) Н – это приток, или, что одно и тоже, воздух после калорифера (.) К.

4. Количество тепла, идущего на нагрев воздуха в калорифере:

$$Q_K = G_п(J_k - J_H), \; кДж/ч \qquad (8.7)$$

$$или \; Q_K = G_п * c(t_k - t_H), кДж/ч, \qquad (8.8)$$

где c = 1,005 кДж/кг ^{0}C – удельная теплоемкость воздуха.

Чтобы получить тепловую мощность калорифера в кВт, надо полученную величину разделить на 3600 кДж/ч кВт.

Практически так же считается воздухообмен для ПУ.

1. Наносится (.) Н; $t_н$ = 8 ^{0}C; $J_н$ = 22,5 кДж/кг; d = 5,8 г/кг.

2. Принимается температура воздуха в помещении (обычно равная температуре в ХП) и определяется температура уходящего воздуха: $t_y = t_B + gradt(H - h_{р.з}), \; ^0C$

3. Задается воздухообмен (такой же, как в ТП или ХП, что предпочтительнее) и определяется приращение тепло- или влагосодержание в воздухе помещения:

$$\Delta J = \frac{\sum Q_п}{G_п}, \; кДж/кг \quad или \; \Delta d = \frac{\sum W}{G_п}, \; г/кг. \qquad (8.9) \; (8.10)$$

4. Определяется положение (.) У – на пересечении t_y с

$$J_y = J_H - \Delta J \; или \; d_y = d_H - \Delta d. \qquad (8.11) \; (8.12)$$

5. Из (.) У по линии ε до $t_в$ – это (.)В и до d = const из (.) Н – получим (.) П,К.

Н-П – нагрев воздуха в калорифере : $Q_K = G_п(J_{п.к} - J_H) \; кДж/ч.$ (8.13)

В конечном итоге мы получаем две или три величины воздухообменов на три периода времени года. Возникает вопрос: как быть? Есть несколько вариантов.

1. Приточную систему рассчитать на максимальный воздухообмен и установить на нее тиристорный регулятор частоты вращения электродвигателя вентилятора, задействованный от температуры внутреннего воздуха. Вытяжную систему выполнить либо с естественной циркуляцией, либо механическую, задействованную от того же тиристорного регулятора. Система эффективная, но дорогая.

2. Выполнить две приточные (и две вытяжные) системы. Одна пара – для работы в ХП и ПУ на подачу, достаточную для этих периодов года. Приточная система с калорифером, рассчитанным на подогрев наружного воздуха от параметров Б до температуры притока. Вторая пара систем (приточная без калорифера) — для работы в ТП.

3. Выполнить только приточную систему на подачу по ХП и ПУ и одну вытяжную такой же подачи, а воздухообмен в ТП осуществлять через открытые окна.

Глава 9

Расчет воздухообмена в помещениях по кратностям

Кратность воздухообмена – отношение объема воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него в течение часа, к объему помещения. Расчетный воздухообмен помещения при использовании нормативной кратности определяется как:

$$L_p = K_P \cdot V_{ПОМ},\ м^3/ч, \qquad (9.1)$$

где K_P — нормативная кратность воздухообмена помещения, $ч^{-1}$;
$V_{ПОМ}$ — объем помещения, $м^3$.

Значения K_P для различных помещений приводится в нормативной литературе в зависимости от назначения помещения или в таблице Приложения 2, где указана кратность по вытяжке и по притоку. После нахождения расчетных воздухообменов помещений следует определять суммарный приток $\sum G_П$ и вытяжку $\sum G_У$ помещений, выходящих в общее помещение этажа: коридор, нейтральную зону, холл, шлюз и т.д. Разность между $\Delta G = \sum G_П - \sum G_У$ принято называть дисбалансом воздуха. Для соблюдения поэтажного баланса следует подавать (при избыточной вытяжке) или удалять (при избыточном притоке) из общего помещения, объединяющего помещения этажа.

Для некоторых помещений приводится нормативный воздухообмен L_0 $м^3/ч$ на 1 человека, койку (в лечебных учреждениях), санитарно-технический прибор и т.д. Расчетный воздухообмен при этом определяется как $L_Н = L_0 \cdot N$, где N – число людей (коек) в помещении. Результаты расчета удобно сводить в **таблицу 9.1.** Заполнение расчетной таблицы следует производить раздельно для каждого этажа при коридорной системе или группы помещений.

Таблица 9.1 (Форма)

Расчетный воздухообмен общеобменной вентиляции по кратности в помещениях здания

№ п/п	Наименование помещения	Размеры помещения, м	Объем помещения, $м^3$ или количество людей в помещении	Нормативная кратность воздухообмена, 1/м или нормативный воздухообмен на 1 человека, $м^3/ч$ чел	Расчетный воздухообмен, $м^3/ч$		
				приток	вытяжка	приток	вытяжка

Пример 9.1

Определить расчетный воздухообмен общеобменной вентиляции лечебного помещения при нормативной кратности воздухообмена по притоку и вытяжке: Кр п=5; Кру=3. Размеры помещения; 6х6х3 м.

Объем помещения V=6х6х3=108 м^3. Расчетный воздухообмен по притоку и вытяжке составит:

Lп=108х5=540 м^3/ч; Lу=108х3=324 м^3/ч.

Глава 10

Расчет воздухообмена при кондиционировании. Вариантность применения камер орошения и воздухоохладителей. Построение процессов на J-d диаграмме. Расчет требуемого количества тепла и холода

При кондиционировании изначально определяются параметры внутреннего воздуха по оптимальным условиям. Границы оптимальных условий для кондиционирования I класса в ТП нанесены на J-d диаграмме в виде трапеции (**рис. 10.1**). Обычно расчет кондиционирования начинают с ТП, при котором требуется охлаждение воздуха. Относительную влажность следует принимать максимально разрешенную либо близкую к ней, чтобы избежать лишних энергозатрат на осушку воздуха. После принятия решения о параметрах внутреннего воздуха точку В наносят на J-d диаграмму. Для расчета воздушного баланса требуется иметь данные по тепловому балансу (всегда положительному) и величине влагопоступления в расчетное помещение.

Температура уходящего воздуха также определяется ранее по тепловой напряженности помещения $\frac{Q_я}{V}$, кДж/м^{3}ч и высоте помещения Н, м:

$$t_y = t_B + gradt(H - h_{p.з}),\ ^0C. \qquad (10.1)$$

Температура приточного воздуха первоначально задается на 4—5 ^{0}С ниже температуры внутреннего воздуха.

Проведя луч процесса через (.) В на пересечении с изотермами ty и tп получаем точки У и П.

Требуемое количество воздуха находим по уравнениям:

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_п}{J_y - J_п},\ кг/ч \qquad G_W = \frac{\sum W}{d_y - d_п},\ кг/ч. \qquad (10.2)$$

Остается главное: как из (.) Н попасть в (.) П?

Есть несколько решений этой задачи.

1. Классическое с использованием оросительной камеры и вторым подогревом (**рис. 10.1**). Из (.) П по d = const до φ = 90 % (стабильный режим для оросительных камер). Это (.) 0 – охлажденный воздух. Далее (.) 0 соединяем с (.) Н – это политропический процесс

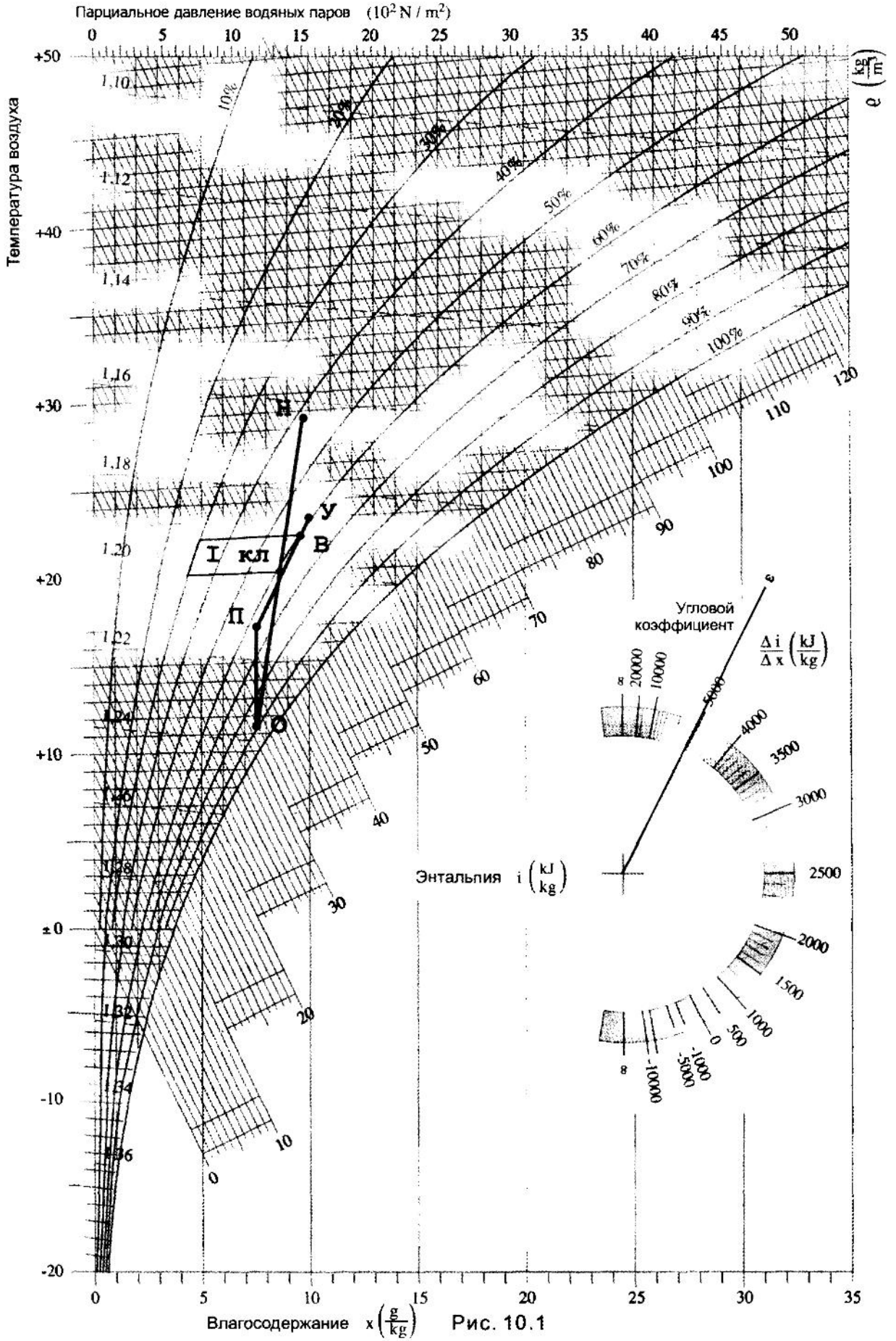

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Влагосодержание x (g/kg)
ϱ (kg/m³)
Энтальпия i (kJ/kg)
Угловой коэффициент
Δ i / Δ x (kJ/kg)
ε
Н
У
В
I кл
П
О

Рис. 10.1

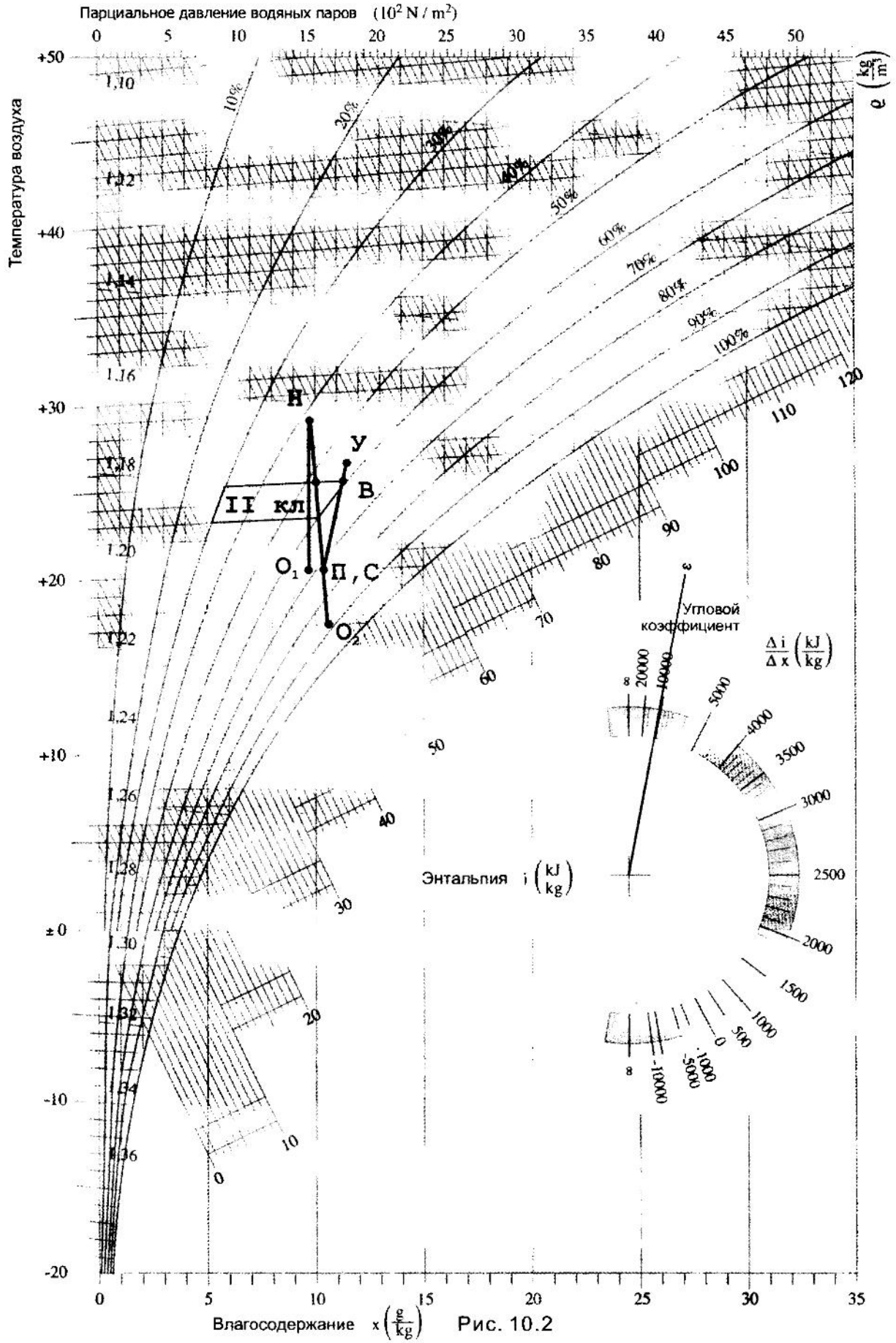

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Влагосодержание x (g/kg)
Энтальпия i (kJ/kg)
Угловой коэффициент
Δ i / Δ x (kJ/kg)
ρ (kg/m³)
10%
20%
30%
40%
50%
60%
70%
80%
90%
100%
Н
У
В
II кл
О1
П, С
О2

Рис. 10.2

в оросительной камере кондиционера. Процесс ОП – нагрев к в калориферах 2-го подогрева обычно водой из системы горячего водоснабжения в ТП.

К этому построению появляется внутренняя неприязнь – сначала охлаждаем воздух, а затем его нагреваем. Тем более что нагрев от системы горячего водоснабжения в России нестабилен, следовательно, подогрев должен осуществляться электрокалорифером.

Количество холода определяется уравнением:

$$Q_x = G_n(J_H - J_o),\ кДж/ч. \qquad (10.3)$$

2. При использовании воздухоохладителей возможны два варианта построения:

а) если влагосодержание наружного воздуха ниже приточного($d_н < d_п$) г/кг, тогда охлаждать приточный воздух следует до температуры притока $t_п$ (точка 0_1) и далее увлажнить воздух паром до (.) П по t = const (**рис. 10.2**);

б) если $d_н > d_п$, то процесс строится так же, как и предыдущий.

3. Возможность байпасировать (обводить), а затем и смешивать наружный и охлажденный воздух открывает дополнительные возможности. Соединив (.) Н и (.) П и продлив линию до φ = 90 % (а при использовании воздухоохладителей до величин, рассмотренных ранее), мы получим (.) 0_2 с соответствующими параметрами (**рис. 10.2**). Смешав воздух с параметрами точек Н и 0 в таких пропорциях, чтобы точка смеси С совместилась с (.) П — мы избавимся от 2-го подогрева в ТП. Единственное требование для этого построения – чтобы температура в (.) 0 была равна или более 8 ^{0}С, т.е. на 4—5 ^{0}С выше температуры холодной воды, поступающей в оросительную камеру или воздухоохладитель. В противном случае следует перейти на вариант со 2-м подогревом.

В ХП также требуется иметь тепловой баланс и знать количество влаги, выделяющейся в помещение. Внутренние параметры отличаются от ТП. При выборе внутренних параметров относительную влажность следует выбирать по минимальному ее значению ($φ_в$ = 30 %) — это снизит затраты на увлажнение воздуха. При наличии теплоизбытков внутреннюю температуру следует выбирать максимальной.

Построение процесса начинается с нанесения точек Н и В на J-d диаграмму. Далее, так же, как и в ТП, находится (.) У и задается температура приточного воздуха, проводится луч процесса и определяется положение точек У и П.

Возможностей достигнуть точки П несколько:

1. Классический способ – это нагрев наружного воздуха в калорифере 1-го подогрева, последующее его увлажнение по адиабатному циклу в оросительной камере и снова нагрев в калорифере 2-го подогрева (**рис. 10.3**). Из (.) П по d = const до φ = 90 % (эту относительную влажность может стабильно обеспечивать оросительная камера) – это (.)0.

Однако температура этой точки близка к нулю, следовательно, относительную влажность воздуха (.) В следует увеличить (точка $В_1$). Далее из (.) 0_1 по J =const до пересечения d = const из (.) Н получаем (.) К. Линия НК – нагрев в калорифере 1-го подогрева.

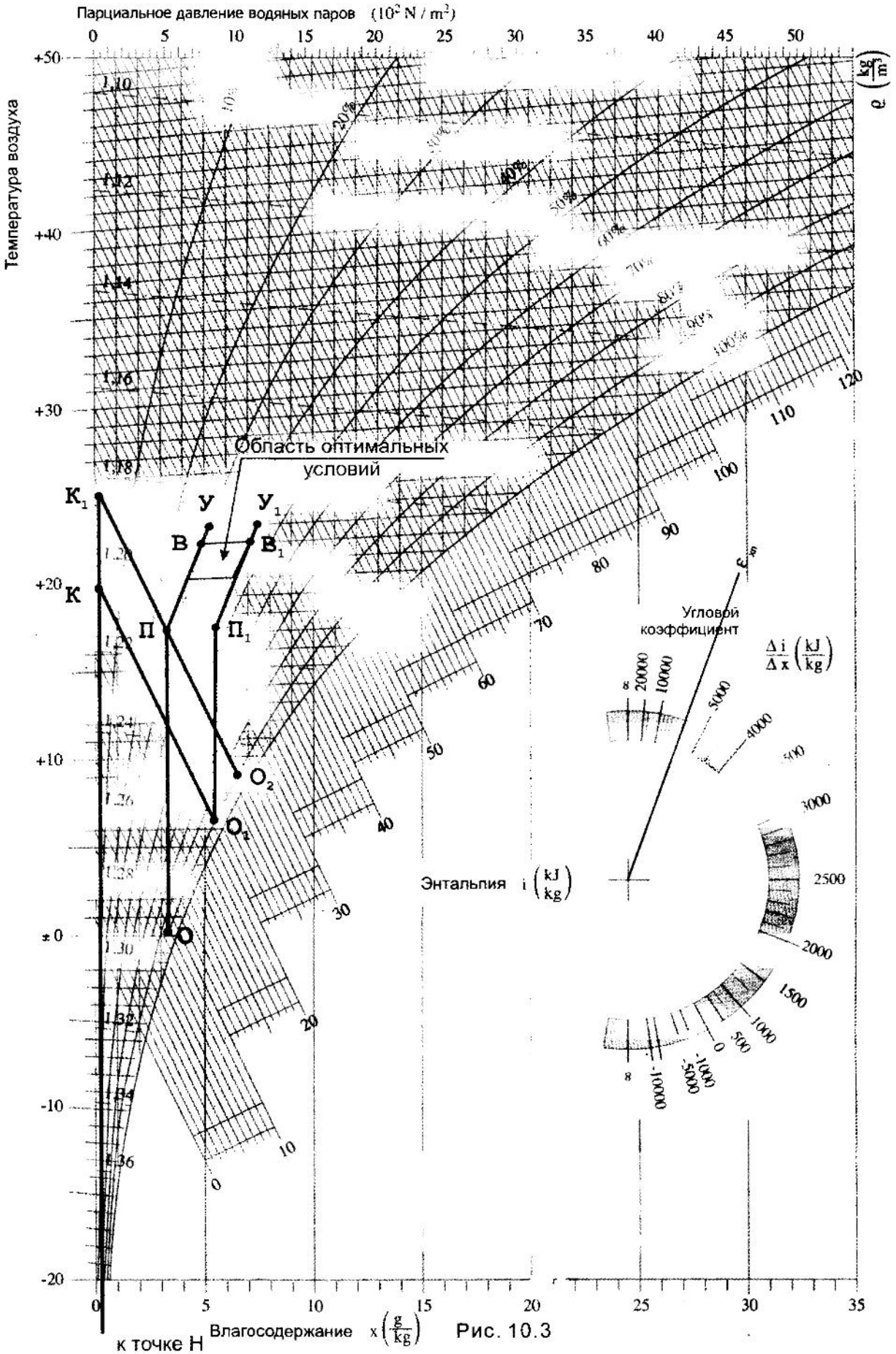

Парциальное давление водяных паров $(10^2\ N/m^2)$
Температура воздуха
Область оптимальных условий
Угловой коэффициент
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$\varphi\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
к точке Н
К1
К
У
У1
В
В1
П
П1
О2
О1
О

Рис. 10.3

Требуемое количество тепла:

$$Q_I = G_n(J_K - J_H) = G_n * c(t_K - t_H),\ кДж/ч. \qquad (10.4)\ (10.5)$$

Влага (водопроводная вода питьевого качества):

$$W = G_n(d_{0_1} - d_K),\ г/ч, \qquad (10.6)$$

$$где\ G_n = \frac{\sum Q_n}{J_y - J_n} = \frac{\sum W}{d_y - d_n}\ кг/ч. \qquad (10.7)$$

2. Второй способ позволяет избежать нагрева в калорифере 2-го подогрева. Для этого проводим линию J = const через (.) П до φ = 90 % (точка O_2) и до линии d = const (точка K_1). Смешиваем (при помощи байпаса) воздух с параметрами O_2 и K_1 в такой пропорции, чтобы точка смеси С накладывалась на точку притока П. Эта операция может быть выполнена либо по датчику температуры, либо по датчику относительной влажности после камеры смешивания (**рис. 10.3**).

Количество воздуха, проходящего через оросительную камеру G_0, кг/ч можно определить по соотношению отрезков (K_1 – П)/(K_1 – O_2), **рис. 10.3**:

$$G_0 = G_n \frac{(K_1 - П)}{(K_1 - O_2)},\ кг/ч, \qquad (10.8)$$

а расход воды:

$$W = G_n(d_n - d_H),\ г/ч, \qquad (10.9)$$

3. Наиболее простой способ увлажнения приточного воздуха – это увлажнение его паром. (Линия К-П, **рис. 10.4**). Такое увлажнение — единственно возможное для ряда отраслей: медицинская, радиоэлектронная и др.

4. Применение блок-камер сотового увлажнения дает возможность наиболее оптимально с точки зрения энергозатрат решить вопрос увлажнения приточного воздуха. Так, например, блок-камера с сотовой насадкой глубиной 100 мм повышает при скорости воздуха в ней $V_{\Phi_{1рек}} = 2{,}3\ м/с$ стабильно достичь относительной влажности φ = 45 %, глубиной 200 мм — φ = 70 % и 300 мм — φ = 90 % (данные фирмы ВЕЗА). Этот процесс изображен на **рис. 10.4** линией K_1-0. Далее, как и в предыдущем случае, применение байпаса позволяет точке смеси С попасть на (.) П.

Соотношение мощностей электропривода насоса в блок-камере, насоса, распыляющего воду в оросительной камере, и мощности электронагрева для получения пара, отнесенное к 1 кг водяного пара, составляет в Вт:

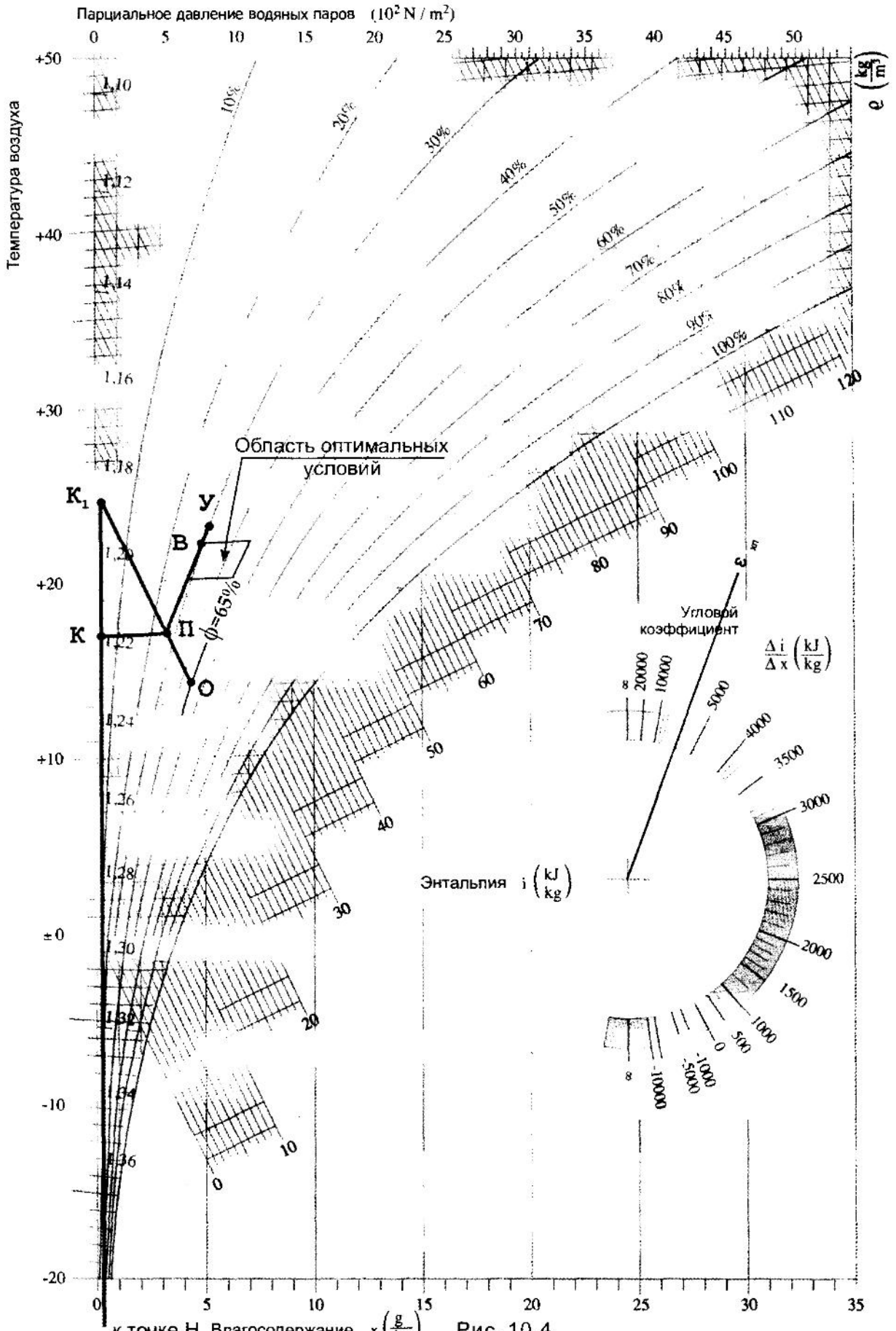

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Область оптимальных условий
K_1
У
В
К
П
О
ϕ=65%
Угловой коэффициент
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
к точке Н Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$

Рис. 10.4

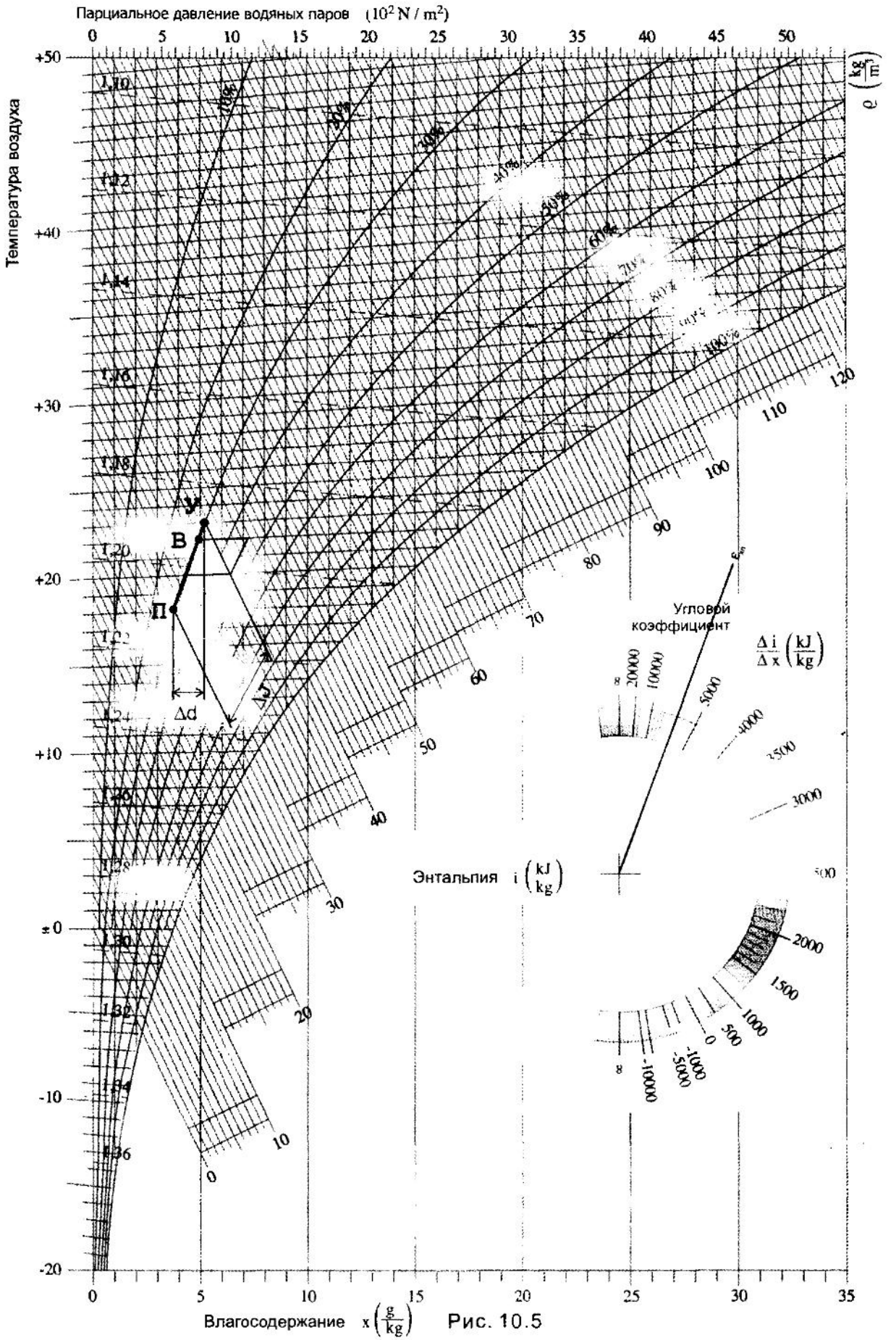

Парциальное давление водяных паров $(10^2\,N/m^2)$
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Угловой коэффициент $\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
У
В
П
Δd
Δi

Рис. 10.5

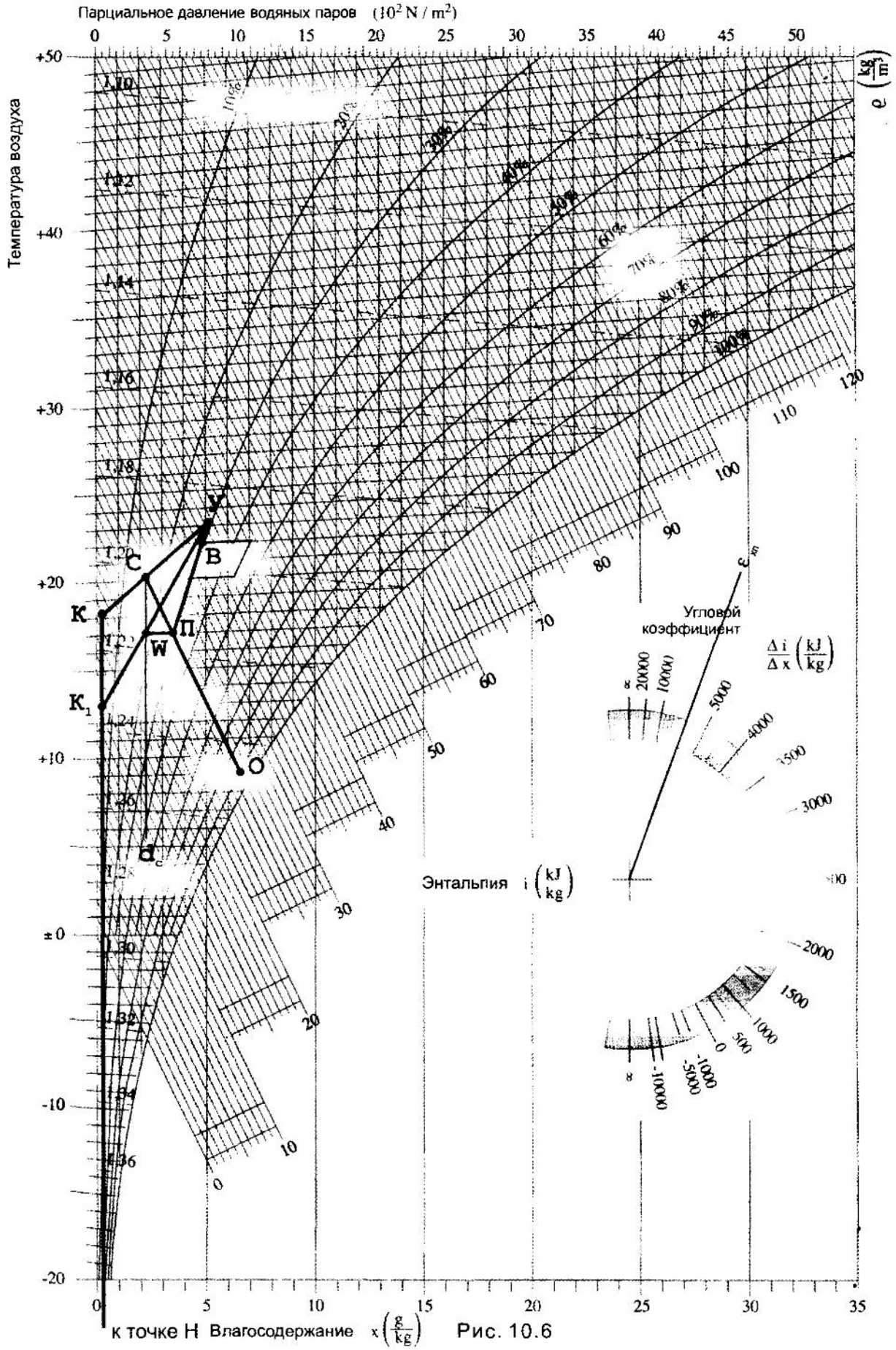

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
к точке H
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Угловой коэффициент
ε_m
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$\varrho\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
K
K$_1$
C
B
У
П
W
O
d$_c$

Рис. 10.6

сотовое увлажнение: 2

увлажнение в оросительной камере: 50

паровое увлажнение: 800.

Однако с вероятностью, близкой к 100 %, подаче воздуха, рассчитанная для ХП совсем не обязательно будет равно подаче для ТП. Варианты решений:

1. Принять $G_{XП} = G_{ТП}$ и сделать перерасчет параметров (.) П. Для этого определяют приращение тепло и влагосодержание в приточном воздухе:

$$\Delta J = \frac{\sum Q_n}{G_n},\ кДж/кг \ или\ \Delta d = \frac{\sum W}{G_n},\ г/кг. \qquad (10.10)\ (10.11)$$

От теплосодержания или влагосодержания уходящего воздуха отнимают соответствующее приращение и получают параметры J кДж/кг или d г/кг приточного воздуха (на пересечении с лучом процесса ε) рис. 10.5. Этот вариант самый простой, но самый затратный.

2. Выполнить рециркуляцию (повторное использование) воздуха. Смешивание уходящего и наружного воздуха без подогрева последнего в условиях России обычно не получается из-за того, что линия смеси перерезает линию относительной влажности φ = 100 %, и смесительная камера обледеневает (**рис. 10.6**.) Количество приточного воздуха сохраняется по ТП, а количество наружного $G_н$, кг/ч, определяется нормативным воздухообменом. Рециркулируемый воздух $G_р$, кг/ч, определяется по формуле

$$G_P = G_n - G_н,\ кг/ч, \qquad (10.12)$$

а линия влагосодержания смеси, $d_с$, г/кг:

$$d_C = \frac{G_P * d_y + G_H * d_H}{G_P + G_H},\ г/кг. \qquad (10.13)$$

На пересечении $d_с$ с линией J = const из (.) П находим (.) С (**рис. 10.6**).

Рециркуляция значительно сокращает расход тепла (греть надо не весь приточный воздух, а только $G_н$):

$$Q_I = G_H(J_K - J_H),\ кДж/ч \qquad (10.14)$$

и расход влаги:

$$W = G_n(d_n - d_c)\ г/ч. \qquad (10.15)$$

В точку притока при адиабатном увлажнении воздуха можно попасть, смешав часть воздуха с параметрами (.) С и часть с параметрами (.) О используя предыдущий материал этой главы.

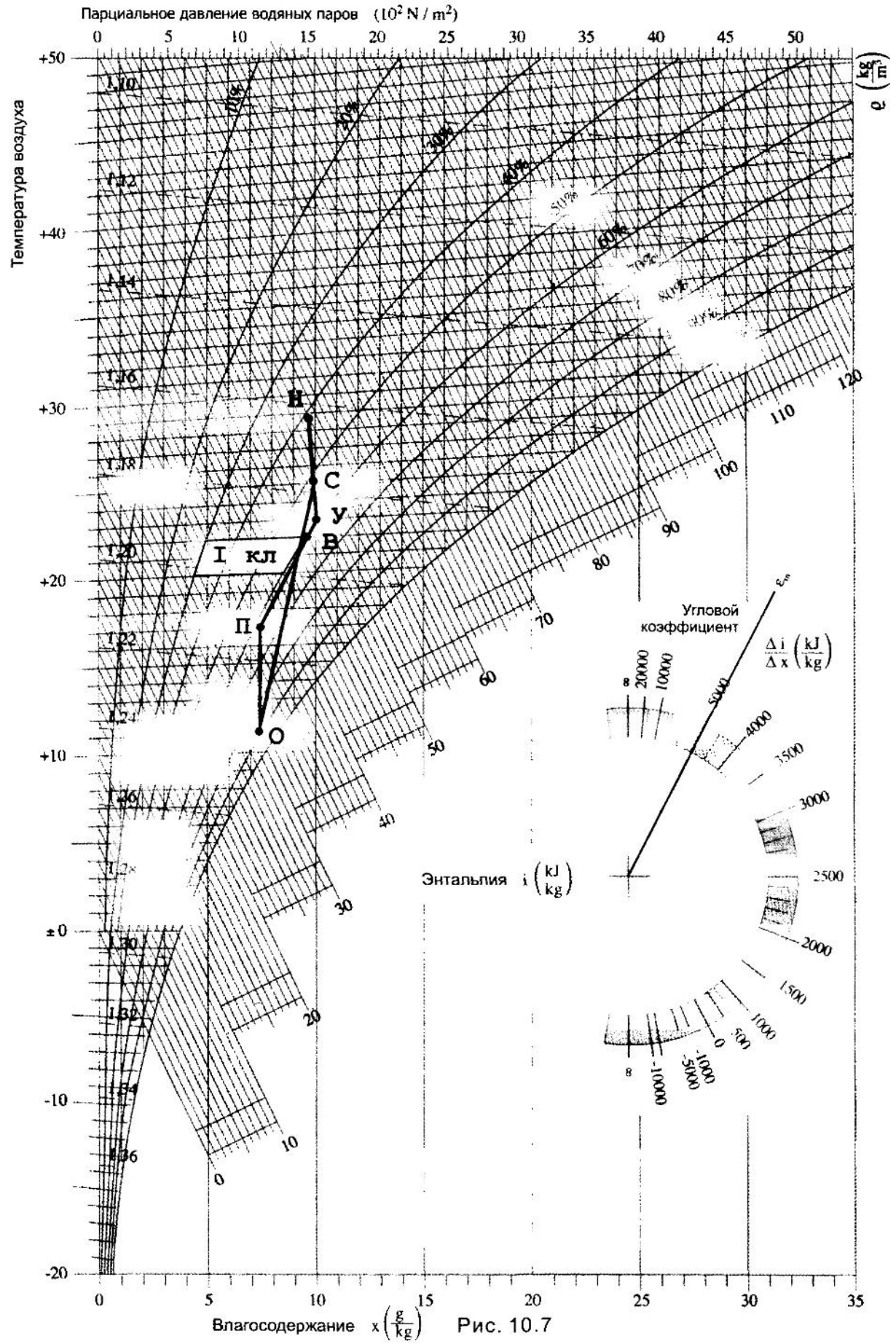

Парциальное давление водяных паров (10^2 N / m^2)
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
$\varrho\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Угловой коэффициент ε_{ug}
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Н
С
У
В
I кл
П
О

Рис. 10.7

При применении пароувлажнения (линия П-W) несколько снизится температура 1-го подогрева (.) K_1 **(рис. 10.6). Схема с пароувлажнением – альтернативный вариант.**

3. При большом отличии $G_{ХП}$ и $G_{ТП}$ (50 % и более) следует заложить в проект две пары вентиляционных систем. Одна (приток-вытяжка-рециркуляция) пара на ХП и ПУ. Вторая пара – дополнительно без 1-го подогрева только на ТП. Капитальные вложения возрастут, но снизятся эксплуатационные издержки. Расчет по приведенным затратам, изложенный в главе по экономике систем ТГВ, даст однозначный ответ на этот вопрос.

Рециркуляция воздуха в теплый период также может сократить затраты на холод и, иногда, влагу. Построение процесса изменения состояния воздуха в помещении (точки В.У и П) остается без изменений. Так же рассчитывается и подача приточного воздуха $G_п$, кг/ч. Если энтальпия уходящего воздуха ниже, чем наружного, то есть смысл предусмотреть рециркуляцию $G_р$, кг/ч (**рис. 14.7**). Для этого следует знать нормативные данные по наружному воздуху: $G_н$, кг/ч:

$$G_P = G_n - G_н, \; кг/ч. \tag{10.16}$$

Влагосодержание смеси $d_с$, г/кг, которая разделит линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха на две части:

$$d_C = \frac{G_H * d_H + G_P * d_Y}{G_H + G_P}, \; г/кг, \tag{10.17}$$

Если построение точки $d_с$ затруднено, то определяют теплосодержание $J_с$, кДж/кг:

$$J_C = \frac{G_H * J_H + G_P * J_Y}{G_H + G_P}, \; кДж/кг, \tag{10.18}$$

и наносят (.) С на J-d диаграмму (**рис. 14.7**).

Требуемое количество холода сократится:

$$Q_X = G_n(J_c - J_o), \; кДж/ч.$$

Глава 11

Многозональные системы кондиционирования воздуха. Чиллеры и фанкойлы. Эжекционные доводчики. Сплит-системы

При числе помещений, обслуживаемых одним центральным кондиционером, больше одного (а иногда помещений бывает до 100) мы сразу сталкиваемся с необходимостью дифференцировать параметры приточного воздуха, так как в помещениях разное количество людей, технологий, ориентаций по сторонам света, а значит, и поступление тепла от солнечной радиации и т.п.

Существует несколько систем многозонального кондиционирования, но все эти системы объединяют правила:

— центральный кондиционер подает в помещения наружный воздух в количестве, не меньшем, чем санитарная норма (например, в офисах это 60 м^3/ч чел);

— изменение параметров воздуха в различных помещениях до оптимальных условий осуществляется местными доводчиками, и на первом месте здесь стоит температура внутреннего воздуха, а относительная влажность здесь вторична.

Простейшая многозональная система – это **система с зональными воздухонагревателями,** которыми снабжаются все ответвления воздуховодов в помещения. Температура воздуха в помещениях поддерживается автоматически с помощью исполнительного механизма, соединенного с датчиками температуры в помещении. Центральный кондиционер должен подавать воздух с температурой, соответствующей минимальному ее значению при воздухораздаче.

В качестве воздухонагревателей желательно использовать электрокалориферы, как устройства малоинерционные и не подверженные сменам сезонов или наличию горячей воды в ТП года. Эта схема неплохо работает и в ХП года.

Более гибкая схема получается, если зональные воздухонагреватели дополнить воздухоохладителями, получающими холод централизованно.

Двухканальная система своим названием предопределяет централизованное получение воздуха двух параметров, прежде всего по температуре и относительной влажности и дальнейшее его транспортирование потребителям, каждый из которых имеет свой индивидуальный смеситель, действующий по датчику температуры в помещении. Количество воздуха, поступающего в помещение, остается неизменным. Централизованное получение воздуха двух параметров может производиться как в двух раздельных кондиционерах, так и в одном, имеющем воздухонагреватель в одном канале (после кондиционера) и воздухоохладитель — в другом.

Схема с переменным расходом воздуха предопределяет установку клапана, регулирующего подачу приточного воздуха в зависимости от температуры в каждом помещении. Такая регулировка вызывает колебания давления воздуха в воздуховодах и, как следствие, возможное возникновение автоколебаний в системе.

Системы многозального кондиционирования с фанкойлами.

В этой схеме основная тепло- и холодонагрузка ложится на вентиляторные доводчики-фанкойлы. Центральный кондиционер подает только требуемое санитарными нормами количество воздуха в помещения. Вторая задача центрального кондиционера в ХП — поднять влагосодержание приточного воздуха.

Фанкойл состоит из одного или двух теплообменников, вентиляторной группы, всасывающей воздух из помещения и подающей его через теплообменники и через подвижную воздуховыпускную решетку в помещение.

Поддержание температуры воздуха в каждом помещении выполняется системой управления фанкойлом. Температура воздуха задается либо настенным датчиком, либо переносным пультом управления.

По сути дела мы имеем две независимые системы управления микроклиматом помещения.

В соответствии с заданной температурой изменяется частота вращения вентилятора фанкойла (низкая, средняя, высокая) и расход теплоносителя через теплообменник при помощи трехходового крана.

В фанкойлах с двумя теплообменниками один предназначен для горячей, второй — для холодной воды.

Фанкойлы с одним теплообменником предусматривают централизованное подключение теплоносителя или работу только на охлаждение воздуха.

Фанкойлы могут устанавливаться под окном, на стене, под потолком, в пространстве подшивного потолка. При установке фанкойла под окном на его функции налагается и работа в качестве отопительного прибора системы отопления. Это западное решение. Россия – страна с холодным климатом. Продолжительность отопительного сезона в центральной части России превышает 7 месяцев. Срок службы вентиляторной группы фанкойла 8—10 лет. При среднем сроке эксплуатации здания 50 лет мы будем вынуждены 4 раза ремонтировать или менять фанкойлы. Поэтому только система водяного отопления, рассчитанная также на 50 лет, как и здание, может служить основой для поддержания теплового режима здания в нашей стране.

Обычно фанкойлы снабжаются холодной водой с параметрами 7—12 ^{0}С, что позволяет сконденсировать лишнюю влагу из воздуха, если температура точки росы превысит 13—14 ^{0}С. Этой температуре соответствует влагосодержание 9,5-10 г/кг, что оптимально для систем кондиционирования I класса.

Каждый фанкойл снабжается поддоном для сбора конденсата с последующим подсоединением к дренажной системе.

Порядок расчета холодильной мощности фанкойла для ТП года.

1. Исходные данные для расчета :

Рабочее помещение на 8 человек площадью 60 м^2, Н = 2,7 м

Освещение : люминесцентные светильники 60 Вт/3 м^2

Поступление тепла от солнечной радиации : 800 Вт.

Температура воздуха, поступающего от центральной системы кондиционирования : $t_п = 19^0C$.

Расчетная внутренняя температура : $t_в = 22^0C$.

2. Определим количество наружного приточного воздуха :

$L_н = 60 * N$, где N = 8 чел.

$$L_н = 60 * 6 = 480 м^3/ч \text{ или } G_н = L_н * \quad = 480 * 1,2 = 576 кг/ч. \qquad (11.1)$$

3. Составляем тепловой баланс.

—теплопоступления от людей (полное тепло) $Q_л = 150 * 8 = 1200$ Вт.

освещение. 50 % помещения находится в теневой зоне.

$Q_{осв} = F * q_{уд}$ $q_{уд} = 20$ Вт/м^2 $Q_{осв} = 60 * 0,5 * = 600$ Вт.

— теплопоступления от ПК:

$Q_{пк} = 250 * N = 250 * 8 = 2000$ Вт.

Общие теплопоступления: 1200 + 600 + 800 + 2000 = 4600 Вт.

4. Количество холода, поступающего от центрального кондиционера:

$$Q_{Х,К} = G_Н * c(t_В - t_Н) * \frac{1}{3,6}, Вт; \qquad (11.2)$$

$$Q_{Х,К} = 576 * 1,005(22 - 19) * \frac{1}{3,6} = 480 \ Вт.$$

5. Баланс по холоду:

$Q_х = 4600 - 480 = 4120$ *Вт.*

На эту холодильную мощность и выбираем фанкойл.

Для обслуживания площади 60 м^2 их должно быть два, каждый на 2060 Вт холодильной мощности по полному теплу.

Системы с эжекционными доводчиками.

Эжекционные доводчики представляют собой конструкцию, принципиально отличающуюся от фанкойлов. В них нет вращающихся частей или электропривода. Они работают от воздуха, поступающего от вентилятора центрального кондиционера. Этот воздух попадает в камеру, в верхней части которой находятся сопла диаметром 4 – 6 мм. Выходя из сопел, первичный воздух эжектирует воздух из помещения. Коэффициент эжекции варьируется от 1,8 до 4. Далее смесь первичного и эжектированного воздуха проходит через один и два теплообменника и попадает в помещение. Через теплообмен-

ники проходит теплая (горячая) и холодная вода. Датчик температуры в помещении воздействует на краны, открывающие или закрывающие доступ к теплообменникам.

Отсутствие подвижных частей имеет два преимущества:

— во-первых, нет шума от вентилятора;

— во-вторых, долговечность доводчика равна долговечности здания, что позволяет применять в качестве отопительных приборов системы отопления.

Подсоединение эжекционных доводчиков к воздуховодам выполняется гибким шлангом диаметром 100 мм.

Устанавливаются доводчики под окнами помещений.

Чиллер – водоохлаждающая парокомпрессионная холодильная машина, состоящая из компрессора с электродвигателем, конденсатора, испарителя, элементов защиты и автоматики, гидравлического контура насосной станции.

Холодильная мощность чиллеров колеблется от нескольких до нескольких тысяч киловатт.

Электрическая мощность, забираемая от сети, составляет около одной трети холодильной мощности.

Конструктивно чиллеры выпускаются с двумя типами конденсаторов, служащими для снятия теплоизбытков: водяного охлаждения и воздушного.

Чиллеры с водяным охлаждением значительно дешевле, но требуют системы оборотного водоснабжения с градирней, так как использование питьевой воды для охлаждения конденсаторов запрещено.

Чиллеры с воздушным охлаждением выпускают в моноблочном исполнении и с выносным конденсатором. Моноблочный чиллер – автономная холодильная машина с подключением к холодопроводам.

Чиллеры с выносным конденсатором лучше всего подходят для сурового климата России, так как позволяют установить сам чиллер в теплом помещении и для системы холодоснабжения использовать обыкновенную воду без опасности ее замерзания.

Чиллер комплектуется аккумуляторным баком и насосной станцией. Задачи аккумуляторного бака – снизить влияние пиковых нагрузок на включение компрессора чиллера. В стандартном подключении холодная вода от чиллера поступает в бак-аккумулятор и далее к потребителям. Расход воды в этом случае должен быть постоянным. При независимом подсоединении чиллер работает на первичный контур с теплообменником в аккумуляторном баке. В этом случае система холодоснабжения гидравлически развязана с чиллером и с помощью дополнительных циркуляционных насосов осуществляет циркуляцию холодоносителя вне зависимости от его расхода.

Часть выпускаемых чиллеров может работать по схеме теплового насоса, то есть не охлаждать воду, а нагревать ее. Это особенно важно в переходных условиях, когда система отопления еще не работает, а в помещениях холодно.

Чиллер подбирается по каталогам фирмы по своей холодопроизводительности, кВт.

Кондиционеры сплит-систем получили широкое распространение из-за простоты их расчета, легкости монтажа и удобства эксплуатации. По сути дела, это дальнейшее развитие оконных кондиционеров, теперь разделенных на несколько составных частей:

компрессорно-конденсаторного блока наружной установки и одного или нескольких испарителей для монтажа внутри помещений.

Расчет тепловой мощности испарительного блока практически ничем не отличается от расчета фанкойла, приведенного ранее в этой главе. Если в здании устанавливается несколько испарительных блоков, то их суммарной холодопроизводительности должен соответствовать компрессорно-конденсаторный блок. Однако дальнейшее развитие сплит-систем привело к созданию многоканальных систем с изменяемым расходом хладагена, позволяющее подсоединять к одному наружному блоку до нескольких десятков испарителей. Холодопроизводительность выносного блока меняется в зависимости от текущей нагрузки, для чего компрессор снабжен инвектором, позволяющим в широком диапазоне менять холодо- и теплопроизводительность (в режиме теплового насоса).

Глава 12

Гидравлический расчет трубопроводов систем холодо- и теплоснабжения, систем отопления и других систем, где в качестве энергоносителя используется вода либо раствор этиленгликоля

Это бестабличный метод расчета, использующий программируемый калькулятор типа CITIZEN SRP-325G, позволяющий записывать программу в 400 шагов (требуется менее 200) и имеющий 26 блоков памяти (требуется 16 блоков), либо самый простой ПК, воспринимающий БЕЙСИК.

Метод позволяет в несколько раз снизить время расчетов и повысить точность результатов. Методика рассчитана на любые температурные режимы энергоносителя (вода либо этиленгликоль) и трубопроводы из различных материалов (сталь, медь, металлополимеры, сшитый полиэтилен) с различной степенью абсолютной шероховатости.

Гидравлическому расчету предшествует вычерчивание аксонометрической схемы системы, проставление на схеме номеров участков, их нагрузок в Вт и длин в м.

Для систем отопления определяется основное циркуляционное кольцо ОЦК – в двух трубной тупиковой системы отопления от распределительного коллектора до нижнего прибора самого удаленного стояка и обратно к сборному коллектору; для системы с попутным движением воды – через нижний прибор среднего, наиболее нагруженного стояка. В случае установки термостатических головок расчет ведется через верхний прибор.

Такая же схема определения ОЦК применяется и для схем тепло- и холодоснабжения фанкойлов (при 4-трубной схеме подача тепла и холода рассчитываются отдельно, при 2-трубной схеме система считается по холоду, как среде, создающей большее гидравлическое сопротивление).

Системы холода- и теплоснабжения рассчитываются от генератора энергии до самого удаленного потребителя и обратно.

Потери давления в системе определяются суммой потерь давления на участках ОЦК и в дальнейшем определяют выбор напора циркуляционного насоса.

Методика позволяется также производить гидравлическую увязку всех ответвлений с ОЦК.

Расчетные формулы.

Скорость движения воды в трубопроводе, V, м/с:

$$V = \frac{3{,}6 * Q_Y * 10^6 * 4}{4{,}19 * \Delta t * 3600 * d_в^2 * \rho * \pi}, \text{ м/с.} \qquad V = \frac{304 * Q_Y}{\Delta t * \rho * d_в^2}, \qquad (12.1)$$

где $Q_{уч}$ – нагрузка (тепло или холод) на участок, Вт;

Δt, ^{0}C – разность температур транспортируемой среды (для отопления: $\Delta t = t_г - t_0$, ^{0}C, для холодоснабжения: $\Delta t = t_0 - t_Х$, ^{0}C);

$$\rho — \textit{плотность среды, кг/м}^3 \textit{ при } t_{ср} = \frac{t_г - t_0}{2}, {}^0C \textit{ или } t_{ср} = \frac{t_Х - t_0}{2}, {}^0C; \qquad (12.2)$$

$d_в$ – внутренний диаметр трубопровода, мм.

Для этиленгликоля: $V = 374\frac{Q_Y}{\Delta t * \rho * d_в^2}$, м/с (из-за меньшей теплоемкости) (12.3)

Если материалом трубопроводов выбирается сталь, то система монтируется из черных водогазопроводных труб (ГОСТ 3262-75) или электросварных (ГОСТ 10704-91) и внутренний диаметр принимается по **табл. 12.1**.

Таблица 12.1

Трубы черные, водогазопроводные, обыкновенные или электросварные

Диаметр в дюймах	Условный диаметр прохода d_y, мм	Фактический внутренний диаметр $d_в$, мм
3/8	10	12,6
1/2	15	15,7
3/4	20	21,2
1	25	27,1
1 1/4	32	35,9
1 1/2	40	41
2	50	53
2 1/2	65	76,5
3	80	80,5

Трубы черные, водогазопроводные применяются обычно до $d_y = 50$, а для больших размеров используются трубы стальные бесшовные (ГОСТ 8732-78).

Маркируются бесшовные трубы по наружному (как и все остальные) диаметру и толщине стенки в мм.

Для санитарно-технических систем рекомендуются следующие размеры бесшовных труб:

Таблица 12.2

Условный диаметр прохода d_y, мм	Наружный диаметр $d_н$, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр $d_в$, мм
50	57	3	51
65	76	3	70
80	89	3,5	82
100	108	4	100

Условный диаметр прохода d_y, мм	Наружный диаметр $d_н$, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр $d_в$, мм
125	133	4	125
150	159	4,5	150
200	219	6	207
250	273	7	259
300	325	8	309

Сортамент медных труб маркируется по наружному диаметру и толщине стенки в мм.

Таблица 12.3

Сортамент твердых медных труб по стандарту EN 1057.

Наружный диаметр $d_н$, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр $d_в$, мм	Объем воды, л/м	Масса трубы, кг
10	1,0	8	0,05	0,25
12	1,0	10	0,08	0,31
15	1,0	13	0,13	0,39
18	1,0	16	0,20	0,48
22	1,0	20	0,31	0,59
22	1.5	19	0,28	0,86
28	1.0	26	0,53	0,76
28	1,5	25	0,49	1,12
1	2	3	4	5
35	1,5	32	0,80	1,41
42	1,5	39	1,20	1,71
54	2,0	50	1,96	2,92
64	2,0	60	2,83	3,48
76,1	2,0	72,1	4,83	4,16
88,9	2.0	84,9	5,66	4,86
108	2,5	103	8,33	7,37

Трубы из сшитого полиэтилена со специальным слоем, препятствующим проникновению кислорода в энергоноситель, или полипропиленовые или металлополимерные трубы изготавливаются различными фирмами, и их внутренние диаметры следует брать из соответствующих каталогов. Так, например, фирма KAN применяет металлополимерные трубы PE-Xc/AL/PE-Xc диаметрами: 14/2; 16/2; 20/2; 26/3 мм (наружный диаметр и толщина стенки).

Критерий Рейнольдса определяется по формуле

$$R_e = 0{,}001 * V * d_в/\nu, \qquad (12.4)$$

где V – скорость энергоносителя, м/с;

$d_в$ – внутренний диаметр, мм;

ν – кинематическая вязкость среды, $м^2/с$, зависящая от температуры.

Таблица 12.4

Кинематическая вязкость и плотность воды

Температура, t, °С	Избыточное давление для предотвращения вскипания, Р, кПа	Плотность,ρ, кг/м³	Кинематическая вязкость ν(ню) 10^{-6} м²/с
0	0	1000	1,79
10	0	1000	1,31
20	0	998	1,01
30	0	996	0,805
40	0	992	0,659
50	0	988	0,556
60	0	983	0,479
70	0	978	0,415
80	0	972	0,366
90	0	965	0,326
100	30	958	0,295
120	102	943	0,244
140	268	926	0,212
160	530	907	0,19
180	923	887	0,173

Таблица 12.5

Кинематическая вязкость и плотность водного раствора этиленгликоля (концентрация 42,6%, температура замерзания – 29 °С)

Температура, t, °С	Плотность ρ, кг/м³	Кинематическая вязкость , 10^{-6} м²/с	Удельная теплоемкость, С, кДж/кг°С
50	1055	1,3	3,61
20	1055	2,78	3,48
0	1055	5,85	3,44
-10	1055	9,1	3,4
-20	1055	11,7	3.38
-25	1055	15,2	3,36
-30	1055	20,5	3,33

Коэффициент гидравлического трения λ при числе Рейнольдса менее 2200 вычисляется по формуле Варфоломеевой:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}\left[1 + 4\left(\frac{K_э}{d_в}\right)^{0,8}\right] \qquad (12.5)$$

При большем числе Рейнольдса (подавляющее число расчетов) — по формуле Кольбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\lg\left(\frac{2,51}{\mathrm{Re}\sqrt{\lambda}} + \frac{K_э}{3,7d_в}\right), \qquad (12.6)$$

которую можно преобразовать:

$$\lambda = \left[\frac{1}{-2\lg 2{,}51 / \mathrm{Re} / \sqrt{\lambda} + K_э / 3{,}7 / d_в} \right]^2 \qquad (12.7)$$

Формула Кольбрука содержит искомую величину λ в обоих частях формулы, поэтому в программе сначала задается величина λ = 0,04 и затем трижды вычисляется методом последовательного приближения, так что в конечном итоге ошибка от номинальной величины λ составляет менее 0,1 %.

В указанных формулах $K_э$ – абсолютная шероховатость трубопроводов в мм:

для стальных труб $K_э$ = 0,2 мм,

для медных труб $K_э$ = 0,11 мм,

для полимерных труб $K_э$ = 0,005 мм.

Падение давления на участке трубопровода, Δp, Па:

$$\Delta p_{уч} = \left(\frac{1000 * \lambda * l_y}{d_в} + \sum KMC \right) * \frac{V^2}{2} * \rho, \; Па, \qquad (12.8)$$

где $l_{уч}$ – длина участка, м;

$d_в$ – внутренний диаметр, мм;

$\sum KMC$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Предварительно в калькулятор вводятся величины:

$B = \frac{304}{\Delta t}$ для воды, или $B = \frac{374}{\Delta t}$ для этиленгликоля (из табл.6)

C = 0,001/ν (из табл.6)

H = ρ (из табл.6) кг/м^3

F = $K_э$/3,7 для стали F = 0,054

для меди F = 0,03

для полимеров F = 0,00135

G = 2,51

I = 1000

Таблица 12.6

Таблица вводимых коэффициентов

t_1, t_x, °C	t_0, °C	$t_{ср}$, °C	$\nu^{10^{-6}}$, м^2/с	Плотность H, кг/м^3	B	C
Энергоноситель – вода						
40	30	35	0,732	994	30,4	1366
60	40	50	0,556	988	15,2	1798
80	60	70	0,415	978	15,2	2410
85	65	75	0,390	975	15,2	2564

$t_г$, $t_х$, °С	t_0, °С	$t_{ср}$, °С	$\nu^{10^{-6}}$, м²/с	Плотность Н, кг/м³	В	С
90	70	80	0,366	972	15,2	2732
95	70	82,5	0,356	970	12,16	2809
110	70	90	0,326	965	7,6	3067
130	70	100	0,295	958	5,07	3390
150	70	110	0,268	951	3,8	3730
5	15	10	1,31	1000	30,4	763
6	12	9	1.36	1000	50,7	735
Энергоноситель – этиленгликоль						
60	40	50	1,3	1055	18,7	769
-4	2	-1	6,0	1055	62,4	167
5	15	10	9,1	1055	37,4	110

Ввод коэффициентов проводится по схеме:

Число [SAVE] Буква [ENTER]

Контролируется по схеме:

[ALPHA] Буква [ENTER]

Программа вводится как до так и после ввода коэффициентов однажды, а коэффициенты зависят от начальных условий.

Программа №1.

10 INPUT Q, D, L, S [ENTER]

20 V = Q * B/H/D^2 [ENTER]

30 PRINT «V=», V; ◢ [ENTER] На дисплей выводится скорость среды, м/с

40 R = V * D * C [ENTER]

50 Y = - 2 * LOG(12/R+F/D) [ENTER]

60 W = - 2 * LOG(G*Y/R+F/D) [ENTER]

70 U = - 2 * LOG(G*W/R+F/D) [ENTER]

80 Z = $U^{2,-1}$ [ENTER]

90 P = V^2 * (I*Z*L/D+S) * H/2 [ENTER]

100 PRINT «P=», P; END[CL/ESC] – на дисплее потери давления на участке, Па

Принятые обозначения: Q, Вт – нагрузка на участок:
D, мм – внутренний диаметр;
L, м – длина участка;
S — сумма КМС на участке;
P, Па — потери давления.

Если критерий Рейнольдса (R) < 2200 (что может быть при расчете подводок к отопительным приборам в системах отопления с естественной циркуляцией), то вводится программа №2 на основе формулы Варфоломеевой:

Программа 2

10 INPUT Q, D, L, S [ENTER]

20 V = Q *B/H/D^2 [ENTER]

30 PRINT «V=», V; [ENTER] на дисплее скорость, м/с

40 R = V * D * C [ENTER]

50 PRINT «R=», R; ◢ [ENTER] на дисплее Рейнольдс

60 Z = [(3,7*F/D)^{0,8}]*64/R [ENTER]

70 P = V^2 * (I*Z*L/D+S) * H/2 [ENTER]

80 PRINT «P=», P; END [CL/ESC] на дисплее потери давления, Па

Во всех случаях S – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Таблица местных сопротивлений

КМС, при d_y, мм	10	15	20	25	32	40	50 и более
Вентиль обычный	20	16	10	9	9	8	7
Кран шаровой или пробковый	5	4	2	2	2	2	2
КРД	5	4	2	2	-	-	-
Отвод 90 ^{0}	2	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Скоба	4	3	2	2	2	2	2

Для всех диаметров:

Радиатор	2,0
Внезапное расширение	1,0
Внезапное сужение	0,5
Задвижка параллельная	0,5
Тройник-проход	1,0
Тройник-поворот	1,5
Тройник-противоток	3,0
Крестовина-проход	2,0
Крестовина-поворот	3,0
Угольник	1,2

Критерии при выборе диаметров трубопроводов:

— стальные и медные трубы. Скорость движения воды: V = 0,3 - 0,8 м/с

— полимерные трубы:

d 12/2 – d 14/2 V = 0,25 - 0,4 м/с

d 16/2 – d 18/2 V = 0,35 - 0,5 м/с

d 20/2 – d 25/2 V = 0,45 - 0,6 м/с

выше d 25/2 V = 0,5 - 0,75 м/с.

Скорость воды более 0,11 м/с достаточна для удаления воздуха в горизонтальных трубопроводах.

Падение давления в термостатических вентилях может лежать в пределах 5—8 кПа, но должно поддерживать авторитет вентиля в пределах 0,3 – 0,7.

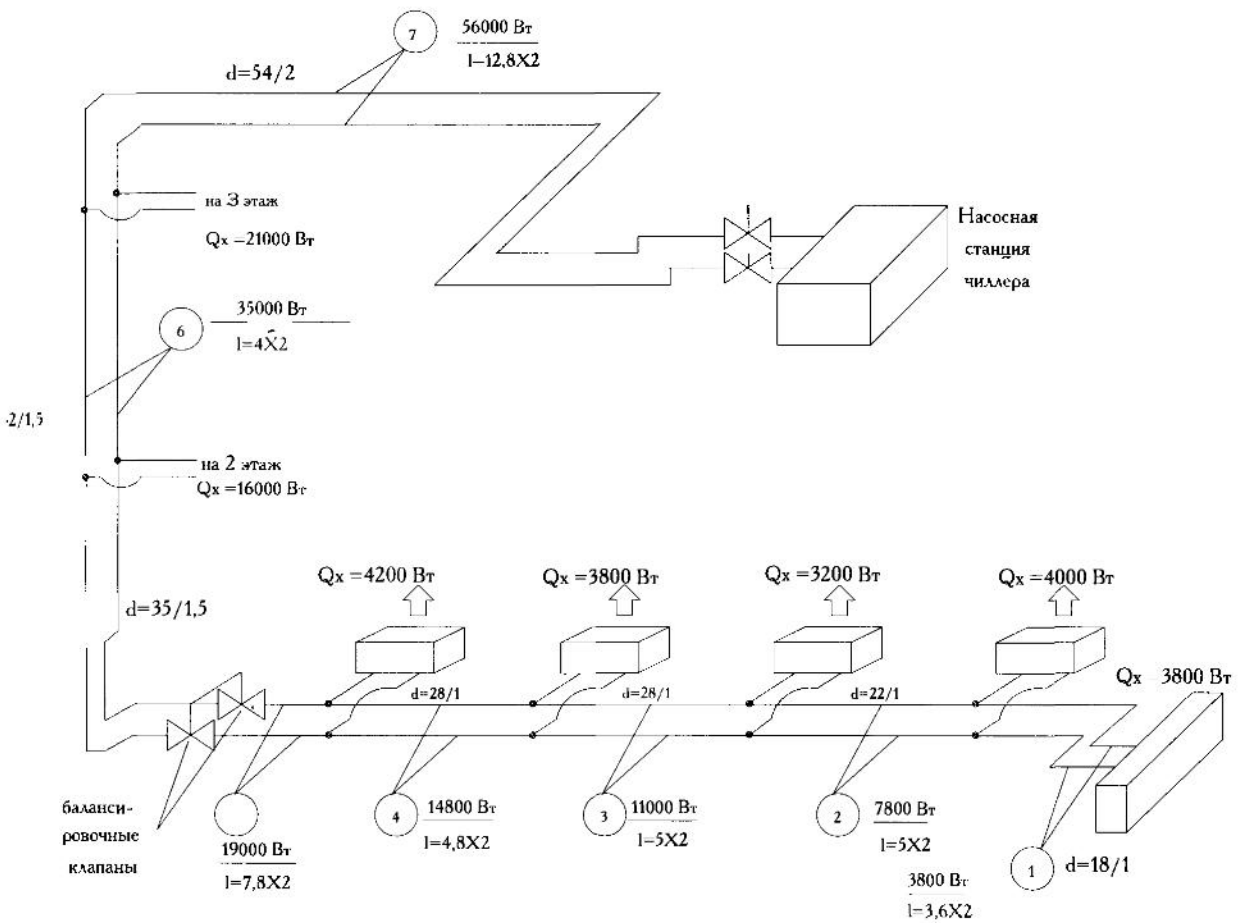
Пример расчета системы холодоснабжения фанкойлов, установленных в 3-этажном здании банка

Исходные данные:

Холодоноситель – раствор этиленгликоля с температурой замерзания $t_з = -29\ ^0C$, получаемый от чиллера, установленного на крыше. Параметры раствора: $t_х = 15\ ^0C$, $t_0 = 5\ ^0C$.

Трубопроводы системы – медные.

Аксонометрическая схема системы холодоснабжения (южный фасад).



Устанавливаем параметры переменных величин для ввода в микрокалькулятор:

B = 37,4

C = 110

H = 1055

F = 0,03 (для меди)

G = 2,51 и I = 1000 введены ранее, они не меняются.

Включаем режим RUN программирования и вводим нагрузку Q, Вт, внутренний диаметр D, мм, длину L, м, и сумму KMC, S.

Таблица гидравлического расчета холодопроводов

№ участка	Q_x нагрузка, Вт	Длина l, м	$D_в$, мм	скорость V, м/с	Коэффициенты местных сопротивлений по участкам	Падение давления $P_{уд}$, Па
1	3800	7,2	16	0,526	Отводы 4*2=8, Тройник –проход =2	5730
2	7800	10	20	0,691	2 тройника на проход 2*1 = 2	7380
3	11000	10	26	0,576	2 тройника на проход 2*1 = 2	3930
4	14800	9,6	26	0,776	2 тройника на проход 2*1 =2	6290
5	19000	15,6	32	0,658	2 тройника на проход 2*1 =2 7отводов 7*1 = 7	7330
6	35000	8	39	0,815	2 тройника на проход 2*1 = 2	3710
7	56000	25,6	50	0,794	12 отводов 12*1 = 12	10650
						∑45020 Па

Потери в трубопроводах составят 45 кПа. К ним следует добавить потери в теплообменнике фанкойла и трехходовом регулирующем клапане (20-25 кПа) и балансировочных клапанах на ответвлении (5-10 кПа). С учетом 10 % надбавки на неучтенные потери следует подбирать циркуляционный насос насосной станции чиллера.

Пример расчета 2-трубной системы отопления с нижней разводкой магистралей и попутным движением воды для 2-этажного жилого дома (подвал отапливаемый)

Исходные данные.

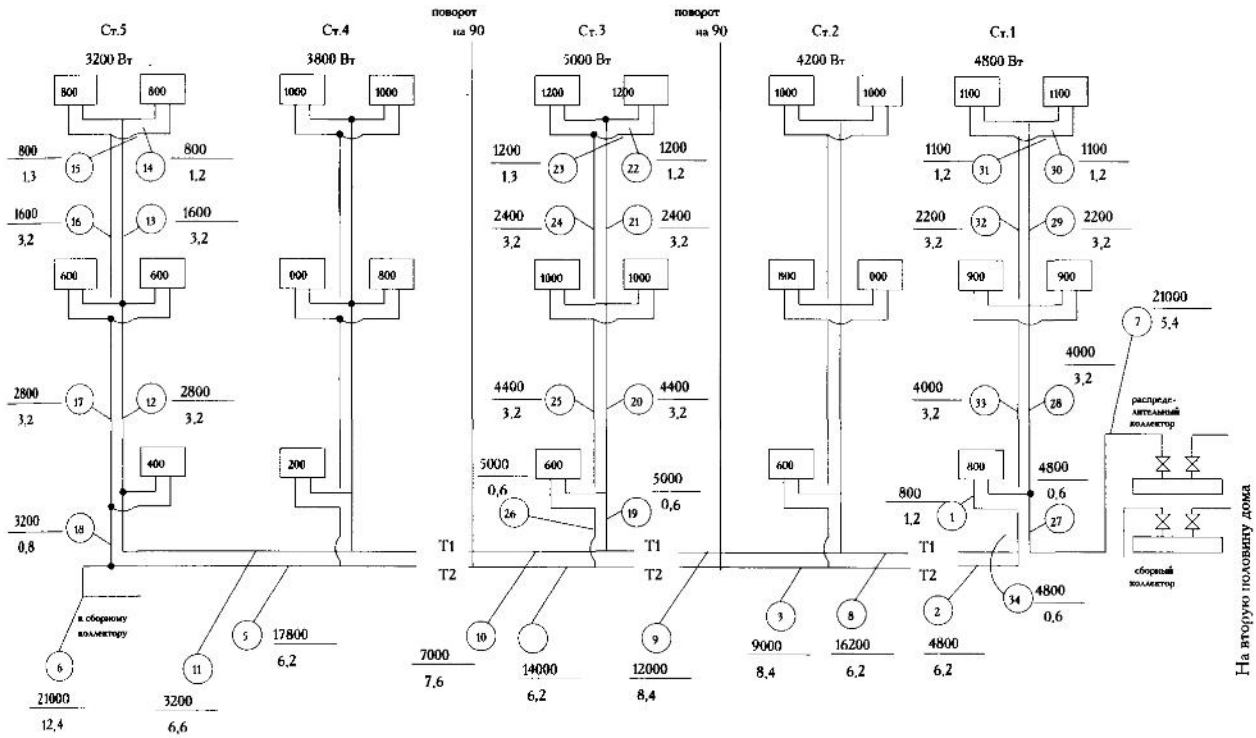
Параметры теплоносителя: $t_г = 80\ ^0C$, $t_0 = 60\ ^0C$.

Отопительные приборы: стальные штампованные радиаторы с нижней подводкой теплоносителя и термостатическими вентилями.

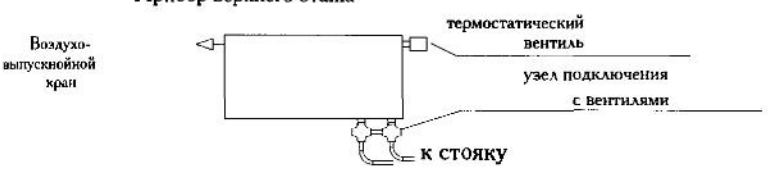
Материал трубопроводов: магистрали из стальных водогазопроводных труб, стояки и подводки – из металлополимерных труб PE-Xc/AL/PE-Xc.

Источник тепла: газовая котельная, пристроенная к дому.

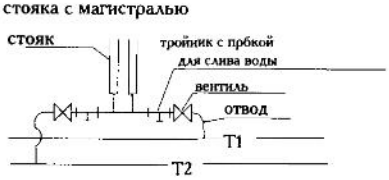
Аксонометрическая схема системы отопления



Прибор верхнего этажа



Узел подсоединения стояка с магистралью



Устанавливаем параметры переменных величин для ввода в микрокалькулятор:

B = 15,2

C = 2410

H = 978

F = 0,054 для стали F = 0,00135 для металлополимеров.

Включаем режим RUN программирования и вводим для каждого участка нагрузку Q, Вт, внутренний диаметр D, мм, длину L, м, и сумму КМС, S.

Основное циркуляционное кольцо проходит через средний стояк 3. После расчета ОЦК выполняем расчет через первый стояк 1 и последний стояк 5.

Таблица 12.2

Таблица гидравлического расчета трубопроводов системы отопления

№ участ.	Нагрузка Q, Вт	db, мм	Длина L, м	Скорость V, м/с	Сумма КМС	Потери давления Р, Па
1	2	3	4	5	6	7
Основное циркуляционное кольцо через стояк 3						
7	21000	27,1	5,4	0,444	Задвижка 0,5. Внезап. Сужение 0,5 3 отвода 3 x1=3 Σ = 4,0	1091
8	16200	21,2	6,2	0,560	Тройник - проход 1,0	1914
9	12000	21,2	8,4	0,414	Тройник - проход 1,0 отвод 1,0 Σ = 2,0	1500
19	5000	16	0,6	0,303	2 отвода 2x2=4 Вентиль 16 Тр - поворот 1,5 Σ = 21,5	1020
20	4400	12	3,2	0,475	Тройник - проход 1,0	967
21	2400	10	3,2	0,373	Крестовина - проход 2,0	843
22	1200	10	1,2	0,187	Тр-поворот 1,5, отвод 2,0, Вентиль 20, Радиатор 2,0, Термостат=5кПа Σ = 25,5	5513
23	1200	10	1,3	0,187	Отвод 2,0 Тр-противоток 3,0 Вентиль 20 Σ = 25,0	512
24	2400	10	3,2	0,373	Крестовина - проход 2,0	843
25	4400	12	3,2	0,475	Тройник-проход 1,0	967
26	5000	16	0,6	0,303	2 отвода 2x2=4 Тр-поворот 1,5 Вентиль 16 Σ = 21,5	1020
4	14000	21,2	7,6	0,484	Тройник-проход 1,0 отвод 1,0 Σ = 2,0	1853
5	17800	27,1	6,2	0,377	Тройник-проход 1,0	657
6	21000	27,1	12,4	0,444	4 отвода 4x1=4 Задвижка 0,5 внезап. Расшир. 1,0 Σ = 5,5	2150
						ΔР ОЦК = 20850 Па
Гидравлическое кольцо через стояк 1 (первый) Расчетное циркуляционное давление: Δ Р рас = Δ Р участков 8,9,19 ÷ 26 = 15100 Па						
27	4800	16	0,6	0,291	2 отвода 2x2=4, Вентиль 16, Тр-поворот 1,5 Σ = 21,5	940
28	4000	12	3,2	0,431	Тройник-проход 1,0	816
29	2200	10	3,2	0,342	Крестовина-проход 2,0	722
30	1100	10	1,2	0,171	Тр-поворот 1,5, отвод 2,0, Вентиль 20, Радиатор 2, Термостат 5 кПа Σ = 25,5	5433
31	1100	10	1,3	0,171	Отвод 2,0 Тр-противоток 3,0 Вентиль 20 Σ = 25,0	432
32	2200	10	3,2	0,342	Крестовина-проход 2,0	722
33	4000	12	3,2	0,431	Тройник-проход 1,0	816

1	2	3	4	5	6	7
34	4800	16	0,6	0,291	2 отвода 2x2=4, Вентиль 16, Тр-поворот 1,5 Σ = 21,5	940
2	4800	15,7	6,2	0,303	Отвод 2,0 Тройник-проход 1,0	846
3	9000	15,7	8,4	0,567	Тройник-проход 1,0	3821
						15488
Навязка давления Δ = [(15 100 - 15 484)/15100] x100% = 2,5% < 5%						
Гидравлическое кольцо через стояк 5 (последний)						
Расчетное циркуляционное давление :						
ΔР рас = ΔР участков 19 ÷ 26,4,5 = 14 195 Па						
1	2	3	4	5	6	7
10	7000	15,7	7,6	0,441	Тройник-проход 1,0	2128
11	3200	15,7	6,6	0,202	Отвод 2,0 Вентиль 16 Тр-проход 1,0 Σ = 19,0	772
12	2800	10	3,2	0,435	Тройник-проход 1,0	1019
13	1600	10	3,2	0,249	Крестовина-проход 2,0	410
14	800	10	1,2	0,124	Тр.поворот 1,5 Отвод 2,0 Вентиль 20 Радиатор 2 Термостат 5 кПа Σ = 25,5	5232
15	800	10	1,3	0,124	Отвод 2,0 Тр-противоток 3,0 Вентиль 20 Σ = 25,0	232
16	1600	10	3,2	0,249	Крестовина-проход 2,0	410
17	2800	10	3,2	0,435	Тройник-проход 1,0	1019
18	3200	10	0,8	0,497	2 отвода 2x2=4,0 Тр-поворот 1,5 Вентиль 16 Σ = 21,5	2893
						14115
Невязка давления : Δ = [(14 195 - 14 115)/14195] x 100% = 0,6% < 5%						

Глава 13

Воздуховоды вентиляционных систем. Классификация воздуховодов по конфигурации

Воздуховоды изготавливают:



Рис. 13.1

При одинаковой подаче L = const и равном сопротивлении по трению (Па/м), приняв поверхность круглого воздуховода за 100%, на квадратный идет металла в размере 116%, а на прямоугольный с соотношением сторон 1:2 —130%.

Прочностные характеристики также за воздуховодами круглого сечения, которые, не имея плоских поверхностей, значительно ударопрочнее, чем прямоугольные.

Изготовление круглых воздуховодов также на 10-15% менее трудоемко, чем прямоугольных.

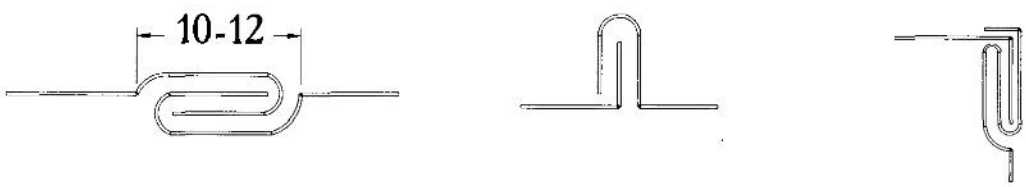
Однако, имея столько преимуществ, круглые воздуховоды употребляются не всегда, в основном по двум причинам:

— интерьер помещений общественных и гражданских зданий не приемлет круглые воздуховоды;

— в тесном пространстве (зона под подшивными потолками и др.) большей частью можно пройти только прямоугольными конструкциями.

По способу изготовления воздуховоды могут быть:

— фальцевыми, соединяемыми на фальцевых швах:



Лежачий фальцевый шов | Стоячий фальцевый шов | Угловой фальцевый шов

Рис. 13.2

Толщина металла для фальцевых воздуховодов не должна превышать 1,0 мм (2 мм для алюминия, 1,0 мм для коррозионностойкой стали);

— сварными, соединяемые сварочным швом в нахлестку, толщина металла при таком виде соединения лежит в пределах 1,2 –3,0 мм.

Сварные воздуховоды относятся к категории плотных воздуховодов.

Размеры круглых воздуховодов определяются рядом предпочтительных чисел, которые образуются умножением начального диаметра (100 мм) на множитель $\sqrt[20]{10}$ и затем округляются до величины 5 мм, и могут быть: 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800 и 2000 мм. Для прямоугольных воздуховодов могут быть использованы все значения указанных размеров, но желательно придерживаться величины: 100, 150, 200, 250, 300, 400, 500, 600, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 мм.

Размеры воздуховодов приведены в приложении 21 [29].

Все многообразие вентиляционных систем собирается всего из четырех стандартных деталей.

Стандартные трубы, длиною либо 2000, либо 2500 мм, в зависимости от используемого металла.

Отводы, состоящие (обычно) из двух или трех сегментов и двух стаканов (**рис. 13.3**) со средним радиусом, равным диаметру, используются для общеобменных вентиляционных систем.

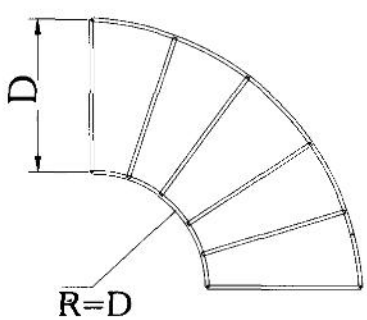


Рис. 13.3

Для систем пневмотранспорта и аспирации (транспортировка пыли) применяют отводы из пяти стаканов и радиусом, равным двум диаметрам.

Прямоугольные отводы характеризуются только двумя радиусами шейки: 150 мм (для отводов со стороной менее 1000 мм (**рис. 13.4**) и 300 мм при большем размере.

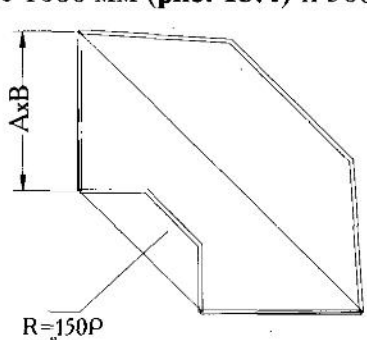


Рис. 13.4

Тройники (узлы ответвления) круглого сечения существуют трех модификаций:

— нормализованные (**рис. 13.5**), которые применяются только для систем пневмотранспорта и аспирации.

Эти тройники характеризуются низкими коэффициентами местных сопротивлений, но трудоемки в изготовлении.

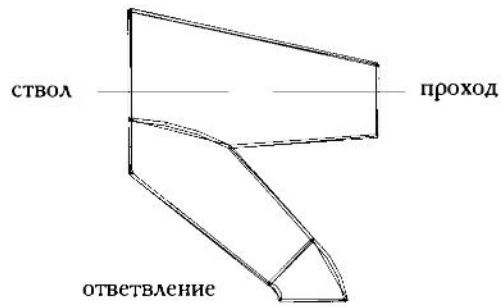


Рис. 13.5

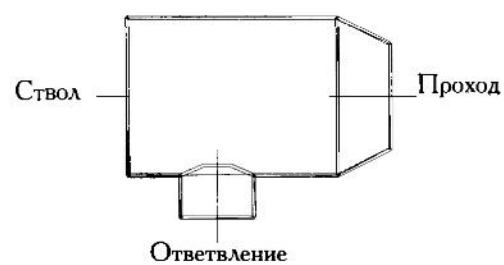


Рис. 13.6

Прямая врезка (**рис. 13.6**).

Затраты на изготовление этого тройника минимальны, по его аэродинамическим характеристикам наиболее плохие.

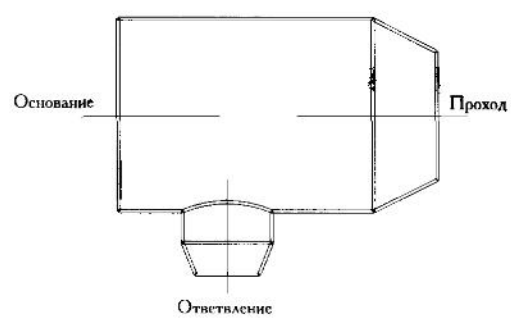


Рис. 13.7

Унифицированная конструкция (**рис. 13.7**).

Эта конструкция имеет более удовлетворительные характеристики, чем прямая врезка, и наиболее рациональна для употребления.



Рис. 13.8

Прямоугольные тройники (**рис. 13.8**) обычно комплектуются односторонними унифицированными переходами, что позволяет установить постоянный относ трассы воздуховодов от стены, вдоль которой она прокладывается.

Последняя деталь – переходы с сечения на сечение.

По материалу, идущему на изготовление воздуховодов, они делятся на несколько групп:

1. Фальцевые воздуховоды из тонколистовой оцинкованной стали толщиной до 1 мм (без окраски).

2. Фальцевые воздуховоды из тонколистовой черной стали толщиной до 1 мм с последующей окраской изнутри и снаружи глифталевым грунтом ГФ-021.

3. Сварные воздуховоды из тонколистовой стали толщиной 1,2—3,0 мм с последующей окраской грунтом ГФ-021.

4. Фальцевые и сварные воздуховоды из коррозионностойкой стали толщиной от 0,5 до 3 мм (обычно марки Х18Н9Т) – без окраски.

5. Фальцевые воздуховоды из титана (ρ=4500 кг/м^3), обладающие наивысшей коррозионной стойкостью при перемещении агрессивной среды.

6. Фальцевые воздуховоды из металлопласта, плакированные с одной или двух сторон ПХВ или ПВХ пленкой. При одностороннем покрытии пленка должна находиться внутри воздуховода, контактируя с агрессивной средой.

Соединение отдельных деталей круглых воздуховодов между собой выполняется бандажами по отбортовке (**рис. 13.9**) при диаметре до 800 мм и на фланцах из угловой стали при больших диаметрах.

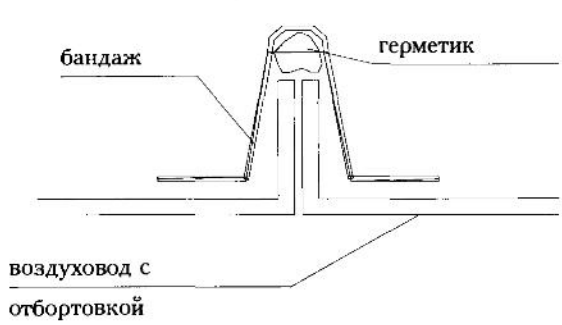


Рис. 13.9

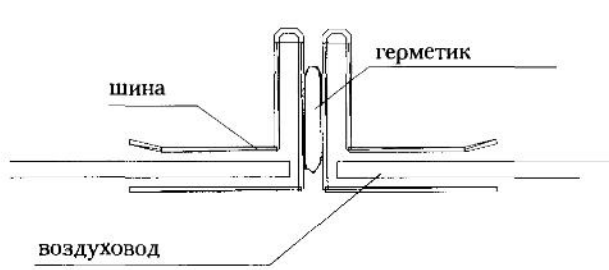


Рис.13.10

Соединение прямоугольных воздуховодов при стороне менее 1600 мм выполняется на профилированных шинах, соединяемых четырьмя болтами по углам и дополнительными защелками, если размеры стороны превышают 600 мм (**рис. 13.10**).

Для обычных общеобменных систем предпочтительнее применение фальцевых воздуховодов из оцинкованной стали. Сварные воздуховоды применяются при повышенных требованиях к плотности (шахты дымоудаления, воздуховоды, проходящие через помещения с категорией взрывоопасности А и Б) и при перемещении воздуха с температурой выше 80 ^{0}С.

Широкое распространение получили гибкие армированные воздуховоды, позволяющие избежать сложной подгонки по месту подсоединений от магистралей к воздухораспределителям и решеткам.

Текстильные воздуховоды

Одно из последних решений в области воздухораздачи – это текстильные воздуховоды. Они раздуваются потоком воздуха и равномерно распределяют его по длине воздуховода. Помимо значительной шумоабсорбционной способности текстильные воздуховоды задерживают все пылевые частицы размером более 5 мкм. Эти воздуховоды позволяют использовать их в помещениях с большой кратностью воздухообмена, не создавая локальных мест с повышенной подвижностью воздуха, как это бывает при струйной раздаче (применение воздухораспределителей).

Традиционные металлические воздуховоды круглого и прямоугольного сечения используют, как правило, при оборудовании старых объектов (т.е. продолжают пользоваться старыми коммуникациями – в том числе и системой воздухораспределения). Стоимость монтажных работ металлических воздуховодов составляет 2/3 стоимости от всего объема заказа, остальная треть приходится на стоимость материалов. При использовании тканевых воздуховодов имеем обратную пропорцию.

В среднем производителю текстильных воздуховодов требуется две-три недели на пошив воздуховодов и комплектацию монтажными принадлежностями. Этот тип воздуховодов совмещает в себе два типа устройств – воздуховода и воздухораспределителя.

Существует несколько видов тканевых воздуховодов. Подача воздуха в помещение может производиться через всю поверхность воздуховодов (в этом случае используются воздухонепроницаемые тканевые каналы из 100 % полиэстера) или через специальные отверстия, проделанные в материале воздуховода (воздуховоды из непроницаемой ткани с перфорированными отверстиями – инжекторами). Применяются также смешанные варианты. Скорость воздушного потока сквозь воздухонепроницаемый материал не превышает 0,01—0,5 м/с, скорость воздуха выходящего из щелей 4—10 м/с, через перфорированные отверстия (инжекторы) 7—13 м/с.

Наиболее распространены тканевые воздуховоды цилиндрической формы. Они удобны в том случае, если требуется обеспечить интенсивный воздухообмен, не допуская сквозняков. Воздуховоды полукруглой формы находят применение в помещениях с низкими потолками, например на предприятиях общественного питания, в непродово-

льственных магазинах, гостиницах и пр. Могут также применяться воздуховоды в четверть сечения круга, устанавливаемые по периметру помещения.

Монтажные фирмы часто сталкиваются с трудностями установки стальных воздуховодов в помещениях с высоким потолками, какими часто бывают торговые залы крупных торговых объектов – супермаркетов, торговых и распределительных складов и центров. Текстильные воздуховоды могут быть смонтированы в течение одной рабочей смены. Участки воздуховодов (как правило, длиной 5 м) стыкуются между собой с помощью застежек-молний. Подвеска воздуховодов осуществляется с помощью натянутых тросов или реек. В последнем случае крепление воздуховодов более жесткое, и воздуховод сохраняет форму и без подачи воздуха. У фирм, работающих в области технологического кондиционирования ($T_{пом} = 0 + 16\ ^0C$), к вышеуказанным проблемам добавляются гигиенические аспекты, связанные с выпадением конденсата, способствующего развитию микроорганизмов. Текстильные воздуховоды легко демонтируются, стираются или чистятся. В технологических помещениях такую процедуру производят иногда раз в две недели. В супермаркетах для поддержания приемлемой чистоты воздуховодов достаточно производить очистку раз в полгода. Но для этого следует предусмотреть резервный комплект. При стирке синтетические ткани, из которых изготовлены воздуховоды, не дают усадки.

Текстильные воздуховоды выпускают диаметром от 100 до 1000 мм, длиной до 100 м, различной плотности, позволяющей изменять подачу воздуха от 160 до 500 $м^3/ч.м^2$ при статическом давлении внутри 100 Па.

Производители могут изготовить воздуховод практически любого цвета по шкале RAL, но самыми дешевыми являются воздуховоды белого цвета. Они дешевле цветных на 5—7 %.

Глава 14

Аэродинамический расчет воздуховодов. Методика бестабличного расчета

Аэродинамический расчет воздуховодов начинается с вычерчивания аксонометрической схемы М 1:100, проставления номеров участков, их нагрузок L м^3/ч, и длин l, м. Определяется направление аэродинамического расчета – от наиболее удаленного и нагруженного участка до вентилятора. При сомнениях при определении направления рассчитываются все возможные варианты.

Расчет начинают с удаленного участка, рассчитывается его диаметр Д, м, или площадь поперечного сечения прямоугольного воздуховода F, м^2:

$$Д = \sqrt{\frac{L}{2830 * V_{рек}}}, \quad F = \frac{L}{3600 * V} \qquad (14.1)\ (14.2)$$

Рекомендуемая скорость принимается из условий :

	Начало системы	у вентилятора
Административные здания	4-5 м/с	8-12 м/с
Производственные здания	5-6 м/с	10-16 м/с,

увеличиваясь по мере приближения к вентилятору.

Пользуясь Приложением 21 [29], принимаем ближайшие стандартные значения : $Д_{ст}$ или $(a \times b)_{ст}$

Затем вычисляем фактическую скорость :

$$V_{ФАКТ} = \frac{L}{2830 * Д_{см}^2},\ м/с \qquad (14.3)$$

$$или\ V_{ФАКТ} = \frac{L}{3660 * (a * b)_{ст}},\ м/с. \qquad (14.4)$$

Для дальнейших вычислений определяем гидравлический радиус прямоугольных воздуховодов :

$$D_L = \frac{2a * b}{a + b},\ м.$$

Чтобы избежать пользования таблицами и интерполяцией значений удельных потерь на трение, применяем прямое решение задачи :

Определяем критерий Рейнольдса :

$Re = 64\ 100 * D_{ст} * V_{факт}$ (для прямоугольных $D_{ст} = D_L$) (14.6)

и коэффициент гидравлического трения :

$0{,}3164 * Re^{0{,}25}$ при $Re < 60\ 000$ (14.7)

$0{,}1266 * Re^{0{,}167}$ при $Re > 60\ 000$. (14.8)

Потери давления на расчетном участке составят :

$$p \quad \frac{*l}{Д_{СТ}} \qquad КМС \ *0{,}6 * V^2_{факт}, \ Па, \tag{14.9}$$

где КМС – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке воздуховодов.

Местные сопротивления, лежащие на границе двух участков (тройники, крестовины), следует относить к участку с меньшим расходом.

Коэффициенты местных сопротивлений приведены в приложениях.

Пример аэродинамического расчета приточной системы вентиляции, обслуживающей 3-этажное административное здание

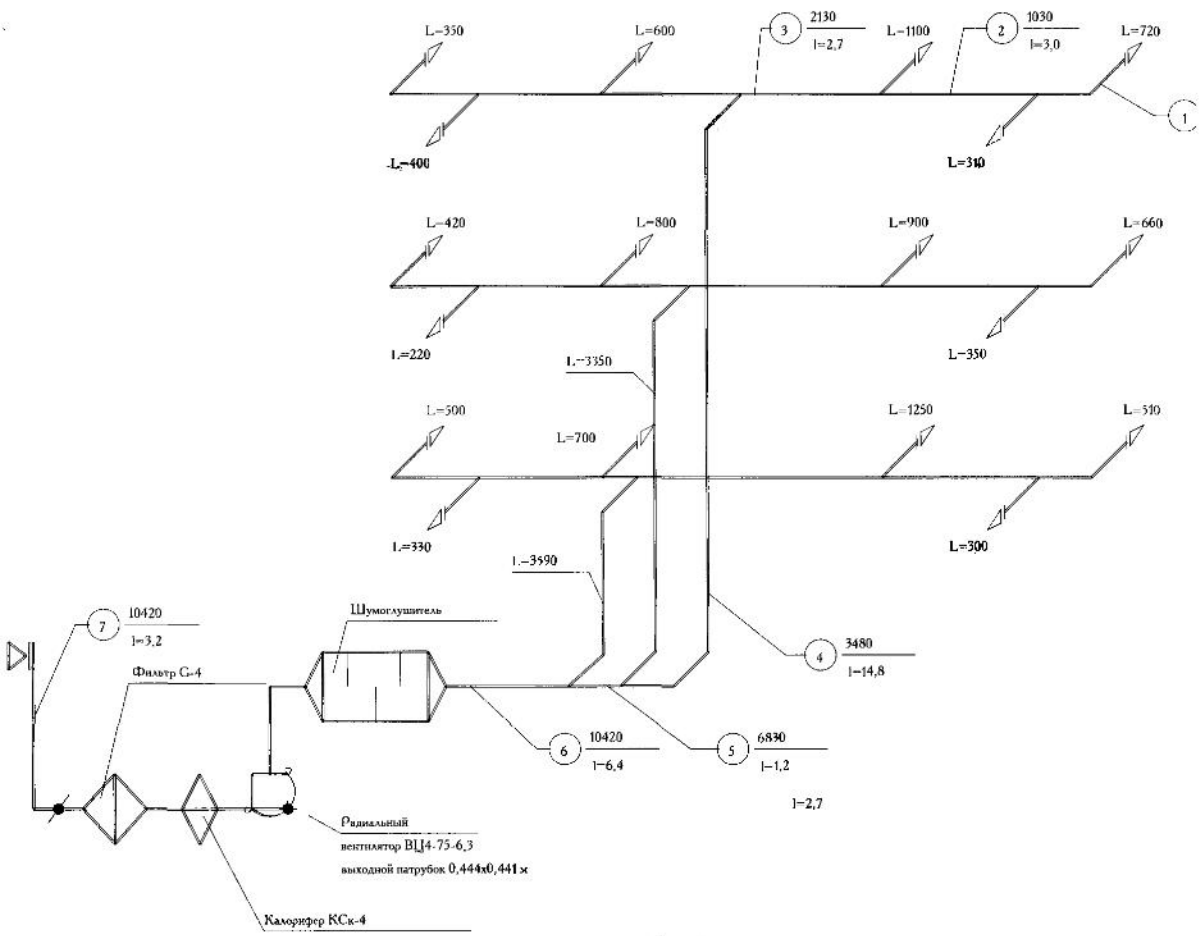


Рис. 14.1

Исходные данные :

Материал воздуховодов – оцинкованная тонколистовая сталь, толщиной и размерами в соответствии с **Прил. 21** [29] .

Материал воздухозаборной шахты – кирпич. В качестве воздухораспределителей используются решетки регулируемые типа РР с возможными сечениями :

100 х 200 ; 200 х 200 ; 400 х 200 и 600 х 200 мм, коэффициентом затенения 0,8 и максимальной скоростью воздуха на выходе до 3 м/с .

Сопротивление приемного утепленного клапана с полностью открытыми лопастями 10 Па. Гидравлическое сопротивление калориферной установки равно 132 Па (по отдельному расчету). Сопротивление фильтра G-4 250 Па. Гидравлическое сопротивление глушителя составляет 36 Па (по акустическому расчету). Исходя из архитектурных требований воздуховоды проектируются прямоугольного сечения.

Таблица 14.1

Таблица аэродинамического расчета.

№ участка	Подача L, м³/ч	Длина l, м	$V_{рек}$, м/с	Сечение a * b, м	$V_ф$, м/с	D_L, м	Re	λ	КМС	Потери на участке p, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Решетка РР на выходе				200х400	3,1	—	—	—	1,8	10,4
1	720	4,2	4	0,2х0,25	4,0	0,222	56900	0,0205	0,49	8,4
2	1030	3,0	5	0,25х0,25	4,6	0,25	73700	0,0195	0,4	8,1
3	2130	2,7	6	0,4х0,25	5,92	0,308	116900	0,0180	1,05	25,4
4	3480	14,8	7	0,4х0,4	6,04	0,4	154900	0,0172	1,44	45,5
5	6830	1,2	8	0,5х0,5	7,6	0,5	234000	0,0159	0,2	8,3
6	10420	6,4	10	0,6х0,5	9,65	0,545	337000	0,0151	0,64	45,7
6[а]	10420	0,8	10	ф0,64	8,99	0,64	369000	0,0149	0	0,9
7	10420	3,2	5	0,53х1,06	5,15	0,707	234000	0,0312xn	3,0	50,0
								Суммарные потери:		202,7

Примечание к участку 7. Поправочный коэффициент *n* для кирпичных каналов с абсолютной шероховатостью 4 мм и $V_ф = 6,15$ м/с n = 1,94 (**табл. 22.12** [29].) Сечения кирпичных каналов принимать по **табл. 22.7** [29].

Коэффициенты местных сопротивлений.

Участок 1. Решетка РР на выходе сечением 200 х 400 мм

$$V_Ф = \frac{L}{3600 * a * b * 0,8} = 3,1\ м/с$$

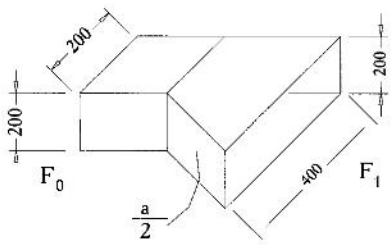
Динамическое давление $P_Д \frac{V_Ф^2}{2} \rho = \frac{3,1^2}{2} 1,2 = 5,8$ Па

КМС решетки **(Табл. 25 прил.)** = 1,8

Падение давления в решетке:

Δp = КМС * $P_д$ = 1,8 * 5,8 = 10,4 Па

Диффузор **(Табл. 25)**



$$\frac{F_0}{F_1} \quad \frac{0{,}2*0{,}25}{0{,}2*0.4} \quad 0{,}62$$

$= 20^0$ KMC = 0,09

Рис. 01

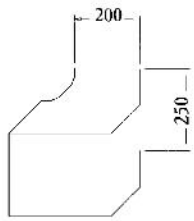


Рис. 02

Отвод 90^0 $\frac{0{,}14 \quad 0{,}25}{2}$ KMC = 0,20 (Табл.25)

Тройник на проход **(Табл.25)**

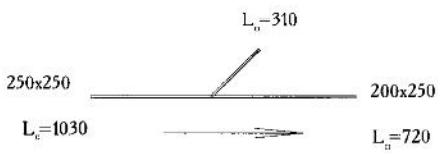


Рис. 03

$$\frac{L_0}{L_C} \quad \frac{310}{1030} \quad 0{,}30$$

$$\frac{f_n}{f_C} \quad \frac{0{,}200*0{,}250}{0{,}250*0{,}250} \quad 0{,}8 \qquad KMC = 0{,}2$$

$$KMC \quad 0{,}49$$

Участок 2. Тройник на проход **(Табл.25)**

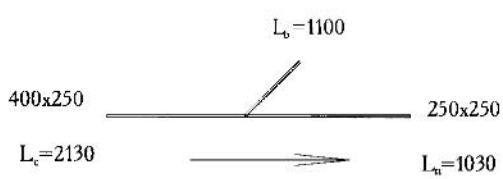


Рис. 04

$$\frac{L_0}{L_C} \quad \frac{1030}{2130} \quad 0{,}48$$

$$\frac{f_n}{f_C} \quad \frac{0{,}25*0{,}25}{0{,}4*0{,}25} \quad 0{,}625 \qquad KMC = 0{,}4$$

Участок 3. Тройник на ответвление **(Табл.15)**

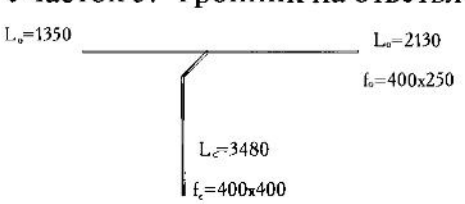


Рис. 05

$$\frac{L_0}{L_C} \quad \frac{2130}{3480} \quad 0{,}61$$

$$\frac{f_n}{f_C} \quad \frac{0{,}4*0{,}25}{0{,}4*0{,}4} \quad 0{,}625 \qquad KMC = 1{,}05$$

Участок 4. Два отвода

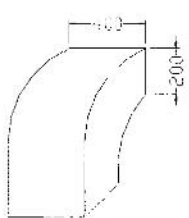


Рис. 06

KMC = 0,41 * 2 = 0,82

Табл.25 отвод

КМС = 0,22

Тройник на проход табл. **(Табл.25)**

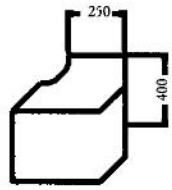


Рис. 07

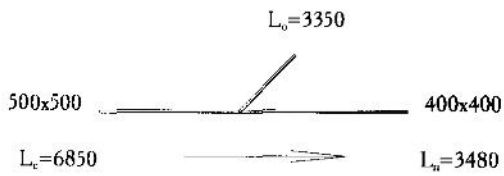


Рис. 08

$$\frac{L_0}{L_C} \quad \frac{3350}{6830} \quad 0{,}49$$

$$\frac{f_n}{f_C} \quad \frac{0{,}4*0{,}4}{0{,}5*0{,}5} \quad 0{,}64 \qquad \text{КМС} = 0{,}4$$

$$KMC \quad 1{,}44$$

Участок 5. Тройник на проход **(Табл.25)**

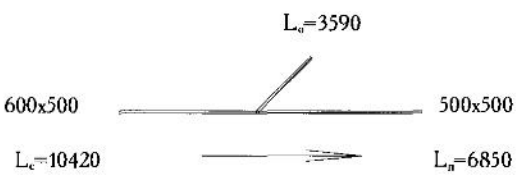


Рис. 09

$$\frac{L_0}{L_C} \quad \frac{3390}{10420} \quad 0{,}34$$

$$\frac{f_n}{f_C} \quad \frac{0{,}5*0{,}5}{0{,}6*0{,}5} \quad 0{,}83 \qquad \text{КМС} = 0{,}2$$

Участок 6. Отвод 90^0 **(Табл.25)** КМС = 0,5

Плоский диффузор после вентилятора **(Табл.25)**

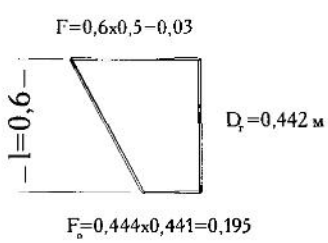


Рис. 10

Лопатки загнуты вперед

$$1 \quad \frac{1}{Дг} \quad \frac{0{,}6}{0{,}442} \quad 1{,}36$$

$$\frac{F}{F_0} \quad \frac{0{,}03}{0{,}195} \quad 1{,}53$$

при $L_{опт}$ КМС = 0,14

$$KMC \quad 0{,}64$$

Участок 6^a.

Конфузор перед вентилятором **(Табл.25)** КМС = 0

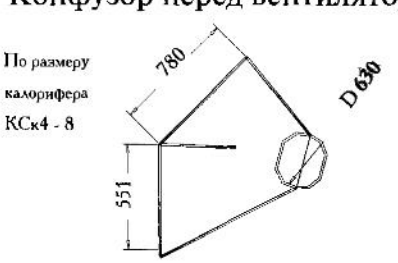


Рис. 11

$$d_L = \frac{2 * 0{,}78 * 0{,}55}{0{,}78 + 0{,}55} = 0{,}645$$

Средний диаметр (0,645+0,63)/2 = 0,64 м

Участок 7. Колено 90 ^{0} **(Табл.25)** КМС = 1,2

Жалюзийная решетка **(Табл.25)** КМС = 1,8

$\sum KMC = 3{,}0$

Расчетное давление вентилятора составит:

$$\Delta p_{вент} = 1{,}1(\Delta p_{аэрод} + \Delta p_{клап} + \Delta p_{Фильтр} + \Delta p_{кал} + \Delta p_{реш} + \Delta p_{глуш}) =$$
$$= 1{,}1(203 + 10 + 190 + 132 + 10 + 36) = 639 Па$$

Подача вентилятора:

$$L_{вент} = 1{,}1 * L_{сист} = 1{,}1 * 10420 = 11460\ м^3/ч.$$

К установке принимаем радиальный вентилятор ВЦ4-75 №6,3 исполнение 1 L = 11500 м^3/ч $\Delta p_{вент}$ = 640 Па (вентагрегат Е6.3.090-2а) с диаметром ротора 0,9 *$Д_{ном}$, частотой вращения 1435 мин $^{-1}$ и с электродвигателем на одной оси 4А10054 N = 3 кВт. Масса агрегата 176 кг.

Следует проверить мощность электродвигателя по формуле

$$N = \frac{L_{вент} * \Delta p_{вент}}{3600 * 1000 * \eta_{вент}},\ кВт.$$

Из аэродинамической характеристики $\eta_{вент} = 0{,}75$

$$N = \frac{11500 * 640}{3600 * 1000 * 0{,}75} = 2{,}7\ кВт.$$

Глава 15

Подбор вентиляционного оборудования. Проверка мощности электродвигателя вентилятора. Аэродинамические характеристики вентиляторов

После выполнения аэродинамического расчета воздуховодов вентиляционной системы по ее номинальной подаче L, $м^3/ч$ подбирают все ее компоненты: входной блок с утепленным клапаном, фильтр, блоки тепло- и холодообмена, вентилятор, глушитель.

Фильтр и глушитель подбирают по каталогу, где, помимо габаритных размеров и номинальной подачи, дается их аэродинамическое сопротивление $\Delta p_н$. Однако не всегда номинальная подача $L_н$ соответствует фактической $L_ф$, а значит, и сопротивление тоже будет изменяться. Фактическое аэродинамическое сопротивление $p_ф$ в новых условиях определяют по формуле

$$\Delta p_ф = \Delta p_н \left(\frac{L_ф}{L_н} \right)^2, \; Па. \qquad (15.1)$$

Блоки тепло- и массообмена в настоящее время подбираются по методикам, разработанным фирмами-изготовителями, и потери давления в них выдаются точно под заявленную подачу.

Вентилятор подбирают по аэродинамической характеристике – зависимости развиваемого давления p, Па от подачи L, $м^3/ч$ при постоянной частоте вращения. Подача вентилятора принимается с коэффициентом 1,1 на подачу системы:

$$L_{вент} = 1,1 * L_{сист}, \; м^3/ч. \qquad (15.2)$$

Обоснование коэффициента – наличие утечек воздуха по системе воздуховодов.

Давление, развиваемое вентилятором, $p_{вент}$, суммируется из всех сопротивлений до и после вентилятора опять же с коэффициентом 1,1:

$$p_{вент} = 1,1(p_{воздуховодов} + p_{клапана} + p_{фильтра} + p_{калорифера} + p_{глушителя} + p_{воздухоохладителя}), \; Па$$

Этот коэффициент имеет два объяснения: официальное – на неучтенные местные сопротивления, и фактическое – на несовпадение фактической аэродинамической характеристики с паспортными данными.

При подборе вентилятора по характеристике следует как можно ближе подойти к ее линии с нижней стороны, одновременно не выходя за рамки оптимального КПД. Опти-

мальное КПД лежит в пределах 0,9 max КПД. При пользовании семейством аэродинамических характеристик этот процесс упрощается.

Мощность электродвигателя вентилятора рассчитывается по формуле

$$N \quad \frac{L_{вент} * p_{вент}}{3600 * 1000 * КПД}, кВт, \qquad (15.3)$$

где $L_{вент}$, $м^3/ч$ – подача;

$p_{вент}$, Па – развиваемое давление;

КПД – коэффициент полезного действия из аэродинамической характеристики вентилятора.

Коэффициент запаса мощности электродвигателя составляет:

1,2 при N менее 1 кВт

1,1 при 1 кВт < N < 3 кВт

1,05 при большей мощности.

Следует знать, что при одинаковой мощности электродвигателя на его вес и стоимость влияет синхронная частота вращения и число полюсов:

двигатель на 3000 $мин^{-1}$ имеет 2 полюса и наиболее дешевый

1500 $мин^{-1}$ имеет 4 полюса

1000 $мин^{-1}$ имеет 6 полюсов

750 $мин^{-1}$ имеет 8 полюсов, он почти в два раза тяжелее и дороже 2-полюсного. Но 2-полюсной двигатель наиболее шумный.

Практика проектирования вентиляционных систем имеет одну очень тревожную особенность. Редкий проектировщик занимается аэродинамическим расчетом воздуховодов и системы в целом, а подбирает сечения воздуховодов по рекомендуемым скоростям. При выборе вентилятора он сознательно завышает давление, им развиваемое, с мыслью, что запас карман не тянет. Одновременно он уверен, что вентилятор на более мощный менять не придется, а наладчики его ошибку легко исправят. Все это приводит к весьма негативным последствиям (**рис.15.1**).

Аэродинамическая характеристика вентилятора, совмещенная с характеристикой вентиляционной системы

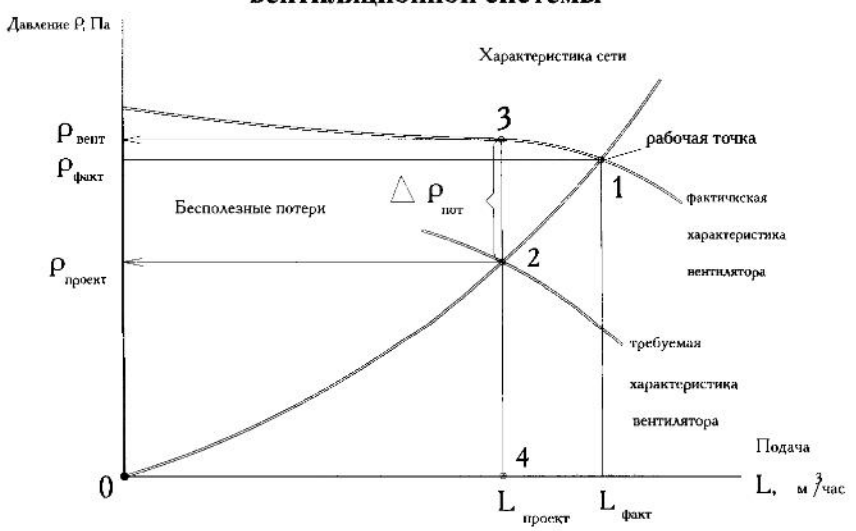


Рис. 15.1.

Фактическое значение подачи всегда больше проектного. Наладчики дросселируют систему для достижения проектного расхода $L_{проект}$. Заказчик, эксплуатирующий систему, платит за расход электроэнергии пропорционально величине ($p_{проект}+\Delta p_{потерь}$), не зная об этом. По экспертной оценке, дополнительная мощность, забираемая вентиляторами по стране, значительно не превышает электрическую мощность на освещение страны.

Глава 16

Воздухораспределители. Классификация. Методика расчета. Классификация приточных струй

Приточные струи могут быть:

Компактными, вытекающими из круглых, квадратных и прямоугольных отверстий, в том числе и из решеток с соотношением сторон до 1:10.

Плоскими – из прямоугольных отверстий с соотношением сторон более 1:10.

Веерными – вытекающими из диффузоров или воздухораспределителей, имеющих на пути движения струи диск, поворачивающий струю на 90^0 и распространяющий поток воздуха во всех направлениях.

По способу распространения:

Свободные – распространяющиеся до скорости по оси струи до 0,2 м/с без изменения своей формы.

Стесненные – имеющие на своем пути преграду из различных предметов или конструкций, или других струй.

Струи, имеющие ту же температуру, что и окружающая среда, называются изотермическими.

Струи с температурой выше окружающей среды – неизотермическими, или слабонагретыми. Ось струи отклоняется кверху (струя всплывает).

Струи с температурой ниже окружающей среды – тоже неизотермическими, или слабоохлажденными. Ось струи отклоняется книзу (струя тонет).

Струи, выпущенные параллельно какой-либо поверхности (обычно это потолок), налипают на него, но через некоторое расстояние происходит отрыв. Такая струя активнее обычной в 1,4 раза.

Начальный участок характеризуется постоянной скоростью и температурой по оси струи, постепенно формируясь в основной участок.

Воздухораспределители, помимо своих геометрических размеров, характеризуются двумя параметрами:

m – коэффициент затухания скорости в основном участке;

n – коэффициент затухания температуры. Эти коэффициенты зависят только от конструкции [35].

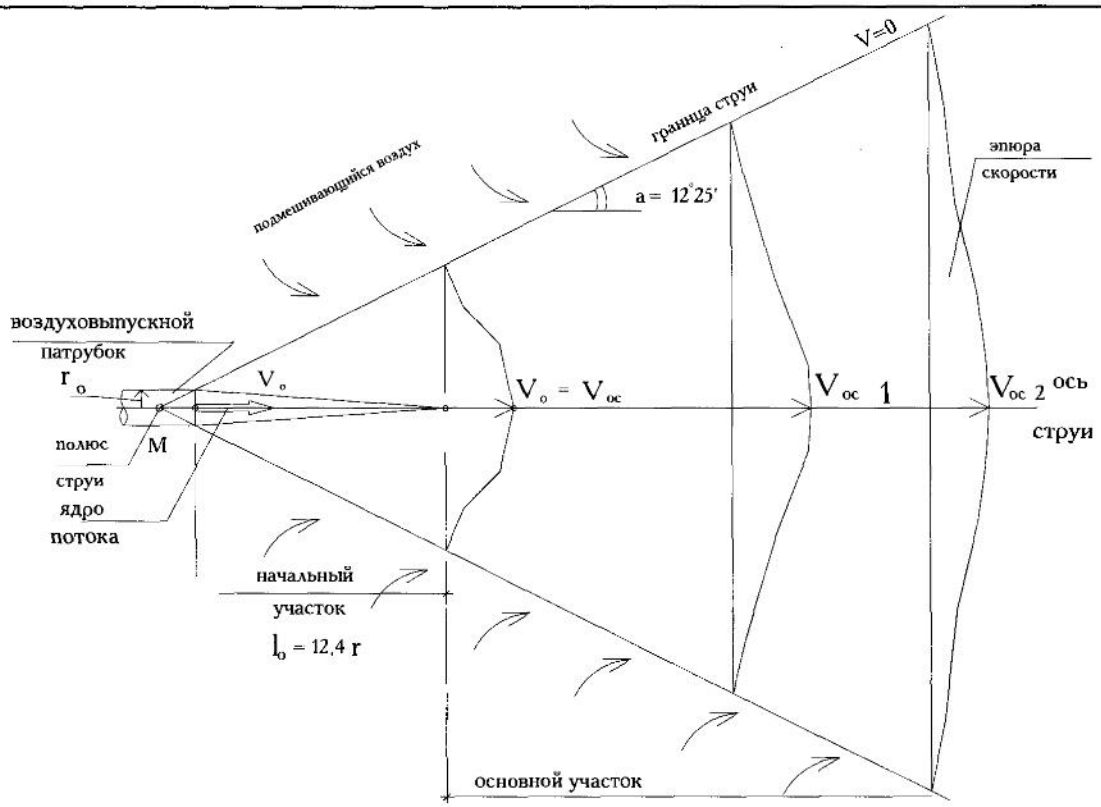


Рис. 16..1 Схема свободной, осесимметричной компактной струи

Порядок расчета

Начинают с выбора схемы подачи воздуха от воздухораспределителя (в дальнейшем ВР).

Для помещений высотой 2,5—6 м *Для помещений высотой 4— 12 м*

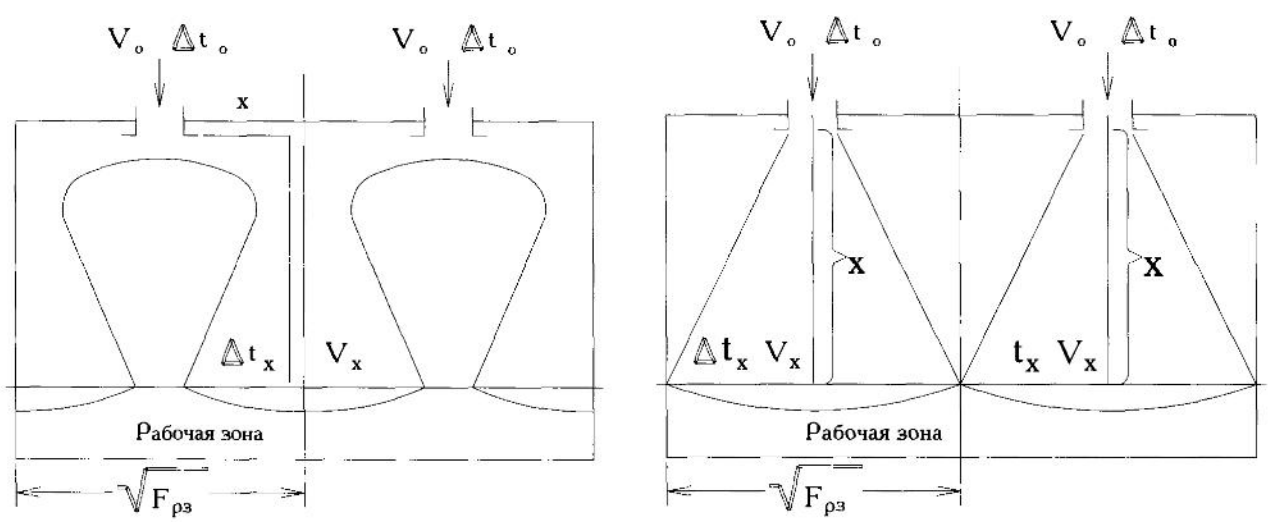


Рис. 16.2. а) веерной настилающей струей б) компактной осесимметричной струей

Условные символы

Количество приточного воздуха, подаваемого в помещение	L, м^3/ч
Количество воздуха, подаваемого одним ВР	L_0,м^3/ч
Диаметр входного патрубка ВР	$Д_0$,м
Площадь входного патрубка	F_0, м^2
Скорость выхода воздуха из ВР	V_0, м/с
Скорость входа воздуха в рабочую зону по оси струи	V_x, м/с
Температура воздуха, выходящего из ВР	t_0, ^{0}C
Температура воздуха, входящего в рабочую зону по оси струи	t_x, ^{0}C
Температура рабочей зоны	$t_{рз}$, ^{0}C
Перепад температур при выходе из ВР	$\Delta t_0 = t_0 - t_{рз}$, ^{0}C
Перепад температур при входе воздуха по оси струи в рабочую зону	$\Delta t_X = t_X - t_{рз}$, ^{0}C
Нормируемая скорость воздуха в рабочей зоне	$V_{норм}$, м/с
Допустимое отклонение температуры по оси приточной струи при входе струи в рабочую зону	$\Delta t_{нормV}$, ^{0}C
Высота установки ВР	h,м
Высота рабочей зоны	$h_{рз}$, м
Расстояние по оси струи от ВР до рабочей зоны	x, м
Коэффициент затухания скорости по оси струи	m
Коэффициент затухания температуры по оси струи	n
Коэффициент местного сопротивления струи	ζ
Коэффициент стеснения струи	K_c
Коэффициент неизотермичности струи	$K_н$
Количество ВР в помещении	N,шт
Геометрическая характеристика струи	H , м
Площадь рабочей зоны, приходящаяся на один ВР	$F_{рз}$, м^2

1. Выбирается схема подачи воздуха ВР.

— при раздаче веерными струями:

$$\sqrt{F_{рз}} = (1{,}23 \div 3{,}3) * (h - h_{рз}); \qquad (16.1)$$

— при раздаче компактными осесиметричными струями:

$$\sqrt{F_{рз}} = (1{,}23 \div 2) * (h - h_{рз}). \qquad (16.2)$$

2. По выбранному значению $F_{рз}$ определяется наименьшее количество ВР

$$N = \frac{F_{пом}}{F_{рз.}}, \; шт. \qquad (16.3)$$

3. Определяется подача на один ВР

$$L_0 = \frac{L}{N}, м^3/ч. \quad (16.4)$$

Раздача веерной струей

1. Вычисляется расчетная длина по оси струи от ВР до входа ее в рабочую зону, х,м

$$x = 0{,}5\sqrt{F_{рз}} + h - h_{рз} \quad (16.5)$$

2. Определяется коэффициент стеснения струи

$\frac{h - h_{рз}}{\sqrt{F_{рз}}} \rightarrow$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$K_c \rightarrow$	0,9	0,88	0,82	0,72	0,68	0,64

3.Определяется ориентировочный размер патрубка ВР, $Д_0$, м

$$Д_0 = \frac{L_0 * m * K_c}{3100 * V_c * K_{норм} * x}, \quad (16.6)$$

где $K_{норм}$ – коэффициент перехода от нормируемой скорости воздуха в рабочей зоне к максимальной по оси струи **(Прил. 6)** [29], и к дальнейшему расчету принимается ближайший стандартный.

4.Определяется скорость выхода воздуха из ВР:

$$V_0 = \frac{L_0}{3600 * F_0}. \quad (16.7)$$

5. Вычисляется геометрическая характеристика струи:

$$H = \frac{5{,}45 * m * V_0 * \sqrt{F_0}}{\sqrt{n * \Delta t_0}}. \quad (16.8)$$

6. Определяется длина струи от ВР до места ее отрыва от потолка:

$x_{отр} = 0{,}4 * H$, м

и полученное значение сравнивается с величиной $0{,}5\sqrt{F_{рз}}$

При $x_{отр} \geq 0{,}5\sqrt{F_{рз}}$, то

7.Вычисляется коэффициент неизотермичности:

$$K_H = \sqrt[3]{1 - \frac{3}{2}\left(\frac{x}{H}\right)^2} \quad (16.9)$$

8.Определяются параметры воздуха по оси струи при входе ее в рабочую зону:

$$V_x = m * V_0 \frac{\sqrt{F_0}}{x} K_H * K_c, \ м/с \qquad (16.10)$$

$$\Delta t_x = n * \Delta t_0 \frac{\sqrt{F_0}}{x} * \frac{1}{K_H * K_c}, \ ^0C. \qquad (16.11)$$

Если $V_X > K_{НОРМ} * V_{НОРМ}$, то следует принять ближайший больший типоразмер ВР и сделать пересчет.

Если $\Delta t_X > \Delta t_{НОРМ}$ (по Прил. 7 [29]), следует принять меньший типоразмер ВР и сделать пересчет.

9.При $x_{отр} < 0{,}5 * \sqrt{F_{рз}}$ длина оси струи от места ее отрыва до входа в рабочую зону составит:

$$l = 1{,}2\sqrt{(h - h_{рз})^2 + (0{,}5\sqrt{F_{рз}} - x_{отр})^2}, \ м, \qquad (16.12)$$

тогда $x = x_{отр} + l$, м, и расчет выполняется аналогично предыдущим пунктам 7 и 8.

Раздача компактной осесимметричной струей

В этом случае изменяются коэффициенты затухания скорости и температуры в основном участке струи, а $x = h - h_{рз}$, м (16.13)

Коэффициент стеснения принимается по таблице

$\frac{h - h_{р.з}}{\sqrt{F_{р.з}}} \rightarrow$	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$K_c \rightarrow$	1,0	1,0	1,0	0,94	0,76	0,56

Весь расчет выполняется аналогично с веерной струей, только нет надобности вычислять $x_{отр}$.

Традиционная схема воздухораздачи сверху вниз не реализует полностью возможности воздухообмена в помещении, т.к. часть приточного воздуха не достигает рабочей зоны. Более рациональная схема снизу вверх с подачей свежего воздуха непосредственно в рабочую зону. Для этого разработаны эжекционные воздухораспределители, закручивающие приточную струю, заставляющие ее интенсивно подмешивать окружающий воздух и, как следствие, иметь очень короткий факел либо воздухораспределители с перфорированными пластинами. Однако эти воздухораспределители энергоемки.

Глава 17

Особенности проектирования вентиляции и кондиционирования воздуха в зданиях лечебно-профилактических учреждений (ЛПУ)

Функциональные и медико-технологические особенности лечебно-профилактических учреждений (ЛПУ), рост внутрибольничных инфекций, близкое взаиморасположение в объеме одного здания помещений с различными категориями чистоты, приводящее к переносу вредностей между палатами, секциями, отделениями и этажами за счет потоков перетекающего воздуха, наличие ослабленного контингента больных — факторы, которые следует учитывать при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

17.1. Категории чистоты помещений ЛПУ

При проектировании вентиляции в зданиях ЛПУ следует учитывать классификацию помещений по категориям чистоты: ОЧ — очень чистые, Ч — чистые и Г — грязные. В соответствии с нормами (3) к **категории ОЧ** отнесены помещения с особыми требованиями к обеспечению в них стерильной среды: все виды операционных, предоперационные, наркозные, палаты интенсивной терапии и реанимации, послеоперационные, родовые, предродовые палаты, палаты для ожоговых больных, новорожденных, недоношенных и травмированных детей.

К **категории Ч** отнесены помещения, в которых отсутствуют запахи, пары, влаговыделения и тепловыделения, которые создают необходимость устройства местных отсосов и подачи чистого воздуха в двукратном объеме; нет микробных загрязнений, способных вызвать вспышки внутрибольничных инфекций, а концентрация вредных примесей не превышает предельнодопустимых значений.

К **категории Г** отнесены помещения, в которых может присутствовать хотя бы один вид вредных примесей, недопустимый для помещений категорий **ОЧ** и **Ч.**

Среди помещений категории Г следует выделить группу помещений, которые являются грязными для чистых помещений, но в то же время чистыми по отношению к некоторым помещениям своей категории (**категория Г-1**). Пример: помещения операционного блока (категория Г-1) являются «очень чистыми» по отношению к помещениям палат своего отделения, но «грязными» по отношению к помещениям таких «чистых» отделений, как хирургия, терапия или офтальмология.

Также среди помещений категории «Г» есть группа так называемых «защищаемых» помещений, которые, являясь «грязными», должны быть защищены от перетекания в них воздуха из других «грязных» помещений (**категория Г-2**). Пример: палаты инфекционного отделения «грязные» по отношению к другим помещениям, но должны быть защищены от попадания в них воздуха из смежных палат или других помещений (таблица 17.1).

Таблица 17.1

Классификация помещений ЛПУ по категориям чистоты

Категория чистоты	Наименование помещения
ОЧ	Операционные, операционные-диализационные, послеоперационные палаты, родовые палаты, палаты на 1 и 2 койки для ожоговых больных, палаты для новорожденных, недоношенных, травмированных детей, палата интенсивной терапии, реанимационные залы, рентгеноперационные, барокамеры
Ч	Палаты для взрослых больных, палаты для родильниц и рожениц, манипуляционные для новорожденных, предродовые палаты, предоперационные, палаты для детей негрудного возраста, палаты на 3-4 койки для ожоговых больных, малые операционные, стерилизационные при операционных асептического отделения, припалатные шлюзы, активные шлюзы с подпором воздуха при входе в секции отделений, наркозные, палаты для больных гипотиреозом, палаты для больных тиреотоксикозом, кабинеты врачей, комнаты персонала, помещение для сцеживания грудного молока для кормления, комнаты для детей в возрасте до одного года, процедурные, перевязочные, смотровые, помещения для прививок, кабинеты иглотерапии, приемно-смотровые боксы, фильтры, помещения выписки родильниц, облучения детей кварцевыми лампами, комнаты отдыха для больных, пользующихся процедурами водолечения и грязелечения, регистратура, справочная, вестибюль, гардероб, помещения приема передач, ожидания
Г	Палаты для туберкулезных больных, палаты инфекционного отделения, палаты ВИЧ-инфицированных и иммунодефицитных больных, боксы, полубоксы, предбоксы инфекционного отделения, стерилизационные септического отделения. Шлюзы при боксах и полубоксах инфекционного отделения, помещения приема и выписки, гардероб, вестибюль септических отделений. Операционная, предоперационная, предродовая, родовая, наркозная, стерилизационная, палата интенсивной терапии, палата для новорожденных, недоношенных и травмированных детей обсервационного отделения родильного дома. Помещения для санобработки, душевые, клизменные, санитарные узлы, умывальные, помещения для мытья и стерилизации суден, клеенок, мытья и сушки клеенок, сортировки и временного хранения белья и твердых отходов, кладовые кислот и дезинфицирующих средств, помещения мойки носилок и помещения для обработки перчаток, мытья и стерилизации столовой посуды, кладовые хозяйственного инвентаря, вещей больных, инструментов, запасов медикаментов, аптечные комнаты, приемные и «грязные» отделения дезинфицирующих камер. Помещения рентгеновских кабинетов, радиологического, паталогоанатомического отделений, фотолаборатории. Помещения грязелечения, сероводородных ванн и хранения реактивов, лаборатории. Помещения для производства анализов, лестничные клетки, лифтовые шахты, мусоропроводы
Г-1	Помещения «грязных» отделений (гинекологического, туберкулезного, гнойной хирургии, травматологического, урологического, и т.д.): операционные, предоперационные. Наркозные, стерилизационные, аппаратные, реанимационные залы, палаты интенсивной терапии, малые операционные, процедурные, перевязочные. Помещения обсервационного отделения родильного дома: родовая, операционная, наркозная, стерилизационная, предродовая, палата интенсивной терапии, палаты для новорожденных детей. Манипуляционные детские, процедурные, смотровые
Г-2	Инфекционные палаты, боксы, полубоксы, палаты иммунодефицитных больных, палаты рожениц, матерей, новорожденных детей обсервационного отделения

Классификация лабораторных помещений по степени их относительной чистоты приведена в таблице 17.2.

Таблица 17.2

Категории чистоты помещений лабораторий

№ п/п	Категория чистоты	Наименование лабораторий
1	Г	Клиническая для исследования мочи и кала
2		Биохимическая для исследования мочи
3		Микробиологическая срочных анализов приемных отделений
4		Отделений хронического гемодиализа, реанимации и интенсивной терапии
5		Аллергологическая
6		Приготовления растворов сероводорода и радона
7		Гистологических исследований
8		Дозиметрии биологических сред
9	Ч	Гематологические
10		Биохимические крови
11		Серологические
12		Цитологические
13		Срочных анализов при операционных блоках
14		Эндокринологическая
15		Радиометрии
16		Дозиметрии
17		Контактных линз и глазного протезирования
18		Предварительных анализов
19		Пищевых молочных кухонь

Примечание. Лаборатории категории «Г» должны оборудоваться местными отсосами — вытяжными шкафами, перчаточными боксами и т.д.

Коридоры в зданиях с механической вентиляцией в стерильных и палатных отделениях следует рассматривать как «чистые» помещения.

Категория **«очень чистое»** или **«особо чистое»** помещение, принятая по отечественным нормам (3), соответствует категории «чистое» помещение стандарта ISO 14644-1. Термин «чистое» помещение в настоящее время имеет специальное значение и согласно стандарту ISO 14644-1, разработанному Международной Организацией Стандартизации (ISO), чистое помещение (clean room) - это ***помещение, в котором контролируется счетная концентрация аэрозольных частиц и которое построено и используется так, чтобы свести к минимуму поступление, генерацию и накопление частиц внутри помещения, и в котором при необходимости контролируются другие параметры, например температура, влажность и давление.***

В медицинской сфере к «чистым» помещениям, кроме операционных и перечисленных выше помещений, следует относить помещения, в которых производятся лекарственные средства в стерильных условиях.

«Чистые» помещения классифицируют в зависимости от чистоты воздуха.

Ранняя версия классификации находилась в основе федерального стандарта США 209. Его заменил стандарт 209D, затем последний вариант 209E, на смену которому пришел международный стандарт ISO 14644-1, принятый всеми странами Европейского Сообщества, а теперь на него переходят и остальные страны.

Класс чистоты по стандарту 209D определяется путем измерения числа частиц диаметром 0,5 мкм и более в одном кубическом футе (1 куб. фут соответствует 28,3 литра) воздуха в помещении и его сопоставления с верхним пределом для соответствующего класса.

Таблица 17.3

Классификация «чистых» помещений по федеральному стандарту FS 209D

Класс чистоты	Число частиц в 1 куб. футе				
	Больше или равно 0,1 мкм	Больше или равно 0,2 мкм	Больше или равно 0,3 мкм	Больше или равно 0,5 мкм	Больше или равно 5,0 мкм
1	35	7,5	3	**1**	н/о
10	350	75	30	**10**	н/о
100	н/о	750	300	**100**	н/о
1000	н/о	н/о	н/о	**1000**	7
10 000	н/о	н/о	н/о	**10 000**	70
100 000	н/о	н/о	н/о	**100 000**	700

Примечание. Н/о - не определяется.

В федеральном стандарте 209E концентрация частиц выражена в метрических единицах, то есть в числе частиц в 1 $м^3$, а класс определяется как логарифм концентрации частиц размером 0,5 мкм в 1 $м^3$ воздуха. Например, для помещения класса М3 предельная концентрация частиц размером 0,5 мкм составляет 1000/$м^3$. Логарифм 1000 равен 3, что и соответствует значению присваиваемого класса (таблица 17.4).

Таблица 17.4

Классификация «чистых» помещений по федеральному стандарту США FS 209E

Обозначение класса		Предельно допустимые значения концентраций частиц									
		Больше или равно 0,1 мкм		Больше или равно 0,2 мкм		Больше или равно 0,3 мкм		Больше или равно 0,5 мкм		Больше или равно 5 мкм	
		Единицы объема		Единицы объема		Единицы объема		Единицы объема		Единицы объема	
СИ	**англ. сист.**	**куб. м**	**куб. фут**	**куб. м**	**куб. фут**	**куб. м**	**куб. фут**	**куб. м**	**куб. фут**	**куб. м**	**куб. фут**
М 1		350	9,91	75,7	2,14	30,9	0,875	10,0	0,283	-	-
М 1,5	1	1240	35,0	265	7,50	106	3,00	35,3	1,00	-	-
М 2		3500	99,1	757	21,4	309	8,75	100	2,83	-	-
М 2,5	10	12 400	350	2650	75,0	1060	30,0	353	10,0	-	-
М 3		35 000	991	7570	214	3090	87,5	1000	28,3	-	-
М 3,5	100	-	-	26 500	750	10 600	300	3530	100	-	-
М 4		-	-	75 700	2140	30 900	875	10 000	283	-	-
М 4,5	1000	-	-	-	-	-	-	35 300	1000	247	7,00

Предельно допустимые значения концентрации частиц											
Обозначение класса		Больше или равно 0,1 мкм		Больше или равно 0,2 мкм		Больше или равно 0,3 мкм		Больше или равно 0,5 мкм		Больше или равно 5 мкм	
		Единицы объема		Единицы объема		Единицы объема		Единицы объема		Единицы объема	
СИ	англ. сист.	куб. м	куб. фут	куб. м	куб. фут	куб. м	куб. фут	куб. м	куб. фут	куб. м	куб. фут
M 5		-	-	-	-	-	-	100 000	2830	618	17,5
M 5,5	10 000	-	-	-	-	-	-	353 000	10 000	2470	70,0
M 6		-	-	-	-	-	-	1 000 000	28 300	6180	175
M 6,5	10 0000	-	-	-	-	-	-	3 350 000	100 000	24 700	700
M 7		-	-	-	-	-	-	10 000 000	283 000	61 800	1750

Стандарт ISO 14644-1 «Классификация чистоты помещений» содержит классы и значения предельных концентраций частиц аэрозолей в чистом помещении. Эта классификация соотносится с классификацией по FS 209. Если концентрацию частиц в 1 м3 из стандарта ISO разделить на 35,2, то получится концентрация в 1 куб. футе. Соответствующий класс по FS 209 находится в таблице 5 в колонке 0,5 мкм. Так, класс 5 по ISO эквивалентен классу 100 или M 3,5 по FS 209.

Таблица 17.5

Классификация «чистых» помещений и чистых зон по ISO 14644-1

	Предельно допустимая концентрация частиц (частиц/м^3 воздуха), размер которых равен или превышает указанный в таблице					
Класс по ISO	Больше или равно 0,1 мкм	Больше или равно 0,2 мкм	Больше или равно 0,3 мкм	Больше или равно 0,5 мкм	Больше или равно 1 мкм	Больше или равно 5,0 мкм
ISO 1	10	2				
ISO 2	100	24	10	4		
ISO 3	1000	23,7	102	35	8	
ISO 4	10 000	2370	1020	352	83	
ISO 5	100 000	23 700	10 200	3520	832	29
ISO 6	1 000 000	237 000	102 000	35 200	8320	293
ISO 7				325 000	83 200	2930
ISO 8				3 520 000	832 000	29 300
ISO 9				35 200 000	8 320 000	293 000

Таблица 17.6

Соответствие классов по FS 209 и ISO 14644-1

Класс по 14644-1	класс 3	класс 4	класс 5	класс 6	класс 7	класс 8
Класс по 209	класс 1	класс 10	класс 100	класс 1000	класс 10 000	класс 100 000

Для «чистых» помещений фармацевтической отрасли существуют собственные стандарты, разработанные Европейским Союзом и США. Самый последний из них — «Руководство Европейского Союза по надлежащей практике производства» — EU

GGMP (Guide to Good Manufacturing Practice). Для производства асептической (стерильной) продукции медицинского назначения установлено четыре класса аэрозольного загрязнения воздуха (табл. 17.7).

Таблица 17.7

Классификация «чистых» помещений в соответствии с EU GGMP

Класс	Предельно допустимая концентрация частиц в 1 м^3 воздуха, размер которых равен или превышает указанный в таблице			
	в оснащенном состоянии		в функционирующем состоянии	
	0,5 мкм	5 мкм	0,5 мкм	5 мкм
A	3500	0	3500	0
B	3500	0	350 000	2000
C	350 000	2000	3 500 000	20 000
D	3 500 000	20 000	не определено	не определено

Помещения классов чистоты A и B предназначены для производства стерильных лекарственных средств. Производство нестерильных лекарственных средств должно осуществляться в помещениях классов чистоты C не определено и D. При этом предусматривается нормирование содержания жизнеспособных микроорганизмов в воздухе, нормирование содержания механических частиц, как правило, не предусматривается. В помещениях класса чистоты D при производстве стерильных лекарственных средств допускается не более 200 жизнеспособных микроорганизмов в 1 м^3 воздуха, в помещениях класса D производства не стерильных лекарственных средств — не более 500.

Примеры производственных операций, требующих определенного класса чистоты, приведены в таблице 17.8.

Таблица 17.8

Примеры классов «чистых» помещений, необходимых для различных процессов

Класс	Примеры продукции, подвергающейся конечной стерилизации
A	Разлив продуктов при необычно высоком риске
C	Подготовка растворов при необычно высоком риске. Разлив продуктов
D	Подготовка растворов и компонентов для последующего разлива
Класс	**Примеры процессов для продуктов, производимых асептически**
A	Асептическая подготовка и разлив
C	Подготовка растворов, подвергающихся дальнейшей фильтрации
D	Работа с компонентами после мойки

В соответствии с нормативом по пищевым и лекарственным продуктам «Food and Drug Administration» (FDA) США следует выделять два типа зон асептического производства, которые имеют особое значение для качества лекарственного вещества:

1) ***«критическая зона»*** — где стерилизованная готовая форма, контейнеры и крышки соприкасаются с окружающей средой и процессы, осуществляемые в этой зоне, включают действия с указанными материалами и продуктами до и во время разлива или укупорки;

2) ***«контролируемая зона»*** — зона, где контролируются условия окружающей среды, где производится подготовка нестерилизованных продуктов, смешение компонентов и где компоненты, полупродукты, лекарственные средства и соприкасающиеся с ними поверхности оборудования, контейнеры и крышки контактируют с окружающей средой.

Воздух в «критической зоне» должен соответствовать по чистоте классу 100, воздух в «контролируемой зоне» — классу 100 000.

В помещениях операционных за ***критическую зону*** следует принимать пространство, где размещается операционный стол и персонал. За ***контролируемую зону*** — все остальное пространство.

17.2. Общие требования к устройству вентиляции в помещениях ЛПУ

С учетом категорийности помещений по степени чистоты **системы вентиляции и кондиционирования** воздуха **должны:**

1) поддерживать требуемые параметры микроклимата помещений (температуру, подвижность, влажность, заданную химическую и бактериальную чистоту воздуха помещений в зависимости от их назначения с учетом категорийности помещений по классам чистоты);

2) исключать возможность перетекания воздуха из грязных зон в чистые, создавать изолированный воздушный режим палат, палатных секций и отделений, операционных и родовых блоков и других структурных подразделений, а именно:

- из помещений категории Ч в помещения категории ОЧ;
- из помещений категории Г в помещения категорий ОЧ, Ч, Г-1, Г-2;
- между отдельными секциями этажа;
- между этажами здания.

Для помещений, наиболее ответственных по качеству воздушной среды: **операционных, реанимационных залов, родовых палат** — системы вентиляции и кондиционирования воздуха, кроме того, должны:

1) создавать максимальные условия теплового комфорта для больного и персонала;

2) препятствовать образованию и накоплению статического электричества и устранять риск взрыва газов, применяемых при наркозах и других технологических процессах.

Во **всех ЛПУ, кроме инфекционных**, предусматривается устройство приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением воздуха. Допускается естественная вытяжка в зданиях с числом этажей не более 3 (палатные корпуса, отделения водолечения, приемные отделения и т.д.) при обеспечении механического притока с подачей воздуха в коридор.

В некоторых помещениях: санитарных узлах, душевых кабинах, санитарных комнатах, мойках, автоклавных может быть механическая вытяжка без организованного притока.

Во всех помещениях лечебных, акушерских и других стационаров, кроме операционной, наркозной, реанимационной палаты, в летний период года помимо приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением должна предусматриваться естественная вентиляция посредством форточек, откидных фрамуг, створок и других приспособлений в оконных переплетах и наружных стенах, а также вентиляционных каналов без механического побуждения воздуха. Фрамуги, форточки и другие устройства естественной вентиляции должны иметь приспособления для их открывания и закрывания.

Допускается естественная вытяжная вентиляция без централизованной подачи приточного воздуха в отдельностоящих зданиях высотой не более 3 этажей из помещений:

- скорой и неотложной медицинской помощи;
- амбулаторий;
- фельдшерско-акушерских пунктов;
- хозрасчетных аптек IV — VIII категорий;
- спальных корпусов санаториев;

и помещениях:

- для хранения рентгенограмм на негорючей основе (в количествах до 500 кг);
- хранения дезинфекционных средств, текущего запаса кислот и щелочей;
- конференц-залов.

В зданиях, **приспосабливаемых** под лечебные учреждения, следует предусматривать приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением в помещениях:

- операционных блоков;
- рентгеновских кабинетов;
- лабораторий.

В **психиатрических** больницах в палатах для спокойных больных устраивается только вытяжная вентиляция, приток по балансу подается в коридор ввиду того, что двери в палаты всегда закреплены в открытом положении и больные в дневное время в палатах отсутствуют по требованиям технологии медицинского процесса.

В **инфекционных (туберкулезных)** больницах в помещениях ***боксов, полубоксов*** и других помещениях этих секций следует предусматривать приточную вентиляцию с механическим побуждением, вытяжку — естественную самостоятельными каналами от каждого указанного помещения до устья шахты с установкой на шахте дефлектора (рис. 17.1). Объединение под одним дефлектором каналов вытяжной вентиляции из помещений различных отделений, секций и этажей не допускается. Расчетная температура для расчета систем естественной вентиляции принимается равной $t_н=0^{\circ}C$.

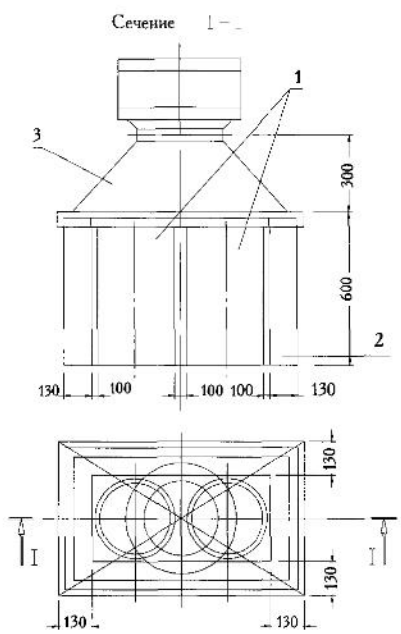


Рис. 17.1. Установка дефлектора на вытяжной шахте:

1— вентиляционные каналы. 2 — кровля здания. 3 — дщиффузор

Подачу воздуха в каждую секцию и на каждый этаж следует осуществлять посредством отдельных систем приточной вентиляции с температурой приточного воздуха, равной температуре соответствующего помещения tп=t в. Приток воздуха в секции, состоящие из боксов и полубоксов, должен производится только в коридоры секций. Приток воздуха в боксы и полубоксы должен осуществляться из коридоров через самозакрывающиеся обратные клапаны, препятствующие перетоку воздуха из боксированных палат в смежные помещения при неработающем вентиляторе.

Допускается подача воздуха в боксы и полубоксы через шлюзы с обеспечением в них подпора воздуха, обеспечивающего поступление в палату расчетного количества воздуха через неплотности дверных притворов.

Для ***палатных*** секций и других помещений **инфекционных** больниц предусматривается приточно-вытяжная вентиляция с механическим побуждением. Приток и удаление воздуха должны осуществляться из каждой палаты (помещения). Палатные секции каждого этажа следует обслуживать самостоятельными приточными и вытяжными вентиляционными установками. Допускается предусматривать одну установку на отделение для палат с одноименными инфекциями.

Во всех отделениях ЛПУ подачу приточного воздуха в каждую секцию и на каждый этаж следует производить через вертикальные воздуховоды (стояки), идущие от магистрального горизонтального воздуховода, прокладываемого в техническом помещении (подвале, цокольном этаже), для исключения перетекания воздуха через системы вентиляции (рис. 17.2). Если применение вертикальных каналов невозможно (типично для реконструируемых зданий), допускается прокладка горизонтальных воздуховодов отдельными ветвями для каждого фасада, расположенными в подшивных потолках. Удаление воздуха в случае применения механической вентиляции следует производить индивидуальными для каждого помещения вертикальными воздуховодами до места их присоединения к сборному воздуховоду, идущему по техническому этажу. Применение горизонтальных воздуховодов допускается при соответствующем обосновании.

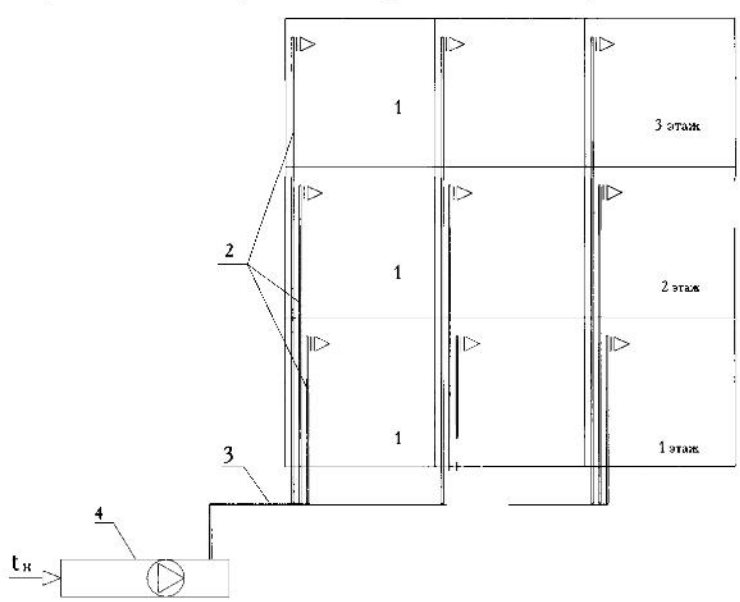


Рис. 17.2. Принципиальная схема системы вентиляции 3-этажного палатного отделения:

1. Палата. 2. Вертикальные воздуховоды-стояки. 3. Магистральный воздуховод. 4. Приточная установка

Воздухообмен в помещениях послеоперационных палат, реанимационных залов, палат интенсивной терапии, родовых, боксах, операционных, операционных-диализационных, наркозных, палат на 1—2 койки для ожоговых больных, барокамер, палат для недоношенных грудных, новорожденных и травмированных детей определяется расчетом по тепловлагоизбыткам. Полученный результат сравнивается с данными, приведенными в таблице 17.3, и принимается не менее их значения. В перечисленных помещениях воздухообмен принимается не менее 10-кратного. В палатах для взрослых больных, палатах для матерей детских отделений, помещениях гипотермии, палатах для туберкулезных и инфекционных больных воздухообмен принимается из расчета 80 $м^3$/ч на 1 койку. Кратность воздухообмена боксов и полубоксов должна составлять по притоку +2, а по вытяжке -2,5 объема помещения в час. При расчете в помещениях воздухообмена по тепловлагоизбыткам следует принимать число людей и категорию работ:

— в операционной: бригада персонала из 8-10 взрослых человек (4—5 мужчин, 4—5 женщин) при работе средней тяжести, 1 лежачий взрослый пациент (мужчина или женщина) - в состоянии покоя;

— родовая: бригада акушеров из 4 взрослых человек (1 мужчина, 3 женщины) и 1 женщина (взрослый) в состоянии средней тяжести;

— палата для взрослых и детей негрудного возраста: принимать взрослых (женщин или мужчин) или детей по числу коек, соответственно, в состоянии легкой работы;

— палата для новорожденных: принимать детей по числу коек в состоянии легкой работы;

— палата совместного пребывания матери и новорожденного ребенка: 1 взрослая женщина в состоянии работы средней тяжести и 1 ребенок в состоянии легкой работы;

— кабинет компьютерной томографии: 2 взрослых человека (мужчин или женщин) персонала - 1 в состоянии работы средней тяжести, 1 в состоянии легкой работы и 1 пациент в состоянии покоя.

Теплоизбытки, количество вредностей, поступающих в помещение от технологического оборудования, задаются технологами.

В остальных помещениях ЛПУ воздухообмен принимается по норме подачи чистого воздуха на 1 койку или по норме кратности по таблице 17.9:

— для механической вентиляции — по графам 4 и 5;

— для естественной вентиляции — по графе 7.

Таблица 17.9

Расчетная температура, кратность воздухообмена, норма подачи воздуха, категории чистоты в помещениях палат, родовых и операционных блоков ЛПУ

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
1	Палаты для взрослых больных, помещения для матерей детских отделений, помещения гипотермии	20	80 $м^3$ на 1 койку 100%	80 $м^3$ на 1 койку 100%	Ч	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
2	Палаты для туберкулезных больных (взрослых и детей)	20	80 м³ на 1 койку 80%	80 м³ на 1 койку 100%	Г	2
3	Палаты для больных гипотиреозом	24	80 м³ на 1 койку 100%	80 м³ на 1 койку 100%	Ч	2
4	Палаты для больных тиреотоксикозом	15	То же	То же	Ч	2
5	Палаты инфекционных отделений	20	80 м³/ч	80 м³/ч	Г	-
6	Боксы, предбоксы, полубоксы, фильтр-боксы инфекционного отделения	22	2,5 (подача из коридора) 100%	2,5	Г	2,5
7	Палаты на 3-4 койки для ожоговых больных	22	100%	100%	Ч	Не допускается
8	Палаты для детей	22	100%	100%	Ч	То же
9	Палаты для недоношенных, грудных, новорожденных и травмированных детей	25	По расчету, но не менее 10-кратного обмена 100%* 100%*	По расчету, но не менее 10-кратного обмена 80%–асептические 100%–септические	ОЧ	Не допускается
10	Палаты на 1-2 койки для ожоговых больных	22	По расчету, но не менее 10-кратного обмена 100%*	По расчету, но не менее 10–кратного обмена 80% (20%– в шлюз при палате или коридор)	ОЧ	Не допускается
11	Операционные, операционные-диализационные, послеоперационные палаты, реанимационные залы, палаты интенсивной терапии, стерильные боксы, наркозные, барокамеры	22	По расчету, но не менее 10-кратного обмена 100%* 80%	По расчету, но не менее 10-кратного обмена 80%–асептические (20% через наркозную, стерилизационную и др.) 100%–сентические	ОЧ	Не допускается

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
12	Родовые залы	22	По расчету, но не менее 10–кратного обмена 100%* 80%	По расчету, но не менее 10-кратного обмена 80%–асептические (20% в шлюз при палате или коридор) 100%–септические	ОЧ	Не допускается
13	Послеродовые палаты	22	100%*	100%	Ч	Не допускается
14	Предродовые палаты	22	2	2	Ч	2
15	Стерилизационные при операционных	18	—	3–септические отделения 3–асептические отделения	Г Ч	2 2
16	Смотровые, перевязочные, приемно-смотровые боксы, манипуляционные, процедурные, помещения сцеживания грудного молока, комнаты для кормления детей в возрасте одного года, помещения для прививок	22	2	2	Ч	2
17	Предоперационные	22	2	2	Ч	2

Примечание. Впомещениях, обозначенных *, обеспечить подачу стерильного воздуха.

Таблица 17.10

Расчетные температуры, кратности воздухообменов, категории чистоты помещений больниц, поликлиник, станций скорой и неотложной помощи

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
	Лечебно-диагностические кабинеты и помещения					
1	Малые операционные	22	10	5	Ч	1
2	Стерилизационные при операционных	18	—	3 - септических отделения 3-асептические отделения	Г Ч	2 2
3	Аппаратные	18	—	3	Г	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
4	Шлюзы перед палатами для новорожденных	22	По расчету, но не менее 5-кратного обмена	По расчету, но не менее 5-кратного обмена	Ч	Не допускается
5	Манипуляционные-туалетные для новорожденных	25	—	2	Ч	2
6	Манипуляционные с применением аминазина	22	8	10	Г	Не допускается
7	Помещения выписки родильниц и облучения детей кварцевой лампой	22	—	1	Ч	1
8	Шлюзы в боксах и полубоксах инфекционных отделений	22	По расчету, но не менее 5-кратного обмена	По расчету, но не менее 5-кратного обмена	Ч	Не допускается
9	Кабинеты врачей, комнаты персонала	20	1 приток из корид.	1	Ч	1
10	Кабинеты ангиографии	20	3	4	Г	Не допускается
11	Процедурные рентгенодиагностических кабинетов	20	3	4	Г	Не допускается
12	Процедурные рентгенотерапевтические	20	4	5	Г	Не допускается
13	Кабинеты для раздевания при рентгенодиагностических кабинетах	20	3	-	Ч	Не допускается
14	Фотолаборатория	18	3	4	Г	Не допускается
15	Процедурные для рентгеновских снимков зубов, комнаты управления рентгеновских кабинетов и радиологических отделений	18	3	4	Г	Не допускается
16	Процедурные и раздевальные флюорографических кабинетов	20	3	4	Г	Не допускается
17	Залы лечебной физкультуры	18	50 $м^3$ на 1 занимающегося в зале 80%	50 $м^3$ на 1 занимающегося в зале 100%	Г	2
18	Кабинеты функциональной диагностики	22	—	3	Г	2
19	Кабинеты электросветолечения	20	3	4	Г	Не допускается
20	Кабинеты теплолечения, укутывания	20	4	5	Г	Не допускается
21	Помещения подогрева парафина и озокерита	25	3	5	Г	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
22	Кабинеты механотерапии	20	2	3	Г	2
23	Кабинеты микроволновой терапии, кабинеты ультравысокочастотной терапии	20	4	5	Г	Не допускается
24	Массажная	20	3	4	Г	Не допускается
25	Кабинеты аудиометрии, антропометрии	20	1 приток из коридора	1	Ч	1
26	Процедурные в кабинетах для статической и подвижной теле-гамма-терапии	20	4	5	Г	Не допускается
27	Кабинеты лечения ультразвуком	2	4	5	Г	Не допускается
28	Кабинеты иглотерапии	18	1 приток из коридора	1	Ч	1
29	Ингалятории (процедурные)	20	8	10	Г	4
30	Помещения дегельминтизации	20	2	3	Г	2
31	Лечебные плавательные бассейны	25	3	5	Г	2
32	Комнаты зондирования	20	2	3	Г	2
33	Помещения для ректороманоскопии	22	-	3	Г	2
34	Процедурные для лечения нейролептиками	18	-	3	Г	2
35	Кабинеты (помещения) радиотелеметрических, эндокринологических и др. исследований	18	-	3	Г	2
36	Кабинеты зубоврачебные	20	2	3	Г	2
37	Комната отдыха диспетчеров, врачей, фельдшеров, санитаров, шоферов, выездных бригад, диспетчерские приема вызывов и направления бригад, комната заполнения документов	20	1 приток из коридора	1	Ч	1
38	Комнаты отдыха для больных, пользующихся процедурами водолечения и грязелечения	20	1 приток из коридора	1	Ч	1
39	Помещения выписки	20	1 приток из коридора	1	Ч	1

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
40	Лаборатории и помещения для производства анализов, помещения для приема, сортировки и взятия проб для лабораторных анализов, растворные-деторские лаборатории, помещения для окраски мазков, весовые, калометрические, средоварки, материально-аппаратные лаборатории, фиксационные, рецептурные	18	-	3	Г	2
41	Помещения субаквальных, сероводородных и других ванн (кроме радоновых)	25	3	5	Г	2
42	Раздевальные и кабинеты для раздевания в отделениях водолечения	23	Приток по балансу вытяжки из залов с ваннами, грязевых процедур	-	Ч	2
43	Помещения радоновых ванн, грязелечебные залы, душевой зал с кафедрой, кабинеты грязелечения для гинекологических процедур	25	4	5	Г	Не допускается
44	Помещения приготовления растворов для радоновых ванн	20	4	5	Г	Не допускается
45	Помещения для хранения и регенерации грязи	12	2	10	Г	Не допускается
46	Грязевые кухни	16	6	10	Г	Не допускается
47	Кабинеты для раздевания при сероводородных ваннах	25	3	3	Ч	Не допускается
48	Шлюзы при сероводородных ваннах	25	3	4	Ч	Не допускается
49	Помещения приготовления раствора сероводородных ванн и хранения реактивов	20	5	6	Г	Не допускается
	Вспомогательные и административно-хозяйственные помещения					
1	Кабинет медицинской статистики	20	1 приток из коридора	1	Ч	1
2	Медицинские архивы	18	-	1	Г	1
3	Парикмахерские для обслуживания больных	18	2	3	Г	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
4	Буфетные, столовые для больных, раздаточные с подсобным помещением в молочно-раздаточных пунктах	18	—	1	Г	1
5	Регистратуры, справочные, вестибюли, гардеробные, помещения для приема передач больным, ожидальные	18	—	1	Г	1
6	Радиопост, диктофонный центр	18	—	3	Г	2
7	Моечные лабораторной посуды, патологоанатомических отделений	18	3	4	Г	Не допускается
8	Моечные в лабораториях	18	-	3	Г	Не допускается
9	Монтажные и моечные кабинеты искусственной почки и помещений для аппарата искусственного кровообращения	18	—	3	Г	2
10	Помещения для мойки и сушки простыней, холстов, брезентов	16	6	10	Г	Не допускается
11	Помещения для мытья, стерилизации и хранения суден, горшков, мытья и сушки клеенок, сортировки и хранения грязного белья, помещения хранения предметов уборки, помещения для временного хранения белья и твердых отходов, загрязненных радиоактивными веществами, кладовые кислот и дезинфицирующих средств, помещения мойки носилок и клеенок	18	—	5	Г	3
12	Помещение сушки одежды и обуви выездных бригад	18	—	5	Г	3
13	Кладовые вещей и одежды больных, кладовые теплых вещей при верандах	18	—	1	Г	1
14	Помещения текущей стерилизации	18	—	3	Г	2
15	Помещения для стерилизации и мытья столовой и кухонной посуды при буфетных столовых отделений	18	2	3	Г	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
16	Помещения автоклавных центральных стерилизационных: а) чисток отделение б) грязное отделение	 18 18	 По расчету 100% —	 — По расчету 100%	 Ч Г	 Не допускается Не допускается
17	Помещения минерализационные	18	—	3	Г	2
18	Помещения для подготовки перевязочных и операционных материалов и белья, контроля, комплектования, упаковки инструментов, приема, разборки, мытья и сушки хирургических инструментов, шприцев, игл, катетеров	18	—	3	Г	2
19	Помещения для обработки резиновых перчаток	18	2	3	Г	2
20	Помещения (комнаты) для санитарной обработки больных, душевые, кабины личной гигиены	25	3	5	Г	2
21	Помещения для хранения гипсовых бинтов, гипса, кладовые инфицированного белья, пастельных принадлежностей, кладовые хозяйственного инвентаря, кладовые вещей больных, инструментально-материальные, помещения для текущего ремонта физиотерапевтической аппаратуры, хранения ящиков выездных бригад, текущего запаса медикаментов, кладовая месячного запаса медикаментов, кладовая нестерильных материалов и белья	18	—	1	Г	1
22	Хранилища радиоактивных веществ, фасовочные и моечные в радиологических отделениях	18	5	6	Г	Не допускается
23	Санузлы	20	—	50 $м^3$ на 1 унитаз и 20 $м^3$ на 1 писсуар	Г	3
24	Умывальные комнаты	20	—	3	Г	3
25	Клизменная	20	—	5	Г	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
26	Помещения дезинфекционных камер					
	а) приемные;	16	Из чистого отделения	3	Г	Не допускается
	б) грязные отделения;	16	Из чистого отделения	5	Г	Не допускается
	в) разгрузочные (чистые) отделения	16	5	Через грязные отделения	Г	Не допускается
27	Помещения хранения трупов	2	—	3	Ч	3
28	Секционные	16	—	4	Г	4
29	Помещения одевания трупов, выдачи трупов, кладовые похоронных принадлежностей, для обработки и подготовки к захоронению инфицированных трупов, помещения для хранения хлорной извести	14	—	3	Г	Не допускается
30	Электрощитовая	15	—	1	Ч	1
31	Машинное отделение холодильной установки	4	—	3	Г	3
	Хозрасчетные аптеки общего типа					
1	Помещения для приготовления лекарственных форм в асептических условиях	18	4	2	ОЧ	не допускается
2	Залы обслуживания населения	16	3	4	Г	3
3	Рабочие помещения или изолированные рабочие зоны в зале обслуживания, экспедиционные помещения для приема и оформления заказов прикрепленного учреждения, рецептурная	18	2	1	Ч	1
4	Ассистентская, асептическая, дифеторская, проходной шлюз	18	4	2	Ч	1
5	Заготовочная и фасовочная со шлюзом, закаточная и контрольно-маркировочная стерилизационная автоклавная, стерилизационная, дистилляционная	18	4	2	Ч	1

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
6	Расфасовочная, контрольно-аналитический кабинет, моечная, стерилизационная растворов, дистиляционно-стерилизационное помещение, кокторий, распаковочная	18	2	3	Г	1
7	Помещения хранения основного запаса					
	а) лекарственных веществ, готовых лекарственных и термолабильных препаратов, предметов медицинского назначения и перевязочных средств	18	2	3	Г	1
	б) лекарственного растительного сырья	18	3	4	Г	3
	в) минеральных вод, медицинской стеклянной и оборотной транспортной тары, очков и других предметов оптики, вспомогательных материалов и чистой посуды	18	—	1	Г	1
	г) ядовитых препаратов и наркотиков	18	—	3	Г	3
8	Помещения хранения легковоспламеняющихся и горючих жидкостей	18	—	10	Г	5
9	Помещения хранения дезинфицирующих средств и кислот	18	—	5	Г	3
10	Дезинфекционная со шлюзом	18	—	5	Г	3
11	Электрощитовая	15	—	1	Г	1
12	Машинное отделение холодильной установки	4	—	3	Г	3
	Сауна					
1	Парная	100/80 85/80	—	5	Г	Не допускается
2	Душевая	22	—	8	Г	Не допускается
3	Раздевалка	22	—	3	Ч	Не допускается
4	Коридор	18	—	2	Ч	Не допускается
5	Ожидальная	18	—	2	Ч	Не допускается
6	Комната для охлаждения внутри сауны	1	—	4	Г	Не допускается

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
7	Комната отдыха	26	—	3	Ч	Не допускается
8	Комната массажа	25	—	4	Г	Не допускается
9	Солярий	23	—	3	Ч	Не допускается
10	Уборная	22	—	50 м3 на 1 унитаз	Г	Не допускается
	Стоматологические лечебно-ортопедические учреждения					
	Отделение терапевтической стоматологии:					
1	Кабинет врача-стоматолога терапевта	20	2	3	Г	2
2	Кабинеты заведующего отделением и старшей медицинской сестры	20	2	3	Ч	2
3	Кабинеты парадонтолога, гидротерапии	20	2	3	Г	2
	Отделение хирургической стоматологии:					
1	Кабинет врача	20	2	3	Ч	2
2	Предоперационная-стерилизационная	20	2	3	ОЧ	2
3	Операционная	20	2	—	ОЧ	Не допускается
4	Комната анестезиолога	20	2	3	Ч	Не допускается
5	Комната временного пребывания больных после операции	20	2	3	Ч	2
	Отделение ортопедической стоматологии:					
1	Кабинет врача-протезиста	20	2	3	Г	2
2	Стерилизационная	18	—	3	Г	Не допускается
3	Зуботехническая лаборатория	18	2	3	Г	Не допускается
4	Комната техников	18	2	3	Г	Не допускается
5	Полимеризационная	18	2	3	Г	Не допускается
6	Полировочная	18	2	3	Г	Не допускается
7	Паяльная	18	2	3	Г	Не допускается
8	Гипсовочная	18	2	3	Г	Не допускается

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
9	Помещения для хранения материалов и гипса	18	2	3	Г	Не допускается
10	Помещение для хранения протезов и моделей	18	2	3	Г	Не допускается
11	Помещение лабораторной керамики и металлокерамики, помещение для обжига металлокерамики	18	2	3	Г	Не допускается
12	Производство протезов из драгматериалов	18	2	3	Г	Не допускается
13	Литейная обычная	18	2	3	Г	Не допускается
14	Литейная СВЧ	18	2	3	Г	Не допускается
15	Кладовая кислот	18	—	5	Г	3
16	Помещение мойки предметов	18	—	5	Г	3
17	Ожидальная	18	2	3	Г	2
	Женская консультация					
	Операционный блок					
1	Операционная	22	10	5	ОЧ	Не допускается
2	Предоперационная	22	10	5	ОЧ	Не допускается
3	Комната временного пребывания после операции (с санузлом)	22	10 100%	10 80% (20% перетекает в санузел по балансу)	ОЧ	Не допускается
4	Шлюз при входе в операционную	22	По балансу	По балансу	ОЧ	Не допускается
	Лечебно-акушерское отделение					
1	Вестибюль, гардеробная для посетителей, регистратура, ожидальная	18	—	1	Г	1
2	Кабинет для взятия проб крови	18	—	3	Ч	1
3	Кабинет врача-акушера-гинеколога с двумя кабинами для раздевания	20	1 из коридора	1	Ч	1
4	Процедурный кабинет с гинекологическим креслом, двумя кабинами для раздевания	25	4	5	Г	2
5	Процедурная для внутривенных вливаний, внутримышечных инъекций	22	2	2	Ч	2

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена
			приток	вытяжка		
1	2	3	4	5	6	7
6	Кабинет перинатальной диагностики: ультразвукового сканирования, фонэлектрокардиографии, кардиомониторного наблюдения, медико-генетического наблюдения	22	—	3	Г	2
7	Комната обучения по уходу за новорожденными детьми	20	1	1	Ч	1
8	Кабинет юрисконсульта	20	1	1	Ч	1
	Отделение специализированного акушерско-гинекологического приема					
1	Кабинет врача-гинеколога эндокринолога	22	2	2	Ч	2
2	Кабинет невынашивания беременности	22	1	1	Ч	1
3	Кабинет для детей и подростков	20	1	1	Ч	1
4	Кабинет для физиопсихопрофилактической подготовки беременных к родам	20	20 $м^3$ на чел.	20 $м^3$ на чел.	Ч	1
5	Раздевальная при зале	20	—	1	Г	2

В «чистых» коридорах следует организовывать приток по балансу примыкающих к ним помещений, но не менее однократного.

В помещениях с кратностью воздухообмена по приточному воздуху 1,5 и более в час необходимо подавать воздух непосредственно в помещение.

В остальных случаях допускается подача воздуха из коридоров через неплотности дверных притворов.

В районах с расчетной скоростью ветра 5 м/с и более предусматривается подпор воздуха в палатах и коридорах по отношению к наружному воздуху.

Освещенность рабочих мест и тип лампы для расчета теплопоступлений от искусственного освещения при расчете воздухообмена следует определять по Приложению 2.

Расчетные параметры микроклимата в помещениях

Расчетные температуры воздуха в обслуживаемой зоне помещений определяются в зависимости от их назначения в соответствии с таблицами 9 и 10 как для холодного, так и для теплого периода года. В операционной принимается температура воздуха не более 22 °С. Сравнительно низкая температура объясняется увеличением концентрации бактерий во время проведения операций и ухудшением теплоотдачи персонала в связи с

применением резиновых перчаток и маски при увеличении температуры. При этом относительную влажность следует принимать:

— в операционных, наркозных, послеоперационных палатах, родовых, реанимационных залах и палатах интенсивной терапии — в пределах 55—60% для избежания накопления статического электричества;

— в палатах, не указанных выше, в зимний период — в пределах 35—50% для обеспечения санитарно-гигиенических условий;

— в виварнях для животных, свободных от возбудителей инфекционных болезней (СВИБ), — 60—65%;

— в рентгеноперационных, рентгенодиагностических, рентгенотерапевтических помещениях — 40—60%.

Для остальных помещений лечебно-профилактических учреждений относительная влажность воздуха принимается в соответствии со СНиП по проектированию отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Подвижность воздуха в операционных, палатах для новорожденных, ожоговых больных должна составлять 0,15 м/с, в остальных палатах — 0,15—0,2 м/с.

Температуру воздуха в коридорах следует принимать равной температуре воздуха наиболее чистого помещения с целью предотвращения перетекания воздуха за счет разности гравитационных сил.

Температуру воздуха в помещениях, объединенных общим коридором, следует принимать равной температуре наиболее чистого из них. Для патологоанатомических отделений — наиболее грязного.

Оптимальные параметры для помещений с кондиционируемым воздухом, строящихся в IV климатическом районе, следует принимать по таблице 17.11.

Таблица 17.11

Расчетные параметры внутреннего воздуха кондиционируемых помещений для IV климатического района

№ п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Относительная влажность, %	Максимальная подвижность	Кратность воздухообмена в 1 час
1	Операционная	23	55-60	0,15	По расчету, но не менее 10-кратного
2	Наркозная	25	55-60	0,15	По расчету, но не менее 80 м^3 на 1 койку
3	Родовые	25	55-60	0,15	По расчету, но не менее 80 м^3 на 1 койку
4	Послеоперационные палаты	25	55-60	0,15	По расчету, но не менее 80 м^3 на 1 койку
5	Палаты интенсивной терапии	25	55-60	0,15	По расчету, но не менее 80 м^3 на 1 койку
6	Палаты на 1—2 койки для ожоговых больных	25	55-60	0,15	По расчету, но не менее 80 м^3 на 1 койку

п/п	Наименование помещения	Расчетная температура, °С	Относительная влажность, %	Максимальная подвижность	Кратность воздухообмена в 1 час
7	Палаты для недоношенных, грудных, новорожденных и травмированных детей	25	55-60	0,15	По расчету, но не менее 80 м³ на 1 койку
8	Палаты соматического и хирургического профиля	26	35-55	0,2	По расчету, но не менее 80 м³ на 1 койку

Кондиционирование является обязательным для помещений: операционных, рентгеноперационных, наркозных, предродовых и родовых палат, реанимационных залов, палат интенсивной терапии, послеоперационных палат, 1—2-коечных палат для больных с ожогами, палат для грудных, новорожденных, недоношенных и травмированных детей, залов барокамер.

В малых операционных стационаров и поликлиник, а также в палатах, которые полностью оборудованы кювезами, предусматривать кондиционирование не обязательно.

В ассистентских комнатах аптек, размещенных в IV климатической зоне, следует предусматривать кондиционирование воздуха.

Также требуется устройство кондиционирования воздуха в помещениях лабораторий, оборудованных приборами, требующими обеспечения конкретных температурных и влажностных условий для их работы.

Самостоятельными системами приточно-вытяжной вентиляции следует оборудовать группы помещений, объединяемых в одну категорию чистоты (табл. 1 и табл. 2):

— операционных блоков (отдельно для асептических и септических отделений);

— реанимационных залов и палат интенсивной терапии (отдельно для поступающих в больницы с улицы и из отделений самих больниц);

— родовых палат (отдельно для физиологического и обсервационного отделений, а также инфекционных больниц);

— палат в акушерских отделениях больниц или родильных домов (отдельно для физиологического и обсервационного отделений);

— палат новорожденных, недоношенных и травмированных детей каждого отделения (отдельно для физиологического и обсервационного отделений);

— палат для взрослых и детей негрудного возраста (отдельно для асептических и септических отделений (секций);

— боксов инфекционных больниц для каждого отделения (этажа);

— полубоксов инфекционных больниц для каждого отделения (этажа);

— палат инфекционного отделения с одноименными инфекциями;

— рентгеновских отделений;

— радиологических отделений;

— центрального стерилизационного отделения;

— отделения физиотерапии;

— отделений грязелечения;

— отделений водолечения;

— лабораторий грязелечения;

— лабораторий водолечения;

— отделений для сероводородных ванн;
— отделений для радоновых ванн;
— лабораторий приготовления радона;
— санитарных узлов;
— холодильных камер;
— хозрасчетных аптек.

Примечание. ***Ообсервационным*** называется отделение («грязное») родильного дома (акушерской больницы), которое является коллектором всех больных, поступающих с улицы или заболевших в стационаре, как матерей, так и новорожденных детей; ***физиологическое*** — «чистое» отделение, предназначено для размещения в нем здоровых больных; оба отделения имеют свои самостоятельные операционные и родовые блоки.

Отделения или группы помещений, между которыми не допускаются перетекания воздуха, изолируются друг от друга шлюзами. Для вентиляции шлюзов используются установки с большей продолжительностью работы в течение суток. Количество вентиляционного воздуха, подаваемого в шлюзы, определяется расчетом и учитывается в общем воздушном балансе отделений.

При проектировании систем обеспечения микроклимата **рециркуляция** воздуха **не допускается.**

Отделения или группы помещений с одинаковыми санитарно-гигиеническими требованиями к воздушной среде и продолжительностью работы оборудуются, как правило, одной **централизованной** приточно-вытяжной системой вентиляции с установкой не менее двух вентиляторов в приточной и вытяжной установках. Для групп помещений с различными санитарно-гигиеническими требованиями к каждой из групп, а также с различной продолжительностью работы рекомендуется устройство **децентрализованной** системы вентиляции (кондиционирования воздуха).

При кондиционировании воздуха в помещениях с различными санитарно-гигиеническими требованиями и одинаковой продолжительностью работы в течение суток предусматриваются, как правило, центральные многозональные системы с установкой доводчиков и фильтров тонкой очистки в каждой зоне.

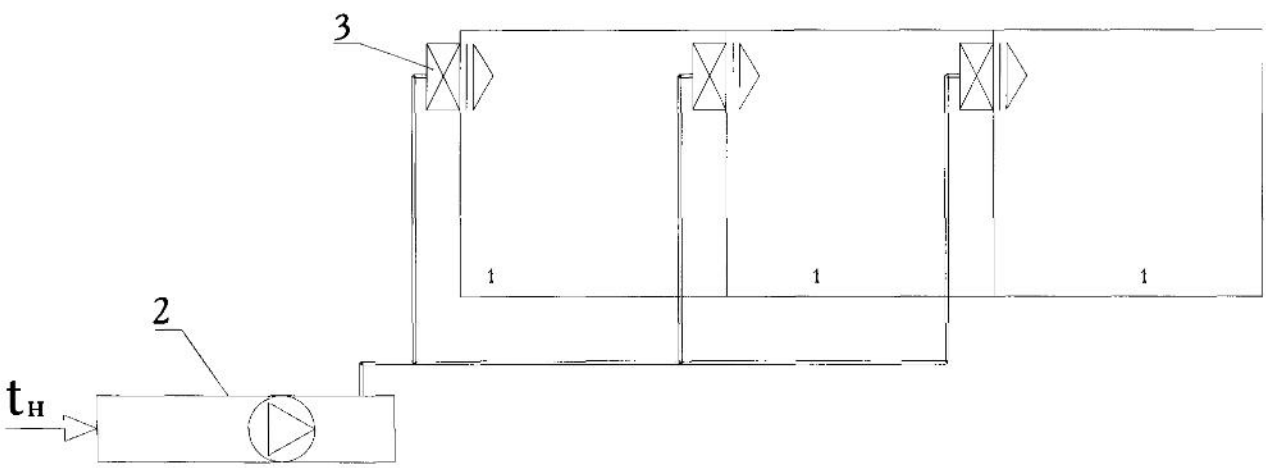


Рис. 17.3. Вариант схемы многозональной системы кондиционирования воздуха

1 — операционная, 2 — установка кондиционирования, 3 — доводчик температуры

В качестве доводчиков могут применяться воздухоподогреватели с установкой их в подшивном потолке. Размещение фильтров желательно перед воздухораздающим устройством. Возможны случаи понижения относительной влажности ниже установленного предела в помещениях операционной, наркозной и помещениях с размещением рентгеновского оборудования. В качестве доводчика влажности рекомендуется установка парового увлажнителя, работа которого регулируется датчиком контроля нижнего уровня влажности наружного воздуха.

Допускается применять кондиционеры других типов при условии обеспечения ими требуемых параметров кондиционированного воздуха. Возможна установка автономных кондиционеров при технико-экономическом обосновании нецелесообразности использования центральной системы.

Важным фактором при проектировании систем является **резервирование** оборудования систем. Желательно резервирование приточных установок для операционных, родовых, ожоговых палат, палат для новорожденных, недоношенных, травмированных детей, реанимационных и палат интенсивной терапии для круглосуточного и круглогодичного поддержания необходимых требований.

В случае невозможности резервирования приточных установок следует дублировать вентиляторы в приточном и вытяжном агрегатах. Необходимо размещение не менее двух вентиляторов в приточной и вытяжной установках. В вытяжных системах допускается дублирование электродвигателей, если возможно присоединение клиноременной передачи.

Забор воздуха в приточные камеры должен осуществляться через неподвижные жалюзийные решетки, нижняя граница которых расположена на высоте не менее 2,0 м от поверхности земли; воздухозаборная шахта должна располагаться в чистой зоне, на расстоянии не менее 20 метров от окон инфекционных палат и других источников вредных выделений.

Очень важным является вопрос **размещения** оборудования по отношению к помещениям здания ЛПУ. Приточно-вытяжные установки вентиляции и кондиционирования воздуха должны располагаться в изолированных вентиляционных камерах на технических этажах или в подвальных помещениях вдали от мест постоянного пребывания людей. Приточные венткамеры следует размещать в подвале, вытяжные венткамеры — на техническом этаже. При размещении вытяжных вентиляторов следует учитывать расположение и назначение помещений, расположенных на нижележащем этаже. Не допускается размещать вентагрегаты над помещениями постоянного пребывания людей, а также над помещениями с повышенными требованиями к уровню шума: палатами, операционными, палатами интенсивной терапии, родовыми, кабинетами врачей, процедурными, помещениями восстановительного лечения и диагностики. Рекомендуется размещение указанного оборудования над коридорами, вестибюлями, холлами, рекреациями, различного рода складскими помещениями и т.д. (т.е. над помещениями с временным пребыванием людей).

В здание ЛПУ (особенно больниц) входят помещения с источниками вредных выделений (Приложение 5): лаборатории (категорию чистоты - см. табл. 2), моечные, стерилизационные, помещения процедурных, помещения центрального пищеблока, гаража и т.д.). В данных помещениях, кроме общеобменной, следует предусматривать местную вытяжную вентиляцию в зависимости от назначения помещения и характеристик технологического оборудования: вытяжные шкафы, перчаточные боксы, вытяжные зонты, панели равномерного всасывания, столы-зонты и т.д. Конструкции, габаритные

размеры и места расположения местных отсосов, а также, диаметры присоединительных патрубков к отсосам, уровень расположения всасывающей зоны принимаются из состава технологической части проектной документации.

Количество воздуха, удаляемого через вытяжные шкафы, определяется в зависимости от скорости его движения в расчетном проеме шкафа при полностью открытых створках с учетом выделяемых вредностей: L = V x F x3600 $м^3$/ч, где L - объем воздуха, $м^3$/ч; F- площадь расчетного проема, $м^2$; V- скорость движения воздуха через проем, м/с.

Концентрация вредных выделений, скорость воздуха и размеры проемов задаются технологами. **Например, скорость** движения воздуха:

— для обычного химического вытяжного шкафа равна 0,3 м/с;
— при работе с ртутью — 0,4 м/с;
— при работе с сероводородом и аммиаком — 0,7 м/с.
— стерилизации инструментов — 0,3м/с;
— шкафы в помещениях с радиоактивными веществами —1,5 м/с.

Как правило, в лабораториях устанавливаются вытяжные шкафы, в моечных для удаления паров — вытяжные зонты над мойками, в помещениях стерилизационных — вытяжные зонты и шкафы, в помещениях разборки грязных инструментов и материалов — столы-зонты, в буфетных над мойками и тепловым оборудованием — зонты или панели равномерного всасывания, и, т.д.

В помещениях лабораторий местные отсосы и общеобменную вытяжную вентиляцию допускается объединять в одну вытяжную систему. Причем объединение воздуховодов местных отсосов и общеобменной вытяжки может быть в пределах помещения лаборатории или в помещении для вентиляционного оборудования.

Для ряда помещений: рентгенологические кабинеты, лаборатории, помещения грязелечения и т.д. — следует предусматривать обособленные вытяжные системы, а в некоторых случаях и обособленные приточно-вытяжные системы, о чем упоминалось выше. При наличии в отделении одного рентгеновского кабинета допускается подача приточного воздуха от другой системы при обеспечении из кабинета вытяжной вентиляции, изолированной от смежных помещений. Отделения сероводородных и радоновых ванн также должны быть оборудованы обособленными системами приточно-вытяжной вентиляции с установкой лабораторных вытяжных шкафов для приготовления растворов.

В радоновых лабораториях вытяжные шкафы должны помимо механической вытяжки иметь естественную вентиляцию.

Вентиляция боксов микробиологических, биохимических лабораторий и аптек должна обеспечивать в стерильных боксах с непатогенными материалами и аптеках подпор воздуха по отношению к окружающим помещениям, в боксах с патогенными материалами — разрежение воздуха.

Вытяжные установки, обслуживающие системы вентиляции в помещениях для работы с радиоактивными веществами, должны устанавливаться в изолированных герметических камерах. Расчетная скорость движения воздуха в рабочих проемах вытяжных шкафов и укрытий принимается V = 1,5 м/с.

Проектирование вентиляции в зданиях ЛПУ должно производиться с учетом **категорийности помещений по взрывопожарной и пожарной опасности**. Категории помещений ЛПУ по взрывопожарной и пожарной безопасности приводятся в Приложении 2.

На приточных и вытяжных воздуховодах, обслуживающих помещения, оборудованные автоматическими системами пожаротушения, следует предусматривать автоматические заслонки (клапаны) с электроприводом, сблокированным с системами автоматического пожаротушения, и устанавливать их в непосредственной близости от помещения, обслуживаемого воздуховодом.

Для вытяжных систем помещений, относящихся к категории А, следует предусматривать установку резервных вентиляторов, которые должны автоматически включаться при остановке основного. Вентиляторы должны быть оборудованы световой сигнализацией о работе.

Для помещений, относящихся к категории В, резервные вентиляторы можно не предусматривать.

В помещениях, оборудованных местными отсосами, следует предусматривать устройство световой сигнализации о работе вентилятора местного отсоса.

Системы приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, обслуживающие помещения с процессами категории А, следует проектировать отдельными от других помещений.

Подачу воздуха в помещениях лабораторий, восстановительного лечения, функциональной диагностики допускается осуществлять приточными системами, обслуживающими помещения с процессами категории В. При этом в помещения с процессами категории В предусматривается подача воздуха по самостоятельным воздуховодам с установкой на них обратных клапанов.

Для помещений с процессами категории А следует предусматривать системы вытяжной вентиляции, отдельные от других помещений.

Системы вытяжной вентиляции для помещений с процессами категории В, оборудованных вытяжными шкафами, в том числе предназначенных для работы со взрывоопасными веществами, могут быть запроектированы:

а) децентрализованными от вытяжных шкафов с индивидуальными воздуховодами и вентилятором для каждого помещения (рис. 17.4);

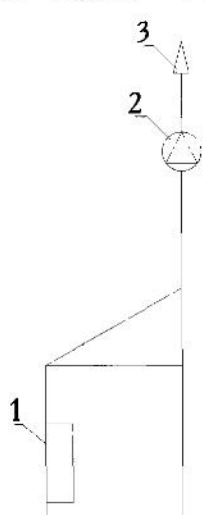


Рис. 17.4. Децентрализованная система вытяжной вентиляции от вытяжных шкафов:

1 — вытяжной шкаф, 2 — вентилятор, 3 — вытяжная шахта

б) централизованными с объединением вытяжных воздуховодов от каждого отдельного помещения в единый сборный коллектор (рис. 17.5); коллектор может быть вертикальным и размещаться за пределами здания или горизонтальным и размещаться на техническом этаже в помещении для оборудования вытяжных систем; в централизованных системах вытяжной вентиляции следует предусмотреть установку огнезадерживающих клапанов на ответвлениях воздуховодов к помещениям; образования в коллекторе высокотоксических смесей паров, газов и аэрозолей не допускается.

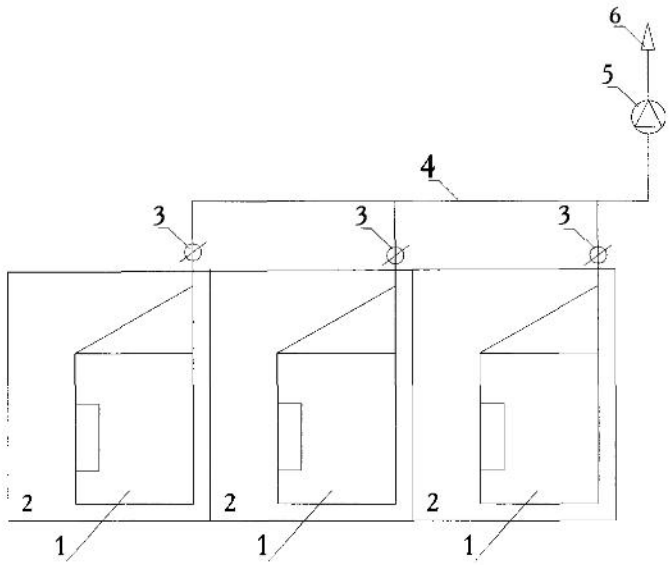


Рис. 17.5. Централизованная система вытяжной вентиляции:

1 — вытяжной шкаф, 2 — лаборатория, 3 — огнезадерживающий клапан, 4 — сборный коллектор, 5 — вентилятор, 6 — вытяжная шахта.

Оборудование систем, обслуживающих помещения с процессами категории В, при децентрализованной системе вытяжной вентиляции допускается размещать вместе с оборудованием, предназначенным для систем вентиляции, обслуживающих вспомогательные помещения. При этом на воздуховодах вытяжных систем помещений, в которых могут применяться легковоспламеняющиеся и горючие смеси, также должны устанавливаться автоматические огнезадерживающие клапаны.

В системах приточной вентиляции, обслуживающих помещения с процессами категории В, допускается проектировать общие коллекторы. Объединение поэтажных ответвлений воздуховодов или поэтажных коллекторов допускается не более, чем для 9 этажей.

Вентиляторы, удаляющие воздух из помещений операционных, наркозных, реанимационных, помещений хранения легковоспламеняющихся жидкостей, аккумуляторных, следует предусматривать из разнородных металлов, исключающих искрообразование.

Оборудование приточно-вытяжной вентиляции, устройства для подачи и удаления воздуха, воздухозаборные шахты и каналы должны быть доступны для осмотра, очистки и дезинфекции, не должны иметь механических повреждений, следов коррозии, нарушения герметичности.

Осмотр фильтров и их очистку (по мере загрязнения — замену фильтров) следует производить не реже 1 раза в месяц.

Все дросселирующие устройства должны быть легкоподвижными и иметь указатели степени закрытия.

Работающие вентиляторы и электродвигатели должны быть отрегулированы, иметь плавный ход без посторонних шумов и не вызывать вибрацию конструкций.

Для зданий, расположенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха минус 40^0С и ниже (по параметрам Б), для теплоснабжения воздухоподогревателей допускается применять незамерзающие жидкости (антифризы).

Скорость движения воздуха в магистральных воздуховодах не должна превышать 4—5 м/с.

Конструктивные элементы систем вентиляции и кондиционирования воздуха должны иметь гигиеническое исполнение: способствовать минимальному накоплению пыли и разнообразных токсичных мелких частиц, а также легкому из удалению.

Воздухораспределение. Подача воздуха в помещения, как правило, должна осуществляться в верхнюю зону помещения, удаление — из верхней зоны (рис.17.6):

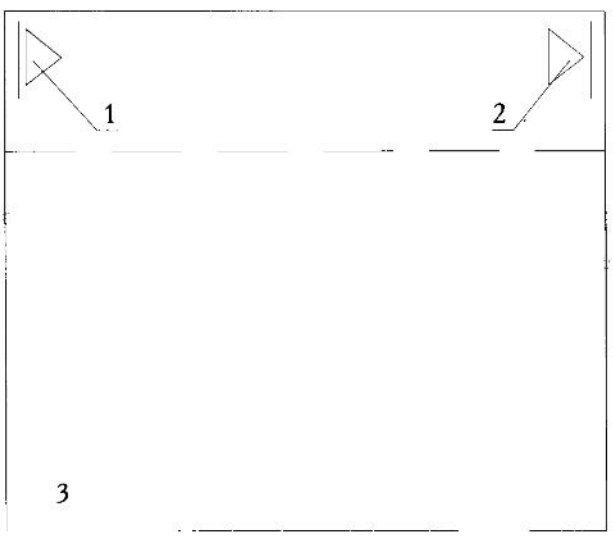


Рис 17.6. Схема притока и удаления воздуха из верхней зоны:

1 — приток, 2 — удаление, 3 — рабочая зона

Для помещений ЛПУ, кроме стерильных помещений (операционных, родовых, палат интенсивной терапии и т.д.), рекомендуются воздухораспределители настенного или потолочного типа.

В стерильных помещениях (категория «очень чистые»): операционных, родовых, наркозных, а также рентгенодиагностических, рентгенотерапевтических кабинетах, рентгенооперационных при воздухораспределении следует учитывать следующие особенности: в верхней зоне помещений происходит накопление избытков тепла и влаги; имеет место выделение паров и газов, плотность которых выше плотности воздуха, что приводит к накоплению их в нижней зоне помещения. Кроме того, эти пары и газы способны образовывать взрывоопасные смеси или положительно заряженные ионы. В связи с этим приток воздуха в эти помещения следует осуществлять в верхнюю зону, а удаление производить из верхней и нижней зон с целью ассимиляции указанных вредностей в размере:

— в операционных, наркозных, родовых — 40% и 60% от общего объема вытяжки из верхней и нижней зоны соответственно;

— в рентгенодиагностических, флюорографических, рентгенотерапевтических кабинетах, рентгенооперационных — по 50% из верхней и нижней зон (допускается отклонение в 10%).

Удалять воздух из верхней зоны следует на уровне 0,1м от потолка помещения, из нижней зоны — на уровне 0,6м от пола (рис. 17.7).

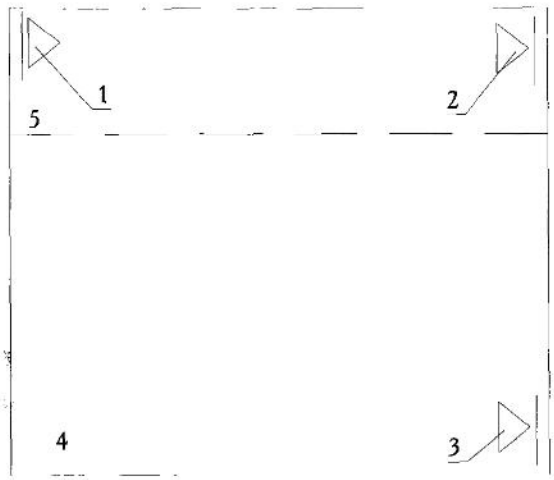


Рис. 17.7. Схема удаления воздуха из верхней и нижней зон помещения:

1 — приток, 2 — удаление из верхней зоны, 3 — удаление из нижней зоны, 4 — рабочая зона, 5 — верхняя зона

В стерильных помещениях существуют два способа подачи приточного воздуха, которые в соответствии с действующим в России ГОСТ Р ИСО 14644-1, рекомендуется называть:

— неоднонаправленным («турбулентным») потоком воздуха;

— однонаправленным («ламинарным») потоком.

В зависимости от способа вентилирования помещения принято называть:

а) турбулентно вентилируемыми или помещениями с неоднонаправленным воздушным потоком;

б) помещениями с ламинарным, или однонаправленным, воздушным потоком.

Примечание. В профессиональной лексике преобладают термины «турбулентный воздушный поток», «ламинарный воздушный поток».

Турбулентная подача воздуха применяется для помещений классов чистоты ISO 7 (класс 10 000), ISO 8 (класс 100 000), ISO 9. Ламинарная подача применяется для помещений с классами чистоты ISO 1, ISO 2, ISO 3 (класс 1), ISO 4 (класс 10), ISO 5 (класс 100), ISO 6 (класс 1000).

В ***турбулентно вентилируемом*** помещении воздух, очищенный в фильтрах, следует подавать через воздухораспределители, установленные в потолке или в верхней зоне стены, которые должны сводить до минимума сквозняки, вызванные высокими скоростями перемещения воздуха. Потоки воздуха распространяются в различных направлениях и являются турбулентными. Происходит смешение приточного воздуха с воздухом помещения, содержащего загрязнения, выделяемые персоналом и оборудованием, **разбавление** их и удаление через систему вытяжных решеток, находящихся в нижней части стен (рис. 17.8). Важное значение имеет тип, количество и месторасположение воздухораспределителя и вытяжных вентиляционных решеток. Потолочный воздухораспределитель следует располагать над зоной, которая должна быть защищена от загрязнений: в операционных - над операционной зоной (где располагаются операционный стол и персонал), в родовых и реанимационных залах, палатах для ожоговых больных — по

центру помещения (рис.17.8а), в помещении производства лекарственных средств - над производственно-технологической, т.е. критической зоной. Настенный воздухораспределитель турбулентных или слаботурбулентных потоков устанавливается так, чтобы потоки воздуха попадали в критическую зону (рис. 17.8б).

а) б)

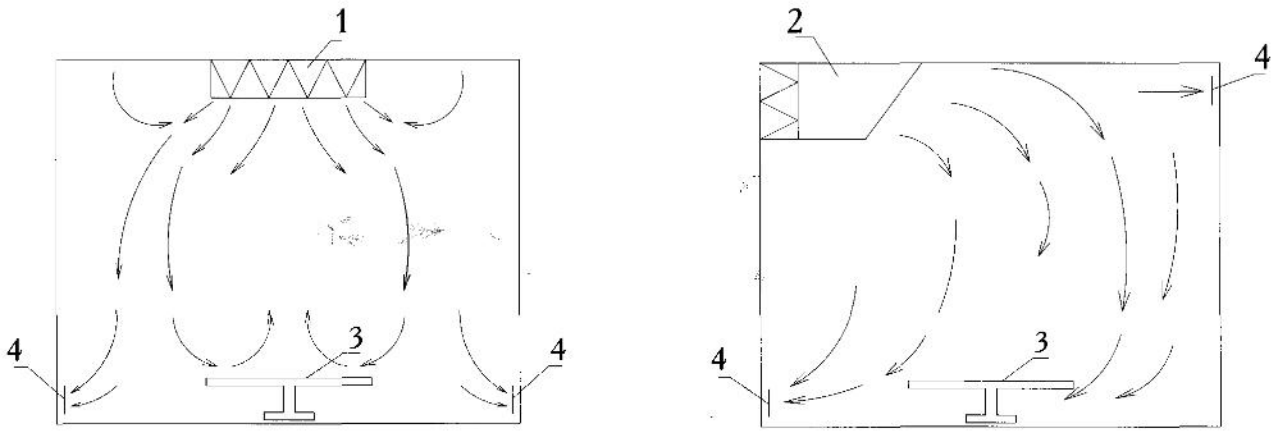


Рис. 17.8. Вентилирование помещения турбулентными потоками воздуха:

1 — отолочный воздухораспределитель, совмещенный с высокоэффективным фильтром, 2 — пристенный воздухораспределитель, 3 — технологическое оборудование (операционный стол), 4 — вытяжные решетки

В случаях когда требуется получить однонаправленный поток с обеспечением низкого уровня загрязнений непосредственно под фильтром, воздухораспределители можно не использовать, подавая воздух вниз струей непосредственно из воздушного фильтра (рис. 17.9). В этом случае происходит ухудшение условий на других участках чистого помещения, и в соответствии со стандартами класс чистоты помещения следует определять по самому загрязненному участку. Для обеспечения лучших условий рекомендуется установка фильтров равномерно по всей площади потолка помещения.

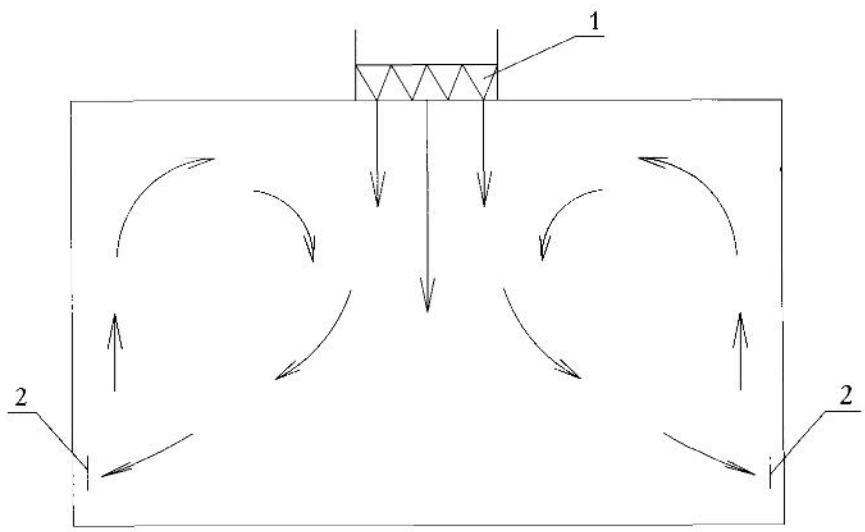


Рис. 17.9. Схема движения потоков при струйной подаче воздуха:

1 — фильтр, 2 — вытяжные решетки

В ультрастерильных операционных с классом чистоты 10 или 100 применяется так называемая потолочная вентиляция турбулентными или слаботурбулентными потоками (рис. 17.10). Очищенный воздух поступает в приточную камеру 3, расположенную в подшивном потолке. Далее воздух проходит через стабилизатор струи, представляющий собой сопло, установленное под углом к потоку, поступающему из приточной камеры, и перфорированные панели в помещение и удаляется через вытяжные устройства, расположенные в верхней и нижней зонах стены.

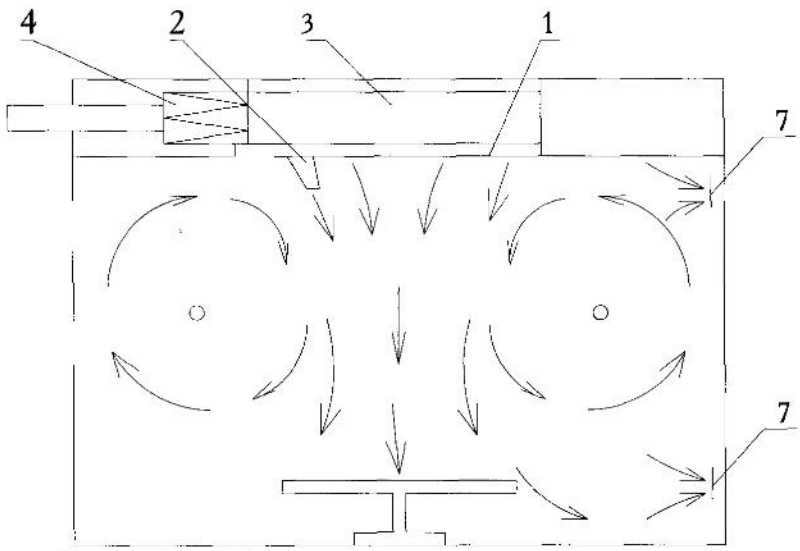


Рис. 17.10. Применение потолочной вентиляции:

1 — модульные перфорированные воздухоподающие панели, 2 — стабилизатор струи, 3 — камера избыточного давления, 4 — абсолютный фильтр, 5 — приток стерильного воздуха, 6 — вторичные цилиндрические турбулентные потоки, 7 — вытяжные устройства

В помещении с ***ламинарным, или однонаправленным*** воздушным, потоком приток воздуха осуществляется через высокоэффективные фильтры, установленные по всей поверхности потолка (в некоторых системах — стен), удаление — через пол. Движение воздуха идет в одном направлении, горизонтальном или вертикальном, с равномерной скоростью V=0,3-0,5 м/с и сводит к минимуму распространение аэрозольных загрязнений, которые прижимаются к плоскости вытяжных отверстий. Вентилирование помещения происходит по принципу **вытеснения,** когда воздух движется через все помещение от приточных до вытяжных устройств. Находящееся в помещении оборудование, перемещающийся персонал являются препятствиями на пути движения воздуха, в связи с чем вокруг них создаются участки с турбулентным движением воздуха, восстановление которого возможно поддержанием скорости воздуха в требуемых пределах.

Существуют два типа помещений с однонаправленным потоком воздуха: **вертикальным** (рис. 17.11) **или горизонтальным** (рис. 17.12).

При ***вертикальном*** движении удаление воздуха производится через всю поверхность пола (рис. 11а) или через вытяжные решетки, установленные вдоль стены на уровне пола (рис. 17.11б). Во втором случае однонаправленный поток слабо выражен в центре помещения и имеет отклонение от вертикального в окружающей зоне, в связи с чем персонал является источником загрязнения в случае, если он будет находиться между

приточным устройством и стерильной зоной. Такая схема движения воздуха рекомендуется для помещений с максимальной шириной 6 метров.

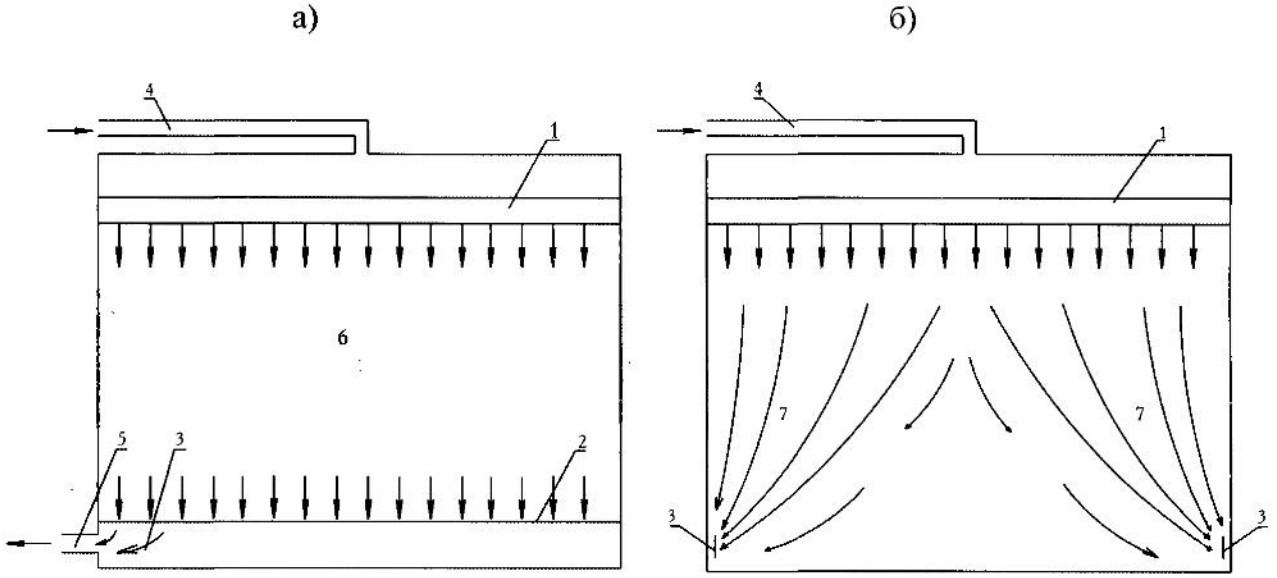


Рис. 17.11. Подача воздуха вертикальным однонаправленным потоком:

а) удаление воздуха через пол;
б) удаление воздуха через вентиляционные решетки, расположенные вдоль стен
1 — воздухораспределитель однонаправленного потока, 2 — перфорированный пол, 3 — вытяжное отверстие или вытяжные вентиляционные решетки, 4 — приточный воздуховод, 5 — вытяжной воздуховод, 6 — однонаправленный поток, неоднонаправленный поток.

В помещениях с ***горизонтальным*** однонаправленным потоком воздух поступает через стену, состоящую из высокоэффективных фильтров, проходит через все помещение и удаляется через противоположную стену (рис. 17.12). Эта схема применяется в помещениях для производства лекарственных средств, которые следует планировать таким образом, чтобы «критическая зона» находилась в непосредственной близости к фильтрам.

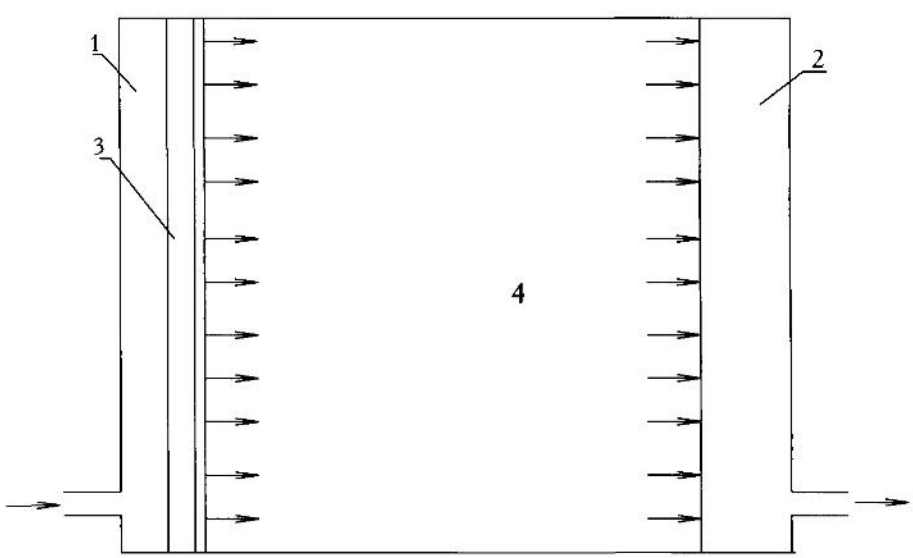


Рис. 17.12. Подача воздуха горизонтальным однонаправленным потоком:

1 — приточная камера, 2 — вытяжная камера, 3 — фильтр, 4 — однонаправленный поток

Как в турбулентно вентилируемых, так и в помещениях с ламинарными воздушными потоками для обеспечения подачи стерильного воздуха используется сочетание применения воздухораспределителя и боксов, шкафов или кабин - изоляторов с однонаправленным потоком на участках с повышенным риском (например, в зоне установки операционного стола) (рис. 17.13).

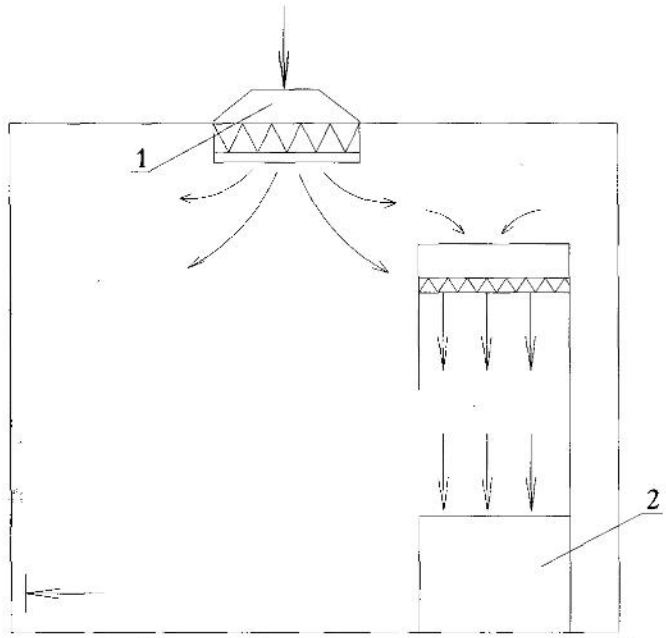


Рис.17.13. Помещение с турбулентными потоками и установкой ламинарного шкафа:

1 — воздухораспределитель турбулентного потока, 2 — шкаф с «ламинарным» потоком, 3 — вытяжное устройство

Области применения приведенных выше способов вентилирования «чистых» помещений приведены в таблице 17.12.

Таблица 17.12

Область применения способов воздухораспределения в «чистых» помещениях

Способ воздухорапределения	Назначение помещения
Потолочная вентиляция слаботурбулентными и турбулентными потоками	Ультрастерильная хирургия: ортопедические, кардиологические операционные, операционные пересадки спинного мозга, ортопедические кабинеты, стерильные спальни, нейрохирургия. Помещения приготовления лекарственных средств
Однонаправленный (ламинарный) поток через потолок (стену)	Ультрастерильная хирургия, приготовление лекарственных средств в асептических условиях
Неоднонаправленный (турбулентный) поток через потолочный или пристенный воздухораспределитель	Стерильная хирургия: операционные урологические, гинекологические и т.д., родовые залы, палаты для ожоговых больных
Однонаправленный поток через ламинарные воздухораспределители	Классическая хирургия, реанимационные залы, палаты интенсивной терапии

Принципиальные схемы приточно-вытяжной вентиляции приведены на рис.17.14—17.19.

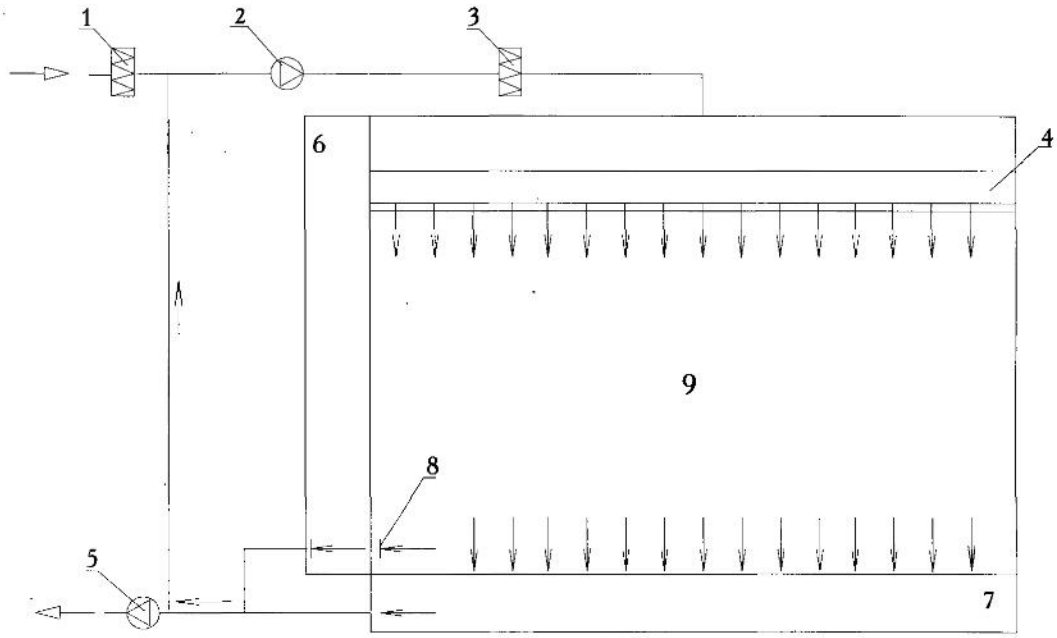


Рис. 17.14. Схема вентиляции в помещении с однонаправленным вертикальным потоком:

1 — фильтр грубой очистки, 2 — приточный вентилятор, 3 — фильтр тонкой очистки, 4 — абсолютный фильтр, 5 — вытяжной вентилятор, 6 — боковое пространство для вытяжного воздуха, 7 — промежуточная камера для вытяжного воздуха, 8 — вытяжное устройство, 9 — чистое пространство

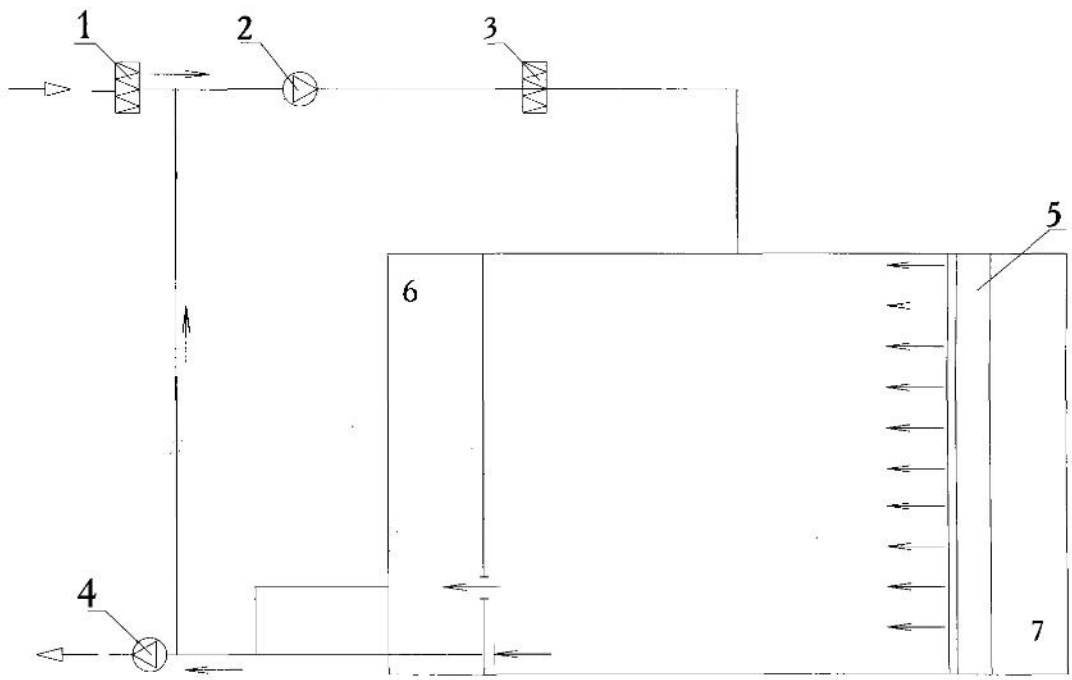


Рис.17.15. Схема вентиляции в помещении с однонаправленным горизонтальным потоком:

1 — фильтр грубой очистки, 2 — приточный вентилятор, 3 — фильтр тонкой очистки, 4 — вытяжной вентилятор, 5 — абсолютный фильтр, 6 — боковое пространство для вытяжного воздуха, 7 — вытяжное устройство

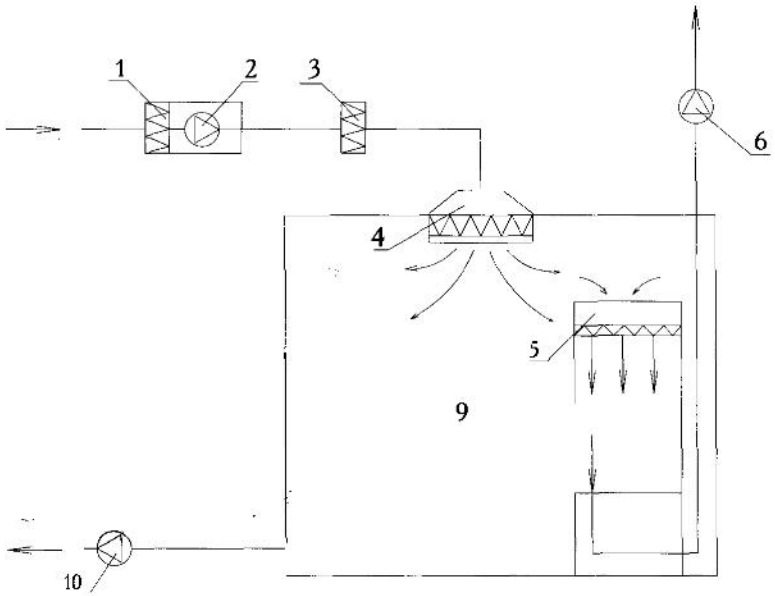


Рис. 17.16. Схема вентиляции в помещении с неоднонаправленным потоком воздуха и устройством шкафа с ламинарным потоком:

1 — фильтр грубой очистки, 2 — приточная установка, 3 — фильтр тонкой очистки, 4 — воздухораспределитель турбулентного потока, 5 — шкаф с воздухораспределителем «ламинарного» потока, 6 — вытяжной вентилятор из шкафа, 9 — чистое пространство, 10 — вытяжной вентилятор

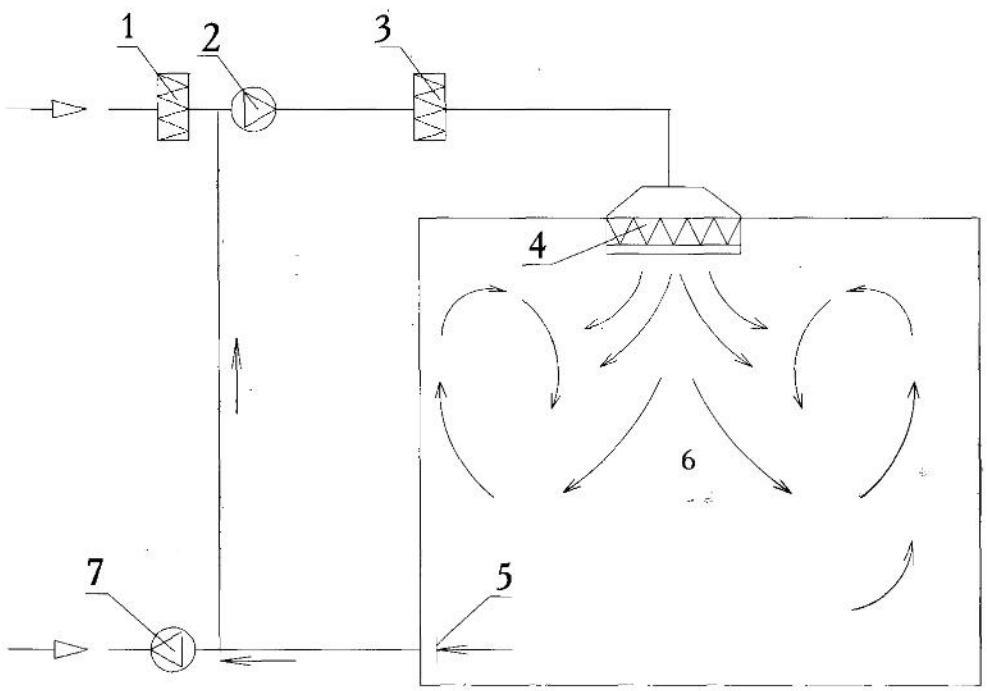


Рис. 17.17. Схема вентиляции помещения с турбулентными потоками:

1 — фильтр грубой очистки, 2 — приточный вентилятор, 3 — фильтр тонкой очистки, 4 — воздухораспределитель турбулентного потока. 5 — вытяжное устройство. 6 — чистое пространство, 7 — вытяжной вентилятор

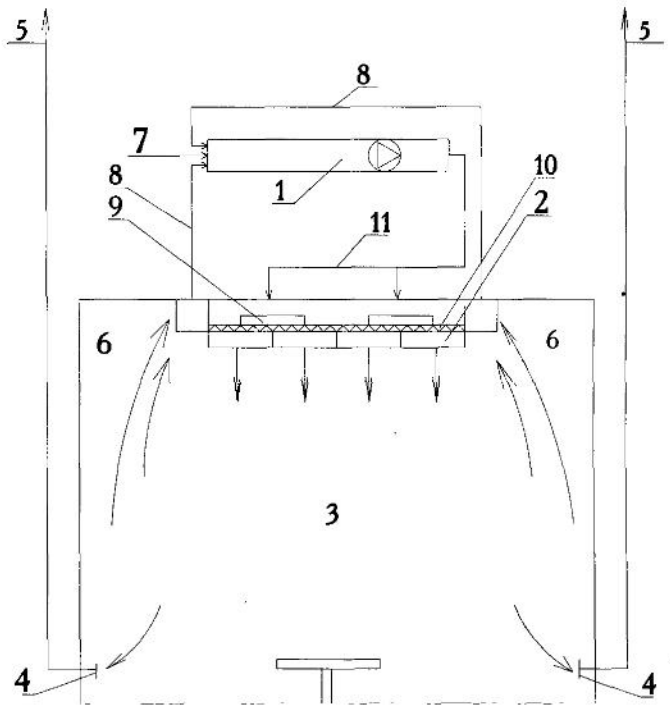


Рис. 17.18. Схема вентиляции в помещении с воздухораспределителем ламинарного потока:

1 — приточная установка, 2 — воздухораспределитель ламинарного потока, 3 — чистая зона, 4 — вытяжное устройство, 5 — вытяжная шахта, 6 —Подмешивание воздуха, 7 — наружный воздух, 8 — рециркуляционный воздуховод, 9 — решетки для рециркуляционного потока, 10 — Абсолютный фильтр, 11 — приточный воздуховод

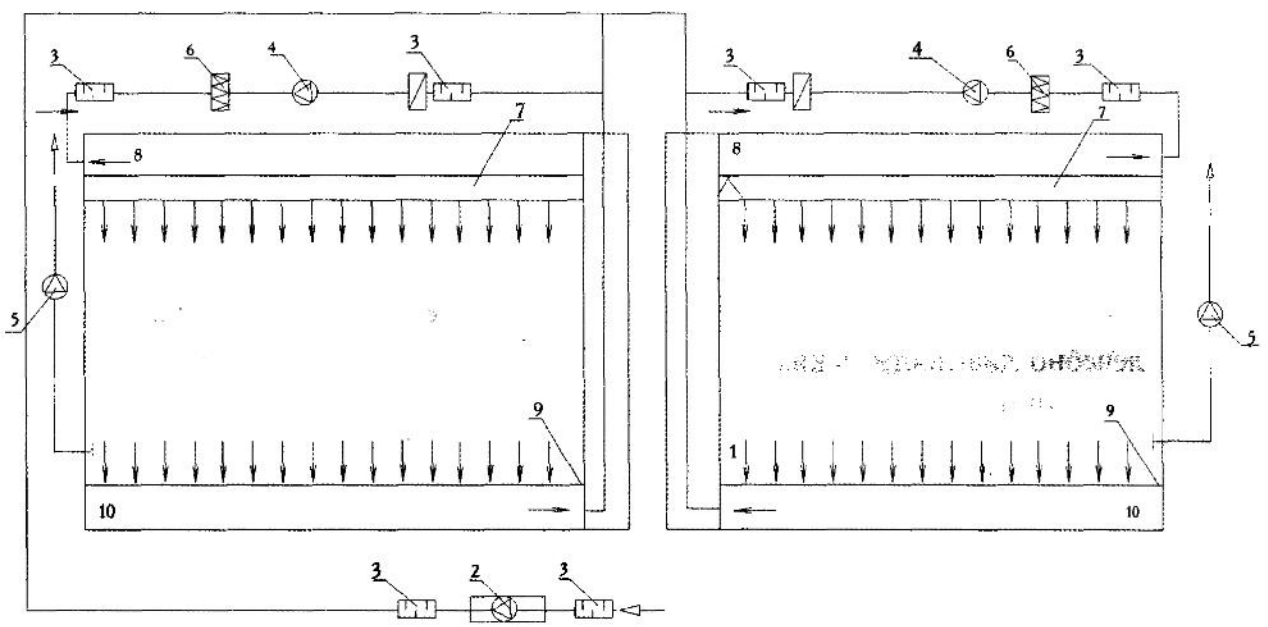


Рис. 17.19. Схема распределения воздуха в операционных

Приведенные способы распределения воздуха ламинарными потоками дают возможность обеспечить большой воздухообмен при малых допустимых скоростях потока и создать тип воздушной завесы, отсекающий поле деятельности от остального помещения.

В помещениях палат, родовых залах и других помещениях приточные и вытяжные решетки должны быть разведены и приближены к противоположным боковым стенам помещений. **Очистка воздуха.** Наружный воздух, подаваемый системами приточной вентиляции и кондиционирования воздуха, следует очищать в фильтрах.

Фильтры классифицируют по назначению и эффективности на:

а) фильтры общего назначения: фильтры грубой очистки; фильтры тонкой очистки;

б) фильтры, обеспечивающие специальные требования к чистоте воздуха, в том числе для «чистых» помещений:

в) фильтры высокой эффективности; фильтры сверхвысокой эффективности.

Обозначения классов фильтров по ГОСТ Р 51251-99 приводятся в таблице 17.13.

Таблица 17.13

Группа фильтров	Класс фильтра
Фильтры грубой очистки	G1 G2 G3 G4
Фильтры тонкой очистки	F5 F6 F7 F8 F9
Фильтры высокой эффективности	H10 H11 H12 H13 H14
Фильтры сверхвысокой эффективности	U15 U16 U17

Для лечебно-диагностических, реабилитационных, профилактических, вспомогательных помещений, помещений палат для взрослых и детей негрудного возраста больниц, медицинских центров и т.д. следует предусматривать двухступенчатую очистку воздуха.

Для помещений операционных, наркозных, предродовых, родовых, послеоперационных палат, реанимационных залов, палат интенсивной терапии, одно- и двухкоечных палат для больных с ожогами, палат для новорожденных, грудных, недоношенных и травмированных детей, стерильных производственных помещений, а также помещений виварием (помещений для научно-исследовательских работ с животными) предусматривается трехступенчатая очистка воздуха (рис.17.20).

Рекомендуемые классы фильтров для очистки воздуха в зависимости от назначения помещений приведены в таблице 17.14.

Таблица 17.14

Помещения	Предварительная очистка		Финишная очистка
	1-я ступень	2-я ступень	3-я ступень
Помещения лечебно-диагностические, реабилитационные, профилактические, палат для взрослых больных и детей негрудного возраста, вспомогательных больниц и медицинских центров	G3 - F5	——	F6 - F9
«Чистые» помещения операционных, наркозных, предродовых, родовых, послеоперационных палат, реанимационных залов, палат интенсивной терапии, 1- и 2-коечных палат для ожоговых больных, палат для новорожденных, недоношенных и травмированных детей, стерильные помещения для производства лекарственных средств, вивариев (для исследовательских работ)	G3 - F5	F6 - F9	H10 - H14 U15 - U17

Примечание. Классификация дана по ГОСТ Р 51251-99 и Европейским стандартам EN 779 (действуют с 1994 г.) и EN 1882 (действуют с 1996 г.). Стандарт EVROVENT 4/9 с 1994 г. отменен.

Фильтры класса H (тип HEPA — Higt Efficiency Paticle Air) с эффективностью удаления микроорганизмов и инертных частиц аэрозолей размером 0,3 мкм 99,97% и более применяются в «чистых» помещениях классов чистоты (ISO 5 - ISO 7). Фильтры сверхвысокой очистки класса U (тип ULPA — Ultra Low Penetration Air) с эффективностью удаления частиц диаметром 0,1-0,2 мкм порядка 99,999% — в «чистых» помещениях классов ISO 1 - ISO 4. В помещениях класса ISO 8 (класс 100 000) применение абсолютных фильтров нецелесообразно. Рекомендуется использовать фильтры карманного типа с эффективностью удаления частиц размером 0,5 мкм порядка 90%.

Классификация фильтров, обеспечивающих специальные требования к чистоте воздуха, приведена в таблице 17.15.

Таблица 17.15

Группа фильтра	Класс фильтра	Интегральное значение		Локальное значение	
		эффективности, %	коэффициента проскока, %	эффективности, %	коэффициента проскока, %
Фильтры высокой эффективности	H10	85	15	-	-
	H11	95	5	-	-
	H12	99,5	0,5	97,5	2,5
	H13	99,95	0,05	99,75	0,25
	H14	99,995	0,005	99,975	0,025
Фильтры сверхвысокой эффективности	U15	99,9995	0,0005	99,9975	0,0025
	U16	99,99995	0,00005	99,99975	0,00025
	U17	99,999995	0,000005	99,9999	0,0001

Примечание. Эффективность или коэффициент проскока фильтров определяются по счетной концентрации наиболее проникающих частиц до и после фильтра.

Интегральные значения эффективности и коэффициента проскока характеризуются усредненными значениями соответствующих показателей по всей рабочей поверх-

ности фильтра. Локальное значение характеризуется значением показателя в данной точке фильтра.

Общепринятым считается применять:

— в «чистых» помещениях класса ISO 4 (класс 10) и более высоких классов для создания однонаправленного потока ULPA -фильтры.

— в «чистых» помещениях класса ISO 5 (класс 100) HEPA-фильтры с установкой по всей площади потолка для создания однонаправленного вертикального потока через все помещения;

— в «чистых» помещениях класса ISO 6 (класс 1000), ISO 7 (класс 10000) для достижения соответствующего уровня очистки HEPA-фильтры в сочетании с турбулентной вентиляцией.

Номинальная скорость прохождения воздуха через фильтр должна составлять 0,5 м/с, а перепад давления на фильтре — 120—170 Па. В случае превышения давления в 2,5—3 раза должна производится замена фильтра.

Рекомендуемые значения конечного аэродинамического сопротивления:

— фильтры грубой очистки — 250 Па;

— фильтры тонкой очистки — 400 Па;

— фильтры высокой и сверхвысокой эффективности — 600 Па.

Фильтры 1-й ступени очистки следует размещать непосредственно в приточных установках вентиляции или кондиционирования воздуха перед воздухонагревателями.

Фильтры 2-й ступени очистки — после фильтров 1-й ступени в приточной установке.

Фильтры 3-й ступени очистки следует размещать перед воздухораспределительным устройством или совмещать с ним.

Установка фильтров высокой и сверхвысокой эффективности на магистралях или в приточной установке не допускается для избежания попадания в помещение частиц загрязнений, отделяющихся с внутренних поверхностей воздуховодов. В «чистых» помещениях низкой чистоты, например класса ISO 8, для которых число частиц, генерируемых воздуховодом, не играет значительной роли, допускается установка фильтров традиционным способом — непосредственно за установкой кондиционирования воздуха.

Можно применять трехступенчатую очистку воздуха с применением фильтров 2-й ступени на магистральном воздуховоде и установкой фильтров 3-й ступени перед воздухораспределителем.

Воздух, удаляемый из радиологических отделений с открытыми источниками излучений, микробиологических отделений, инфекционных отделений, а также виварием, должен очищаться в фильтрах высокой эффективности перед выбросом в атмосферу.

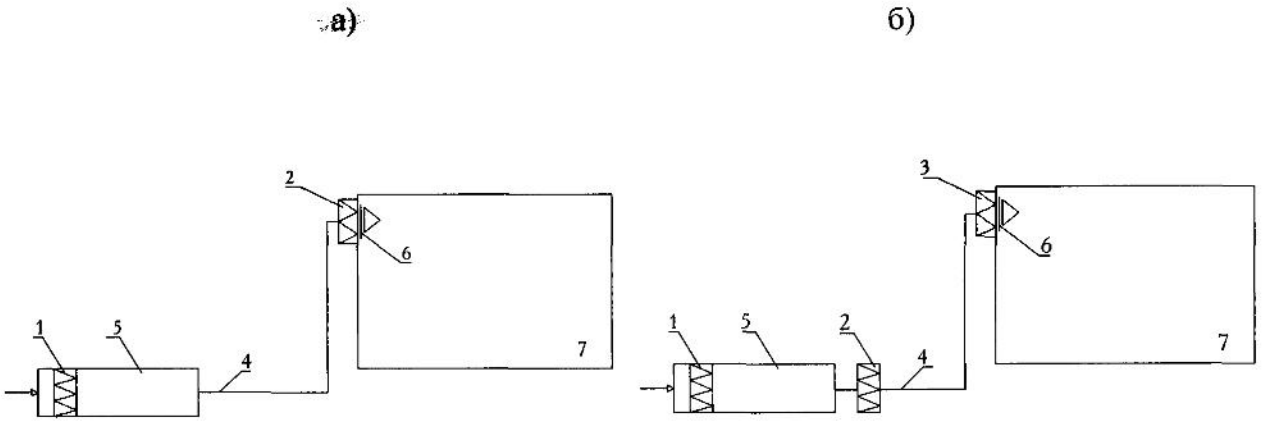


Рис. 17.20. Схема очистки воздуха

а) двухступенчатая; б) трехступенчатая

1. Фильтр первой ступени. 2. Фильтр второй ступени. 3. Фильтр третьей ступени. 4. Магистральный воздуховод. 5. Приточная установка. 6. Воздухораспределитель. 7. Помещение

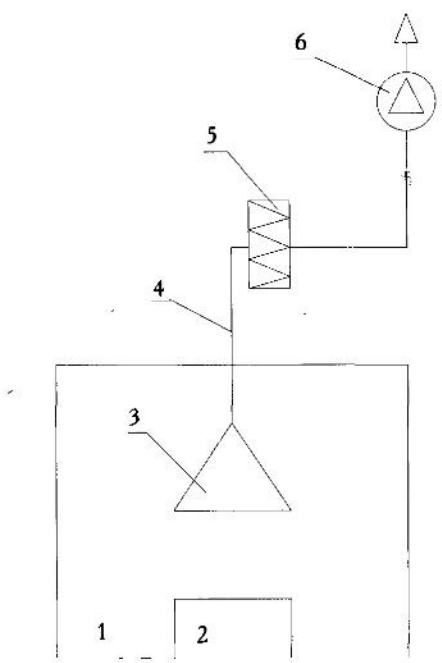


Рис. 17.21. Схема очистки воздуха, применяемая на вытяжных системах

1 — помещение, 2 — технологическое оборудование, 3 — местный отсос, 4 — воздуховод. 5 — фильтр, 6 — вытяжной вентилятор

Конструкция фильтров и места их установки должны позволять удобную очистку или замену фильтрующих элементов по мере их загрязнения.

Увлажнение воздуха в установках кондиционирования воздуха следует производить паром при использовании парогенерирующих установок. Парогенераторы можно размещать либо в помещении для размещения оборудования, либо в смежном с ним. Пар от парогене-

ратора подводится непосредственно к приточному воздуховоду через парораспределительный коллектор или посредством парораспределительной секции, размещаемой непосредственно в приточной установке. Пар в данном случае дает обеззараживающий эффект. Применение оросительной камеры для увлажнения помещений водой не допускается, так как рециркуляционная вода является местом возникновения, накопления и источником распространения микрофлоры по помещениям при помощи приточной установки.

Подбор парогенератора осуществляется по его производительности, то есть количеству пара, необходимому для увлажнения определенного количества воздуха. Масса пара определяется как: G пара = G в-ха·(d2 - d1)х1000 кг/ч, где

d_1 и d_2- начальное и конечное влагосодержание воздуха, г/кг;

G в-ха - масса воздуха (производительность установки кондиционирования воздуха), кг/ч.

Шумоглушение. Особое внимание, уделяемое вопросам звукоглушения и звукоизоляции в помещениях ЛПУ, вызвано достаточно жесткими требованиями санитарного надзора за этими помещениями. Допустимый уровень шума в палатах больниц составляет 35 дБА.

С целью снижения уровня шума в соответствии с установленными санитарными нормами при проектировании лечебных зданий следует принимать следующие меры:

— оборудование вентиляторов с виброизолирующими основаниями;

— установка мягких вставок на всасывающих и нагнетательных патрубках вентилятора;

— установка внутри воздуховодов звукопоглощающих прокладок;

—изоляция внутренних стен вентиляционных камер звукопоглощающим материалом;

— размещение вентиляционных камер и вентиляторов не должно быть над помещениями с постоянным пребыванием людей;

— скорость воздуха в магистральных воздуховодах не должна превышать 4—5 м/с;

— установка на приточных воздуховодах шумоглушителей: до приточной установки, если рядом с вентиляционной камерой на улице находятся помещения, в которых не допускается шум в требуемых пределах; и после приточной установки для исключения шума в помещениях больницы;

— установка шумоглушителей на вытяжных воздуховодах: как правило, до вентилятора для предотвращения распространения шума в помещениях, оборудованных соответствующей вытяжной вентиляцией, в ряде случаев при особых обоснованиях — после вентилятора (если следует защитить от шума помещения, расположенные в здании, близкостоящем к данному).

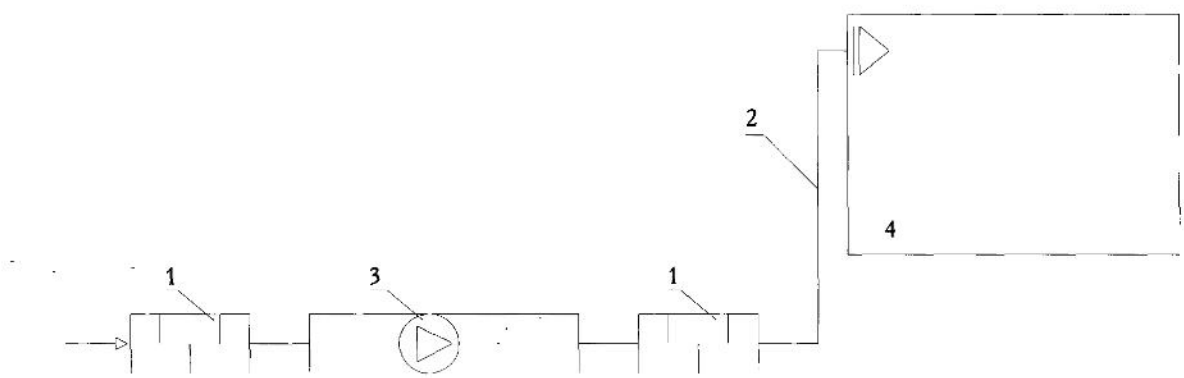


Рис. 17.22. Схема установки шумоглушителя на приточном воздуховоде до и после приточной установки:

1 — шумоглушитель, 2 — воздуховод, 3 — приточная камера, 4 — помещение

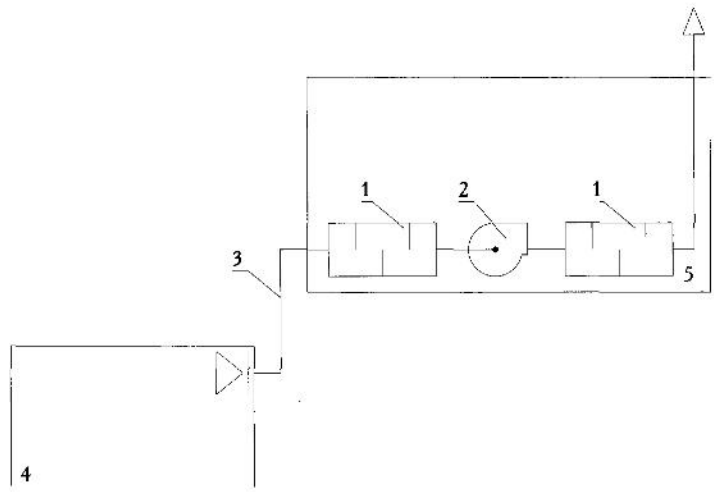


Рис. 17.23. Сема установки шумоглушителя на вытяжном воздуховоде до и после вентилятора:

1 — шумоглушитель, 2 — вытяжной вентилятор, 3 — вытяжной воздуховод, 4 — помещение, 5 — техническое помещение

Требования к воздуховодам систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Воздуховоды приточно-вытяжных систем в лечебно-профилактических учреждениях следует применять класса «П».

Воздуховоды систем приточной вентиляции должны иметь внутреннюю поверхность, исключающую вынос в помещение частиц материала воздуховода или защитного покрытия, могущих вызвать заболевания, связанные с их вдыханием.

Воздуховоды приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением в основных помещениях (зданиях) больничного комплекса выполняются из тонколистовой оцинкованной стали. Круглое сечение применяется для прокладки в подвалах, на чердаках, технических этажах, вертикальных участках шахт. Прямоугольное сечение - при обосновании (рекомендуется для прокладки в подшивных потолках для экономии площади).

Вентиляционные системы вспомогательных зданий (гаража, мастерских и т.д.) можно выполнять из тонколистовой черной стали с покраской масляной краской.

Транспортирование приточного воздуха к помещениям, относящимся к категории чистоты «ОЧ», осуществляется по воздуховодам из нержавеющей тонколистовой стали после бактериологических фильтров.

Для помещений производства лекарственных средств в асептических условиях воздуховоды систем кондиционирования воздуха изготавливаются:

— от кондиционеров до фильтров второй ступени - из стали;

— от фильтров второй ступени до раздачи - из нержавеющей стали марки 08Х13 (ГОСТ 5632-72), анодированного алюминия или титановых сплавов.

Внутренние и наружные поверхности воздуховодов для транспортировки стерильного воздуха должны иметь покрытие, допускающее их обработку дезинфицирующим раствором.

Воздуховоды в строительных конструкциях, как правило, не применяются,так как они становятся труднодоступными для очистки.

В системах вытяжной вентиляции лабораторий для удаления воздушной смеси с химически активными газами или парами применяются воздуховоды из коррозионностойких материалов.

Обязательна дезинфекция воздуховодов. Она производится путем протягивания через них воздуха с парами формальдегида.

Внутреннее покрытие воздуховодов должно быть несорбирующим.

Транзитные воздуховоды, проходящие через помещения подвалов, технических подполий и этажей, следует изолировать термостойким покрытием, толщина которого зависит от предела огнестойкости.

17.3. Проектирование вентиляции в учреждениях радиодиагностических и рентгенодиагностических подразделений и рентгеноперационных блоках

17.3.1. Подразделения радиодиагностические

Подразделение состоит из:

— **блока радионуклидного обеспечения** (помещения для приемки радионуклидов, их хранения и фасовки, приготовления и введения радиофармацевтических препаратов, дезактивации мойки, сбора и хранения препаратов, сбора и хранения радиоактивных отходов, санпропускника и душевой);

— **блока радиодиагностических исследований** (помещения для размещения радиодиагностических приборов, лабораторного оборудования, специализированных компьютеров, фотолаборатории, помещения ожидания и специального санузла для пациентов);

— **общих помещений** (материальная, кабинет врача или ординаторская, ожидальная, комната личной гигиены, санузел персонала и другие).

При эксплуатации радиодиагностических подразделений возможно воздействие на организм работающих опасных и вредных производственных факторов:

• повышенного уровня ионизирующих излучений в рабочей зоне;

• повышенной концентрации радионуклидов в воздухе помещений и на рабочих местах помещений.

Вентиляция радиологических отделений проектируется с учетом этих факторов в соответствии с (27) и должна обеспечивать защиту «чистых» помещений от попадания в них воздуха из «грязных» и атмосферы от загрязненных выбросов.

Каждый блок подразделения, где ведутся работы с радионуклидами, должнен быть оборудован автономными системами приточной и вытяжной вентиляции. Система приточной вентиляции должна предусматривать трехступенчатую очистку. На вытяжных системах перед выбросом в окружающую среду следует устанавливать фильтры сверхтонкой очистки. Причем конструкция фильтров и места их установки должны позволять удобную чистку или замену фильтрующих элементов по мере их загрязнения.

Для блока радионуклидного обеспечения в помещениях, где используются радионуклиды, рециркуляция не допускается? и схема организации вентиляции должна исключать перетекание воздуха из «грязных» помещений в «чистые».

При наличии в учреждении отделения лучевой терапии с открытыми источниками излучения допускается общая система вентиляции для единых помещений приемки радионуклидов и сбора радиоактивных отходов.

Шкафы и боксы для работы с радионуклидами должны оборудоваться самостоятельной системой вытяжной вентиляции, обособленной от вентиляции, общей для подразделения.

Вентилятор следует располагать снаружи воздуховода.

Применение канальных вентиляторов не допускается.

Требуется круглосуточная работа системы вентиляции в хранилище и помещении для сбора радиоактивных отходов в случае проведения работ эманирующими и летучими радиоактивными веществами.

Устройства для забора чистого воздуха следует располагать на расстоянии не менее 15 м по горизонтали от вытяжных шахт.

17.3.2. Рентгеноотделения

При проектировании вентиляции в **рентгенодиагностических** и **рентгеноперационных** отделениях следует учитывать опасные и вредные производственные факторы:

— повышенный уровень ионизирующего излучения;

— повышенная температура элементов технического оснащения;

— повышенные физические усилия персонала при эксплуатации рентгеновского оборудования (категория работы—средней тяжести);

— повышенный уровень напряжений в электрических сильноточных цепях;

— передача инфекции воздушным путем;

— наличие химически активных веществ (окислителей типа метанола гидрохинона) и образование отравляющих соединений при возгорании фотопленочных материалов;

— пожарная опасность помещений.

Вентиляция помещений **рентгенодиагностических отделений и рентгеноперационных** должна обеспечивать радиационную безопасность:

***предотвращать*:**

— перетекание воздуха из помещений, где устанавливается рентгеновское оборудование, в смежные;

— распространение радиоактивных частиц через системы вентиляции;

— накопление статического электричества и возможность взрывов;

— распространение пожара

и ***обеспечивать***

— комфортные условия для пациентов и персонала;

— локализацию вредных выделений у места их образования.

В помещениях рентгенологических отделений предусматривается общеобменная приточно-вытяжная вентиляция с механическим побуждением. Во вновь строящихся зданиях вентиляция рентгеновских кабинетов общего назначения должна быть автономной. В действующих рентгенологических отделениях допускается применение неавтономной приточно-вытяжной вентиляции. В отделениях компьютерной и магниторезонансной томографии и рентгеновских отделениях инфекционных больниц системы вентиляции должны быть только автономными.

Системы приточной вентиляции в помещениях рентгенодиагностики (рентгенооперационных) должны обеспечивать комфортную температуру воздуха и относительную влажность в пределах 40—60% для избежания накопления статического электричества. Расчетные значения температуры и регламентируемая кратность воздухообмена в помещениях рентгеновского отделения приведены в таблице 17.16, расчетное значение освещенности и тип источника освещения — в таблице 3 (Приложение 1).

Воздухобмен для рентгенооперационной и помещений установки томографа должен быть определен по тепловлагоизбыткам и быть не менее нормируемого.

В остальных помещениях воздухообмен следует определять по кратностям (таблица 17.16):

Таблица 17.16

Расчетная температура и кратность воздухообмена в помещениях рентгенодиагностики, рентгенооперационного блока, рентгенотерапии

№ п/п	Наименование помещения	Температура, ^{0}C	Приток	Вытяжка
	Общие помещения			
1	Кабинет заведующего отделением	20	-	1,5
2	Комната персонала	20	-	1,5
3	Комната просмотра результатов (снимков)	20	-	1,5
4	Кабина для приготовления бария	18	-	1,5
5	Ожидальная	18	-	1,5
6	Материальная	18	-	1,5
7	Кладовая запасных частей	18	-	1,5
8	Кладовая предметов уборки	18	-	1,5
9	Помещение временного хранения рентгеновской пленки (не более 100 кг)	18	-	1,5
10	Комната личной гигиены персонала	22	3	5
11	Уборные для персонала или пациентов	20	-	50 м^3 на 1 унитаз
12	Компьютерная	18	3	2
13	Инженерная	18	3	1,5
	Кабинет рентгенодиагностики			
1	Процедурная	20	3	4
2	Комната персонала	18	3	4
3	Раздевальная	20	3	1,5
4	Кабина для раздевания	20	3	1,5
5	Тамбур	18	-	5
6	Шлюз	18	5	5
7	Кабинет врача	20	-	1,5

№ п/п	Наименование помещения	Температура, ^{0}С	Приток	Вытяжка
8	Фотолаборатория	18	3	4
	Рентгеноперационный блок			
1	Рентгеноперационная	20	12	10
2	Комната управления	18	3	4
3	Малая операционная	20	10	5
4	Предоперационная, стерилизационная, микроскопная	18	3	3
5	Кабина для раздевания, комната временного больного, комната личной гигиены	20	3	1,5
6	Кабинет врача, комната просмотра снимков, комната медсестер	20	-	1,5
7	Кладовая, материальная	18	-	-
8	Уборная для пациентов	20	-	50 м^3
	Кабинет рентгенотерапии			
1	Процедурная	20	3	2
2	Комната управления	18	2	1
3	Кабинет врача	20	1	1

Подавать приточный воздух в помещения следует в верхнюю зону, удалять из нижней.

В помещениях рентгенокабинета, рентгеноперационной, фотолаборатории удаление воздуха следует осуществлять из двух зон: верхней и нижней в соотношении 50±10%.

Системы вентиляции должны обеспечивать взрывопожаробезопасность помещений и проектироваться с учетом категорийности помещений по взрывопожароопасности (Приложение 2).

17.4. Проектирование вентиляции помещений по производству лекарственных средств в асептических условиях

Проектирование вентиляции и кондиционирования воздуха в производственных зданиях следует производить с учетом классов чистоты воздушной среды по загрязненности механическими и микробными частицами (таблица 17.7).

Производственные помещения должны иметь эффективную систему приточной и вытяжной вентиляции с оборудованием, контролирующим воздушный поток, и приборами для измерения температуры, влажности, эффективности фильтрации и перепада давления на фильтрах.

Расчетную производительность приточных систем вентиляции и кондиционирования воздуха следует определять исходя из условий обеспечения требуемых параметров воздуха в рабочей зоне с учетом принятой схемы организации воздухообмена и класса чистоты помещения.

Воздухозаборные устройства приточной вентиляции следует располагать в местах с максимальной чистотой воздуха с учетом направлений господствующих ветров, желательно с наветренной стороны по отношению к соседним предприятиям, являющимся

источниками пыли и других загрязнений. Для обеспечения бактериологической чистоты воздуха необходимо, чтобы воздухозаборные отверстия располагались достаточно высоко (не менее 2—3 м) и на значительном расстоянии от виварием, кухонь, помещений с большими выделениями вредных веществ и мест выбросных шахт систем вытяжной вентиляции.

Очистка воздуха, подаваемого в «чистые» помещения, классов чистоты А, В, и С должна быть по крайней мере трехступенчатой. Для «чистых» помещений класса чистоты D допускается двухступенчатая очистка воздуха.

При трехступенчатой системе очистки воздуха фильтры рекомендуется устанавливать:
I ступень — на входе в кондиционер или приточную камеру;
II ступень — после вентилятора или глушителя;
III ступень — непосредственно перед воздухораспределительным устройством.

При двухступенчатой системе очистки воздуха фильтры устанавливаются:
I ступень — на входе в кондиционер или приточную камеру;
II ступень — непосредственно перед воздухораспределительными устройствами.

При производстве стерильных лекарственных средств подача стерильного воздуха в помещения производится с помощью воздухораспределителей, обеспечивающих горизонтальные или вертикальные ламинарные потоки во всем помещении или в отдельных локальных зонах для защиты наиболее ответственных участков или операций. На «чистом» участке или в «чистом» помещения при распределении воздуха вертикальным ламинарным потоком фильтры должны располагаться по всей поверхности потолка (или его части над критической зоной), а отверстия вытяжной вентиляции — в полу или вдоль нижней части стен. В «чистом» помещении или на «чистом» участке с горизонтальным ламинарным потоком фильтры приточной и отверстия вытяжной вентиляции должны располагаться на всей поверхности противоположных стен. Скорость ламинарного потока должна быть в пределах $0{,}45 м/с \pm 20\%$.

Работа установок ламинарного потока должна постоянно контролироваться.

В помещениях класса чистоты В для достижения требуемой чистоты воздуха следует обеспечивать воздухообмен в размере 20—60 кратностей в час.

Скорость воздуха в вытяжных устройствах у пола при подаче по схеме «сверху-вниз» допускается в пределах 0,4—0,8 м/с, температура удаляемого воздуха принимается равной температуре воздуха в рабочей зоне: $t_у = t_в$.

Конструкция воздухораспределителей не должна способствовать отложению на них пыли.

В помещениях класса чистоты С предусматривается 10-кратный воздухообмен.

Системы подготовки приточного воздуха должны обеспечивать чистоту в «чистых» помещения в соответствии с таблицей 7.

Организация воздухообмена в производственной группе помещений должна исключать перетекание воздуха из загрязненных участков в чистые. Движение воздуха должно быть направлено из более чистых в менее чистые смежные помещения. Давле-

ние должно быть максимальным в самом чистом производственном помещении. В комплексе «чистых» помещений перепады давления должны составлять:

— между двумя чистыми помещениями — 10 Па;

— между чистым помещением и неклассифицируемым участком — 15 Па.

Пример схемы организации воздухообмена в комплексе «чистых» помещений приведен на рис. 17.24. В этом комплексе перепад давления между наиболее чистым производственным помещением и наружным коридором должен составлять 35 Па; между производственным помещением и комнатой для переодевания — перепад давления в 10 Па; между раздевалкой и комнатой со шкафами для одежды — 10 Па и между комнатой со шкафами для одежды и наружным коридором — 15 Па.

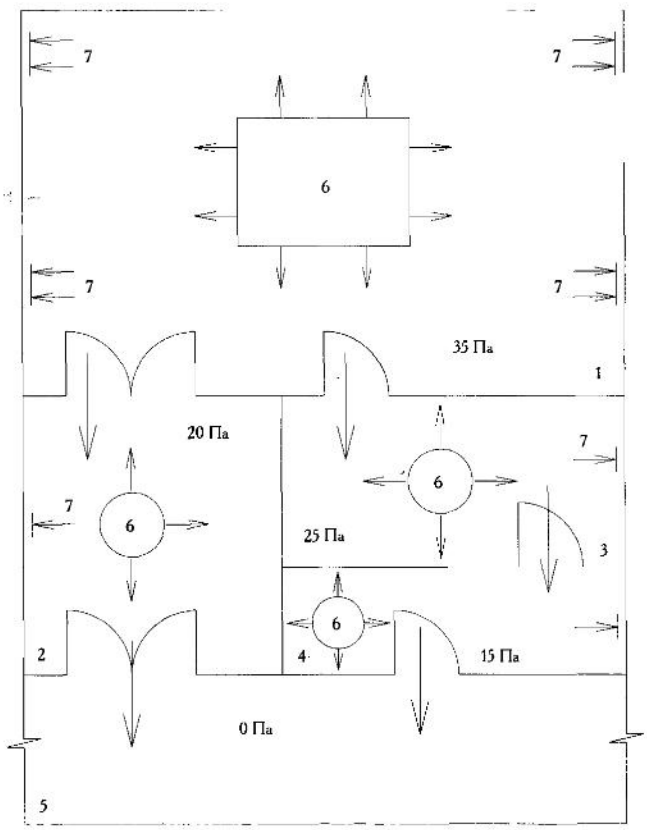


Рис. 17.24. Организация воздухообмена в комплексе «чистых» производственных помещений:

1 — наиболее чистое производственное помещение, 2 — комната передачи материалов, 3 — комната переодевания, 4 — раздевалка, 5 — коридор, 6 — воздухораспределитель, 7 — удаление воздуха

Следует применять местные и центральные системы кондиционирования воздуха с применением доводчиков.

Увлажнение воздуха, обрабатываемого в кондиционере, следует проводить паром.

Для охлаждения воздуха рекомендуются поверхностные воздухоохладители непосредственного испарения хладагента и водяные поверхностные воздухоохладители.

Системы кондиционирования воздуха с одинаковыми параметрами для взаимозаменяемости следует блокировать между собой по приточным воздуховодам с учетом категории пожароопасности. В случае невозможности блокировки необходимо

проектировать не менее двух кондиционеров, каждый с производительностью не менее 50% от общей.

Помещения производства пенициллиновых антибиотиков должны оборудоваться самостоятельными системами кондиционирования воздуха, полностью изолированными от приточных систем, обслуживающих помещения производства других лекарств.

Производительность систем вытяжной вентиляции должна составлять 80—90% от производительности систем приточной вентиляции для обеспечения требуемого подпора воздуха в «чистых» помещениях.

Очистка вытяжного воздуха должна осуществляться через фильтры тонкой очистки для защиты окружающей среды от возможных вредных выбросов из производственных помещений.

Воздухораздающие устройства, плафоны, клапаны и другие элементы системы кондиционирования воздуха должны изготавливаться:

— на участке от кондиционера до фильтра второй ступени — из стали;

— на участке от фильтра второй ступени до воздухораспределительного устройства, включительно — из нержавеющей стали марки 08Х13 (ГОСТ 5632-72), анодированного алюминия или титановых сплавов.

Внутренние и наружные поверхности фильтрующих блоков должны иметь покрытие, допускающее их обработку дезинфицирующим средством.

Рекомендуется все разводки воздуховодов и коммуникации делать закрытыми и подводить к рабочим местам, аппаратам и приборам вертикальными стояками. Допускается открытая установка кнопок управления и сигнальных указателей.

17.5. Организация воздухообмена в палатных, родовых отделениях и операционных блоках

Организация воздухообмена в помещениях лечебно-профилактических учреждений должна исключать перетекание воздуха из «грязных» помещений в «чистые».

Это возможно за счет устройства дисбалансов воздуха, подаваемых и удаляемых системами приточно-вытяжной вентиляции. Под дисбалансом следует понимать разность между количествами подаваемого и удаляемого воздуха.

17.5.1. Палатное отделение

17.5.1.1. Палаты неинфекционные (для взрослых больных, детей негрудного возраста, совместного пребывания матери и новорожденного ребенка)

1) Палаты со шлюзом, оборудованным санузлом и душевой кабиной (рис. 17.25).

В случае планировки палат с припалатным шлюзом движение воздуха следует организовать из палат и коридора в шлюз.

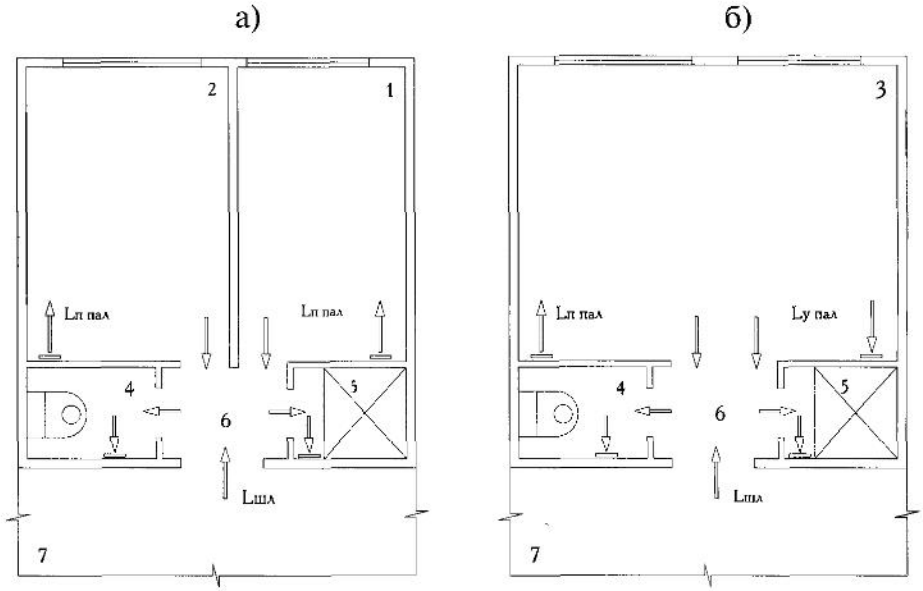


Рис. 17.25. Схема организации воздухообмена в палатах, оборудованных шлюзом с санузлом и душевой кабиной (план):

1 — палата на 1 койку, 2 — палата на две койки, 3 — палата на 3—4 койки, 4 — санузел. 5 — душевая кабина, 6 — шлюз припалатный, 7 — коридор палатной секции

а) В палатах на 1—2 койки (рис. 17.25 а) следует предусмотреть устройство притока. Вытяжку производить из шлюза (санузла и душевой кабины) с преобладанием вытяжки над притоком на 50 м^3/ч.

$L_{п\ пал}=L_{тр}$; $L_{у\ шл} = L_{п\ пал} + L_{у\ с.у.}+ L_{у\ д.к.} + L_{шл}$,

где Lп пал — расход воздуха, подаваемого в палату, м^3/ч; Lшл -дисбаланс шлюза (разность между притоком и вытяжкой в палате), равный 50 м^3/ч, $L_{у\ шл}$; $L_{у\ с.у.}$, $L_{у\ д.к.}$ — расход воздуха, удаляемого из шлюза, санитарного узла и душевой кабины, соответственно, м^3/ч. Принимать $L_{у\ с.у.}$=50 м^3/ч; $L_{у\ д.к.}$=75 м^3/ч.

Пример. Две палаты на 1 койку (рис.17.25а):$L_{п\ \ пал}=L_{тр}$=80м^3/ч, $L_{с.у.}$=50 м^3/ч, $L_{д.к}$=75 м^3/ч; в шлюз перетекает $L_{пер\ пал}$=80х2=160 м^3/ч $L_{у\ шл}$= 160+50+75+50=335 м^3/ч.

б) В палатах на 3—4 койки (рис. 17.25б) следует предусмотреть устройство приточно-вытяжной вентиляции. Количество притока должно быть равно требуемому: $L_{п\ пал}= L_{тр}$, вытяжного — составлять 50% от объема притока. Остальной объем удаляемого воздуха следует компенсировать вытяжкой из санузла и душевой кабины с преобладанием вытяжки над притоком в палату на 50 м^3/ч.

$L_{п\ пал}$=100%, $L_{у\ пал}$ = 0,5 $L_{п\ пал}$, $L_{у\ шл}$ =0,5 $L_{п\ пал}$+$L_{у\ с.у.}$ + $L_{у\ д.к.}$ + $L_{шл}$,

где $L_{у\ пал}$ - расход воздуха, удаляемого из палаты.

В коридоре палатной секции следует предусмотреть устройство притока, расход которого определяется по балансу выходящих в него помещений: $L_{п\ кор}= L_{шл\ х\ m} + L_{пом\ кор}$,

где m- число припалатных шлюзов, выходящих в коридор; $L_{пом\ кор}$ — дисбаланс помещений, выходящих в коридор.

Такая схема организации воздухообмена палат исключает перетекание воздуха из палат в коридор и из коридора в палаты.

Пример. Палата на 3 койки (рис.17.22 б): $L_{тр}$=80м^3/ч; $L_{п\ пал}$= 80х3=240 м^3/ч; $L_{у\ пал}$=0,5х240=120 м^3/ч; $L_{у\ шл}$=120+50+75+50=295 м^3/ч.

Палаты без шлюза (рис. 17.26).

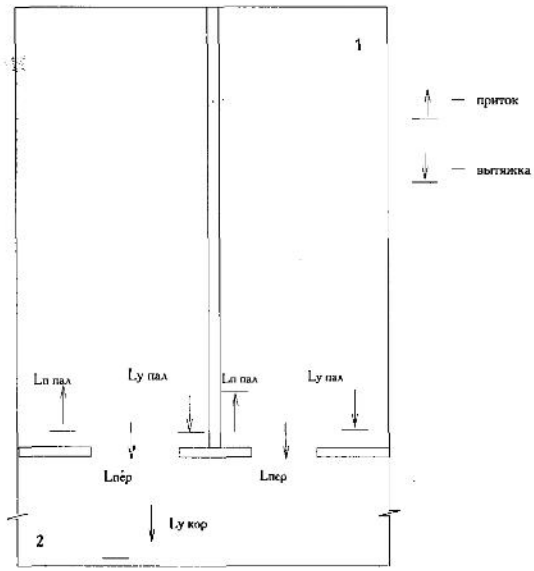


Рис. 17.26. Схема организации воздухообмена в палатах без шлюзов (план):

1 — палата, 2 — кордор палатной секции

В случае когда проектом шлюз при палате не предусмотрен, перетекание воздуха следует организовать из палат в коридор. Для этого в палату следует подавать воздух в количестве: $L_{п\ пал}=L_{тр}$=100%, а удалять — в количестве $L_{у\ пал}$= 0,5 $L_{п\ пал}$. Остаток приточного воздуха Lпер пал перетекает из палат в коридор и удаляется из него в количестве: $L_{у\ кор}= L_{пер\ пал\ х\ m} + L_{пом\ кор}$, м^3/ч.

Пример. Дано: палатная секция состоит из 10 2-коечных палат, 1 процедурной ($L_п$=80м^3/ч, $L_у$=120 м^3/ч), 1 кабинета врача ($L_п$=60 м^3/ч, $L_у$=60 м^3/ч), (рис. 17.27). Найти объем вытяжки из коридора: $L_{п\ пал}$=80х2=160 м^3/ч; $_{Lу\ пал}$=0,5х160=80м^3/ч; перетекает в коридор $L_{пер\ пал}$ =80х10=800 м^3/ч; дисбаланс процедурной $L_{пр}$=120-80=40 м^3/ч, кабинета врача 0. $L_{у\ кор}$= 800-40=760 м^3/ч.

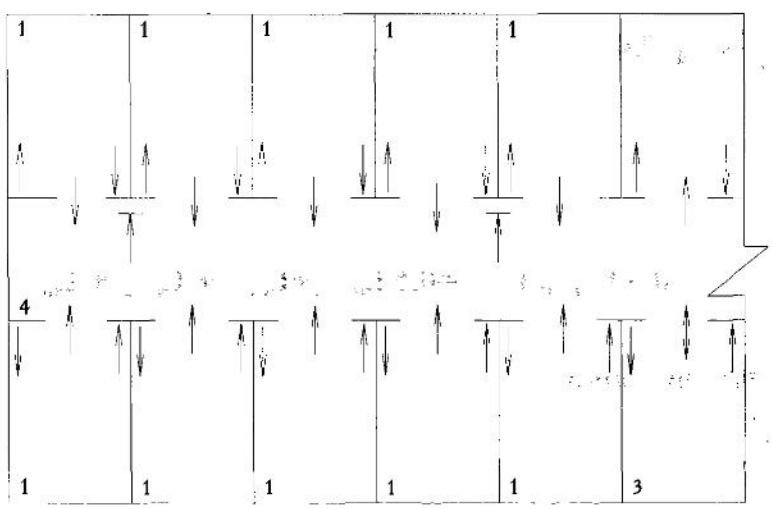


Рис. 17.27. Схема организации воздухообмена в палатной секции, состоящей из 10 палат:

1 — палата на 2 койки, 2 — процедурная, 3 — кабинет врача, 4 — коридор

17.5.1.2.Палаты психиатрические

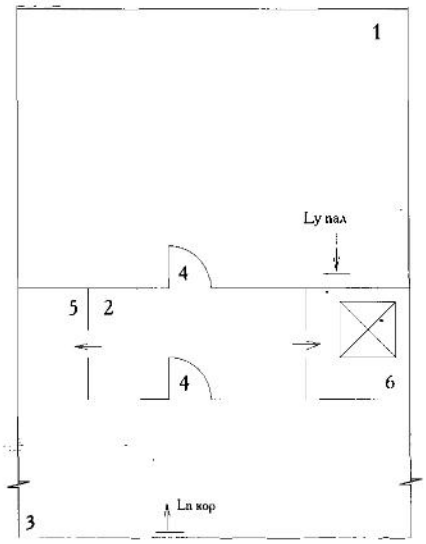


Рис. 17.28. Организация воздухообмена в психиатрических палатах (план):

1 — палата, 2 — шлюз при палате, 3 — коридор, 4 — открытая дверь, 5 — санузел, 6 — душевая кабина

Приток в палаты осуществлять из коридора через зафиксированные в открытом положении дверные проемы, удаление непосредственно из палат: $L_{п\ пал}=L_{у\ пал}= L_{тр}$. В коридоре требуется подпор в 0,5-кратном размере.

17.5.1.3. Палаты для новорожденных, недоношенных и травмированных детей (родильные дома, акушерские пункты).

В состав родильного дома входят два отделения: физиологическое и обсервационное, каждое из которых включает в себя: родовой и операционный блок, палаты для матерей, совместного пребывания матери и ребенка, новорожденных, недоношенных, травмированных детей. Физиологическое отделение служит для здоровых матерей и детей и является «чистым» отделением. Обсервационное отделение — «грязное», т.к. есть коллектор всех больных женщин и детей, поступивших извне и заболевших в стационаре.

Исходя из этого детские палаты следует разделять на два вида:

— «очень чистые» (табл. 1) — палаты для новорожденных, недоношенных, травмированных детей физиологического отделения;

— «грязные» — палаты для новорожденных, недоношенных, травмированных детей обсервационного отделения.

Организация воздухообмена в детских палатах должна исключать перетекание воздуха между палатами. Существует **два способа** организации воздухообмена, для «очень чистых» палат:

а) Воздух из палат не поступает в коридор, из коридора — в палаты (рис. 17.29а). Припалатный шлюз «чистый». Перетекание воздуха организовано из шлюза в палаты и коридор секции. В палату следует подавать воздух в количестве Lп пал=0,5 Lтр, а удалять — в количестве Ly пал= Lтр. В шлюзе при палате обеспечивается подпор Lп шл = 0,5 Lп пал x r + Lшл,

где r - число палат, Lшл - дисбаланс шлюза, принимаемый в 1,5 -кратном размере, $м^3$/ч.

Пример. Дано: полубокс из 4 детских палат на 1 койку, объединенных одним шлюзом (рис.17.25а). Размер шлюза: длина 10 м; ширина 2 м; высота 3 м. Найти расход воздуха, подаваемого, удаляемого в полубоксе: Lп пал=0,5 х 80=40 м^3/ч, из шлюза перетекает в палату Lпер пал=80-40=40 м^3/ч; объем шлюза Vшл= 10х2х3=60 м^3; Lшл=1,5х 60=90 м^3/ч; Lп шл=40х4+90=250 м^3/ч.

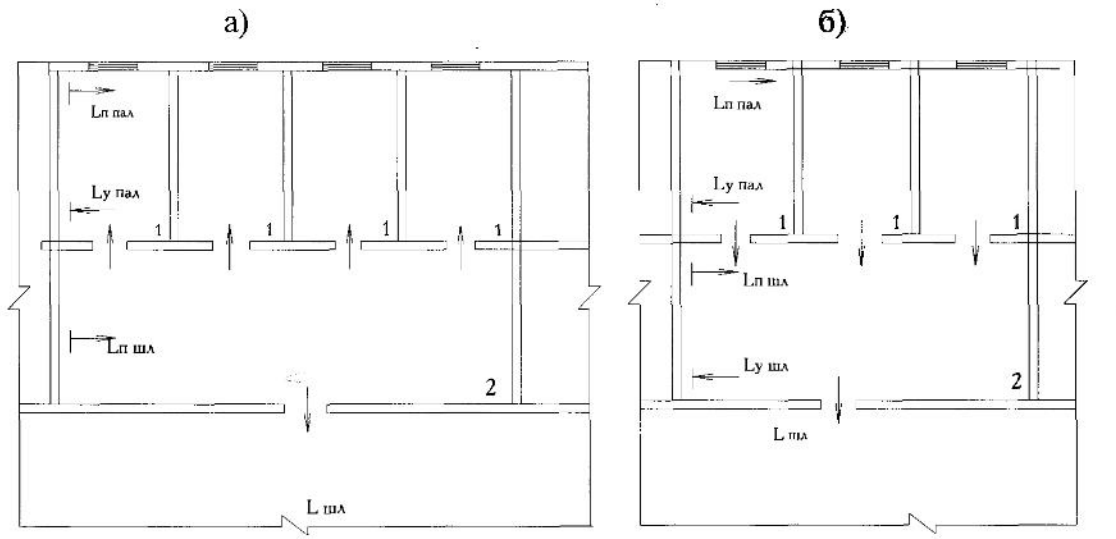


Рис. 17.29. Схема организации воздухообмена в детских полубоксах физиологического отделения (план):

а) перетекание воздуха организовано из шлюза в палаты и коридор секции;
б) перетекание воздуха организовано из палат в направлении убывания асептических требований.

1 — палата для новорожденного, 2 — припалатный шлюз

б) Воздух перетекает из помещений палат в направлении убывания асептических требований: из палат — в шлюз, затем — в коридор секции (рис. 17.25 б).

В палату следует подавать воздух в количестве:Lп пал= Lтр, а удалять — в количестве Lу пал=0,5 Lп пал. В шлюзе следует предусмотреть приточно-вытяжную вентиляцию с подпором («чистый» шлюз): Lп шл= Lшл; Lу шл=0,5 Lп пал х r.

Пример. Дано: полубокс из 3 детских палат на 2 койки, припалатного шлюза с размерами: длина 7,5 м, ширина 2 м, высота 3 м. (рис. 17.25 б). Найти расходы воздуха, подаваемого, удаляемого в полубоксе:Lп пал=80х2=160 м^3/ч;Lу пал=0,5 х160=80м^3/ч; из палаты перетекает в шлюз Lпер пал=80х3=240 м^3/ч; Lу шл=240 м^3/ч; Lшл=7,5х2х3=45 м^3/ч; Lп шл=1,5х45=67,5=70 м^3/ч.

В палатах обсервационного отделения (рис. 17.30) воздух не должен попадать из палат в коридор секции и из коридора в палаты. Перетекание воздуха организовано из помещений палат и коридора в шлюз.

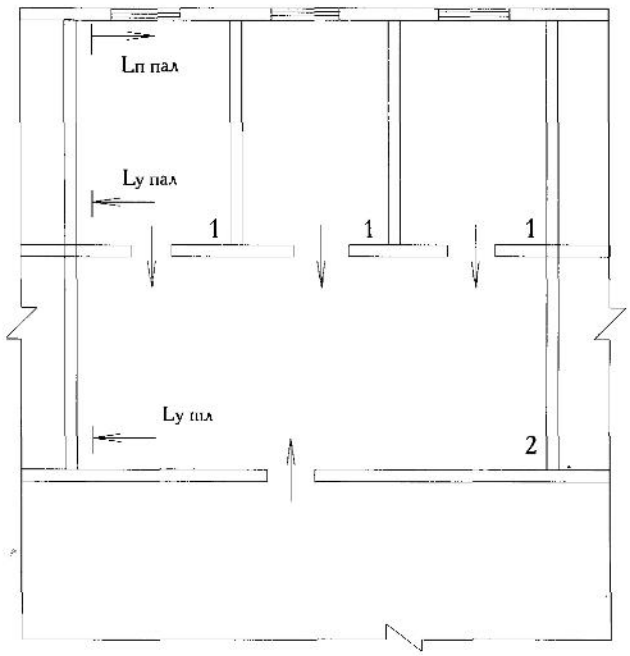


Рис. 17.30. Схема организации воздухообмена в детских полубоксах обсервационного отделения (план):

1 — палата для новорожденного, 2 — припалатный шлюз

В палатах следует подавать воздух в количестве Lп пал= Lтр, а удалять — в количестве Lу пал=0,3 Lп пал, м^3/ч. В шлюзе следует предусмотреть вытяжку («грязный» шлюз) в объеме: Lу шл=0,7Lп пал х г + Lшл, м^3/ч. Дисбаланс шлюза Lшл принимать в 1,5-кратном размере.

В коридоре палатной секции следует устраивать приток или вытяжку (определяется расчетом по балансу объединяемых коридором помещений) в количестве: Lп(у) кор=Lшл х n + Lпом кор,

где n - число шлюзов, выходящих в коридор, Lпом кор и дисбаланс всех помещений, объединяемых коридором, может быть положительным или отрицательным.

Пример. Дано: полубокс из 3 палат на 1 койку и шлюза размером: длина 7,5 м, ширина 2 м, высота 3 м. Найти расходы воздуха, подаваемого и удаляемого из полубокса: Lп пал=80м^3/ч; Lу пал=0,3х80=24 м^3/ч; перетекает из палаты в шлюз Lпер пал=80-24=56 м^3/ч; Lшл=7,5х2х3= 45 м^3/ч; Lшл=1,5х45=67,5 м^3/ч; Lу шл=56х3+67,5=235,5=240 м^3/ч.

Для исключения перетекания воздуха **между секциями** палатных отделений необходимо устройство между ними и лестнично-лифтовым узлом «нейтральной зоны» и шлюзов при входе в каждую секцию (рис. 17.31). В «нейтральной зоне» следует обеспечить подпор в 3-кратном размере, в шлюзе вытяжной вентиляции с самостоятельным каналом (от каждого шлюза) — в 6-кратном размере.

В лестнично-лифтовых узлах отделений необходимо устройство приточно-вытяжной вентиляции (расход определяется по балансу).

В коридорах палатных секций требуется устройство приточной вентиляции с кратностью воздухообмена 0,5 объема коридора.

Допускается устройство одной приточной установки для вентиляции палатных секций и нейтральной зоны при условии подачи воздуха в нейтральную зону самостоятельным каналом непосредственно от приточной установки.

Примечание. «Нейтральная зона» — объем, отделяющий коридоры секций (отделений) от лестнично-лифтового узла и в котором могут быть размещены помещения общего назначения.

17.5.2 Родовое отделение

В родовом отделении направление перетекания воздуха следует задавать в зависимости от планировочных решений родовых залов. Родовые залы могут проектироваться со шлюзом, оборудованным санузлом, или без шлюза.

17.5.2.1. Родовые залы со шлюзом, оборудованным санузлом (рис. 17.32)

В этом случае следует организовать перетекание воздуха из палат и коридора в припалатный шлюз. В родовой палате следует организовать приток воздуха в количестве Lп р.зал= Lтр, вытяжку — в количестве Lу р.зал=0,8Lп р.зал, м^3/ч, где Lтр — требуемый воздухообмен родовой палаты, определяемый по расчету или по табл. 9. Остальной объем удаляемого воздуха (20%) с преобладанием вытяжки над притоком на 75 м^3/ч следует удалять из шлюза:

Lу шл=0,2 Lп р.зал + Lшл, м^3/ч. Дисбаланс шлюза принимать равным 75 м^3/ч.

В коридоре родового блока требуется устройство притока воздуха, расход которого следует определять по балансу входящих в него помещений (зависит от планировочных решений родового блока): Lп кор р.б.= Lшл x f + L кор пом, где f - число шлюзов, Lкор пом-дисбаланс помещений родового блока, объединенных коридором, может принимать положительное или отрицательное значение.

Пример. Родовой зал: a=6 м, b=6 м, h=3 м; Lтр= 1080м^3/ч (определен по кратности); Lу р.зал=0,8x1080=864 м^3/ч, перетекает в шлюз Lпер р.зал=1080-864=216 м^3/ч;

удаляется из шлюза Lу шл=216+75=291 м^3/ч.

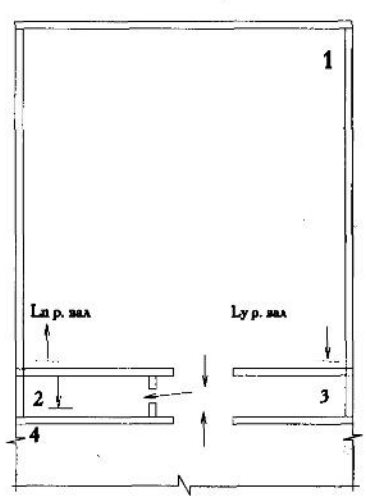


Рис. 17.32. Схема организации воздухообмена в родовых залах, оборудованных санузлом:

1 — родовой зал, 2 — санузел, 3 — шлюз, 4 — коридор

17.5.2.2. Родовые залы без шлюза (рис. 17.33)

Перетекание воздуха в этом случае следует организовать из родового зала в коридор родового блока за счет обеспечения в зале подпора воздуха в размере: Lп р.зал= Lтр.

Вытяжка должна составлять Lу р.зал=0,8 Lп р.зал. В коридоре родового блока требуется устройство вытяжки в объеме, определяемом по балансу входящих в него помещений:

Lу кор.р.б.= Lр. зал x d + Lпом кор, где Lр.зал =0,2 Lп р.зал — дисбаланс родового зала, м^3/ч;

d — число родовых залов; Lпом кор может принимать положительные или отрицательные значения.

Пример. Родовой зал Lтр=1200 м^3/ч (по расчету),Lп р.зал=1200 м^3/ч;

Lу р.зал=0,8x1200=960 м^3/ч; в коридор перетекает Lпер р.зал=1200-960=240 м^3/ч.

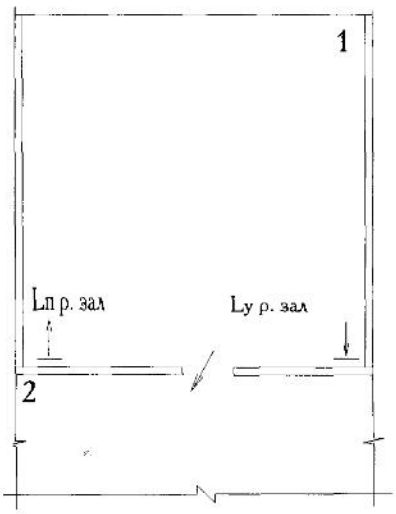


Рис. 17.33. Схема организации воздухообмена в родовых залах без шлюзов:

1 — родовой зал, 2 — коридор

17.5.3.Операционный блок

Организация перетекания воздуха в операционном блоке должна обеспечивать перетекание воздуха в направлении убывания асептических требований, т.е. из более «чистых» помещений в менее «чистые». Примеры вариантов операционных блоков приведены на рис.17.35.

а) б)

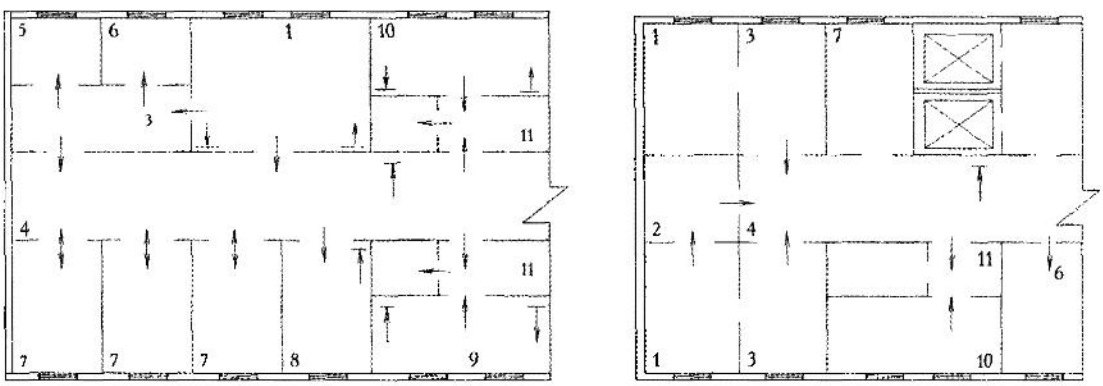


Рис. 17.35. Операционный блок: а) вход в операционную через коридор; б) вход в операционную через наркозную и предоперационную

1 — операционная, 2 — наркозная, 3 — предоперационная, 4 — коридор, 5 — стерилизационная, 6 — аппаратная, 7 — кабинеты врачей, 8 — лаборатория срочных анализов, 9 — послеоперационная, 10 — палата интенсивной терапии, 11 — шлюз

В операционную следует подавать воздух в количестве Lп оп= Lтр оп, а удалять — в количестве Lу оп=0,8Lп оп. Требуемый воздухообмен операционной Lтр оп определяется расчетом, воздухообмен наркозной, предоперационной и т.д. — по норме кратности. В коридоре операционного блока требуется устройство вытяжки, объем которой определяется по балансу входящих в него потоков воздуха: Lп кор о.б.= Lоп+ Lпом кор, $м^3$/ч, где Lоп-дисбаланс операционной, $м^3$/ч;Lпом кор — дисбаланс воздуха остальных помещений операционного блока, имеющих выход в коридор, $м^3$/ч.

В шлюзе, разделяющем лестнично-лифтовой узел и операционный блок,необходимо обеспечить подпор воздуха в 6-кратном размере для исключения перетекания воздушных масс из палатных отделений, лестнично-лифтового узла и других помещений в операционный блок, и наоборот. В «нейтральной зоне» — вытяжной вентиляции.

В коридоре операционного блока необходимо устройство вытяжной вентиляции (расход определяется по балансу). Схема организации воздухообмена в операционном блоке больницы представлена на рис. 17.36.

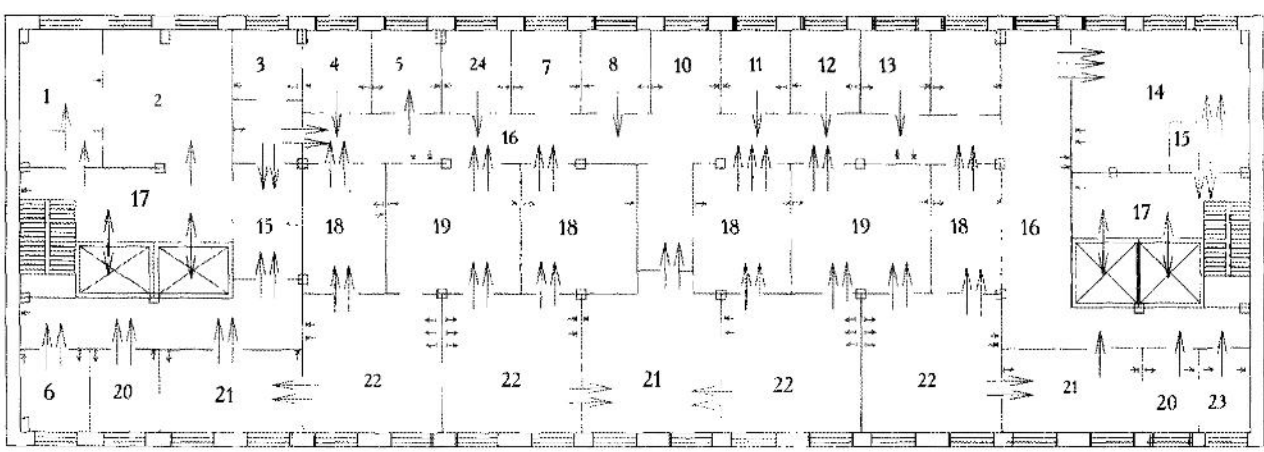


Рис. 17.36. Организация воздухообмена в операционном блоке больницы

1 – комната хранения грязного белья и операционных отходов; 2 – разработка и мытье инструментов; 3 – материальная; 4 – хранение и приготовление крови; 5 – приготовление срочных анализов; 6 – кабинет заведующего отделением; 7 – комната медсестер; 8 – комната старшей медсестры; 9 – кабинет анестезиолога; 10 – комната сестер анестезисток; 11 – комната санитаров; 12 – протокольная; 13 – комната хирургов; 14 – санпропускник персонала; 15 – шлюзы; 16 – коридор операционного блока; 17 – лестнично-лифтовой узел; 18 – наркозные; 19 – предоперационные; 20 – аппаратные; 21 – стерилизационные; 22 – операционная; 23 – помещение для переносной рентгеновской аппаратуры; 24 – чистое белье; 25 – хранение предметов уборки

17.5.4. Палатные отделения инфекционных больниц

Рекомендации по организации воздухообмена справедливы для палатных отделений инфекционных, туберкулезных, ВИЧ-инфицированных и иммунодефицитных больных. В структуру инфекционной больницы входят: отделения приема-выписки, палат, боксов, полубоксов, реанимационные залы, родовое отделение, лаборатории. Помещения следует разделять по категориям чистоты (табл. 17.17):

Таблица 17.17

Категории чистоты помещений инфекционной больницы

Категория чистоты	Назначение помещения
ОЧ	Родовые залы, палаты интенсивной терапии, реанимационные залы
Ч	Коридор палатного отделения, приемно-выписное отделение («чистая» зона)
Г	Палаты, боксы, полубоксы, рентгеновский бокс, приемно-выписное отделение («грязная» зона)

Организация воздухообмена в помещениях палатных отделений должна исключать перетекание воздуха из «грязных» зон в «чистые» с учетом их назначения и технологических особенностей.

Основные структурные элементы инфекционной больницы: боксы, полубоксы и палаты.

17.5.4.1. Боксы. Полубоксы

Бокс — группа помещений, в которых палата изолирована шлюзом от коридора секции, имеет самостоятельный выход на улицу и служит для размещения больных с «особо» опасными инфекциями. Больной поступает через вход с улицы и весь период болезни проводит в боксе. Бокс состоит из: палаты, санитарного узла, включающего в себя ванную или душевую кабину, шлюза и наружного тамбура (рис. 17.37а).

Полубокс — группа помещений, в которой палата при помощи шлюза изолирована от коридора секции и служит для размещения больных с «менее опасными» инфекциями. Полубокс состоит из: палаты, санитарного узла с ванной или душевой кабиной, и шлюза (рис. 17.37б). Наружный тамбур не предусматривается, т.к. больной поступает в палату из коридора секции и весь период болезни проводит в палате.

Организация воздухообмена в боксах и полубоксах должна исключать перетекание воздуха между палатами. Движение воздуха должно быть организовано из коридора через бокс, полубокс — в санитарную комнату.

Подачу воздуха в боксы и полубоксы следует осуществлять из коридора секции через самозакрывающиеся обратные клапаны, препятствующие перетеканию воздуха в обратном направлении, или через неплотности дверного проема в размере:

Lп б(п/б)=Lп пал + Lп с.к, удаление - из санитарной комнаты в размере:

Ly с.к= Ly пал+ Lс.у+ Lв(д.к). В коридоре следует обеспечить подпор:

Lп кор= Lп б.+ Lкор + Lпом,

где Lп б., Lп п/б — приток воздуха в бокс, полубокс м^3/ч, Lп пал- приток воздуха в палату, равный требуемому Lтр, м^3/ч; Ly пал, Lс.у, Lв(д.к.) - расходы воздуха, удаляемого из палаты, от санитарного узла и ванной или душевой кабины, соответственно, м^3/ч; Lкор—подпор в коридоре, принимаемый в размере 0,5 объема коридора, м^3/ч, Lпом — дисбаланс помещений, объединяемых коридором (кроме палат, боксов, полубоксов), м^3/ч.

а) бокс б) полубокс

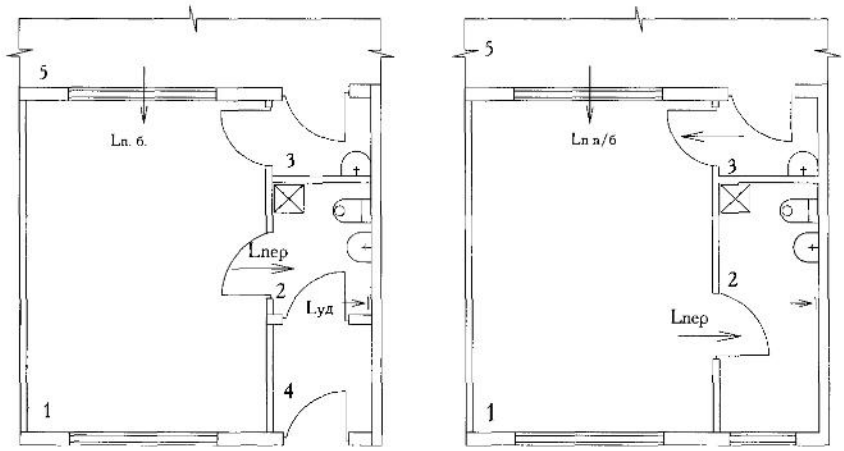


Рис. 17.37. Организация воздухообмена в помещениях боксов и полубоксов

1 — палата, 2 — санитарная комната, 3 — шлюз, 4 — наружный тамбур, 5 — коридор

Пример. Бокс с палатой на 1 койку: Lп б.= Lтр=80 м^3/ч; Lу с.к=80+50+75=205 м^3/ч.

17.5.4.2. Палаты

В комплекс палаты входят: шлюз и санитарный узел с ванной или душевой кабиной (рис. 17.38). Палаты служат для размещения выздоравливающих больных или больных с пониженным риском распространения инфекции.

Подачу воздуха следует осуществлять непосредственно в палату в количестве, равном требуемому по нормам: Lп пал=L тр с преобладанием притока над вытяжкой на 50%, удаление — в количестве Lу пал=0,5Lп пал. Оставшийся объем вытяжного воздуха удаляется из санузла, расположенного в шлюзе: Lу с.у=0,Lп пал+ Lшл; в коридоре секции предусматривается приток в размереLп кор= Lшл x m +Lкор + Lпом,

где Lшл—дисбаланс шлюза, принимаемый равным 50 м^3/ч; Lкор — подпор в коридоре, принимаемый в 0,5-кратном объеме, м^3/ч; Lпом—дисбаланс входящих в коридор помещений, м^3/ч; m — число шлюзов.

Пример. Палата на 2 койки: Lп пал=80x2=160 м^3/ч; Lу пал=0,5x160=80 м^3/ч; перетекает из палаты в шлюз Lпер=160-80=80м^3/ч; Lу с.у=80+50+50=1 м^3/ч.

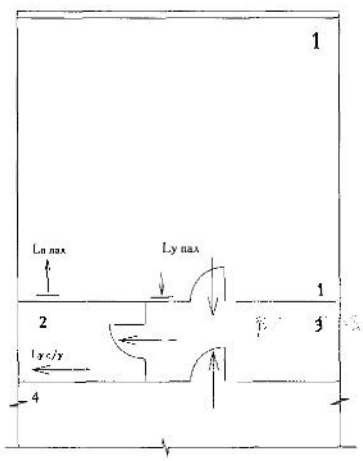


Рис. 17.38. Организация воздухообмена в помещениях палат:

1 — палата, 2 — санузел, 3 — шлюз, 4 — коридор

17.5.4.3. Боксы для ВИЧ-инфицированных (рис. 17.39)

Организация воздухообмена в боксах должна исключать перетекание воздуха из палат в коридор. Приточный воздух следует подавать из коридора через самозакрывающийся обратный клапан: в помещение палаты — в размере Lп пал= Lтр и в помещение шлюза (для компенсации вытяжки из санитарной комнаты) — в размере Lп шл= Lс.к. Удаление производить из санитарной комнаты в объеме: Lс.к = Lу пал+ Lс.у+ Lв(д.к). В коридоре следует предусмотреть приток с подпором Lкор в 0,5 объема коридора:

Lп кор=Lп пал x m + Lкор + Lпом, где m — число шлюзов, Lпом—дисбаланс помещений, выходящих в коридор, может принимать положительные и отрицательные зачения, $м^3/ч$.

Пример. Бокс с палатой на 1 койку: Lп пал=80$м^3$/ч; Lп шл=50+75=125 $м^3$/ч; Lу с.к=80+125=205 $м^3$/ч.

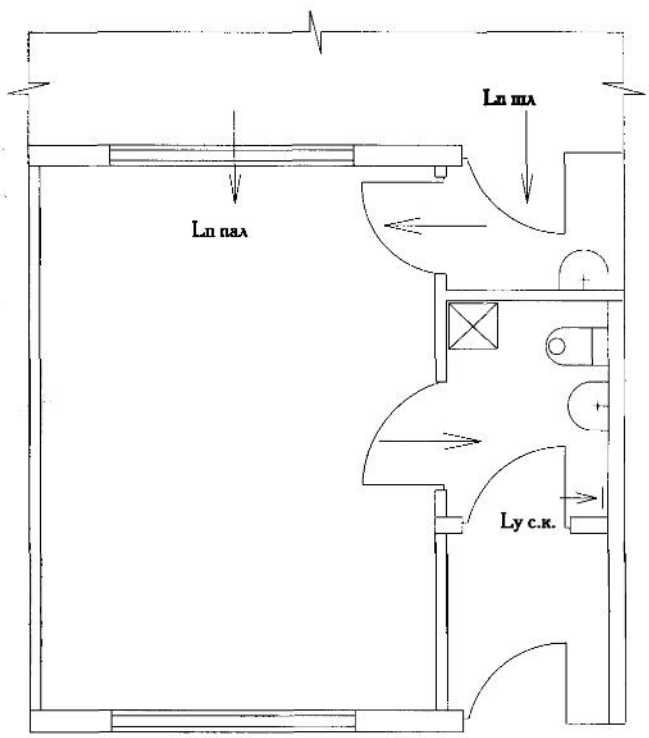


Рис. 17.39. Организация воздухообмена в боксах:

1 — палата, 2 — санитарная комната, 3 — шлюз, 4 — коридор, 5 — наружный тамбур

17.5.4.4. Полубоксы для иммунодефицитных больных, которые должны быть защищены от любых видов инфекции (рис. 17.40)

Организация воздухообмена в полубоксах должна исключать попадание воздуха из палат в коридор и из коридора в палаты. Приток воздуха через воздуховоды систем вентиляции следует подавать непосредственно в палату и в помещение шлюза для создания в нем подпора по отношению к коридору: Lп пал= Lтр; Lп шл= Lс.к+ Lшл,

где Lшл—дисбаланс шлюза, рекомендуется принимать равным 75 м3/ч.

В коридоре палатной секции предусмотреть вытяжку по балансу объединяемых коридором помещений.

Пример. Полубокс на 1 койку: Lп пал=80м^3/ч; Lп шл=50+75+75=200 м^3/ч; Ly с.к.=80+50+75=205 м^3/ч.

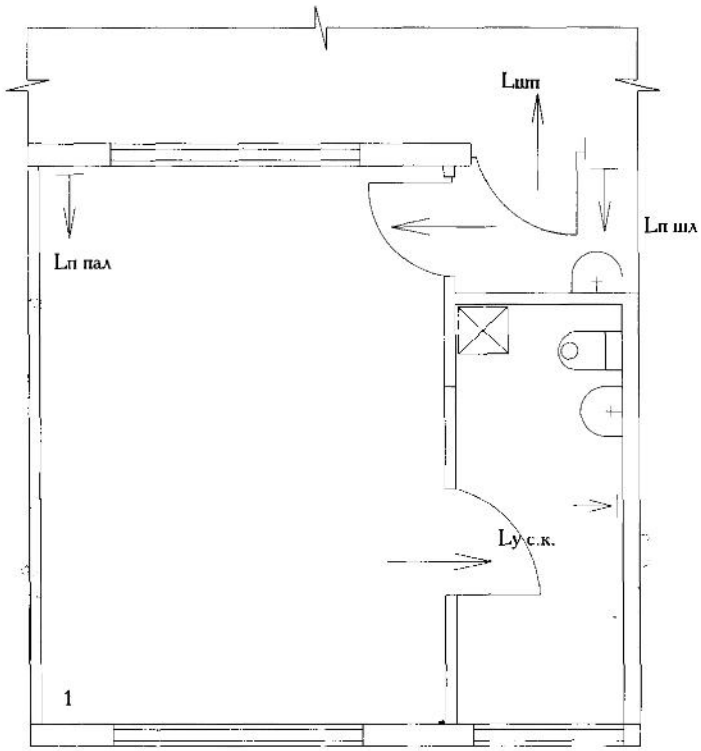


Рис.17. 40. Организация воздухообмена в полубоксе для иммунодефицитных больных:

1 — палата, 2 — санитарная комната, 3 — шлюз, 4 — коридор

Приложение 1.
Расчетные температуры, кратности воздухообменов и категории чистоты научно-исследовательских и вспомогательных помещений лечебно-профилактических учреждений
(виварием, ветеринарных отделений, санитарно-эпидемиологических станций, молочных кухонь)

№ п/п	Наименование помещения	Расчетные температуры, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена при естественной вытяжке
			приток	вытяжка		
	Санитарно-эпидемиологические станции					
1	Радиологическая группа: лабораторное помещение	18	3	5	Г	Не допускается
2	Бактериологическая группа: помещение врачей и лаборантов, комнаты для занятий	18	-	1,5	Ч	Не допускается
3	Помещение для серологических исследований, посевные, помещения для экспресс-диагностики	18	5	6	Г	Не допускается
4	Боксы	18	6	5	Ч	То же
5	Предбоксы	18	-	10	Г	То же
6	Помещения энтомологии, гельминтологических исследований, средоварки	18	5	6	Г	То же
7	Моечные:					
	а) без моечной машины;	18	5	6	Г	То же
	б) с моечной машиной	18	3	5	Г	То же
8	Стерилизационные автоклавные	18	-	3	Г	То же
9	Термальные комнаты	По требованию технологии внутренняя температура обеспечивается технологическим оборудованием	По требованию технологии	По требованию технологии	По технологии	То же
10	Комнаты для приема, регистрации, сортировки и выдачи результатов анализов	18	-	3	Г	То же
11	Вирусологическое отделение и лаборатория отдела особо опасных инфекций	18	-	3	Г	То же

№ п/п	Наименование помещения	Расчетные температуры, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена при естественной вытяжке
			приток	вытяжка		
12	Помещения для идентификации респираторных, энтеральных вирусов, для приготовления культуры тканей:					
	а) боксы	18	5	6	Г	То же
	б) боксы	18	6	5	Ч	То же
	в) предбоксы	18	6	6	Ч	То же
	г) предбоксы для приготовления культуры тканей	18	-	10	Г	То же
	д) рабочие комнаты врачей и лаборантов	18	5	6	Г	То же
13	Помещения для идентификации арбовирусов:					
	а) рабочие комнаты врачей и лаборантов	18	5	6	Г	То же
	б) боксы	18	5	6	Г	То же
	в) предбоксы	18	-	10	Г	То же
14	Комнаты для проведения бактериологических исследований, комнаты для обработки ловушек и приготовления приманок, вскрывочные	18	3	6	Г	То же
15	Комнаты для заражения грызунов (биопробная)	18	8	10	Г	То же
16	Коридоры	18	По балансу отделения	По балансу отделения	Ч	То же
	Виварии					
	Помещения общего назначения					
1	Карантийное отделение: для въезда машин с животными	16	1	1	Г	1
2	Приемная с теплым тамбуром для въезда машин с животными	16	1	1	Г	1
3	Мойка для собак, кошек, карликовых свиней с ванной и циркуляционным душем	22	3	5	Г	2
4	Тепловоздушная сушка для собак и карликовых свиней	25	3	5	Г	2
5	Помещения для содержания лабораторных животных					
	а) мышей	20—22	10	12	Г	2
	б) хомяков	20	10	12	Г	2
	в) морских свинок	14—16	8	10	Г	2
	г) кроликов	5	8	10	Г	2
	д) собак (с выходом на выгул)	14	8	10	Г	2
	е) кошек	18	10	12	Г	2
	ж) баранов (с выходом на выгул)	5	10	12	Г	2
	з) карликовых свиней	18	10	12	Г	2
	и) петухов	18	10	12	Г	2
6	Помещение персонала	18	1	1	Ч	1
7	Склад клеток и инвентаря	10	-	1	Г	1

№ п/п	Наименование помещения	Расчетные температуры, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена при естественной вытяжке
			приток	вытяжка		
26	Распределение и раздача кормов	18	1	1	ОЧ	Не допускается
27	Стерилизация воды	18	1	1	ОЧ	То же
	Блок для содержания лабораторных животных в обычных условиях					
28	Помещения для содержания лабораторных животных (кроме баранов)	18	3	5	Г	То же
29	Помещения для экспериментов	18	1	3	Г	То же
30	Помещения хирургической секции:					
	а) предоперационная с стерилизационной	18	1	2,5	Ч	То же
	б) операционная, послеоперационная, помещение интенсивного ухода за выздоравливающими животными	20-22	По расчету	По расчету	ОЧ	То же
31	Помещения для инфицированных животных и работы с ними:					
	а) помещения для токсикологических исследований	18	5	6	Г	То же
	б) помещения для заражения животных (манипуляционная, боксы для контрольных животных)	18	5	6	Г	То же
	в) персонал и специалисты	18	-	1,5	Ч	То же
	г) хранение чистых инвентаря, кормов, подстилок	18	-	1	Г	То же
	д) сбор отходов	10	-	10	Г	То же
	Отделение ветеринарного обслуживании					
32	Кабинет врача	18	1	1	Ч	То же
33	Секционная	16	3	3	Г	То же
34	Лабораторная диагностика с боксом для вскрытий животных	18	1	3	Г	То же
35	Хранение медикаментов	18	1	3	Г	Не допускается
36	Блок изоляции больных животных:					
	а) помещение больных со шлюзом	16	3	5	Г	То же
	б) хранение кормушек, клеток, инвентаря, подстилок и кормов	10	-	1	Г	То же
	б) персонал	18	1	1	Ч	То же
	г) предметы уборки с краном, трапом и сушкой	10	-	10	Г	То же
	Отделение подготовки кормов					
37	Подготовка овощей с моечной, подготовка зерносмесей	16	3	4	Г	То же
38	Пищеварочный зал	16	По расчету	По расчету	Г	То же

№ п/п	Наименование помещения	Расчетные температуры, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена при естественной вытяжке
			приток	вытяжка		
8	Осмотр больных животных и их дезинфекция	20	8	10	Г	2
9	Изолятор для крупных животных	15	8	10	Г	3
10	Помещение для хранения и приготовления дезсредств (с вытяжным шкафом)	18	По данным технологов	По данным технологов	Г	3
11	Хранение кормов и подстилок	10	-	1	Г	1
	Дезинфекционно-моечное отделение					
12	Очистка и мойка инвентаря:					
	а) при ручной мойке	16	3	5	Г	2
	б) при машинной мойке:					
	- помещение грубой очистки	16	3	5	Г	2
	- моечная	16	3	6	Г	2
13	Стерилизация и сушка инвентаря	18	По расчету	По расчету	Ч	Не допускается
14	Хранение чистых клеток, стеллажей, контейнеров, кормушек, поилок, подстилок	10	-	1	Г	1
15	Загрузка в клетки кормов, воды, подстилок	18	-	1	Г	1
16	Временное хранение трупов животных	2-4	-	3	Г	3
	Блок для содержания мелких лабораторных грызунов (мышей, крыс, морских свинок) в условиях, исключающих проникновение патогенной флоры					
17	Принудительный санпропускник	25	3	5	Г	Не допускается
18	Одевание стерильной одежды:					
	а) «чистая зона»	25	По расчету	По расчету	Ч	То же
	б) «грязная зона»	25	По расчету	По расчету	Г	То же
19	Стерилизационная с паровым автоклавом	18	По расчету	По расчету	Г	То же
20	Бактерицидный гидрошлюз:					
	а) «чистая зона»	18	3	-	Ч	То же
	б) «грязная зона»	18	-	3	Г	То же
21	Бактерицидный аэрошлюз	18	По расчету	По расчету	Ч	То же
	Помещения забарьерной зоны					
22	Помещения для содержания животных СВиБ и проведения экспериментов:					
	а) для мышей	20-22	15	10	ОЧ	То же
	б) для крыс	18	15	10	ОЧ	То же
	в) для морских крыс	14-16	15	10	ОЧ	То же
23	Помещение для экспериментов	20	15	10	ОЧ	То же
24	Помещение для персонала	18	1	1	ОЧ	То же
25	Склад стерильного инвентаря, кормов, подстилок	18	1	1	ОЧ	То же

№ п/п	Наименование помещения	Расчетные температуры, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена при естественной вытяжке
			приток	вытяжка		
39	Моечная кухонной посуды	18	4	6	Г	То же
40	Стерилизация кормов	18	1	3	Г	То же
41	Охлаждаемая камера для пищевых продуктов	2-4	-	-	Г	То же
	Молочные кухни					
	Технологические помещения					
1	Варочный цех	5	По расчету	По расчету	Г	Не допускается
2	Цех приготовления пюре	16	3	2	Ч	То же
3	Фасовочная молока и соков	16	2	3	Г	То же
4	Стерилизация готовой продукции					
	а) «чистая зона»	16	6	-	Ч	То же
	б) «грязная зона»	16	-	4	Г	То же
5	Моечная фляг	20	4	6	Г	То же
6	Прием молока	16	-	1	Г	То же
7	Приготовление биолакта	16	12	12	Ч	То же
8	Помещение фильтрации	16	19	19	Ч	То же
9	Помещение тепловой обработки молока и приготовления молочных смесей	16	3	4	Г	То же
10	Остывочная	16	3	4	Г	То же
11	Помещение приготовления молочно-кислых продуктов и молочно-кислых смесей:					
	а) помещение приготовления заквасок	16	3	4	Ч	Не допускается
	б) кефирный цех	16	20	20	Ч	То же
	в) цех ацидофильного молока	16	20	20	Ч	То же
	г) термостатная	16	12	12	Ч	То же
12	Помещение приготовления и фасовки творога	16	3	4	Г	То же
13	Помещение подготовки фруктов, плодов, овощей	16	3	4	Г	То же
14	Помещение подготовки фруктовых и овощных смесей	16	12	12	Ч	То же
15	Помещения подготовки рыбы, мяса, приготовления рыбных и мясных блюд	16	3	4	Г	То же
16	Лаборатория	18	2	3	Г	То же
17	Помещение для приема тары для готовой продукции	16	4	6	Г	То же
18	Помещение приема сырья	16	3	-	Г	То же
19	Помещение мойки и стерилизации	20	4 в «чистую зону» приток	6 вытяжка через «грязную зону»	Г	То же

№ п/п	Наименование помещения	Расчетные температуры, °С	Кратность воздухообмена		Категория по чистоте	Кратность воздухообмена при естественной вытяжке
			приток	вытяжка		
20	Моечная кухонной посуды	20	4	6	Г	Не допускается
21	Моечная:					
	а) молокопроводов	20	4	6	Г	То же
	б) инвентаря	20	4	6	Г	То же
22	Экспедиция, загрузочная	16	3	-	Ч	То же
23	Машинное отделение холодильных установок	16	-	3	Г	То же
24	Помещение временного хранения молока	12	- Периодическое проветривание	1 Периодическое проветривание	Г	То же
25	Кладовая сухих продуктов	12	-	2	Ч	То же
26	Кладовая овощей и фруктов	4	4 (в сутки)	4 (в сутки)	Г	То же
27	Помещение приема и хранения тары	12	4	6	Г	То же
28	Кладовая хозяйственного инвентаря	12	2	2	Г	Не допускается
29	Бельевая	16	2	1	Г	То же
30	Материальная кладовая	12	-	1	Г	То же
31	Охлажденная камера пищевых отходов с тамбуром	2	-	10	Г	То же
32	Служебные и бытовые помещения	*	*	*	*	Не допускается
	Донорский пункт					
33	Комната сцеживания грудного молока	22	-	2	Ч	То же
34	Комната стерилизации	18	-	3	Ч	То же
35	Фильтрация и разлив молока	16	19	19	Ч	То же
36	Тепловая обработка	16	3	4	Г	То же
37	Остывочная	16	3	4	Ч	То же
	Молочно-раздаточные пункты					
38	Раздаточная	16	2	2	Ч	То же
39	Холодильная камера (для готовой продукции)	2	- Периодическое проветривание	- Периодическое проветривание	Г	То же
40	Помещение приема и хранения посуды от населения	12	-	1	Г	То же
41	Касса	18	-	1	Ч	То же
42	Кладовая дезинфицирующих растворов и уборочного инвентаря	16	-	5	Г	То же

Примечание. Значения, обозначенные *, см. в таблице 10.

Приложение 2.
Рекомендуемая освещенность рабочих мест, источники света в помещениях ЛПУ

Освещенность рабочих мест, источник света в основных помещениях ЛПУ

Таблица 1

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, лк	Источник света
	Операционный блок, реанимационный зал, родовые отделения, перевязочные		
1	Операционная	400	л.л.
2	Предоперационная	300	л.л.
3	Наркозная	500	л.л.
4	Помещения для наблюдения за операциями	300	л.л.
5	Помещения гипотермии	400	л.л.
6	Реанимационные залы	500	л.л.
7	Помещения цистоскопии	400	л.л.
8	Диализационная	500	л.л.
9	Монтажные аппараты искусственного кровообращения, искусственной почки	400	л.л.
10	Кабинет ангиографии	500	л.л.
11	Перевязочная («чистая», «гнойная»)	500	л.л.
12	Помещение для хранения крови	150	л.л.
13	Помещение для приготовления и хранения гипса	75	л.л.
	Родовые отделения		
1	Родовая палата	500	л.л.
2	Манипуляционная для новорожденных	500	л.л.
	Кабинеты врачей		
1	Хирургов, акушеров-гинекологов, травматологов, педиатров, инфекционистов, дермато-венерологов, аллергологов, стоматологов, смотровые, приемно-смотровые боксы	500	л.л.
2	Кабинеты врачей в амбулаторно-поликлинических учреждениях	300	л.л.
3	Кабинеты врачей без приема больных, протокольная, ординаторская, кабинет освоения методик	300	л.л.
4	Темные комнаты офтальмологов, звукоизолированная кабина	10	л.н.
	Палатные отделения	150	л.л.
1	Послеоперационные палаты	150	л.л.
2	Палаты интенсивной терапии	150	л.л.
3	Палаты для глаукомных больных	150	л.л.
4	Палаты для новорожденных	100	л.л.
5	Палаты психиатрических отделений	100	л.л.
6	Прочие палаты и спальни	150	л.л.

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, лк	Источник света
7	Приемные фильтры и боксы	150	л.л.
8	Изолятор	150	л л.
	Отделения функциональной диагностики и восстановительного лечения		
1	Кабинеты функциональной диагностики	150	л.н.
2	Кабинет рентгенобронхоскопии	200	л.н.
3	Кабинет эндоскопии	150	л.н.
4	Кабинеты лапароскопии, цистоскопии	200	л.н.
5	Помещения электросветолечения, аэроионолечения, теплолечения, лечебной физкультуры, массажа, механотерапии, ультразвука, лечения ультравысокими частотами, фотарии	150	л.н.
6	Кабинеты гидротерапии, лечебные ванны, душевые залы	150	л.н.
7	Кабинеты трудотерапии	300	л.н.
8	Кабинеты лечения сном	50	л н
9	Барозал	150	л.н.
10	Помещения для подготовки парафина, озокерита	75	л.л.
11	Помещения обработки прокладок, стирки и сушки простыней, холстов, брезентов, регенерации грязи, обработки перчаток	75	л.л.

Освещенность рабочих мест, источник света в лабораториях

Таблица 2

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
1	Препараторские и лаборантские общеклинических, биохимических, бактериологических, гистологических и цитологических лабораторий	300	л.л.
2	Комната срочных анализов, боксов	500	л.л.
3	Кабинеты серологических исследований	500	л.л.
4	Кабинет врача-лаборанта, взятия проб крови, взятия проб цитологических исследований	300	л.л.
5	Кабинеты с кабинами для дуоденального зондирования и взятия желудочного сока	150	л.л.
6	Помещение приемки и сортировки проб	200	л.л.
7	Ксеролаборатории, калометрические лаборатории	500	л.л.
8	Помещение коатулографии, фотометрии	300	л.л.
9	Помещение приема, выдачи, регистрации анализов	200	л.л.
10	Весовая, термостатная, средоварная с боксом для разлива сред	300	л.л.
11	Помещение для хранения реактивов и лабораторной посуды	100	л.л.
12	Помещение для окраски проб, центрифужная	300	л.л.
13	Рабочая комната зубных техников, амальгамная	500	л.л.
14	Гипсовые полимеризационные	400	л.л.

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
15	Литейная, паяльная	200	л.л.
16	Стеклодувная	200	л.л.
17	Моечная посуды	200	л.л.

Освещенность рабочих мест, источник света в помещениях рентгенологических отделений

Таблица 3

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
	Общие помещения отделения		
1	Кабинет заведующего отделением	300 150	л.л. л.н.
2	Комната персонала	300 150	л.л. л.н.
3	Комната просмотра результатов (снимков)	200 100	л.л. л.н.
4	Кабина для приготовления бария	100 50	л.л. л.н.
5	Ожидальная	100 50	л.л. л.н.
6	Материальная	30	л.н.
7	Кладовая запасных частей	30	л.н.
8	Кладовая предметов уборки	30	л.н.
9	Помещение временного хранения рентгеновской пленки (не более 100 кг)	30	л.н.
10	Комната личной гигиены персонала	100 50	л.л. л.н.
11	Уборные для персонала и пациентов	70	л.н.
12	Компьютерная	300	л.л.
13	Инженерная	150	л.н.
14	Фотолаборатория	150	л.н.
	Кабинет рентгенодиагностики		
1	Процедурная для рентгеноскопии	200 100	л.л. л.н.
2	Процедурная для рентгенографии	200 100	л.л. л.н.
3	Процедурная для флюорографии	150 75	л.л. л.н.
4	Комната управления	50	л.н.
5	Раздевальная	200 100	л.л. л.н.
6	Кабина для раздевания	50 75	л.л. л.н.
7	Тамбур	75 30	л.л. л.н.

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
8	Шлюз	75	л.л.
		30	л.н.
9	Кабинет врача	300	л.л.
		150	л.н.
10	Кабинет рентгеновских снимков зубов	200	л.л.
	Рентгеноперационый блок		
1	Рентгеноперационная	300	л.л.
		200	л.н.
2	Комната управления	50	л.н.
3	Предоперационная, стерилизационная, микроскопная	300	л.л.
		150	л.н.
4	Кабина для раздевания, комната временного пребывания больного, комната личной гигиены	100	л.л.
		50	л.н.
5	Кабинет врача, комната просмотра снимков, комната медсестер	300	л.л.
		150	л.н.
6	Кладовая, материальная	30	л.н.
7	Уборная для пациентов	60	л.н.
	Кабинет рентгеновской компьютерной томографии		
1	Процедурная	300	л л
		150	л.н.
2	Комната управления	50	л.н.
3	Генераторная	200	л.л.
		100	л.н.
4	Кабинет для раздевания	70	л.л.
		35	л.н.
5	Кабинет врача	300	л.л.
		150	л.н.
	Кабинет рентгенотерапии		
1	Процедурная	300	л.л.
		150	л.н.
2	Комната управления	200	л.л.
		100	л.н.
5	Кабинет врача	300	л.л.
		150	л.н.

Освещенность, источник света в помещениях радиологического отделения

Таблица 4

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
	Общие помещения отделения		
1	Радиометрическая дозиметрическая	300	л.л.
2	Кабинет внутриполостной гаммaтерапии	400	л.л.

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
3	Кабинеты для терапии излучениями высоких энергий, сканерная	300	л.л.
4	Конденсаторная	100	л.л.
5	Помещение для временного хранения радиоактивных выделений больных, подлежащих исследованию	75	л.л.
6	Хранилище радиоактивных веществ	150	л.л.
7	Помещение выдержки твердых и жидких радиоактивных отходов	75	л.л.

Освещенность рабочих мест, источник света стерилизационных, дезинфекционных, патологоанатомического отделений

Таблица 5

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
	Общие помещения отделения		
1	Стерилизационная-автоклавная	150	л.л.
2	Помещение для приема и хранения нестерильных материалов, склад хранения стерильных материалов	150	л.л.
3	Помещения для подготовки хирургических инструментов и стерилизации	200	л.л.
4	Помещение для ремонта и заточки хирургических инструментов	300	л.л.
5	Помещения дезинфекционных камер	75	л.н.
6	Помещения для хранения дезинфекционных средств	30	л.н.
1	**Патологоанатомическое отделение**		
2	Секционная	400	л.л.
3	Предсекционная, фиксационная	200	л л
4	Помещение исследования аутопсийного и биопсийного материала	300	л.л.
5	Помещение для одевания трупов, траурный зал	200	л.н.
6	Помещение для хранения трупов	75	л.л.
7	Помещение для похоронных принадлежностей	75	л.л.

Освещенность рабочих мест, источник света в помещениях аптек

Таблица 6

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
1	Рецептурный отдел, отдел готовых лекарственных средств, ручной продажи, оптики, аптечный киоск	300	л.л.
2	Ассистентская, асептическая, аналитическая, фасовочная, заготовочная концентратов и полуфабрикатов, контрольно-маркировочная	500	л.л.

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность, в лк	Источник света
3	Дистилляторная, стерилизационная посуды и лекарственных форм, моечная	150	л.л.
4	Хранение лекарственных, перевязочных средств и чистой посуды	150	л.л.
5	Помещение хранения дезинфицирующих средств и кислот, легковоспламеняющихся и горючих жидкостей	75	л.л.
6	Помещение хранения тары	10	л.л.

Приложение 2.
Категория помещений по взрывопожарной и пожарной безопасности

Таблица 1

Категория помещения	Характеристика веществ и материалов, находящихся в помещении
А взрывопожароопасная	Горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28 ^{0}С в таком количестве, что могут образовывать, взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа. Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа
Б взрывопожароопасная	Горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28 ^{0}С, горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа
В пожароопасная	Горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям А или Б
Г	Негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искры пламени; горючие газы, жидкости и твердые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива
Д	Негорючие вещества в холодном состоянии

Допускается относить к категории Д помещения, в которых находятся горючие жидкости в системах смазки, охлаждения и гидропривода оборудования в количестве не более 6,0 кг в единице оборудования при давлении не свыше 0,2 МПа, кабельные электроприводы к оборудованию, отдельные предметы мебели на рабочих местах.

Классификация основных помещений ЛПУ по категориям взрывопожароопасности

А — здания для хранения легковоспламеняющихся жидкостей (спирта, эфира и

— помещения для хранения газовых баллонов (с ацетиленом, водородом);

— помещения лакокрасочных мастерских (горючие материалы и жидкие вещества);

— помещения аккумуляторных (зарядная).

В — помещения гипербарической оксигенации (хранение сгораемых материалов при наличии чистого кислорода);

— помещения подготовки больных к облучению в радиологической барокамере (сгораемые материалы при наличии чистого кислорода);

— процедурная мегавольтной терапии при наличии барокамеры (то же);

— процедурная кабинета гамма-терапии при наличии барокамеры (то же);

— ксеролаборатория (при наличии ацетона, толуола и бумаги);

— кустовая лаборатория для приготовления раствора для сероводородных ванн (наличие сероводорода);

— кладовая реактивов для кустовой лаборатории для сероводородных ванн (то же);

— помещение распаковочной (при наличии бумаги);

— помещения комплектовочно-экспедиционной (аптеки) (при наличии бумаги, горючих жидкостей);

— экспедиционные (аптеки), (то же);

— компьютерная ЭВМ (при наличии бумаги);

— помещения хранения рентгеновской пленки (наличие горючей пленки);

— кинопроекционная, перемоточная (кинопленка);

— помещения для текущего ремонта машин (масла, бензин);

— помещения для хранения автомобилей (масла, бензин);

— кладовая легковоспламеняющихся и горючих жидкостей (спирт, эфир и т.д.);

— кладовая ядов и летучих веществ (горючие и испаряющиеся жидкости);

— помещения для хранения сухих лекарственных веществ (горючие материалы);

— помещения для хранения дезинфицирующих средств и кислот при совместном хранении;

— хранение ядовитых и наркотических лекарственных веществ (аптеки);

— кладовая месячного запаса медикаментов станций «скорой помощи» (твердые горючие вещества);

— склад для хранения буры, борной кислоты, боролокса, формалина, нашатырного спирта и дезрастворов в аэрозольных упаковках;

— книгохранилище, библиотека (горючие материалы);

— архив (горючие материалы);

— бельевые центральные (горючие материалы);

— подогрев парафина (горючие материалы);

— столярные мастерские (горючие материалы);

Г — котельные (природный газ, мазут топочный),

— дизельная электростанция;

— электрощитовая (электрощиты);

— АТС (электроаппаратура);

Д — операционная (наличие эфира, хлорэтила, циклопропана и т.д., кислорода);

— операционная для радиохирургии (то же);

— малая операционная (то же);

— наркозная (то же);

— помещение подготовки больного для операции (эфир, хлорэтил, циклопропан и т.д.);

— реанимационный зал (то же);

— индивидуальная родовая палата (то же);

— процедурная кабинета бронхоскопии (то же);

— процедурная рентгенобронхологического кабинета (то же);

— палаты интенсивной терапии (то же);

— автоклавная (то же);

— стерилизационная автоклавная (то же);

— стерилизационная наркозно-дыхательной и реанимационной аппаратуры (то же);

— стерилизационная лекарственных форм (то же);

— помещение текущей стерилизации на станции «скорой помощи» (то же);

— помещение мойки и стерилизации молочных кухонь (то же);

— помещения стерилизации воды в виварнях (то же);

— блок стерилизации кормов в виварнях (то же);

Приложение 3.
Допустимые уровни бактериальной загрязненности воздуха операционных, родовых залов, других помещений лечебных учреждений, требующих повышенной чистоты (кол/м^3)

Таблица 1

[illegible]	Режим эксплуатации	Бактериальная загрязненность	
		общая	стафилококк
Операционные*	До начала работы	100	Не должен быть
	В начале операции	200	Не должен быть
	В конце операции	300	Не более 4
Коридор операционного блока	Во время работы	300	Не более 4
Родовые залы*	Во время работы	100	Не должно быть
Палаты реанимации *	Во время работы	500	Не более 4
Процедурные хирургические родильного дома	До работы	100	Не должно быть
	Во время работы	300	Не более 4
Палаты новорожденных**	В течение суток	100	Не должно быть
Палаты для болных хирургического профиля***	В течение суток	1000	Не более 4

* норматив достигается при 10-кратном воздухообмене и наличии бактериологических фильтров;

** норматив достигается при подаче свежего воздуха в размере м^3/ч на 1 больного;

*** норматив достигается при подаче воздуха м^3/ч на 1 больного при очищении его в бактериологических фильтрах.

Приложение 4.
Химический состав воздуха в помещениях (допустимые значения)

Таблица 1

Ингредиенты	Допустимые концентрации
Кислород	20—21%
Углекислый газ	0,05—0,1%
Окись углерода	2 мг/м^3
Пыль	0,1—0,15мг/м^3

Приложение 5.
Перечень основных огнеопасных и взрывоопасных веществ, применяемых в ЛПУ

Таблица 1

Категория вещества	Наименование вещества
Взрывчатые	Нитроглицерин
Взрывоопасные	Перманганат калия Нитрат серебра
Легковоспламеняющиеся	Спирт и спиртовые растворы Спиртовые и эфирные настойки Спиртовые и эфирные экстракты Эфир Скипидар Молочная кислота Хлорэтил Коллодий Клеол Жидкость Новикова Рентгеновские пленки Органические масла
Легкогорючие	Перевязочный материал Сера Глицерин Растительные масла Лекарственное и растительное сырье

Глава 18

Вентиляция стоянок легковых автомобилей

Должна проектироваться в соответствии с СНиП 2.04.05-91*2003 г., СНиП 2.01.02-85*, ВСН 01-89, МГСН 5.01.-01 2001 и ОНТП-01-91 без ограничения срока действия.

Надземные автостоянки могут проектироваться до 9 этажей, подземные – не более 5 подземных этажей.

При размещении автостоянок под жилыми зданиями жилые помещения должны быть разделены нежилым этажом от места хранения автомобилей.

Над местом въезда автомобилей устраивается козырек по ширине проезда и вылетом не менее 1 м.

Воздухообмен в гаражах-стоянках личного (индивидуального) транспорта определяется расчетом при усредненном количестве въездов и выездов в течение 1 ч соответственно равном 2 и 8 % от общего количества машиномест. ПДК оксида углерода (CO) принимать 20 мг/м^3. Воздухообмен не должен быть ниже 150 м^3/ч на машиноместо п.2.1 [21], а кратность воздухообмена в помещении стоянки не ниже 2 ч$^{-1}$ п.4.58 [29].

Воздухообмен в гаражах-стоянках при офисах и общего назначения определяется расчетом по максимальным значениям количества въездов и выездов.

Таблица 18.1

Режимы содержания автомобилей в стоянках

Показатели	Автостоянки			
	постоянного хранения		кратковременного хранения	
	ГСК	под жилыми домами	при офисах	общего назначения
Общее количество выездов в час пик в % от количества машиномест в теплый период	20	35	40	25
То же , одновременных въездов	4	-	10	15
Общее количество выездов в час пик в % от количества машиномест в холодный период ($t_н \leq 0^0 C$)	10	30	35	20
То же, одновременных въездов	2	-	8	12

Таблица 18.2

Продолжительность пикового возвращения (выпуска) автомобилей в течении суток, ч

Количество машиномест	Легковых автомобилей	Ведомственный транспорт
До 50	2,0	1,0
Свыше 50 до 100	3,0	1,5

Количество машиномест	Легковых автомобилей	Ведомственный транспорт
Свыше 100 до 200	3,5	2,0
Свыше 200 до 300	4,0	2,2
Свыше 300 до 400	4,2	2,5
Свыше 400 до 600	4,5	3,0

Концентрацию окиси углерода (CO) следует принимать из условия пребывания людей в гараже не более 1 ч п.2.2 [21]. В этом случае ПДК = 50 мг/м^3.

Содержание окиси углерода в наружном воздухе обычно принимается: $M_{co} = 5$ мг/м^3.

Для расчета вредных выделений следует знать деление автомобилей по классу.

	Рабочий объем двигателя:
Особо малого класса	до 1,2 л включительно
Малого класса	свыше 1,2 л до 1,8 л
Среднего класса	свыше 1,8 л до 3,5 л

Удаление воздуха из автостоянок выполняется отдельными вытяжными системами по каждому этажу, равномерно из верхней и нижней зоны. Нижняя решетка располагается на 200 мм выше бортоотбойника.

Особые требования предъявляются к вытяжным вентиляционным шахтам:

Для автостоянок до 100 машиномест, шахты располагаются не ближе 15 м от многоквартирных жилых домов, детских дошкольных, лечебных учреждений, спальных корпусов домов-интернатов.

Высота вытяжной шахты не менее 2 м над уровнем земли.

Для автостоянок более 100 машиномест помимо предыдущих условий, высота шахты определяется расчетом рассеивания вредных выбросов в атмосферу и уровнем шума на территории.

В случае прокладки вентиляционной шахты через помещения этажей воздуховоды, из которых изготовлена шахта должны, быть плотными (марка П), а вытяжной вентилятор желательно установить на крыше, что обеспечит разряжение в шахте.

Приточные системы вентиляции должны предусматривать подачу воздуха компактными струями вдоль проездов в рабочую зону; подача притока рекомендуется в размере 80 % от объема вытяжной вентиляции.

Температура рабочей зоны автостоянки обычно, если нет специальных требований заказчика, принимается $t_в = 5\ ^0$C.

Отопление стоянок либо водяное, с установкой отопительных приборов в торцах проездов, либо воздушное, совмещенное с вентиляцией. Воздушное отопление предусматривает перегрев наружного воздуха при работе в дневное время и переход на полную рециркуляцию в ночное время.

При числе машиномест более 25 следует предусмотреть установку резервного приточного и вытяжного вентиляторов.

Количество вредных веществ, выделяющихся в воздух помещения стоянки, определяется по формуле 2 [23]

$$M_i = 10^{-3} \sum_{i=3}^{n} \frac{q_i * L * A_э * K_c}{t_в * 3{,}6},\ г/с, \qquad (18.1)$$

где M_i – масса выброса i-го загрязняющего вещества, г/с;

q_i – удельный выброс загрязняющего вещества, г/км;

L – условный пробег одного автомобиля за цикл въезда или выезда по стоянке, км;

$A_э$ – эксплуатационное количество автомобилей на стоянке, шт;

K_c – коэффициент, учитывающий скорость автомобиля;

$t_в$ — принимать 1 час.

Таблица 18.3

Удельные выбросы вредных веществ автомобилем на период с 2000 г., q, г/км

Автомобили легковые	CO	CH	NOx
Очень малого и малого класса	17,2	1,4	0,55
Среднего класса	20,8	1,3	0,63

Таблица 18.4

Условный пробег легкового автомобиля за цикл (въезд или выезд)

Вид стоянки	Условный пробег L, км	
	въезд	выезд
Открытая стоянка с подогревом	0,3	0,8
Теплая закрытая стоянка манежная	0,25	0,7
Теплая закрытая стоянка боксовая	0,1	0,5

Таблица 18.5

Коэффициент влияния режима скорости и способа хранения на количество вредностей

Способ хранения и режим движения	Коэффициент K_c		
	CO	CH	NO_x
Открытая стоянка с подогревом и скоростью движения 10 км/ч	1,2	1,1	1,0
То жс, бсз подогрева $t_н < 0\ ^{\circ}C$	2,0	1,6	1,0
Закрытая стоянка и скорость движения 5 км/ч	1,4	1,2	1,0

Расчет воздухообмена ведется по формуле

$$L = \frac{M_i}{У_{ПДК} - У_н}, м^3/ч, \qquad (18.2)$$

где M_i – рассчитываемая вредность, мг/ч;

$У_{ПДК}$, $У_н$ – ПДК вредности и ее количество в наружном воздухе, мг/м^3.

Пример.

Расчет мощности вытяжной и приточной систем для вентиляции подземного одноэтажного гаража для индивидуального транспорта под жилым домом на 25 машиномест.

Исходные данные:

Площадь автостоянки: F = 650 м^2

Высота помещения: Н = 2,5 м

Автомобили легкого класса: 10 шт

Автомобили среднего класса: 15 шт

Место строительства: г. Москва

ХП $t_н = -26\ ^0C$ $t_в = 5\ ^0C$

ПДК СО = 20 мг/м^3; ПДК СН = 300 мг/м^3

ПДК NO_x = 5 мг/м^3[13].

Тепловые потери: $Q_{тп}$ = 3800 Вт при $t_в = 5\ ^0C$

Расчет по вредным выделениям

По СО:

$$M_{CO}=10^{-3}[(17,2*0,7*10*1,4)*0,08+(20,8*0,7*15*1,4)*0,08+$$
$$+(17,2*0,25*10*1,4)*0,02+(20,8*0,25*15*1,4)*0,02]/1/3,6=0,0115\ г/с$$

$$L_{CO}\frac{0,0115*3600*1000}{20-5}=2760,\ м^3/ч$$

По СН:

$$M_{CH}=10^{-3}[(1,4*0,7*10*1,2)*0,08+(1,3*0,7*15*1,2)*0,08+$$
$$+(1,4*0,25*10*1,2)*0,02+(1,3*0,25*15*1,2)*0,02]/1/3,6=0,00068\ г/с$$

$$L_{CO}\frac{0,00068*3600*1000}{300}=8,2,\ м^3/ч$$

По NO_x:

$$M_{NO_x}=10^{-3}[(0,55*0,7*10*1)*0,08+(0,63*0,7*15*1)*0,08+$$
$$+(0,55*0,25*10*1)*0,02+(0,63*0,25*15*1)*0,02]/1/3,6=0,000253\ г/с$$

$$L_{CO}\frac{0,000253*3600*1000}{5}=182\ м^3/ч$$

Так как все вредности разнонаправленного действия, то воздухообмен принимается по большей из них, т.е. по СО.

В соответствии с п. 2.1 [21] на каждое машиноместо должно приходиться не менее 150 м^3/ч

$$L=25*150=3750,\ м^3/ч$$

Проверяем воздухообмен на кратность:

$$K=\frac{L}{F*H}=\frac{3750}{650*2,5}=2,3>2$$

Принимаем:

Вытяжная система $L_в = 3750$ м^3/ч

Две ветви по продольным стенам гаража и опусками (L = 150 м^3/ч, D = 125 мм, V=3,4 м/с) по одному на 2 автомашины.

Приточная система: $L_п = 0{,}8 * L_в = 0{,}8 * 3750 = 3000$ м^3/ч

Тепловая мощность калорифера: $Q_к = Q_{тп} = 3800$ Вт

Температура подогрева воздуха при полной рециркуляции:

$$t_п = t_в + \frac{Q * 3{,}6}{\rho * L * C} = 5 + \frac{3800 * 3{,}6}{1{,}2 * 3000 * 1{,}005} = 8{,}8^0 C,$$

где $\rho = 1{,}24$ кг/м^3 — плотность воздуха;

C = 1,005 кДж/кг ^{0}C – удельная теплоемкость.

Глава 19

Вентиляция и кондиционирование спортивных залов

Спортивные залы весьма разнохарактерны по своим архитектурно-планировочным решениям. Особенно это касается высоты помещений, наличия мест для зрителей или их отсутствия, защиты световых проемов и т.д.

Спорт – это тяжелая работа и требует высокого норматива подачи свежего воздуха на спортсмена.

Действующий СНиП 2.08-02-89* «Общественные здания и сооружения» и справочное пособие к СНиП «Проектирование спортивных залов, помещений для физкультурно-оздоровительных занятий и крытых катков с искусственным льдом» предусматривают подачу 80 м^3/ч на спортсмена и 20 м^3/ч на зрителя.

Параметры внутреннего воздуха практически ничем не отличаются от действующих допускаемых и оптимальных условий микроклимата [12].

Спортивные залы, как правило, окружены обслуживающими помещениями: раздевалками, душевыми, помещениями для тренеров, массажистов, инвентаря и т.п., где воздухообмен считается по нормативной кратности.

Таблица 19.1

Таблица рекомендуемых температур и кратности воздухообменов в спортивных сооружениях

Наименование помещений	Внутренняя температура, $t_в$, °С	Подача м^3/ч или кратность воздухообмена ч$^{-1}$	
		приток	вытяжка
1	2	3	4
Спортивные залы без мест для зрителей (кроме залов художественной гимнастики)	15	По расчету с подачей не менее 80 м^3/ч наружного воздуха на спортсмена	
Залы для художественной гимнастики, хореографии и залы с местами для зрителей	18	По расчету с подачей 80 м^3/ч наружного воздуха на спортсмена и 20 м^3/ч на зрителя	
Помещения силовой и акробатической подготовки и индивидуальной разминки	16	2	3
Учебные классы, помещения для тренерского и судейского состава, прессы, администрации и т.п.	18	3	2
Гардероб верхней одежды	16	-	2
Мастерские	16	2	3 (в том числе местные отсосы)

Помещение пожарного поста	18	-	2
Раздевальные при душевых и массажных	25	По балансу	2 (через душевые)
Душевые	25	5	10
Массажные	22	4	5
Туалеты общего пользования	16	-	100 $м^3$/ч на унитаз или писсуар
Туалеты при раздевальных	20	-	50 $м^3$/ч на унитаз или писсуар
Кладовые с постоянным пребыванием обслуживающего персонала	16	-	2
Кладовые с кратковременным пребыванием персонала	10	-	1
Помещения для сушки спортивной одежды	25	2	2

Примечание. Обычно при расчете воздухообмена по кратностям создается таблица поэтажного баланса по воздуху, и, как правило, нормативная вытяжка превышает приток. Для устранения дебаланса в коридоры обслуживаемых помещений подается приточный воздух в количестве, равном поэтажному дебалансу.

Воздухораздача приточного воздуха в спортивные залы выполняется обычно через воздухораспределители, установленные на высоте 3,5–4 м над полом, наклонными компактными струями с перепадом температур Δt, ^{0}C:

$$\Delta t = t_{р.з.} - t_п \le (4 \div 5)^0 C.$$

Удаление воздуха из верхней зоны зала, где он имеет несколько повышенную температуру и влагосодержание, выполняется либо вытяжными системами, либо, что чаще, системами естественной вытяжки, оборудованными утепленными клапанами с электроподогревом створок и поддонами с дренажом для слива возможного конденсата.

Рециркуляция воздуха вполне применима для спортивных залов, но с обязательным сохранением норматива подачи свежего воздуха.

В помещениях, оборудованных клеедеревянными спортивными конструкциями, необходимо постоянно поддерживать относительную влажность воздуха не ниже 45 %, а температуру воздуха — не выше 35 ^{0}C.

Подвижность воздуха в зонах нахождения занимающихся принимается не более:

0,3 м/с – в спортивных залах для борьбы, настольного тенниса и в крытых катках;

0,5 м/с – в остальных спортивных залах.

Относительную влажность воздуха в спортивных залах рекомендуется принимать в пределах 30—60 %, имея в виду, что нижний предел принимается для холодного периода, верхний – для теплого.

Этих параметров нельзя достигнуть в холодный период только вентиляцией. Требуется увлажнение воздуха (после калориферов) либо паром, что весьма энергоемко, либо адиабатным увлажнением в блок-камерах сотового увлажнения.

Пример
Расчет воздухообмена в спортивном зале школы при работе общеобменной вентиляции и кондиционировании.

Исходные данные:

Размер зала: 11,5м х 20 м = 230 м^2

Высота зала: Н = 8 м

Район строительства: г. Саратов, 52 ^{0} сш.

Расчетное число людей в зале:

спортсмены (мужчины) 25 чел. Категория тяжести работ: тяжелая.

зрители (50% женщин) 30 чел. Работая легкая.

План и ориентация зала. См. схему:

Окна – двойные в пластмассовых раздельных переплетах.

Время занятий: 9—20 ч местного времени или 7—18 ч астрономического.

Тепловые потери зала, вместе с расходом тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха: $Q_{тп}$ = 24000 Вт. Внутренняя температура, поддерживаемая системой отопления с параметрами: $t_г$ = 105 ^{0}C t_0 = 70 ^{0}C, составляет $t_{в,от}$ = 16 ^{0}C.

Расчет общеобменной вентиляции.

Системы вентиляции рассчитываются на параметры А наружного климата в теплый период года (ТП) и на параметры Б в холодный период (ХП). Переходные условия (ПУ) стандартны:

$t_н$ = 8 ^{0}C, $J_н$ = 22,5 кДж/кг.

Таблица 19.1

Климатологические данные

Период года	Параметры А					Параметры Б					$P_{бар}$, кПа
	$t_н$, °C	$J_н$, кДж	$d_н$, г/кг	$\varphi_н$, %	$V_н$, м/с	$t_н$, °C	$J_н$, кДж	$d_н$, г/кг	$\varphi_н$, %	$V_н$, м/с	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ТП	25,1	53	10,8	56	4,3	30,5	56,5	10,0	37	43	100,5
ПУ	8	22,5	5,6	82	4,4	8	22,5	5,6	82	4,4	-
ХП	-	-	-	-	-	-27	-26,3	0,35	82	4,4	-

Примечание. Графы 4, 5, 9, 10 заполняются по данным J-d диаграммы

Таблица 19.2

Параметры внутреннего микроклимата (табл. 1)

Период года	Допустимые нормы			Принимаемые значения			
	$t_в$, °C	$_в$, %	$V_в$, м/с	$t_в$, °C	$J_в$, кДж/кг	$d_в$, г/кг	$_в$, %
1	2	3	4	5	6	7	8
ТП	$t_{н.А}$+3°C	65	0,5	25,1+3=28,1	59,6	12,0	52
0ПУ	18-22	65	0,2	22	40,7	7,2	47
ХП	18-22	65	0,2	22	27	2,0	13

Примечание. Графы 6, 7 и 8 заносятся после построения процессов на J-d диаграмме.

Расчет вредных выделений.

1. Тепловыделения.

а) от людей (**табл. 20**).

Категории тяжести работ:

— спортсмены (мужчины) – тяжелая;

— зрители (50% женщин, с коэффициентом поступления тепла и влаги 0,85 от мужчин, 50% мужчин) – легкая.

Расчет ведется по полному теплу.

ХП и ПУ $t_в = 22\ ^0C$

$$Q_л = 290 * 25 + 148 * 25(0,5 + 0,5 * 0,85) = 10670\ Вт$$

ТП $t_в = 28,1\ ^0C$

$$Q_л = 290 * 25 + 145 * 25(0,5 + 0,5 * 0,85) = 10600\ Вт$$

б) от освещения.

Освещенность Е = 200 лк т(**табл. 17**). Светильники прямого света с высотой подвески > 4,2 м; $q_{осв} = 0,067$ Вт/м^2 (**табл. 18**).

$$Q_{осв} = E * q_{осв} * F_п * \eta_{осв} = 200 * 0,067 * 230 * 1 = 3080\ Вт$$

в) от системы отопления при $t_{в\ вент} = 22\ ^0C$

$$Q_{со} = Q_{тп} \frac{t_{ср\ оп} - t_{в\ вент}}{t_{ср\ оп} - t_{в\ от}} = 24000 \frac{87,5 - 22}{87,5 - 16} = 22000\ Вт,$$

где средняя температура отопительных приборов, $t_{ср\ оп}$

$$t_{ср\ оп} = \frac{t_г + t_0}{2} = \frac{105 + 70}{2} = 87,5\ ^0C$$

г) тепловые потери при $t_{в\ вент} = 22\ ^0C$

$$Q_{тп}^{вент} = Q_{тп} \frac{t_{в\ вент} - t_{н\ Б}}{t_{в\ от} - t_{н\ Б}} = 24000 \frac{22 - (-27)}{16 - (-27)} = 27350\ Вт$$

В переходных условиях

$$Q_{ТП}^{ПУ} = Q_{тп}^{вент} \frac{t_{в\ вент} - 8}{t_{в\ вент} - t_{н\ Б}} = 27350 \frac{22 - 8}{22 - (-27)} = 7800\ Вт$$

д) от солнечной радиации

Через световые проемы, $Q_{с\,р}$, Вт

$$Q_{ср} = (q_{ср} + q_т) * F_{ок}, Вт,$$

где: теплопоступления от солнечной радиации через вертикальные окна, $q_{ср}$, Вт/м^2

$$q_{ср} = (q^{в}_{пр} * K_{инс} + q^{в}_{рас} * K_{обл}) * * K_{отн} \tau_2, \; Вт/м^2,$$

где $q^{в}_{пр}$ и $q^{в}_{рас}$ — количество тепла от прямой и рассеянной солнечной радиации, поступающей в помещение через одинарное остекление (**табл. 22.1**) и зависящее от времени суток и широты местности. При одностороннем остеклении помещения за расчетный час принимается максимальное значение $q^{в}_{пр}$ и $q^{в}_{рас}$ (с учетом фактического времени работы помещения). При 2- и 3-стороннем остеклении и невозможности определить расчетный час вычисляется величина солнечной радиации (суммарная со всех сторон) по всем часам работы помещения и принимается большая величина.

В данном конкретном случае (4 окна на юг и 4 окна на север) расчетным направлением будет юг и $q^{в}_{пр} = 344 Вт / м^2$ и $q^{в}_{рас} = 91 Вт / м^2$ **табл. 22.1** при истинном солнечном времени 12—13 часов, что соотвстствует 14—15 часам местного (зал работает).

Коэффициент инсоляции $K_{инс\,В}$ вертикального остекления находим по формуле:

$$K_{инс\,В} = \left(1 - \frac{L_г * ctg\beta - a}{H}\right)\left(1 - \frac{L_В * tgA_{СО} - c}{B}\right),$$

где $H = 2{,}5$ м – высота окна;

$B = 2{,}5$ м – ширина окна;

$a = c = 0$ при отсутствии внешних солнцезащитных козырьков;

$L_г = L_В = 0{,}1$ м – глубина установки окон по отношению к поверхности стены (для кирпичных зданий $L_г = L_в = 0{,}13$ м);

β — угол между вертикалью и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную окну:

$$\beta = arctg(ctgh * \cos A_{СО})$$

β Высота стояния солнца h = 58 ^{0}, **табл. 22.3**;

Солнечный азимут остекления $A_{со}=A_с$, **табл. 22.2;**

Азимут солнца $A_с=0$, **табл. 22.3**.

Таким образом:

$$\beta = arctg(ctg58 * \cos 0) = arctg(0{,}625 * 1) = 32^0.$$

$$K_{инс\ в} = \left(1 - \frac{L_г * ctg\beta - a}{H}\right)\left(1 - \frac{L_в * tgA_{со} - c}{B}\right).$$

Примечание. Для окон без солнцезащитных устройств при солнечном азимуте остекления $\pm 60^0$ для предварительных расчетов следует принимать $K_{инс} = 0,9$.

Коэффициент облучения $K_{обл}$ зависит от углов:

$$\gamma_1 = arctg\frac{L_в}{B+C} = arctg\frac{0,1}{2,5} = 2,3^0$$

и

$$\beta_1 = arctg\frac{L_н}{H+a} = arctg\frac{0,1}{2,5} = 2,3^0.$$

По **табл. 22.4** определяем:

$$K_{обл} = K_{облг} * K_{облв} = 1*1 = 1.$$

С достаточной точностью для расчетов можно принимать $K_{обл} = 1,0$.

Коэффициент относительного проникновения солнечной радиации $K_{отн}$ принимается по **табл. 22.5**.

При двойном остеклении без солнцезащитных устройств и толщине стекла 4 мм: $K_{отн} = 0,8$;

τ_2 — учет застекления окна переплетами, **табл. 22.6**;

τ_2 для двойного остекления в пластмассовых раздельных переплетах:

$\tau_2 = 0,65$.

Следовательно:

$$q_{ср} = (344*0,936 + 91*1)0,8*0,65 = 215\ Вт/м^2.$$

Теплопоступления от теплопередачи через окна:

$$q_т = (t_{н\ усл} - t_в)/R_{ок}.$$

Наружная температура

$$t_{н\ усл} = t_{н,ср} + 0,5At_н * \beta_2 + \frac{S_в * K_{инс} + Д_в * K_{отн}}{\alpha_н} * \rho * \tau_2,$$

где $t_{н,ср} = 21,4^0 C$ — средняя температура июля [13];

$At_н = 11{,}5^0 C$ — средняя суточная амплитуда колебания температуры наружного воздуха [13];

$\beta_2 = 0{,}87$ **(табл. 22.7)** — учет гармонического изменения температуры наружного воздуха;

$S_в$ = 424 Вт/м^2 $Д_в$=123 Вт/м^2 **(табл. 22.8)** – количество тепла, поступающего на вертикальную поверхность ориентированную на юг в 12—13 часов.

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_н = 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{4{,}3} = 29{,}85 Вт/м^2$$

Приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации ρ=0,4 **(табл.22.5)**.

Следовательно:

$$t_{н,усл} = 21{,}4 + 0{,}5 * 11{,}8 * 0{,}87 + \frac{424 * 0{,}936 + 123 * 1}{29{,}85} * 0{,}4 * 0{,}65 = 30{,}9^0 C.$$

При термическом сопротивлении окна с двойным остеклением в деревянных переплетах:

$$R_{II} = 0{,}42 м^{2^0} C / Вт$$

$$R_{II,т} = (30{,}9 - 28{,}1) / 0{,}42 = 6{,}7 Вт / м^2.$$

Теплопоступления через окна, ориентированные на юг:

$$Q^{ю}_{ср} = (215 + 6{,}7) * 2{,}5 * 2{,}5 * 4 = 5540 Вт.$$

Одновременно с севера через 4 окна поступает рассеянная солнечная радиация. На 12—13 часов $q^в_п = 0$ $q^н_п = 59 Вт / м^2$ **(табл. 22.1)**:

$$q_{Пр} = 59 * 1 * 0{,}8 * 0{,}65 = 30{,}7 \ Вт / м^2$$

$$t_{н,усл} = 21{,}4 + 0{,}5 * 11{,}5 * 0{,}87 + \frac{80 * 1{,}0}{29{,}85} * 0{,}4 * 0{,}65 = 27{,}1^0 C$$

$$S_В = 0 \quad Д_В = 80 Вт / м^2 \textbf{\textit{(табл. 22.10)}}$$

$$S_В = 0 \quad q_т = (27{,}1 - 28{,}1) / 0{,}42 = -2{,}4 \ Вт / м^2.$$

Теплопоступления через окна, ориентированные на север:

$$Q_H^c = (30,7 + 2,4) * 2,5 * 2,5 * 4 = 710 Bm.$$

Общее количество тепла солнечной радиации:

$$Q_H = 5540 + 710 = 6250 Bm$$

Таблица 19.4

Сводная таблица тепловых выделений

Период года	Избытки тепла, Вт					Теплопотери, Вт	Баланс тепла		
	от людей	от освещения	от солнечной радиации	от системы отопления	Всего		Вт	кДж/ч	Вт/м³
ХП	10670	3080	—	22000	35700	27350	8400	30240	4,6
ПУ	10670	—	6250	—	16920	7800	9120	32830	5,0
ТП	10600	—	6250	—	16850	—	16850	60660	9,2

1. Влаговыделение (от людей)

ХП и ПУ $t_в = 22^0 C$

$$W = 25\left(240 + \frac{295-240}{5} * 2\right) + 25\left(75 + \frac{115-75}{5} * 2\right) * (0,5 + 0,5 * 0,85) = 8650 \text{ г/ч}$$

ТП. $t_в = 28,1^0 C$

$$W = 25\left(295 + \frac{355-295}{5} * 3,1\right) + 25\left(117 + \frac{150-115}{5} * 3,1\right) * (0,5 + 0,5 * 0,85) = 12470 \text{ г/ч.}$$

Таблица 19.5

Сводная таблица вредных выделений

Период года	Тепло полное, $Q_п$		Влага, W г/ч	Тепловлажностное отношение: $\varepsilon = \frac{Q_п}{W}$, кДж/кг$H_2$0
	Вт	кДж/ч		
1	2	3	4	5
ХП	8400	30240	8650	3500
1	2	3	4	5
ПУ	9120	32830	8650	3800
ТП	16850	60660	12470	4860

III. Расчет воздушного баланса в помещении (по избыткам полного тепла и влаги).

Теплый период, ТП. Берем J-d диаграмму влажного воздуха на 101 кПа **(рис. 19.1)**.

1. Наносим (.) Н $J_н$=53,0 ^{0}С кДж/кг

2. Проводим изотерму (.) В $t_в$=28,1 ^{0}С

3. Определяем температуру уходящего воздуха:

$t_y = t_в + gradt(H-2)$, где Н= 8 м – высота помещения, а $gradt = 0{,}4\ ^0C/м$ при удельных теплоизбытках 9, 2 Вт/м^3 (**табл. 21**);

$t_y = 28{,}1 + 0{,}4(8-2) = 30{,}5\ ^0$С и проводим изотерму t_y= 30,5 ^{0}С.

4. Через (.) О J-d диаграммы проводим луч процесса ε =4860 кДж/кг, соединив 0 и точку d=10 г/кг; J = 48,6 кДж/кг и далее параллельную линию через (.) Н. На пересечении с изотермами $t_в$ и t_y находим точки В и У.

Многие авторы учитывают нагрев на 0,5—1,5 ^{0}С воздуха в вентиляторе. Анализ показал, что этот нагрев на 90% происходит за счет адиабатического сжатия воздуха в вентиляторе. После вентилятора сжатый им воздух проходит через воздуховоды и далее в помещение, либо на выброс, постоянно снижая свое избыточное давление до нуля и , следовательно, понижая свою температуру до первоначального состояния. Разница от механического нагрева составляет величину менее 0,1 ^{0}С. Таким образом, нагрев воздуха в вентиляторе учитывать не следует.

Параметры точек:

Точки	t,^{0}С	J, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н	25,1	53,0	10,8	56
В	28,1	59,6	12,0	52
У	30,5	64,5	13,1	50

5. Воздухообмен по полному теплу

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_п}{J_y - J_н} = \frac{60660}{64{,}5 - 53{,}0} = 5270\ кг/ч$$

6. Воздухообмен по влаге (для контроля)

$$G_w = \frac{\sum W}{d_y - d_н} = \frac{12470}{13{,}1 - 10{,}8} = 5420\ кг/ч.$$

Ошибка: $\frac{5420-5270}{5420} * 100\% = 2{,}8\%$ (допускается до 5%).

Воздухообмен по газовыделениям (норматив по свежему воздуху):

норма для спортсмена: 80 м^3/ч чел.

зрители: 20 м^3/ч чел.

$$L_н = 25 * 80 + 25 * 20 = 2500\ м^3/ч$$

или

$$G_н = L * \rho = 2500 * 1{,}2 = 3000\ кг/ч$$

Это значительно меньше рассчитанного воздухообмена.

Принимаем воздухообмен 5300 кг/ч.

Холодный период ХП (рис. 19.2.)

1. Наносим (.) Н $J_н$= -26,3 ^{0}С кДж/кг
2. Проводим изотерму (.) В $t_в$=22 ^{0}С и (.) П $t_у = t_в - 5^0C = 22 - 5 = 17^0C$
3. Определяем температуру уходящего воздуха:

$$t_у = t_в + gradt(H - 2),\ Табл.13\ gradt = f\frac{Q_п}{V_{по}}$$

$$t_у = 22 + 0{,}2(8 - 2) = 23{,}2^0C.$$

4. Из (.)Н по d = const до $t_п$ = 17 ^{0}С получаем (.) П – это нагрев приточного воздуха в калорифере.
5. Через (.) 0 J-d диаграммы проводим луч процесса ε = 3500 и параллельную линию через (.) П до пересечения с изотермами $t_в$ и $t_у$ и находим точки В и У.

Выписываем параметры точек:

Точки	t,°C	J, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н	-27,0	-26,3	0,35	82
К	17	17,8	0,35	3
В	22	37,2	5,9	37
У	23,2	42	7,2	43

1. Воздухообмен по полному теплу

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_п}{J_у - J_н} = \frac{30240}{42 - 17{,}8} = 1250\ кг/ч.$$

2. Воздухообмен по влаге

$$G_w = \frac{\sum W}{d_у - d_н} = \frac{8650}{7{,}2 - 0{,}35} = 1260\ кг/ч.$$

3. Нормативный воздухообмен такой же, как и в ТП:

$$G_н = 3000\ кг/ч > G_J > G_w.$$

Принимаем воздухообмен в ХП по нормативу G = 3000 кг/ч и пересчитываем параметры притока.

4. Определяем влагосодержание уходящего воздуха:

$$d_y = d_n + \frac{\sum W}{G} = 0{,}35 + \frac{8650}{3000} = 3{,}2\ г/кг.$$

На пересечении d_y = 3,2 г/кг и t_y = 23,2 ^{0}С **(рис. 19.2)** находим (.)У. Через (.) У проводим луч процесса до пересечения с изотермой $t_в$ = 22 ^{0}С – это (.) В и до пересечения с d = const из (.) Н – это (.) П.

Параметры точек:

Точки	t,°C	J, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н	-27,0	-26,3	0,35	82
П,К	20,8	21,4	0,35	3
В	22	27	2,0	13
У	23,2	31,6	3,2	18

4. Воздухообмен по теплу

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_n}{J_y - J_н} = \frac{30240}{31{,}6 - 21{,}4} = 2960\ кг/ч.$$

5. Воздухообмен по влаге

$$G_w = \frac{\sum W}{d_y - d_н} = \frac{8650}{3{,}2 - 0{,}35} = 3030\ кг/ч.$$

6. Расход тепла на нагрев приточного воздуха:

$$Q_{кал} = G(J_k - J_n) = 3000\left[21{,}4 - (-26{,}3)\right] = 143000\ кДж/г\ или\ 40\ кВт.$$

Переходные условия ПУ (рис. 19.2.)

1. Воздухообмен сохраняем по холодному периоду $G_п$ = 3000 кг/ч
2. На J-d диаграмме наносим (.) Н $t_н$ = 8 ^{0}С $J_н$ = 22,5 кДж/кг
3. Проводим изотермы: t_y = 23,2 ^{0}С и $t_в$ = 22 ^{0}С
4. Определяем влагосодержание (.) У:

$d_y = d_n + \frac{\sum W}{G} = 5{,}6 + \frac{8650}{3000} = 8{,}5\ г/кг$ и на пересечении d_y = 8,5 г/кг, t_y = 23,2 ^{0}С находим (.) У (уходящий воздух).

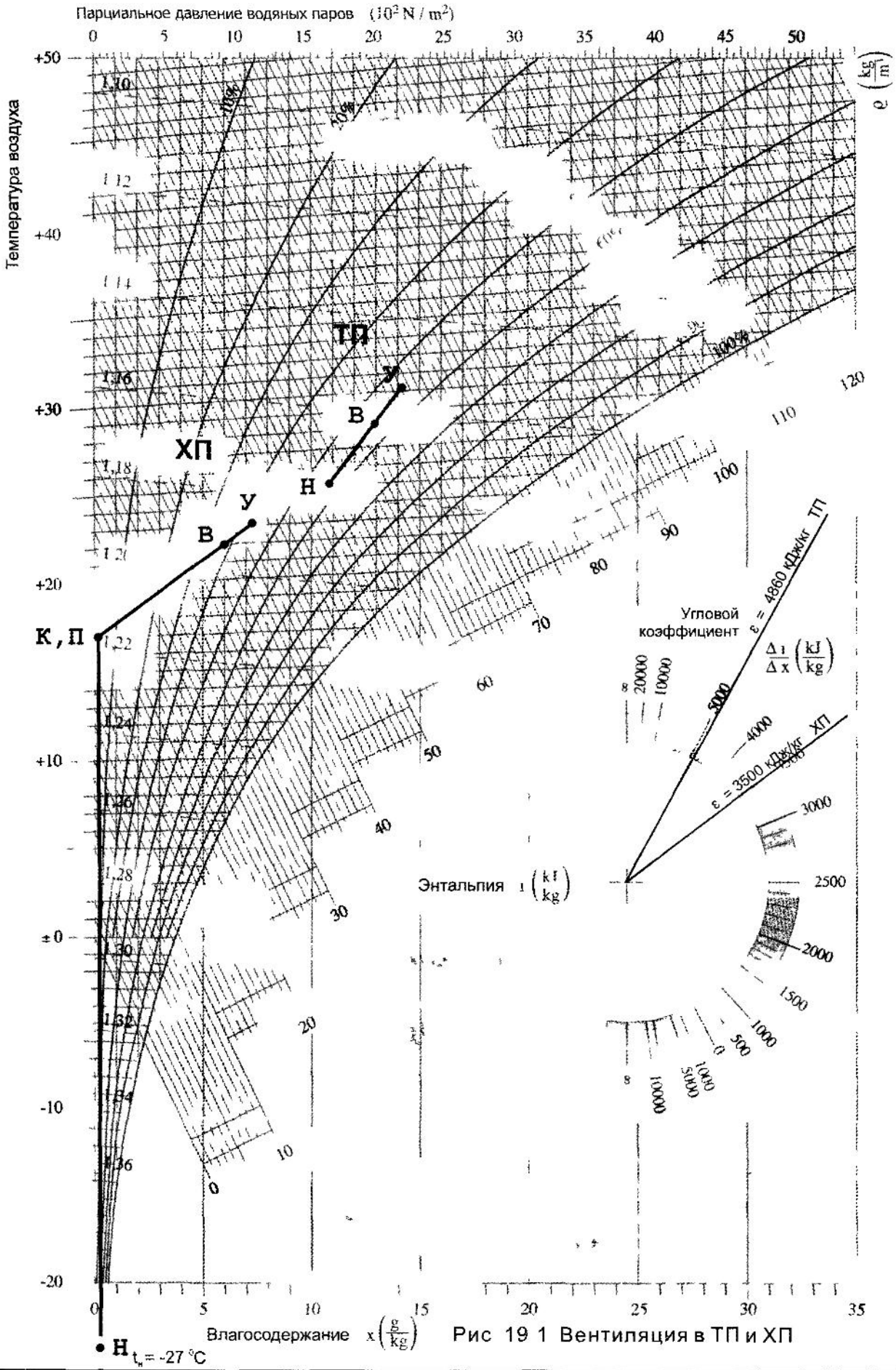


Рис 19 1 Вентиляция в ТП и ХП

5. Через (.) 0 проводим луч процесса $\varepsilon = 3800$ *кДж/кг* и параллельную через (.) У до пересечения с изотермой $t_в = 22\ ^0C$ – это (.) В и d = 5,6 г/кг – это точка приточного воздуха (.) П.

Параметры точек:

Точки	t,°C	J, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н	8	22,5	5,6	82
П	19,7	33,8	5,6	41
В	22	40,7	7,2	47
У	23,2	45,0	8,5	49

6. Проверка воздухообмена по теплу:

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_n}{J_y - J_н} = \frac{32830}{45 - 33{,}8} = 2930\ кг/ч.$$

7. Расход на нагрев приточного воздуха:

$$Q_{кал} = G(J_k - J_н) = 3000\left[33{,}8 - 22{,}5\right] = 33900\ кДж/г\ \ или\ 9{,}4\ кВт.$$

Таким образом, воздухообмен различен в разные периоды года.

ХП G = 3000 кг/ч

ПУ G = 3000 кг/ч

ТП G = 5300 кг/ч

В этом случае целесообразно установить две приточные и две вытяжные системы. Одна из них с калорифером для круглогодичной работы. Ее подача составит:

$$L_1 = \frac{G}{P} = \frac{3000}{1{,}2} = 2500,\ м^3/ч,$$

где $\rho = 1{,}2\ кг/м^3$ - плотность воздуха.

Вторая – без калорифера, работающая только в ТП. Ее подача составит:

$$L_г = \frac{5300 - 3000}{1{,}2} = 1900,\ м^3/ч.$$

Аналогично поступить и с естественной вытяжной из верхней зоны, установив две шахты. Однако следует задуматься и об утилизации тепла. Мы теряем 2500 $м^3$/ воздуха в час с энтальпией до 31,6 кДж/кг (при $t_н = -27\ ^0C$), и эта энтальпия сохраняется весь холодный период. Тепловая мощность теплоутилизатора составит:

$Q_{кал} = G(J_y - J_o) * \eta = 3000\left[31{,}6 - 10\right] * 0{,}8 = 52000\ кДж/г$ или 14 кВт. Умножив это число на число часов работы зала в холодный период, можно оценить количество безвозвратно теряемого тепла.

Кондиционирование воздуха в спортивном зале

Таблица 19.6

Параметры внутреннего микроклимата

Период года	Оптимальные нормы			Принимаемые значения			
	$t_в$, °С	$_в$, %	$V_в$, м/с	$t_в$, °С	$J_в$, кДж/кг	$d_в$, г/кг	$_в$, %
1	2	3	4	5	6	7	8
ТП	20-22	60-30	0,2				
	23-25	60-30	0,3	25	55,0	11,5	60
ХП	20-22	45-30	0,2	22	34,6	5,0	30

Примечание. 1. По формуле А.В. Нестеренко оптимальная температура в помещении рассчитывается по формуле:

$t_в = 22{,}2 + 0{,}33 * (t_{н\,Б} - 21)$, следовательно:

$t_в = 22{,}2 + 0{,}33 * (30{,}5 - 21) = 25{,}3^0 C$ Принимаем $t_в = 25\ ^0$С.

2. Энтальпию и влагосодержание заносим из J-d диаграммы.

Наружные климатологические условия принимаем и в теплый, и в холодный период по параметрам Б.

1. Тепловыделения.

а) от людей. Категории тяжести работы сохраняются прежние.

ТП $t_в = 25\ ^0$С

$$Q_л = 290 * 25 + 145 * 25(0{,}5 + 0{,}5 * 0{,}85) = 10600\ Вт,$$

ХП $t_в = 22\ ^0$С

$$Q_л = 290 * 25 + 148 * 25(0{,}5 + 0{,}5 * 0{,}85) = 10670\ Вт;$$

б) теплопоступления от освещения, системы отопления и тепловые потери аналогичны вентиляционным расчетам;

в) при расчете солнечной радиации изменяется только температура наружного воздуха при расчете $t_{н\ усл}$ (вместо средней месячной $t_{н\ ср} = 21{,}4\ ^0$С принимается средняя максимальная температура наиболее жарких суток $t_{ср\ н} = 27{,}5\ ^0$С [13], что влияет только на поступление тепла от теплопередачи через окна):

$$t_{н,усл} = 27{,}5 + 0{,}5 * 11{,}5 * 0{,}87 + \frac{424 * 0{,}936 + 123{,}1}{29{,}85} * 0{,}4 * 0{,}65 = 37{,}0^0 C$$

$$q_т = (37 - 25) / 0{,}42 = 28{,}6\ Вт/м^2.$$

Теплопоступления через окна, ориентированные на юг:

$$Q_{ср} = (21,5 + 28,6) * 2,5 * 2,5 * 4 = 6090\ Вт.$$

С северной стороны:

$$t_{н,усл} = 27,5 + 0,5 * 11,5 * 0,87 + \frac{80 * 1}{29,85} * 0,4 * 0,65 = 33,2^{0}C$$

$$q_{т} = (33,2 - 25) / 0,42 = 19,5\ Вт/м^{2}.$$

Теплопоступления через окна, ориентированные на север:

$$Q_{ср} = (30,7 + 19,5) * 2,5 * 2,5 * 4 = 1260\ Вт.$$

Общее количество тепла солнечной радиации:

$$Q_{ср} = 6090 + 1260 = 7350\ Вт.$$

Таблица 19.7

Сводная таблица тепловых выделений

Период года	Избытки тепла, Вт					Тепло-потери, Вт	Баланс тепла		
	от людей	от освещения	от солнечной радиации	от системы отопления	Всего		Вт	КДж/ч	Вт/м³
ТП	10600	-	7350	-	17950	-	17950	64600	9,8
ХП	10670	3080	-	22000	35750	27350	8400	30240	4,6

Влаговыделения (от людей)
ТП $t_{в} = 25\ ^{0}C$

$$W = 25 * 295 * + 25 * 115(0,5 + 0,5 * 0,85) = 10030\ г/ч;$$

ХП $t_{в} = 22\ ^{0}C$ Так же, как при работе вентиляции
W = 8650 г/ч

Таблица 19.8

Сводная таблица вредных выделений

Период года	Тепло полнос, $Q_{п}$		Влага, W г/ч	Тепловлажностное отношение: $\varepsilon = \frac{Qn}{W}$, кДж/кг$H_2$0
	Вт	КДж/ч		
1	2	3	4	5
ТП	17950	64600	10030	6440
ХП	8400	30240	8650	3500

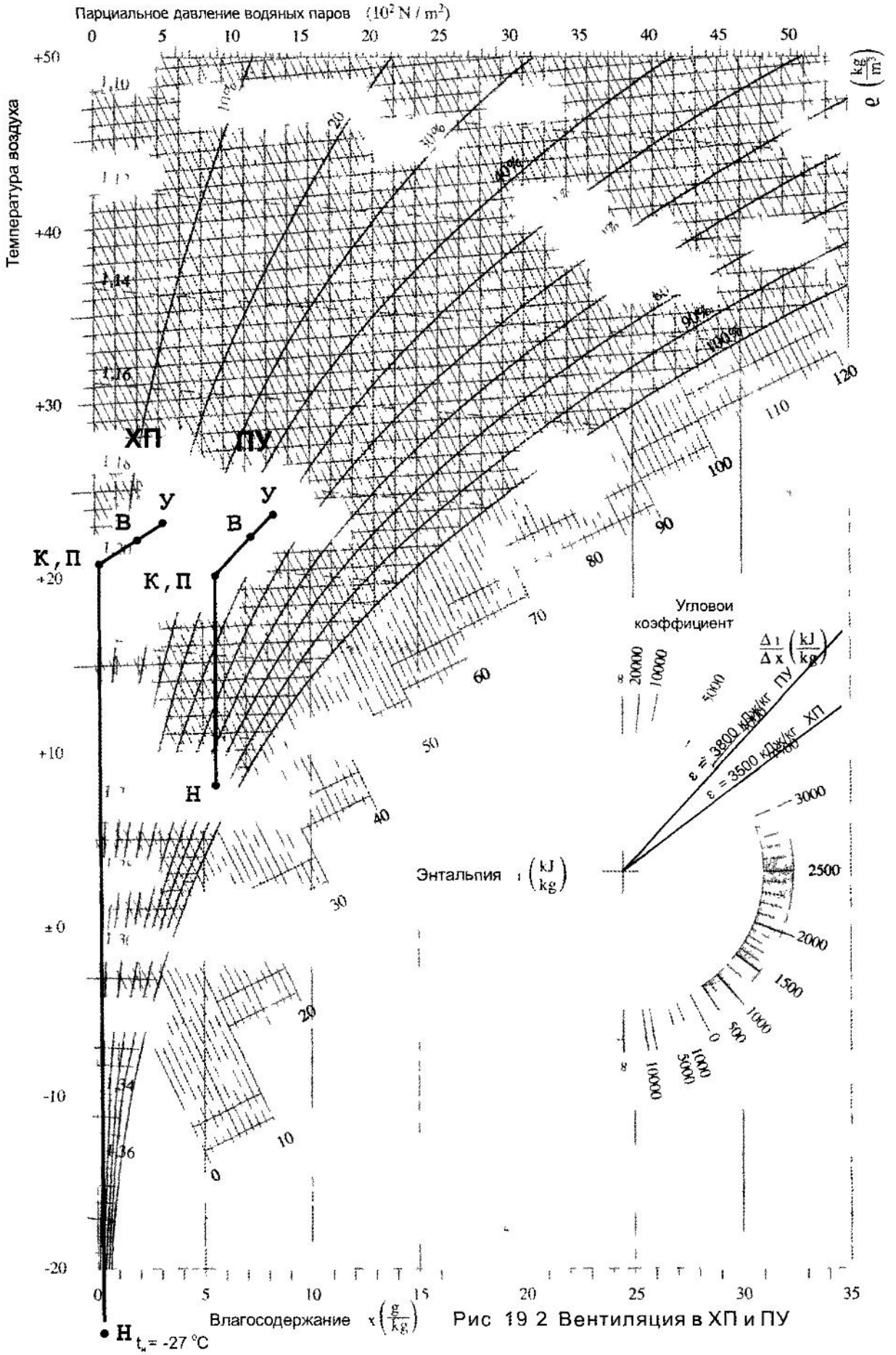


Рис 19 2 Вентиляция в ХП и ПУ

Расчет воздушного баланса

Теплый период.

1. Наносим на 0 J-d диаграмму (.) Н и (.) В.

2. Определяем температуру уходящего воздуха:

$$t_y = t_в = gradt(H-2) = 25 + 0{,}4(8-2) = 27{,}4^0 C$$

и проводим ее изотерму.

3. Задаемся температурой приточного воздуха:

$t_y = t_в - 5^0 C = 25 - 5 = 20^0 C$ и проводим изотерму.

4. Через точку (.) 0 J-d диаграммы проводим луч процесса (тепловлажностное отношение) и параллельную линию через (.) В. При пересечении с t_y и $t_п$ находятся точки У и П.

5. Выбираем схему обработки воздуха в кондиционере: воздухоохладитель с байпасом без второго подогрева — и проводим линию через (.) Н и (.) П до φ=100% — получаем (.) 0Р, однако это еще не охлажденный воздух (**рис. 19.3**). По данным профессора Кокорина О.Я., относительная влажность воздуха в поверхностном воздухоохладителе не достигает величины 100 %, а будет равной φ = 88 % при начальной относительной влажности $\varphi_н < 45$ %, $\varphi_0 = 92$ % при 45 % $< \varphi_н <$ 70% и $\varphi_0 = 98$ % при $\varphi_н > 70$ %. В нашем случае (.) 0 – охлажденный воздух лежит на линии φ = 88 % и $t_0 = 16\ ^0$C. Эта схема позволяет отказаться от воздухонагревателя второго подогрева. В данном конкретном случае можно отказаться от баланса, так как $d_н = d_п = 10$ г/кг, и охлаждать воздух до температуры притока $t_п = 20\ ^0$C, но это решение лишает гибкости систему при изменении параметров наружного воздуха в сторону увеличения относительной влажности.

Параметры точек:

Точки	t,°C	J, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н	30,5	56,5	10	37
В	25	55	11,5	60
У	27,4	59,5	12,2	56
П	20	45,5	10	70
О	16	42	10	88

1. Определяем воздухообмен:

по полному теплу

$$G_{\Delta J} = \frac{\sum Q_п}{J_y - J_н} = \frac{64600}{59{,}5 - 45{,}5} = 4600\ кг/ч$$

по влаговыделениям

$$G_w = \frac{\sum W}{d_y - d_н} = \frac{10030}{12{,}2 - 10} = 4560\ кг/ч$$

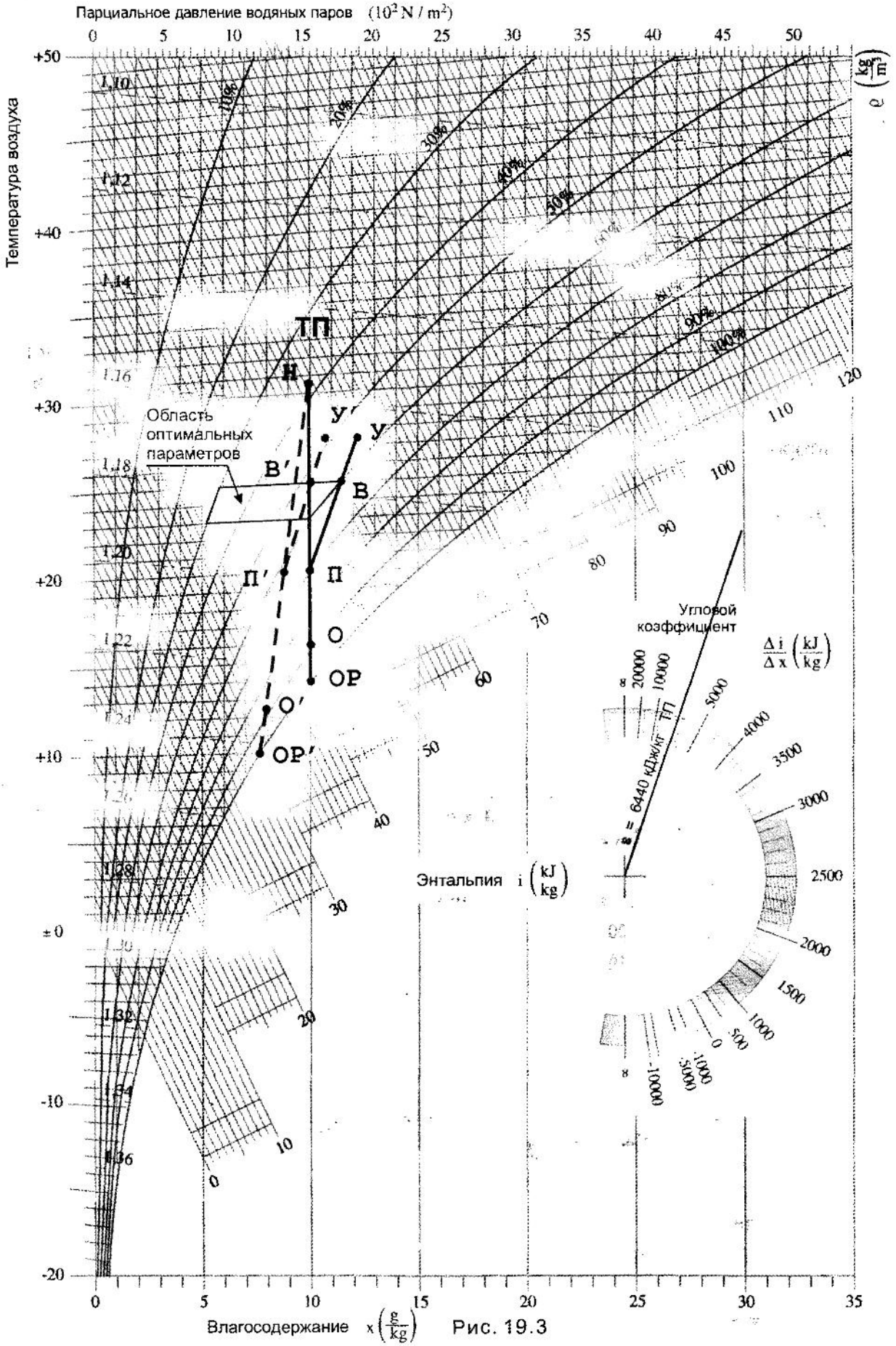

Парциальное давление водяных паров $(10^2\,N/m^2)$
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Угловой коэффициент
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$\varepsilon = 6440$ кДж/кг
ТП
Н
У
У′
В
В′
П
П′
О
О′
ОР
ОР′
Область оптимальных параметров
10%
20%
30%
40%
50%
90%
100%

Рис. 19.3

Принимаем воздухообмен $G_п$ = 4600 кг/ч.

2. Точка притока П делит линию смеси охлажденного и наружного воздуха на две части: l_1 = 15 и l_2 = 38 мм.

Количество охлажденного воздуха составит:

$$G_0 = \frac{G_п * l_2}{l_1 - l_2} = \frac{4600 * 38}{15 + 38} = 3300 \text{ кг/ч},$$

наружного: $G_н = G_п - G_0 = 4600 - 3300 = 1300$ кг/ч. На **рис. 19.3** пунктиром показан вариант построения для снижения относительной влажности внутреннего воздуха.

Количество холода:

$$Q_x = G_0 * (J_н - J_0) = 3300 * (56,5 - 42) = 47850 \text{ кДж/ч или } 13 \text{ кВт}$$

Холодный период года, ХП.

Воздухообмен сохраняем по ТП: $G_п$ = 4600 кг/ч.

1. Наносим (.) Н и (.) В на J-d диаграмму **(рис. 19.4)**.

2. Сначала через 0 J-d диаграммы, а затем через (.) В проводим луч процесса ε = 3500 *кДж/кг*.

3. Вычисляем температуру уходящего воздуха:

$$t_y = t_в = gradt(H - 2) = 22 + 0,2(8 - 2) = 23,2^0 C$$

и проводим ее изотерму. На пересечении изотермы t_y и линии ε = 3500, проведенной из (.) В, находится (.) У с параметрами: t_y = 23,2 ^{0}C J_y = 39,6 кДж/кг d_y = 6,2 г/кг.

4. Вычисляем теплосодержание приточного воздуха:

$$J_п = J_y - \frac{\sum Q_п}{G_п} = 39,6 - \frac{30240}{4600} = 33,0 \text{ кДж/кг}$$

и на пересечении $J_п$ и ε лежит (.) П.

1. При отсутствии второго подогрева применяем увлажнение воздуха паром. Поэтому из (.) П проводим линию t = const до пересечения с линией d = const из (.) Н – это (.) К – нагрев в калорифере 1-го подогрева.

Параметры точек:

Точки	t,°C	J, кДж/кг	d, г/кг	φ, %
Н	-27	-26,3	0,35	82
В	22	34,6	5,0	30
У	23,2	39,6	6,2	36
П	21,6	33,0	4,2	27
К	21,6	22,5	0,35	3

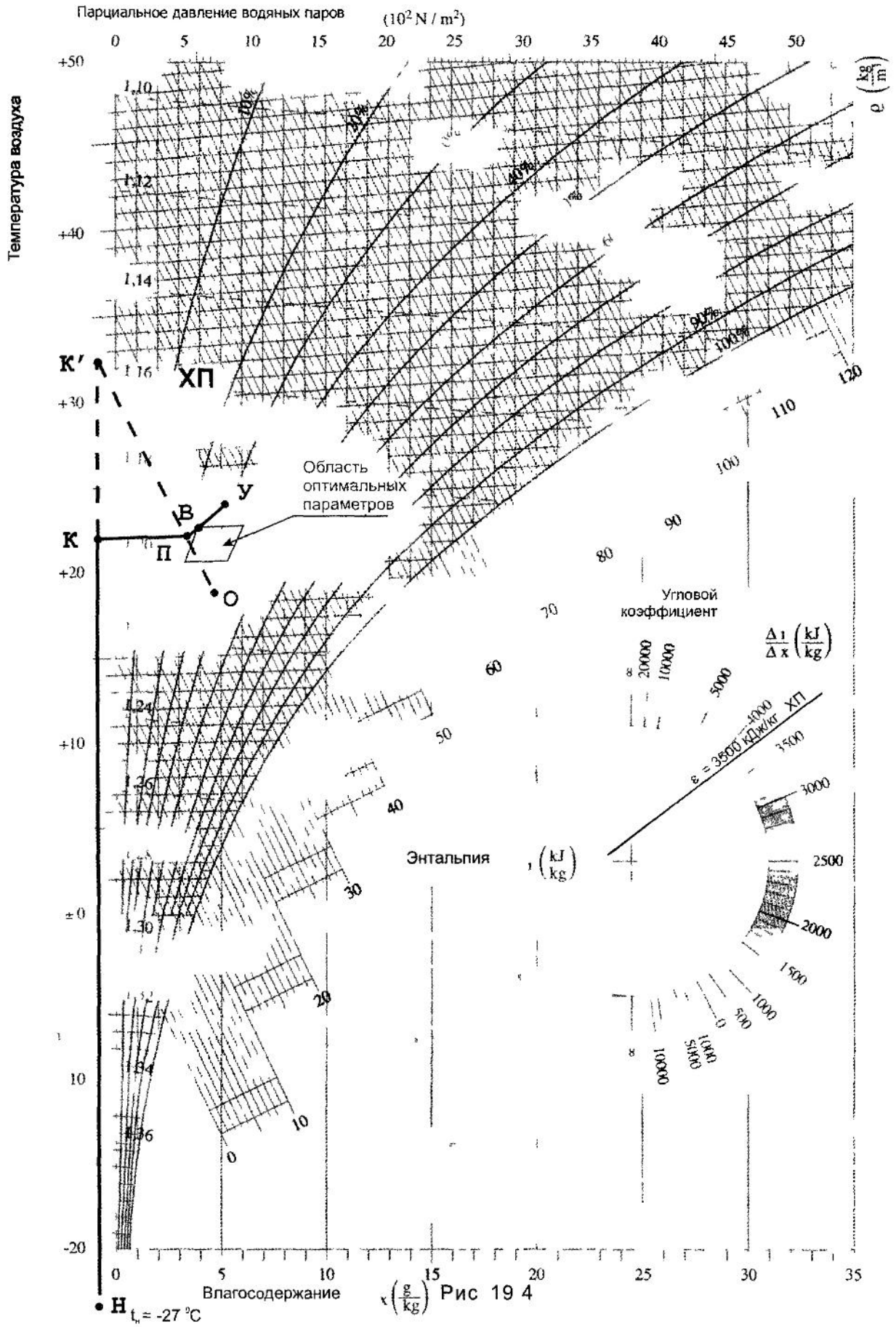

Парциальное давление водяных паров
$(10^2\ N/m^2)$
Температура воздуха
Область оптимальных параметров
Угловой коэффициент
Энтальпия
Влагосодержание
$t_н$ = -27 °C

Рис 19 4

2. Расход тепла на воздухонагреватель 1-го подогрева составит:

$$Q_1 = G_n(J_k - J_n) = 4600[22{,}5 - (-26{,}3)] = 224500 \text{ кДж/г или } 62 \text{ кВт.}$$

Расход пара:

$$W = G_n(d_n - d_k) = 4600 * (4{,}2 - 0{,}35) = 17700 \text{ г/ч или } 18 \text{ кг/ч}$$

Вывод.

Примененная схема обработки воздуха с байпасированием воздухоохладителя и увлажнением воздуха паром позволила отказаться от оросительной камеры как потенциального источника бактериального заражения и воздухонагревателя второго подогрева, но надо помнить, что каждый кг пара требует затрат тепла (при начальной температуре воды $+5\ ^0$C) около 2900 кДж/кг, а мощность установки для получения 18 кг пара в час составит более 14 кВт.

Пунктиром показан альтернативный способ обработки воздуха с использованием блок-камеры сотового увлажнения с байпасированием. При глубине сотовой насадки 100 мм относительная влажность составит всего 45 %, а требуется 27 % - путем смешивания воздуха до насадки и после нее. Расход воды при этом способе не изменяться, но расход электроэнергии снизится в десятки раз по сравнению с увлажнением паром, так как мощность электродвигателей насоса и насадки составляет около 100 Вт. При экономическом сопоставлении вариантов не следует забывать о некотором перегреве наружного воздуха для работы с орошаемой насадкой.

Глава 20

Вентиляция супермаркетов

Типовая схема супермаркета представлена ниже:

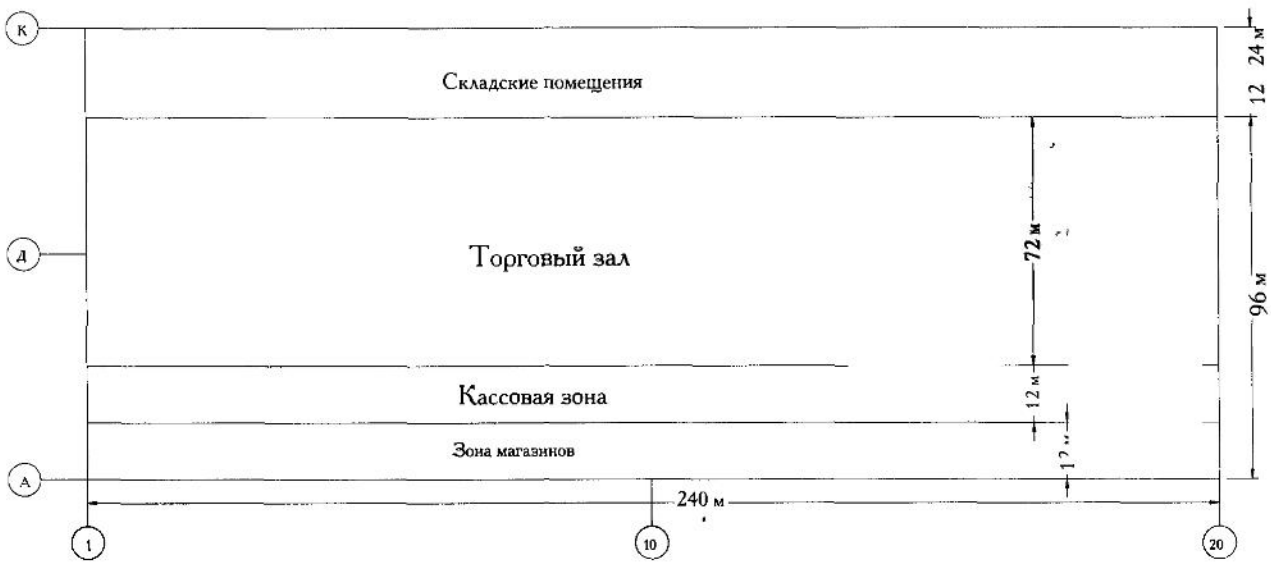


Рис. 20.1

Торговый зал площадью более 17 000 м^2 с равномерным распределением покупателей и кассовая зона с местным сосредоточением, особенно в выходные дни.

Зона магазинов по фасаду здания перекрывает потоки тепла от солнечной радиации, идущие в здание, защищая от нее торговый зал, так как боковые и задние стены супермаркетов обычно глухие.

Технические решения по магазинам традиционные, типовые: подача воздуха сверху через плафоны веерными либо коническими струями при высоте потолка 3—6 м и удаление тоже сверху через решетки или плафоны. Эти решения регламентируются СНиП 2.04.05-91* 2003 г. и МГСН 4.13-97.

Системы отопления для магазинов, обычно принадлежащие разным владельцам, должны быть автономными с узлами учета для осуществления адресного расхода тепла. Системы отопления обычные, водяные с термостатическими вентилями, двухтрубные, с попутным движением воды и температурой теплоносителя, не превышающей параметры: $t_г = 95\ ^0C$, $t_0 = 70\ ^0C$.

Расчетные температуры воздуха в магазинах для холодного периода года приведены **в табл. 20.1**.

Для систем вентиляции и кондиционирования встроенных и встроено-пристроенных магазинов расчет воздухообмена производится по тепловому и воздушному балансу и проверяется по кратности и нормативам подачи свежего воздуха.

Тепло- и влаговыделения от покупателей рассчитываются по нормам легкой работы, от работающего персонала – по нормам работы средней тяжести. Количество женщин как среди покупателей так, и среди работающего персонала принимается в размере 60 % от общего числа.

Количество людей, находящихся в торговых залах магазинов, следует определить по технологическому заданию или исходя из площади торгового зала, занятого одним человеком:

— 6 $м^2$ для магазинов мебели, музыкальных, аудио-, видео-, бытовой и оргтехники, книжных, спортивных, ювелирных;

— 5 $м^2$ для других непродовольственных магазинов и для всех продовольственных.

В магазинах самообслуживания количество рабочих мест контролеров-кассиров принимается из расчета:

— одно рабочее место на 100 $м^2$ в продовольственных магазинах;

— одно рабочее место на 160 $м^2$ в непродовольственных магазинах.

Норматив подачи свежего воздуха: 20 $м^3$/ч на покупателя и 60 $м^3$/ч на работника магазина.

Параметры воздуха в теплый период для пристроенных магазинов и торгового зала супермаркета:

$t_в = 25\ ^0C\ \varphi_в \le 60\%$. Это параметры кондиционирования 2-го класса.

Нормативный воздухообмен обычно выполняет общая приточная система, а дефицит по холоду в теплый период снимается либо сплит-системами, отдельно по магазинам, либо фанкойлами, работающими от чиллера с автономными узлами учета холода.

Требуемое количество наружного воздуха для торгового зала супермаркета составит:

$$L_н = 3000 * 20 + 200 * 60 = 72000\ м^3/ч.$$

Транспортирование и равномерная раздача такого количества воздуха весьма проблематичны. Решение – децентрализация приточных систем. Если подвесить приточные агрегаты на высоте 6—8 м над уровнем пола с расчетом один агрегат на площадь обслуживания 24х24 м с забором воздуха с крыши супермаркета вертикальным воздуховодом, очисткой воздуха в фильтре и последующим нагревом или охлаждением и подачей компактной струей через регулируемую решетку вниз, такое решение позволит значительно снизить капитальные затраты и обеспечить свежим воздухом весь торговый зал. Число агрегатов составит 30 единиц с подачей 2400 $м^3$/ч каждый.

Вытяжные системы с той же подачей следует выполнить в виде естественной вытяжки из верхней зоны помещения. 15 шахт размером 1000х1000 мм, снабженных зонтами, утепленными клапанами с электрообогревом створок, поддоном, соединенным с дренажной системой, справятся с этой задачей. Скорость воздуха в каждой шахте составит 1,3 м/с.

Как быть с отоплением? Тепловые потери корпуса при его высоте 10 м составят 726 кВт при внутренней температуре $t_в = 16\ ^0C$, наружной $t_н = -26\ ^0C$ и удельной тепловой характеристике $q_{уд} = 0{,}1$ Вт/$м^3\ ^0C$. Отопление должно быть воздушным и выполняться теми же подвесными агрегатами. Тепловая мощность каждого из них должна быть: $\frac{726}{30} = 24\ кВт$.

Подвесные агрегаты должны работать в режиме полной рециркуляции, т.е. забирать воздух из верхней зоны и подавать вниз. Температура перегрева воздуха составит:

$$t_n = t_в + \frac{Q * 3{,}6}{c * G_n} = 16 + \frac{24000 * 3{,}6}{1{,}005 * 2400 * 1{,}2} = 46\ ^0C.$$

Это несколько выше допустимой в 45 ^{0}С, следовательно, к системам воздушного топления следует подключить еще несколько агрегатов.

Для расчета теплого периода нужно определить тепловыделения (по явному теплу):

от покупателей при $t_в$ = 25 ^{0}С	3000*65 = 195 000 Вт
от обслуживающего персонала при $t_в$ = 25 ^{0}С	200*70 =14 000 Вт
от освещения при освещенности 400 лк; $q_{уд}$ = 30 Вт/м^2	518 000 Вт
от работающих экспонатов (телевизоры, осветительная аппаратура, кассовые аппараты и т.п)	63 000 Вт
Итого:	790 000 Вт

Для снятия теплоизбытков дополнительно монтируем еще 4 линии (1 дополнительная линия над кассовой зоной) по 10 агрегатов (через 24 м каждый) с целью только охлаждения воздуха. Холодопроизводительность каждого из них (с учетом 30 шт., которые снабжают наружным воздухом торговый зал) составит:

790 000:70 = 11 300 Вт.

При подаче через каждый агрегат 2400 м^3/ч или G= 2880 кг/ч (однотипные с приточными) воздух будет охлаждаться на температуру:

$$\Delta t = \frac{Q_x * 3{,}6}{c + G_n} = \frac{11300 * 3{,}6}{1{,}005 * 2880} = 14\ ^0C$$

и с температурой притока:

$t_n = t_в - \Delta t = 25 - 14 = 11\ ^0C$ спускается вниз с высоты 6—8 метров.

Следует предусмотреть установку 4 чиллеров (предварительно разбив зал на 4 зоны) холодильной мощностью 200 кВт каждый.

В складских помещениях следует предусмотреть обычную приточно-вытяжную вентиляцию с кратностью воздухообмена в соответствии с **табл. 20.1**.

Таблица 20.1

Расчетная температура воздуха и кратность воздухообмена в помещениях магазинов

N п/п	Помещения	Расчетная температура воздуха для холодного периода года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество воздуха, удаляемого из помещений	
			приток	вытяжка
1	**Торговые залы магазинов площадью 400 м^2 и менее :**			
	продовольственных	16	—	1
	непродовольственных	16	—	1

N п/п	Помещения	Расчетная температура воздуха для холодного периода года, °С	Кратность воздухообмена или количество воздуха, удаляемого из помещений	
			приток	вытяжка
2	**Торговые залы магазинов площадью более 400 м²:**			
	продовольственных	16	По расчету	
	непродовольственных	16	По расчету	
3	Разрубочная	10	3	4
4	Разгрузочные помещения	10	По расчету	
5	Помещения для подготовки товаров к продаже (при размещении в отдельном помещении), комплектовочные, приемочные	16	2	1
6	**Кладовые (неохлаждаемые):**			
	хлеба, кондитерских изделий; гастрономии, рыбы, молока, фруктов,	16	—	0,5
	овощей, солений, вина, пива, напитков;	8	—	1
	обуви, парфюмерии, товаров бытовой химии, химикатов;	16	—	2
	прочих товаров	16		0,5
7	Помещения демонстрации новых товаров (при размещении в отдельном помещении)	16	2	2
8	Гладильные	16	По расчету	
9	Камеры для мусора (неотапливаемые)	—	—	1
10	Помещение для механизированого прессования бумажных отходов	16	—	1,5
11	**Помещения для хранения:**			
	упаковочных материалов и инвентаря	16	—	1
12	контейнеров обменного фонда	—	—	1
13	тары	8	—	1
14	уборочного инвентаря, моющих средств	16	—	1,5
15	Бельевая	18	—	0,5
16	Мастерские, лаборатории	18	2	3
17	**Охлаждаемые камеры для содержания:**			
	мяса, полуфабрикатов, гастрономии	0	—	—
	рыбы	-2	—	—
	овощей, фруктов, кондитерских изделий, напитков	4	4	4
	мороженого, пельменей	-15	—	—
	пищевых отходов	2	—	10
18	Машинные отделения охлаждаемых камер с воздушным охлаждением	5	По расчету	
19	Машинные отделения охлаждаемых камер с водяным охлаждением	5	2	3
20	Конторские помещения, комната персонала, главная касса, помещение охраны, опорный пункт АСУ	18	—	1
21	Гардеробные, подсобная для персонала, предприятия общественного питания, комната для приема пищи	16	—	1

N п/п	Помещения	Расчетная температура воздуха для холодного периода года, °С	Кратность воздухообмена или количество воздуха, удаляемого из помещений	
			приток	вытяжка
22	Общественные туалеты для покупателей и туалеты для персонала	16	—	50 $м^3$/ч на унитаз
23	Душевые	25	—	5
24	Комната-профилакторий (при размещении магазина в подземных этажах)	20	—	60 $м^3$/ч на чел.
25	Помещения приема и выдачи заказов	16	—	

Глава 21

Вентиляция кинотеатров

Регламентируется СНиП 2.04.05-91*, выпуск 2003 г. и СНиП 2.08.02-89*. Расчет вентиляции выполняется при полной загрузке зала. Норма подачи воздуха: 20 $м^3$/ч на человека.

Расчетная температура воздуха, кратность воздухообмена и дополнительные указания приведены в **табл. 21.1**.

Таблица 21.1

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С	Кратность обмена воздуха в 1 ч		Дополнительные указания
		приток	вытяжка	
Зрительный зал вместимостью 800 мест и более с эстрадой Вместимостью до 600 мест и более со сценой: в кинотеатрах* в клубах и театрах	16 20	По расчету, но не менее 20 $м^3$/ч наружного воздуха на 1 зрителя		В холодный период года: для проектирования отопления кинотеатров * — 14 °С, клубов и театров – 16 °С; для проектирования вентиляции расчетная температура воздуха — 16 °С (для клубов и театров 20 °С); относительная влажность 40—45 % при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б. В теплый период года: не выше 25 °С (для кинотеатров* не выше 26 °С), относительная влажность 50—55 % при расчетной температуре наружного воздуха по параметрам Б.
Зрительный зал вместимостью до 800 мест с эстрадой, вместимостью до 600 мест со сценой: в кинотеатрах* в клубах и театрах	16 20	То же		В холодный период года: для проектирования отопления кинотеатров 14 °С, клубов и театров 16 °С; для проектирования вентиляции расчетная температура воздуха 16 °С (для клубов и театров 20 °С). В теплый период года: не более чем на 3 °С выше температуры наружного воздуха по параметрам А (для IV климатического района для залов вместимостью 200 мест и более по аналогии со зрительным залом на 600 мест и более)
Сцена, арьерсцена, карман	22	-	-	-

Примечание. * В случаях, когда в кинотеатрах не предусматривается гардероб для зрителей.

Система водяного отопления на указанные выше параметры проектируется для всех помещений. Система двухтрубная, с нижней разводкой магистралей, с попутным движением воды, так как здания кинотеатров обычно большого периметра, но небольшой высоты. Разрешается не предусматривать системы водяного отопления в зрительных залах кинотеатров и клубов вместимостью свыше 375 мест, если расчетная температура воздуха в них за время перерывов между мероприятиями не снижается более чем на $8\ ^0$С при расчетной наружной температуре воздуха по параметрам Б. В этом случае подогрев воздуха осуществляется системой приточной вентиляции или системой кондиционирования воздуха перед началом мероприятий в зале.

Системы приточно-вытяжной вентиляции следует предусматривать раздельными для помещений зрительного зала и клубного комплекса, фойе, помещений обслуживания сцены, а также административно-хозяйственных помещений.

В зрительных залах кинотеатров и клубов с глубинной сценой количество удаляемого воздуха должно составлять 90 % от приточного (включая рециркуляцию) для обеспечения подпора в зале. Через сцену следует удалять не более 17 % общего объема вытяжных систем.

Применение рециркуляции воздуха в зрительных залах кинотеатров весьма желательно при сохранении нормативной подачи свежего воздуха.

Основная проблема при расчете и конструировании систем вентиляции и кондиционирования — это загрузка зала.

По статистике полная загрузка зала встречается в 10 % случаев, в то же время расчетные метеорологические условия также происходят не чаще.

Следовательно, расчетная нагрузка на системы вентиляции и кондиционирования будет происходить только в 1 % случаев из всех возможных, т.к. перечисленные вероятностные характеристики взаимно не связаны. Практически зал может быть полон на половину, треть, четверть или на 10 %. Как быть?

Наилучшее решение вопроса – установить тиристорный регулятор частоты вращения двигателей приточной и вытяжной системы с подачей сигнала на регулятор температуры в зале. Меньше людей – снижение температуры вызовет снижение подачи, вплоть до полной остановки систем.

Полиативное решение – запроектировать две пары систем (приточной и вытяжной) на 33 % и 67 % производительности. Небольшое количество людей – работает пара, обеспечивающая 33 % подачи, изменилось наполнение помещения – вместо первой работает вторая пара с 67 % подачи. Полный зал – работают все системы.

Глава 22

Вентиляция и кондиционирование зданий банковских учреждений

Проектирование систем отопления, вентиляции и кондиционирования неразрывно связано между собой, так как именно эти системы, работая совместно, создают требуемый микроклимат в помещениях.

При разработке проектов следует руководствоваться СНиП 2.04-05-91* выпуска 2003 г. и МГСН 4.10-97, а для учреждений Центрального банка России – ВНП 001-95.

Для таких солидных учреждений, как банки, должно быть заложено дублирование и резервирование систем. Это означает, что в банках должна быть предусмотрена система водяного отопления двухтрубного типа с нижней разводкой магистралей и желательно с попутным движением воды. Отопительные приборы должны быть снабжены термостатическими вентилями для индивидуального регулирования. Рекомендованная температура теплоносителя для систем отопления: $t_т = 95\ ^0C$ $t_0 = 70\ ^0C$, но лучше принять эти температуры по западному образцу: $t_т = 90\ ^0C$ $t_0 = 70\ ^0C$. Подсоединение системы отопления к тепловым сетям — через пластинчатые теплообменники с установкой циркуляционного насоса и герметичного расширительного бака. Температурный режим помещений, который должна обеспечивать система отопления, приведен в **табл. 22.1**. Прокладку стальных трубопроводов в кладовых ценностей, в предкладовых, смотровых коридорах, депозитариях следует полностью избежать. Только в реконструируемых зданиях возможна прокладка стальных трубопроводов, но целиком сварных, без фланцев и запорной арматуры, да еще в сплошном водонепроницаемом кожухе в предкладовых и смотровых коридорах. В кладовой ценностей водяное отопление запрещено, только воздушное.

В здании банка один хозяин, поэтому деления системы отопления по различным помещениям не требуется.

Приточная вентиляция, обычно совмещенная с фоновым центральным кондиционером, выполняет несколько функций:

во-первых, приточная система снабжает наружным воздухом различные помещения, где функционируют сотрудники и посетители, по нормам: 20 $м^3$ воздуха в час на посетителя и 60 $м^3$ час на сотрудника или по кратности воздухообмена, приведенной в **табл. 22.1**. Норма подачи в кассах пересчета монет – не менее 30 $м^3$/ч чел.

во-вторых — в теплый период года, снижая температуру воздуха до 18-20 ^0C, фоновый центральный кондиционер создает стартовые условия для работы местных систем кондиционирования;

в-третьих — увлажняя воздух в холодный период после его соответствующего нагрева в калориферах 1-й ступени, центральный кондиционер увеличивает влажность воздуха внутри помещения до 30—40 %, что соответствует оптимальным условиям микроклимата.

Рециркуляция воздуха как в теплый, так и в холодный период вполне возможна в центральном кондиционере, но для этого мощность кондиционера должна быть увеличена, так как нормы подачи свежего воздуха остаются прежними. А вот утилизация тепла как в рекуперативных теплообменниках, так и с промежуточным теплоносителем вполне возможна, лишь бы она была экономически оправданна.

Основная холодильная нагрузка по помещениям в теплый период может быть возложена на:

1. Фанкойлы, снабженные холодной водой от чиллера по 2-трубной схеме.

Фанкойлы могут быть как напольной, так и настенной, и потолочной установки. Чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора можно установить на крыше в отдельном укрытии. Чиллеров должно быть не менее двух, по 50 % холодильной мощности каждый.

2. Мультисплитсистему, имеющую один или два выносных компрессорно-конденсаторных блоков и до нескольких десятков испарителей, устанавливаемых в помещениях.

При применении холодильных машин, работающих по схеме теплового насоса, в переходных условиях, когда система отопления еще отключена, получение теплого воздуха вполне оправданно.

Применение воздушно-тепловых завес на входе в операционно-кассовый зал является визитной карточкой банка. Лучше, если нагрев воздуха для воздушно-тепловых завес будет электрический. Малая его инерционность и отсутствие связи с наружными тепловыми сетями могут перекрыть трехкратное увеличение стоимости тепла при работе от электросети.

В помещениях серверной, межбанковских электронных расчетов, устройств электропитания, вводно-капитального оборудования, хранения носителей информации, электронной почты, криптозащиты не допускается наличия разъемных соединений, запорной и регулирующей арматуры на трубопроводах системы отопления. Следовательно, запорная и регулирующая арматура должна быть установлена за пределами указанных помещений.

В помещениях с постоянными большими тепловыделениями, например в серверной, устанавливается самостоятельная сплит-система со 100 %-ным резервированием.

Для кладовой ценностей и предкладовых проектируется самостоятельная система вытяжной вентиляции. Вентиляция помещения производится периодически.

Таблица 22.1

Расчетная температура и кратность воздухообмена в помещениях банков

Наименование помещений	Температура воздуха в помещениях в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена в 1 час	
		приток воздуха	удаление воздуха
Операционный и кассовый залы	18	По расчету на ассимиляцию теплоизбытков, но не менее двухкратного воздухообмена	
Общие рабочие комнаты, касса пересчета монет	18	2 но не менее 30 м^2/чел	2

Наименование помещений	Температура воздуха в помещениях в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена в 1 час	
		приток воздуха	удаление воздуха
Помещение для совещаний и переговоров	18	3	3
Касса пересчета банкнот	18	3	3
Помещения средств вычислительной техники, вычислительный центр	18	По расчету на ассимиляцию теплоизбытков	
Помещения связи (телетайпная), ксерокопирования	18	2,5	2,5
Кабинеты и приемные	18	1,5	1,5
Архив, кладовая бланков, кладовая оборудования и инвентаря, кладовая банковских материалов, помещение для хранения личных вещей кассиров	18	-	1,5
Ремонтные мастерские	18	2	2
Комната приема пищи, буфет	16	3	4
Кладовая ценностей и предкладовая	16	3	3
Комнаты для хранения, заряжания и чистки оружия	16	-	1
Помещение охраны с пожарным постом	18	1	1,5
Помещение личной гигиены женщин	23	-	5
Санитарные узлы	16	-	50 $м^3$/ч на каждый унитаз или писсуар
Вестибюль	16	2	-
Гардеробные	16	-	2
Помещения для размещения источников бесперебойного электроснабжения	16	По расчету на ассимиляцию теплоизбытков	

Приток воздуха в кладовую ценностей обеспечивается через предкладовую и смотровые коридоры, для чего в верхней части стены закладываются с шагом 200 мм по горизонтали вентиляционные «утки» диаметром не более 100 мм.

При необходимости «утки» следует закладывать под потолком и на стене, противоположной расположению приточных отверстий. Снаружи торцы труб объединяются воздуховодом, который подсоединяется к вытяжной вентиляционной системе.

Вентиляция помещений депозитария осуществляется от приточных и вытяжных систем, обслуживающих кладовые ценностей. Приток и удаление воздуха производятся также через вентиляционные «утки».

Аварийная противодымная вентиляция проектируется в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05-91*, ВСН 01-89, МГСН 4.04-94, МГСН 5.01-94, ВНП001-95.

Вытяжную вентиляцию для удаления дыма при пожаре следует предусматривать из помещений кладовых ценностей с предкладовой и смотровыми коридорами, помещений кладовой вечерней кассы и кладовой для хранения ценностей клиентов, из кассо-

вого и операционного залов, из боксов погрузки-разгрузки инкассаторских машин, расположенных в подземном этаже.

Удаление газов и дыма после пожара из помещений, защищаемых установками газового пожаротушения, проектируется в соответствии с требованиями СНиП 2.04.05-91* и СНиП 2.04.09-84. В учреждениях Центрального банка Российской Федерации помещения, оснащенные системой газового пожаротушения, следует обеспечивать вытяжкой из нижней и верхней зон в соотношении 2:1.

Аварийную противодымную вентиляцию для кассового узла и бокса для инкассаторских машин следует выполнять автономной.

В проекте систем вентиляции помещений учреждений Центрального банка Российской Федерации, оборудованных средствами автоматического пожаротушения, необходимо предусмотреть:

отключение вентиляции при срабатывании не менее двух датчиков пожаротушения;

установку автоматизированных огнезадерживающих и герметизирующих заслонок и клапанов на воздуховодах;

удаление дыма и газа после пожара из защищаемых помещений в объеме не менее трехкратного воздухообмена в час.

В системах аварийной противодымной вентиляции допускается применять только вентиляторы, выполненные на одном валу с двигателем, способные перемещать газы с температурой 600 ^{0}С в течение одного часа или с температурой 400 ^{0}С в течение двух часов.

Вентиляторы аварийной противодымной вентиляции должны размещаться обособленно от вентиляторов другого назначения в помещениях с пределом огнестойкости ограждающих конструкций не менее 0,75 часа. Двери в таких помещениях должны быть противопожарными с пределом огнестойкости не менее 0,5 часа и изготовлены в дымогазонепроницаемом исполнении.

Глава 23

Вентиляция бассейнов. Пример расчета

Плавательные бассейны эксплуатируют обычно круглый год. Температура воды в ванне бассейна составляет $t_w = 26\ ^0C$, а температура воздуха в рабочей зоне $t_в = 27\ ^0C$ при относительной влажности $\varphi_в$=65 % в теплый и $\varphi_в$=50 % в холодный период года.

Открытая поверхность воды, мокрые ходовые дорожки отдают в воздух помещения большое количество водяных паров.

Обычно большая площадь остекления создает условия для мощного потока солнечной радиации.

Расчет воздухообмена в теплый период желательно выполнять по параметрам Б и в холодный тоже по Б.

Помещение бассейна оборудуется системой водяного отопления, полностью снимающей тепловые потери помещения. Для предотвращения конденсации влаги на внутренней поверхности окон, отопительные приборы должны устанавливаться непрерывной цепочкой под окнами, с тем, чтобы внутренняя поверхность стекол была нагрета на 1-1,5 ^0C выше температуры точки росы.

Температуру точки росы $t_{т\,р}$ удобно вычислять по эмпирической формуле:

$$t_{m\,p} = (273 + t_в)\left(\frac{\varphi_в}{100}\right)^{0,058} - 273,\ ^0C \qquad (23.1)$$

либо сканировать с J-d диаграммы. Для теплого периода $t_{т\,р} = 18\ ^0C$, для холодного $t_{т\,р} = 16\ ^0C$.

На испарение воды затрачивается значительное количество тепла из воздуха помещения.

Температура поверхности воды на 1 ^0C ниже температуры в ванне.

Подвижность воздуха в помещении бассейна должны составлять величину V = 0,1 м/с и быть уж ни как не выше V = 0,2 м/с по оси приточной струи у входа ее в рабочую зону.

Конструктивно ванна бассейна окружена ходовыми обходными дорожками с электро или теплоподогревом и температура их поверхности составляет $t_{о\,д} = 31\ ^0C$.

На конкретном примере рассчитаем воздухообмен для помещения бассейна.

Исходные данные.

Район строительства: Московская область.

Теплый период: $t_н = 28,5\ ^0C$ $J_н = 54$ кДж/кг $d_н = 9,9$ г/кг

Холодный период: $t_н = -26\ ^0C$ $J_н = -25,3$ кДж/кг $d_н = 0,4$ г/кг

Геометрические размеры и площадь ванны бассейна: 6х10 м = 60 м^2
Площадь обходных дорожек: 36 м^2
Размеры помещений: 10х12 м = 120 м», высота 5 м.
Число пловцов: N = 10 человек.
Температура воды: $t_w = 26\ ^0C$
Температура воздуха рабочей зоны: $t_в = 27\ ^0C$
Температура воздуха удаляемого из верхней зоны помещения: $t_у = 28\ ^0C$
Тепловые потери помещения: 4680 Вт.

Расчет воздухообмена в теплом периоде

Поступления явного тепла.

1. Теплопоступления от освещения (в холодный период года):

$$Q_{осв} = F_{пл} * E * q_{осв} * \eta_{осв} = 120 * 150 * 0{,}076 * 0{,}45 = 620\ Вт. \quad (23.2)$$

2. От солнечной радиации (подсчитано ранее) $Q_{ср}$=2200 Вт
3. От пловцов: $Q_{пл} = q_я * N(1\text{-}0{,}33) = 60 * 10 * 0{,}67 = 400$ Вт (23.3)

где коэффициент 0,33 – доля времени, проводимая пловцами в бассейне.

4. От обходных дорожек:

$$Q_{я\ хд} = \alpha_{хд} * F_{пл}(t_{хд} - t_в) = 10 * 36(31 - 27) = 1440\ Вт, \quad (23.4)$$

$\alpha_{хд}$ = 10 Вт/м$^2\ ^0$С – коэффициент теплоотдачи обходных дорожек

5. Теплопотери на нагрев воды в ванне:

$$Q_в = \alpha * F_в(t_в - t_{пов}) = 4 * 60(27 - 25) = 480\ Вт, \quad (23.5)$$

α = 4,0 Вт/м$^2\ ^0$С – коэффициент теплоотдачи явного тепла

$t_{пов} = t_w - 1\ ^0C = 26 - 1 = 25\ ^0C$ – температура поверхности (23.6)

6. Избытки явного тепла (днем):

$$\sum Q_я = Q_{ср} + Q_{пл} + Q_{од} - Q_в = 2200 + 400 + 1440 - 480 = 3560\ Вт. \quad (23.7)$$

Поступление влаги.

1. Влаговыделения от пловцов:

$$W_{пл} = q * N(1 - 0{,}33) = 200 * 10(1 - 0{,}33) = 1340\ г/ч. \quad (23.8)$$

2. Поступление влаги с поверхности бассейна:

$$W_Б = \frac{A * F * \sigma_{нс}(d_w - d_в)}{1000},\ кг/ч, \quad (23.9)$$

где А – опытный коэффициент, который учитывает интенсификацию испарения с поверхности воды при наличии купающихся по сравнению со спокойной поверхностью. Для оздоровительных плавательных бассейнов А = 1,5;

F = 60 м^2 – площадь зеркала воды;

$\sigma_{исп}$ - коэффициент испарения кг/м^2 ч

$$\sigma_{исп} = 25 + 19 * V, \qquad (23.10)$$

где V – подвижность воздуха над ванной бассейна, V = 0,1 м/с

$$\sigma_{исп} = 25 + 19 * 0,1 = 26,9\ кг/м^2 ч,$$

$d_в$ = 13,0 г/кг при $t_в$ = 27 ^{0}С и $_в$ = 60 %

d_w=20,8 при = 100 % и $t_{пов} = t_w$-1 ^{0}С

Температура поверхности ванны: $t_{пов}$ = 26 – 1 = 25 ^{0}С

$$W_Б = \frac{1,5 * 26,9 * 60(20,8 - 13,0)}{1000} = 18,9,\ кг/ч.$$

3. Поступление влаги с обходных дорожек.

Площадь смоченной части обходных дорожек составляет 0,45 от всей их площади. Количество испаряемой влаги рассчитывается по формуле:

$$W_{од} = 6,1(t_в - t_{мт}) * F,\ г/ч, \qquad (23.11)$$

где температура мокрого термометра $t_{мт} = 20,5\ ^0C$

$$W_{од} = 6,1(27\text{-}20,5) * 36 * 0,45 = 650\ г/ч.$$

4. Общее поступление влаги:

$$W = W_{пл} + W_Б + W_{од} = 1,34 + 18,9 + 0,65 = 20,9\ кг/ч. \qquad (23.12)$$

Полное тепло.

$$1. \sum Q_п = Q_{скр\ Б} + Q_{скр\ од} + Q_{скр\ пл} + 3,6 \sum Q_я,\ кДж/ч \qquad (23.13)$$

$$Q_{скр\ Б} = W_Б * (2501,3 - 2,39 * t_{пов}) = 18,9 * (2501,3 - 2,39 * 25) = 46140\ кДж/ч \qquad (23.14)$$

$Q_{скр\ од} = W_{од} * (2501,3 - 2,39 * t_{од}) = 0,65(2501,3 - 2,39 * 31) = 1580\ кДж/ч$

$Q_{скр\ пл} = N(q_{пол} - q_{яв}) * 3,6\ кДж/ч$

$Q_{скр\ пл}$ =0,67*10*(197-60)*3,6 = 3300 кДж/ч

$\sum Q_п = 46140 + 1580 + 3,6 * 3560 = 63800,\ кДж/ч$

2. Тепловлажностное отношение:

$$\varepsilon = \frac{\sum Q_n}{\sum W} = \frac{63800}{20{,}9} = 3052\ кДж. \qquad (23.15)$$

Проводим луч процесса через (.) В и на пересечении с $d_н$ =const лежит точка приточного воздуха, а на пересечении с $t_у = 28\ ^0C$ – (.) У **(рис. 23.1)**

Параметры точек:

Точки	t, °C	J, кДж/кг	D, г/кг	φ, %
В	27	61	13	60
У	28	67	15	65
П	25,6	51	9,9	50
Н	28,5	54	9,9	42

3. Воздухообмен по влаге:

$$G_w = \frac{\sum W}{d_y - d_n} = \frac{20900}{15-9{,}9} = 4100\ кг/ч \text{ или } L = 3420\ м^3/ч. \qquad (23.16)$$

4.Воздухообмен по полному теплу:

$$G_J = \frac{\sum Q_n}{J_y - J_n} = \frac{63800}{67-51} = 4000\ кг/ч. \qquad (23.17)$$

5. Нормативный воздухообмен:

$L_н = N*80\ м^3/ч = 10*80 = 800\ м^3/ч$ или 960 кг/ч (23.18)

Это значительно меньше расчетного.

Вывод: наружный воздух в наиболее жаркое время дня должен быть охлажден до 25,6 ^{0}C в воздухоохладителе. Если этого не делать, температура воздуха в бассейне возрастает до 30 ^{0}C. Однако в ночные часы температура наружного воздуха понизится на 10,4 ^{0}C (.) H_1 и воздух придется нагревать или применять утилизацию тепла.

Количество холода:

$Q_x = G_n(J_H - J_n) = 4100(54-51) = 12300\ кДж/ч$ или 3,4 кВт.

Холодный период года.

Задаемся относительной влажностью $\varphi_в = 50\ \%$ следовательно dв = 10,8 г/кг , и сохраняем остальные параметры по теплому периоду.

1. Явное тепло:

$$\sum Q_я = Q_{осв} + Q_{пл} + Q_{од} - Q_в = 620 + 400 + 1440 - 480 = 1980\ Вт.$$

2. Поступление влаги:

— от пловцов: $W_{пл}$ = 1340 г/ч (по Т.П.)

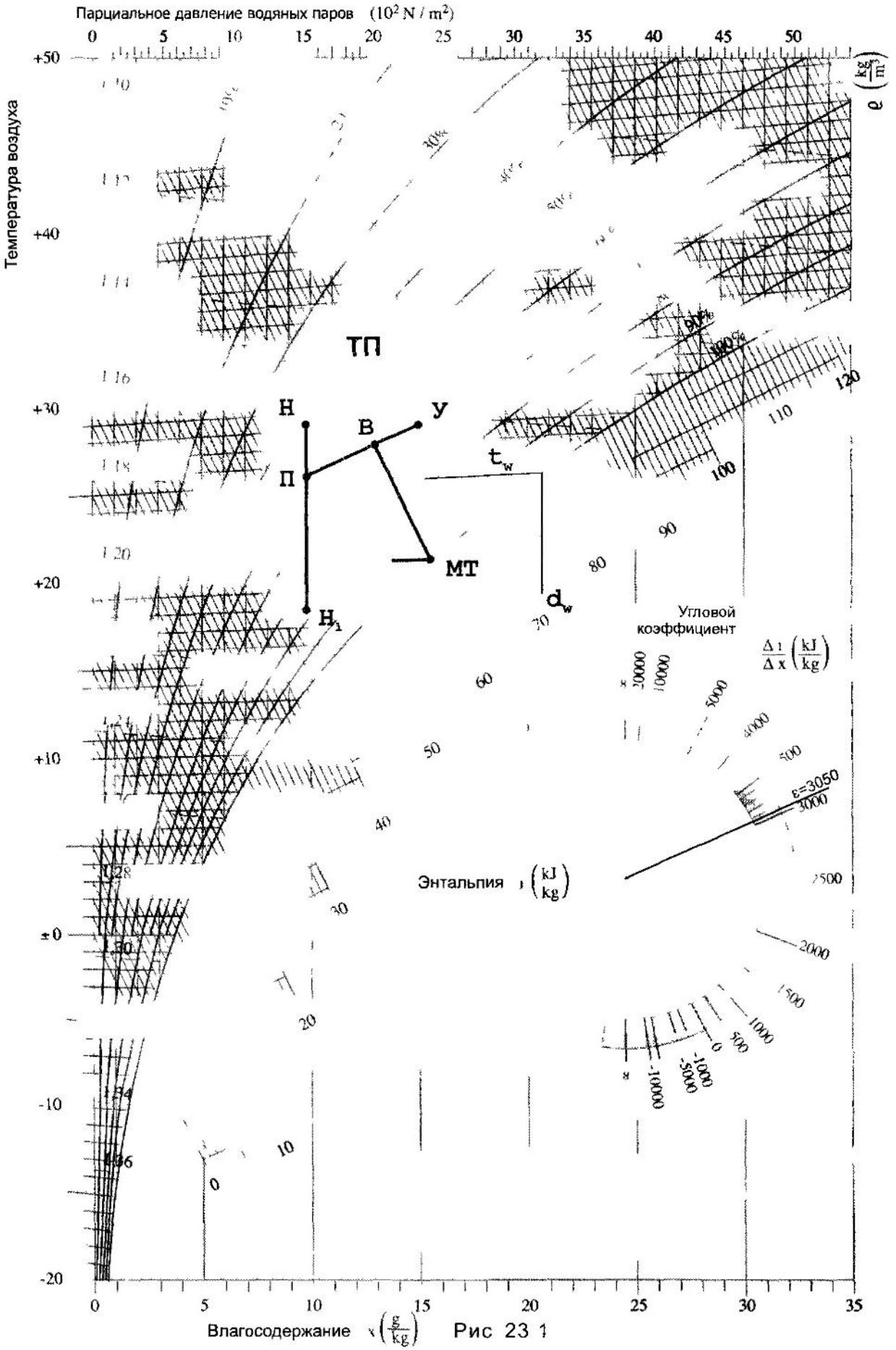

Парциальное давление водяных паров $(10^2\,N/m^2)$
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
$e\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
ТП
Н
В
У
П
МТ
H_1
t_w
d_w
Угловой коэффициент
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
ε=3050

Рис 23 1

— с поверхности бассейна:

$$W_{Б} = \frac{1{,}5 * 60 * 26{,}9(20{,}8 - 10{,}8)}{1000} = 24{,}2,\ кг/ч.$$

С обходных дорожек:

$$W_{од} = 6{,}1(27 - 19) * 36 * 0{,}45 = 790,\ г/ч.$$

Общее поступление влаги:

$$W = W_{пл} + W_{Б} + W_{од} = 1{,}34 + 24{,}2 + 0{,}79 = 26{,}3\ кг/ч.$$

3. Полное тепло:

$$\sum Q_{п} = Q_{скр\ Б} + Q_{скк\ од} + Q_{скр\ од} + 3{,}6\sum Q_{я},\ кДж/ч$$

$Q_{скр\ Б}$ = 24,2(2501,3-2,39*25) = 59080 кДж/ч

$Q_{скр\ од}$ = 0,79*(2501,3-2,39*31) = 1920 кДж/ч

$Q_{скр\ пл}$ = 330 кДж/ч (по Т.П)

$$\sum Q_{п} = 59080 + 1920 + 3300 + 3{,}6 * 1980 = 71400,\ кДж/ч.$$

4. Тепловлажностное отношение:

$$\varepsilon == \frac{71400}{26{,}3} = 2715\ кДж.$$

5. Построение процесса и определение воздухообмена.

Наносим (.) В на J-d диаграмму и проводим луч процесса через нее до пересечения с линией d = const из (.) Н – это (.) К (**рис. 23.2**)

В холодный период используем рециркуляцию.

Градиент влагосодержания в рабочей зоне в холодный период принимаем равный теплому периоду:

$$\Delta d_{р\ з} = d_{в} - d_{н} = 13 - 9{,}9 = 3{,}1\ г/кг. \qquad (23.19)$$

Таким образом влагосодержание смеси приточного воздуха в холодный период года:

$$d_{см} = d_{в} - \Delta d_{р\ з} = 10{,}8 - 3{,}1 = 7{,}7\ г/кг. \qquad (23.20)$$

На пересечении $d_{см}$ и ε лежит точка смеси С, одновременно являющаяся точкой притока П, который сохроняется по теплому периоду $G_{п}$ кг/ч.

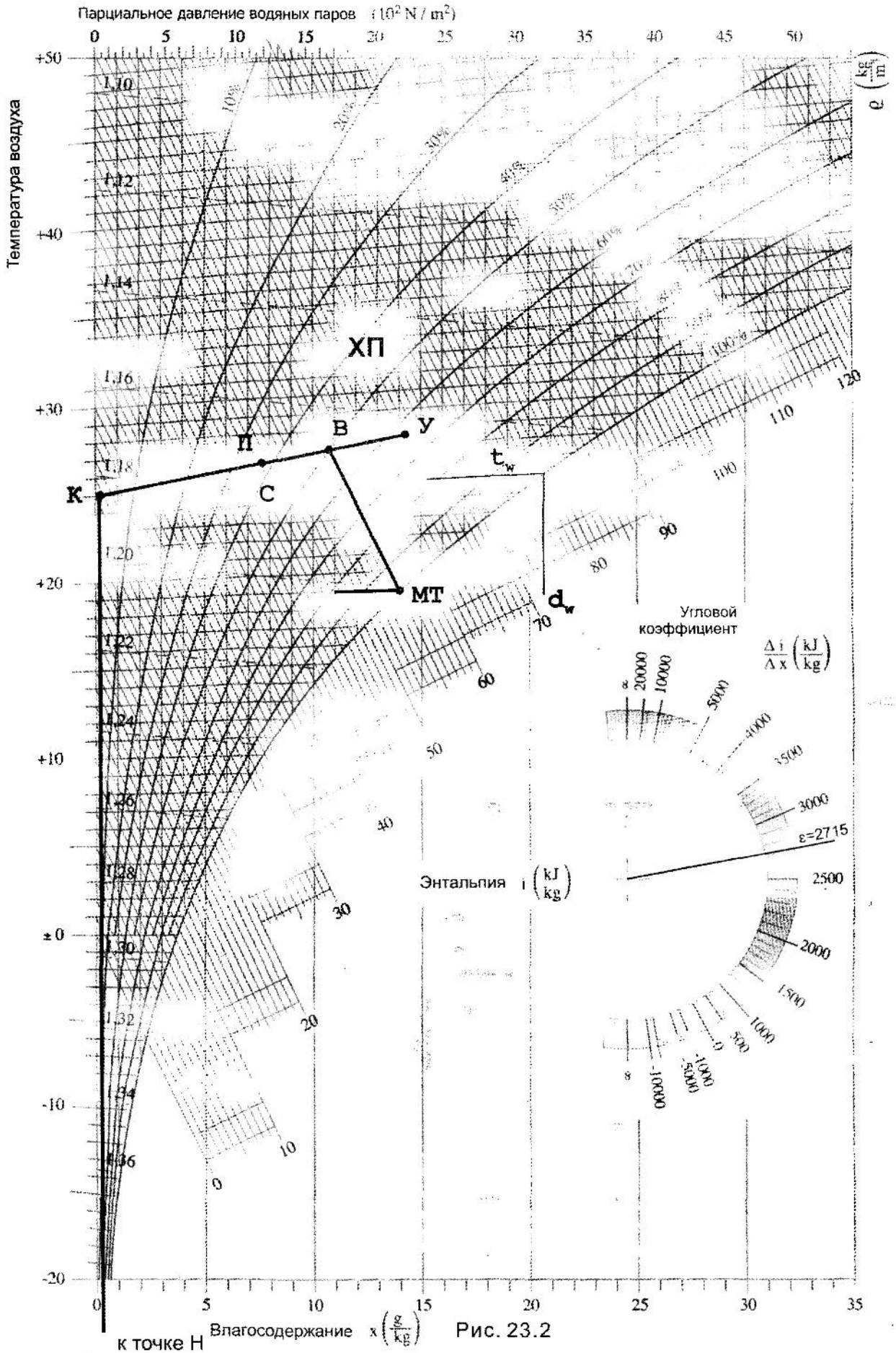

Парциальное давление водяных паров $r\,(10^2\,N/m^2)$
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
$\varrho\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
ХП
К
П
С
В
У
МТ
t_w
d_w
Угловой коэффициент
$\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
ε=2715
к точке Н

Рис. 23.2

Влагосодержание удаляемого воздуха d_y составит:

$$d_y = d_{см} + \frac{\sum W}{G_п} = 7{,}7 + \frac{26300}{4100} = 14{,}1\ г/кг. \qquad (23.1)$$

На пересечении d_y с ε лежит (.) У.
Параметры точек

Точки	t, °C	J, кДж/кг	D, г/кг	φ, %
В	27	55	10,8	50
У	27,5	64	14,1	63
П,С	26,3	46	7,7	37
К	25	26	0,4	3
Н	-26	-25,3	0,4	80
МТ	19	55	14	100

Количество приточного наружного воздуха можно определить из уравнения смеси:

$$G_н = G_п \frac{d_y - d_{см}}{d_y - d_н} = 4100 \frac{14{,}1 - 7{,}7}{14{,}1 - 0{,}4} = 1920\ кг/ч\ , \qquad (23.22)$$

что выше нормативной величины $G_н$ = 960 кг/ч. Следует предусмотреть утилизацию удаляемого воздуха. В общем виде схема вентиляции бассейна примет вид:

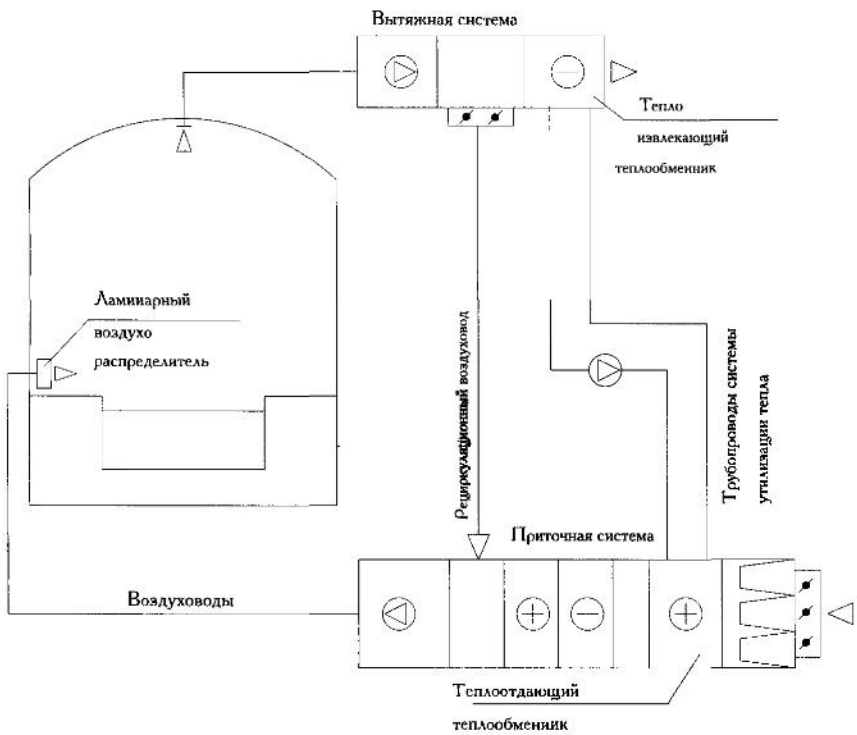


Рис. 23.3

Регулирование выполняется по температуре и относительной влажности в рабочей зоне бассейна.

Глава 24

Применение теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем для вентиляционных систем

Эта глава основана на разработках профессора Кокорина О.Я. [16].

При разнесенных вытяжных и приточных вентиляционных системах этот способ является единственно возможным. В качестве промежуточного теплоносителя используется водный раствор этиленгликоля с температурой замерзания – 30 ^{0}С.

Схема установки

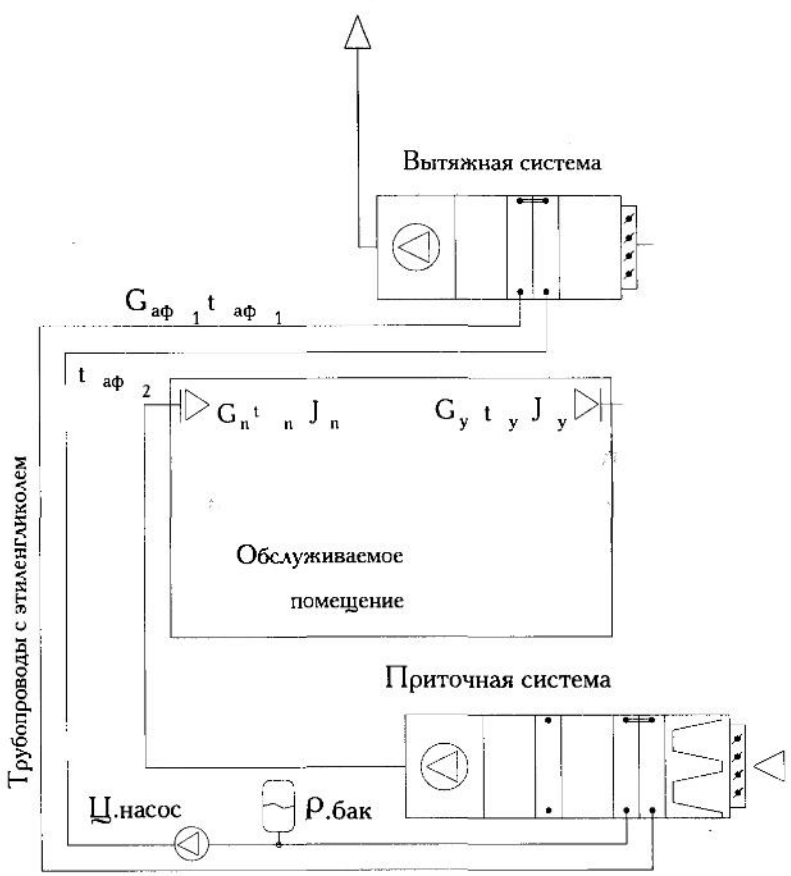


Рис. 24.1

Вытяжная установка, удаляющая воздух из верхней зоны помещения, нагревает промежуточный теплоноситель в воздухонагревателях (теплоизвлекающий теплообменник), который затем следует в приточную установку, где отдает накопленное тепло в теплоотдающем теплообменнике. Обычно этого тепла не хватает для нагрева приточно-

го воздуха до требуемой температуры, и поэтому установка комплектуется дополнительным воздухонагревателем, работающим от системы теплоснабжения объекта.

Вся система действует от циркуляционного насоса и снабжена закрытым расширительным баком.

Последовательность расчета и используемые формулы приведены в примере.

Пример

Исходные данные.

Место строительства: Москва $t_{н\,Б} = -26\ ^0C \quad J_н = -25{,}3\ кДж/кг$

Объект: спортивный зал школы

$G_у = 4600$ кг/ч $t_{у1} = 23{,}2\ ^0$C $J_{у1} = 39{,}6$ кДж/кг $\varphi_{у1} = 36\ \%$ (24.1)

$G_п = 4600$ кг/ч $t_{п1} = 21{,}6\ ^0$C $J_{п1} = 33$ кДж/кг

1. На J-d диаграмме наносим (.) $У_1$ и (.) f с $t_f = 2\ ^0$C и $\varphi_f = 100\ \%$. Процесс утилизации тепла пойдет по прямой, соединяющей эти две точки до относительной влажности $\varphi_{у2}$ (.) $У_2$

$\varphi_{у2} = 88\ \%$ при $\varphi_{у1}$ от 30 до 40 %

$\varphi_{у2} = 92\ \%$ при $\varphi_{у1}$ от 50 до 70 %

$\varphi_{у2} = 98\ \%$ при $\varphi_{у1}$ более 70 %

Точка $У_2$ имеет параметры $t_{у2} = 4{,}4\ ^0C \quad J_{у2} = 16\ кДж/кг \quad \varphi_{у2} = 88\ \%$ (**Рис. 24.1**)

Примечание: Если влагосодержание точки уходящего воздуха менее 4,5 г/кг, то процесс утилизации пойдет без конденсации влаги по линии d = const до температуры $t_{у2} = 4\ ^0C$

2. Для дальнейших расчетов строим линию условно сухого режима по d = const из (.) f. Проводим линии энтальпий из точек У1 и У2 до пересечения с d = const. Это точки $У_2^1$ и $У_1^1$ с параметрами:

(.) $У_1^1\ t_{у_1^1} = 28^0C \quad У_1^1 = 39{,}6\ кДж/кг$

(.) $У_2^1 \quad t_{у_2^1} = 4{,}6^0C \quad У_2^1 = 16\ кДж/кг$

3. Количество утилизируемого тепла составит:

$$Q_у = G_у * (J_{у1} - J_{у2}) = c * G_у * (t_{у1} - t_{у2})\ кДж/ч \qquad (24.2)$$

$$Q_у = 4600*(39{,}6\text{-}16) = 108600\ кДж/ч$$

4. Находим температуру наружного воздуха после теплоотдающего теплообменника:

$$t_{н2} = \frac{Q_у}{G_н * c} + t_{н1} = \frac{108600}{4600 * 1{,}005} + (-26) = -2{,}5\ ^0C \qquad (24.3)$$

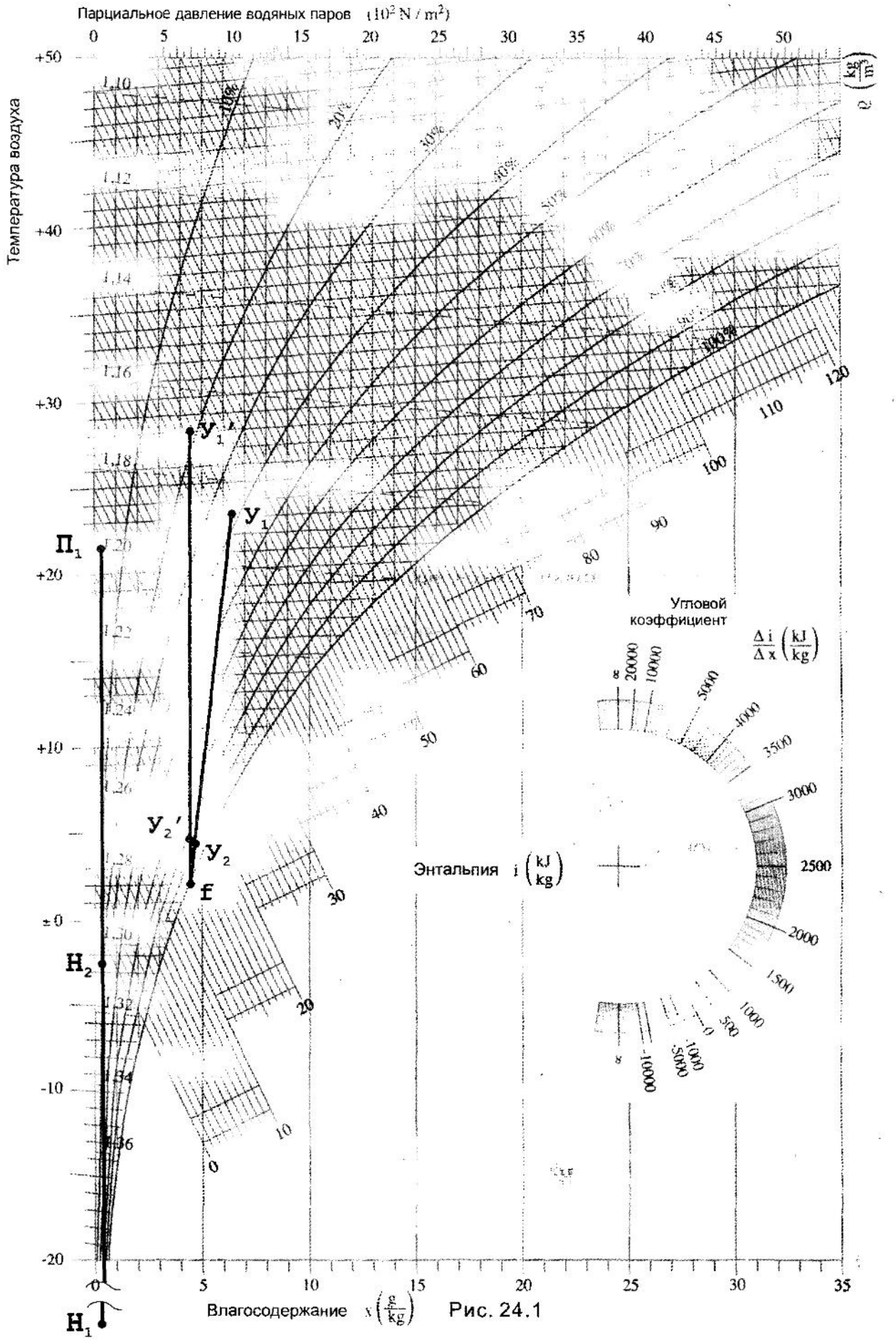

Парциальное давление водяных паров $(10^2\,N/m^2)$
Температура воздуха
Влагосодержание $x\left(\frac{g}{kg}\right)$
Энтальпия $i\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
Угловой коэффициент $\frac{\Delta i}{\Delta x}\left(\frac{kJ}{kg}\right)$
$\rho\left(\frac{kg}{m^3}\right)$
П1
У1'
У1
У2'
У2
f
Н2
Н1

Рис. 24.1

5. Определяем количество этиленгликоля, циркулирующего в системе:

$$G_{аф} = \frac{Q_y}{C_{аф} * \Delta t_{аф}}, \; кг/ч \tag{24.4}$$

$\Delta t_{аф}$ рекомендуется принимать равной 6 ^{0}С, а удельная теплоемкость $C_{аф}$ = 3,5 кДж/кг,^{0}С, тогда: $G_{аф} = 108600 / 3{,}5 / 6 = 5170 \; кг/ч$

Для предотвращения обмерзания средняя температура этиленгликоля принимается равной: $t_{ср\,аф} = 1 \; ^0C$, тогда

$$t_{аф1} = 1 + \frac{\Delta t_{аф}}{2} = 1 + \frac{6}{2} = 4 \; ^0C \tag{24.5}$$

$$t_{аф2} = 1 - \frac{6}{2} = -2 \; ^0C$$

6. По формуле: $\Theta_{t,y} = \dfrac{t_{н2} - t_{н1}}{t_{аф1} - t_{н1}}$ (24.6)

находим показатель теплотехнической эффективности в условно сухом режиме теплоотдающего теплообменника:

$$\Theta_{t,n} = \frac{2{,}5 - 4{,}6}{4 - (-26)} = 0{,}78$$

а по формуле $\Theta_{t,y} = \dfrac{t_{y_1^1} - t_{y_2^1}}{t_{y_1^1} - t_{аф2}}$ (24.7)

находим этот показатель для теплоизвлекающего теплообменника:

$$\Theta_{t,y} = \frac{28 - 4{,}6}{28 - (-2)} = 0{,}78$$

7. По формуле: $W = \dfrac{G_n * c_n}{G_{аф} * c_{аф}}$ (24.8)

вычисляем отношение теплоемкости потоков:

Для теплоотдающего и теплоизвлекающего теплообменников:

$$W_n = \frac{4600 * 1{,}005}{5170 * 3{,}5} = 0{,}26$$

8. По **табл. 24.1** находим численное значение критерия Фурье (F_o).

Таблица 24.1

Таблица значений критерия Фурье

Теплотехническая эффективность Θ_t	Отношение теплоемкости потоков, W				
	0,2	**0,4**	**0,8**	**1,6**	**3,2**
0,9	2,75	-	-	-	-
0,8	1,8	2,2	3,0	-	-
0,7	1,3	1,5	1,9	-	-
0,6	1,0	1,15	1,3	3,0	-
0,5	0,75	0,8	0,9	1,4	-
0,4	0,55	0,6	0,7	0,85	-
0,3	0,4	0,45	0,45	0,5	1,0
0,2	0,25	0,26	0,27	0,3	0,4
0,1	0,2	0,2	0,2	0,22	0,25

$F_0 = 1,8$

9. Требуемая величина произведения коэффициента теплопередачи теплообменника на площадь теплообмена:

$$K * F_n = \frac{1,16 * G_n * F_0}{3,6} \qquad (24.9)$$

(для теплоотдающего теплообменника)

$$K * F_n = \frac{1,16 * 4600 * 1,8}{3,6} = 2670\ Bm/^{o}C$$

Для теплоизвлекающего:

$$K * F_y = \frac{1,5 * G_y * F_0}{3,6} \qquad (24.10)$$

при наличии конденсации влаги и

$$K * F_y = \frac{1,16 * G_y * F_0}{3,6} \qquad (24.11)$$

без конденсации

$$K * F_y = \frac{1,5 * 4600 * 1,8}{3,6} = 3450\ Bm/^{o}C$$

Задаваясь массовой скоростью 2,5 кг/м^{2}с находим фронтальное сечение теплоотдающего теплообменника:

$$f_{ф,n} = \frac{G_n}{F_ф * 3600} = \frac{4600}{0,581 * 3600} = 2,20\ м^2$$

К расчету принимаем медноалюминиевые теплообменники фирмы ВЕЗА. Наиболее близко подходит теплообменник ВНВ 243 №10 с F = 15,9 м^2, площадью сечения трубок для прохода теплоносителя f_w = 0,000475 м^2 и площадью фронтального сечения $F_ф$ = 0,581 м^2.

Фактическая массовая скорость составит:

$$V\rho_ф = \frac{G_п}{F_ф * 3600} = \frac{4600}{0{,}581 * 3600} = 2{,}20\ кг/м^2с$$

Вычисляем скорость теплоносителя в трубках, предварительно задавшись тем, что этиленгликоль будет идти по двум теплообменникам параллельно:

$$\omega = \frac{G_{аф}}{3600 * \rho_{аф} * f_w * 2} = \frac{5170}{3600 * 1055 * 0{,}000475 * 2} = 1{,}43\ м/с$$

Коэффициент теплоотдачи $K_п$ Вт/м^2 ^{0}С составит:

$$K_п = 20{,}94 * (V\rho)^{0{,}37} * \omega^{0{,}18} = 20{,}94 * 2{,}2^{0{,}37} * 1{,}43^{0{,}18} = 29{,}9 Вт/м^2\ ^0C$$

Требуемая поверхность теплообменника:

$$F_{тр} = \frac{K * F_п}{K_п} = 89\ м^2$$

Число теплообменников, установленных последовательно:

$$N = \frac{F_{тр}}{F} = \frac{89}{15{,}9} = 5{,}6\ шт$$

К установке принимаем 6 шт.

Их аэродинамическое сопротивление по воздуху составит:

$$\Delta p = 7{,}96 * V\rho^{1{,}59} * N\ Па$$

$$\Delta p = 7{,}96 * 2{,}2^{1{,}59} * 6 = 167\ Па$$

Гидравлическое (3 группы по 2 параллельно)

$$p_ж = 1{,}968 * l_x * \omega^{1{,}69} * \frac{N}{2}\ кПа,\ где$$

l_x = 1,155 м – длина трубки в одном ходе, м

$$p_{жс} = 1{,}968 * 1{,}155 * 1{,}43^{1{,}69} * \frac{6}{2} = 12{,}5\ кПа$$

11.Аналогичные расчеты, выполненные для вытяжной системы дали следующие результаты:

Число последовательно соединенных воздухонагревателей ВНВ 243 №10 N = 8 шт.

Аэродинамическое сопротивление блока $\Delta p = 223$ Па

Гидравлическое: $p_ж$ = 16,6 кПа

Глава 25

Экономика систем ТГВ

Вариантность принимаемых решений по системам ТГВ должна пройти сравнительный экономический анализ по минимизации приведенных затрат П руб./решение.

Для анализа более всего подходит формула приведенных затрат Института экономики Госстроя:

$$П = \mu * К + У * С \text{ руб/систему ТГВ} \qquad (25.1)$$

где К – капитальные затраты на систему, руб.

Капитальные затраты определяются сметой, в состав которой входят:

1. Отпускная цена изделий по прайс-листу фирмы-изготовителя.

2. Затраты на перевозку и монтажные работы:

— 30 % от отпускной цены для вентиляторов, калориферов, фильтров и другого оборудования российского изготовления;

— 40 % отпускной цены для вентиляторов, калориферов, фильтров и другого оборудования иностранного производства;

— 50 % отпускной цены для кондиционеров, сплит-систем, фанкойлов, чиллеров;

— 60 % отпускной цены для монтажа воздуховодов.

3. Затраты на пусконаладочные работы в размере 12,6 % от монтажных работ.

4. После суммирования отпускных цен, затрат на монтажные и пусконаладочные работы на них выполняются следующие начисления:

Накладные расходы	17,3 %
Плановые накопления	6 %
Усредненные зимние удорожания	1,9 %
Соц. налог и налог на дороги	1 %

В итоге получается сумма капитальных затрат. Следует отметить, что капитальные затраты следует рассчитывать только на переменную составляющую вариантов, подлежащих рассмотрению. Если один и тот же воздуховод или оборудование входит в оба рассматриваемых варианта во всех случаях, на них внимания не обращают.

Однако в процессе эксплуатации объекта часто требуется замена того или иного оборудования или воздуховодов до окончания эксплуатации объекта. Например, срок службы фанкойлов 8 — 10 лет, а здание, в котором они установлены, эксплуатируется 50 лет, срок службы воздуховодов из коррозионностойкой стали в гальваническом отделении завода 3 года, а вся линия рассчитана на 10 лет эксплуатации и т.п.

Для учета замены оборудования или материалов в период эксплуатации объекта служит коэффициент μ.

Значения коэффициента приведены в таблице. Для обычных систем ТГВ, не требующих замены в процессе эксплуатации, $\mu = 1{,}0$.

Таблица 25.1

Значения коэффициента μ

Период функционирования объекта до полной смены технологии или назначения	Срок службы оборудования или воздуховодов	μ
50	5	3,07
	10	1,82
	15	1,45
	20	1,26
	25	1,15
	30	1,10
	40	1,03
	50	1,0
15	3	3,32
	4	2,67
	5	2,14
	6	2,03
	7	1,92
	8	1,54
	9	1,50
	10	1,46
	12	1,40
	15	1,0
10	2	3,76
	3	2,92
	4	2,28
	5	1,68
	6	1,63
	7	1,58
	8	1,54
	9	1,50
	10	1,0
5	1	4,31
	2	2,59
	3	1,79
	4	1,74
	5	1,0

Как видно из таблицы, значения коэффициента μ не являются среднестатистическими величинами, так как денежные затраты на будущую замену или эксплуатацию систем даются в рост, а расчетная годовая прибыль от этих капиталов составляет 8 % выше темпов инфляции, иначе всему производству обеспечена стагнация.

У – коэффициент приведения равномерно распределенных затрат на эксплуатацию по годам функционирования объекта до полной смены технологии или назначения объекта , и его значения приведены в табл. 25.2.

Таблица 25.2.

Значения коэффициента У.

Период функционирования Ф, лет	У	Период функционирования Ф, лет	У	Период функционирования Ф, лет	У
1	0,96	6	4,8	15	8,9
2	1,85	7	5,41	20	10,2
3	2,68	8	5,97	25	11,1
4	3,44	9	6,5	30	11,7
5	4,15	10	6,97	40 и более	12,5

Для большинства технологий и систем ТГВ срок функционирования системы или объекта может быть принят 10 лет и, следовательно, У = 6,97.

С – годовые затраты на эксплуатацию системы или объекта, руб/год.

Они состоят из: $C = K_к + K_т + P + A + S_{эл}$ руб./год.

Затраты на капитальный ремонт системы $K_т$ составляют 0,021 от К – капитальных затрат, руб./год.

Затраты на текущий ремонт системы $K_т$ составляют 0,014 от К, руб./год.

Затраты на ренавацию (восстановление) системы $P = 0,1 * K$, руб./год

Затраты на управление А зависят от сменности работы системы и устанавливаются в % от капитальных затрат:

односменная работа 5,4 %

двухсменная работа 9,0 %

трехсменная работа 12,4 %

Стоимость электроэнергии $S_{эл}$ руб./год зависит от тарифа (Прейскурант 09-01) на электроэнергию и при заявленной электрической мощности более 100 кВт определяется по двум ставкам:

основной платы «а», руб./кВт год, за установленную мощность электродвигателя и дополнительную «б» руб./кВт ч, — за фактически затраченную в течение года электроэнергию.

Цена расходуемой электроэнергии $Ц_{эл}$ составит:

$$Ц_{эл} = a + б*\tau, \ руб./кВт\ год, \qquad (25.2)$$

где: τ— время работы вентиляционной системы в году.

При 2- сменной работе с двумя выходными в неделю $\tau = 4160\ г/год$

Стоимость электроэнергии:

$$S_{эл} = Ц_{эл} * N \ руб./год, \qquad (25.3)$$

где: N – мощность функционирующих электродвигателей, кВт.

При работе вентиляторов:

$$N = \frac{L_{сист} * P_{сист}}{3600 * 1000 * \eta_{вент}}, кВт, \quad (26.4)$$

где: $L_{сист}$ — подача воздуха в системе, $м^3/ч$;

$P_{сист}$ — давление, развиваемое вентилятором, Па;

$\eta_{вент}$ — КПД вентилятора (из аэродинамической характеристики).

Полученные значения приведенных затрат в рублях/вариант сравниваются между собой и выбирается вариант с наименьшими затратами.

Пример.

Перекроют ли затраты на систему утилизации тепла с промежуточным теплоносителем поступления от сэкономленного тепла в течение 10 лет?

Исходные данные:

Система утилизации разработана в главе 24.

	Приток	Вытяжка
Подача, G, кг/ч	4600	4600
Число дополнительных калориферов	6	8
Сопротивление калориферов по воздуху, Па	167	223
Сопротивление калориферов по воде, кПа	12,5	16,6

Смета на дополнительные капитальные вложения, вызванные монтажом системы утилизации тепла.

№ п/п	Наименование затрат и работ	Ед. изм.	Кол-во	Цена единицы, руб.	Общая стоимость
1	Стоимость калориферов ВНВ-243 №10 по прайс-листу фирмы ВЕЗА	шт	14	3890	54460
2	Монтаж калориферов	шт	14	0,3*3890	16338
3	Стоимость воздуховодов (переходов) для подсоединения калориферов к системам	$м^2$	16	500	8000
4	Монтаж воздуховодов	$м^2$	16	0,6*500	4800
5	Стоимость труб черных водогазопроводных dy = 50 мм	пм	42	220	9240
6	Монтаж трубопроводов с арматурой	пм	42	0,5*220	4620
7	Стоимость циркуляционного насоса	шт	1	4060	4060
9	Пуско-наладочные работы в размере 12,6 % от монтажных работ	-	-	-	3246
8	Стоимость расширительного бака	шт	1	1450	1450
				Итого:	106214
	С накладными расходами			17,3 %	124589
	С плановыми накоплениями			6 %	132064
	Итого с усредненными удорожаниями и соц. налогом			2,9 %	135894

Последняя цифра и является капитальными вложениями в систему утилизации.

Эксплуатационные расходы С, руб./год, состоят из:

Затрат на капитальный ремонт	$K_к = 0,021 * K$
Затрат на текущий ремонт	$K_т = 0,014* K$
Затрат на ренавацию	$P = 0,1 * K$
Затрат на управление при 2-сменной работе	$A = 0, 09 * K$
Итого:	$0,225 * K$

и затрат на электроэнергию $S_{эл}$ из-за повышенного сопротивления систем и работы циркуляционного насоса.

Дополнительная мощность, затрачиваемая приточным вентилятором:

$$\Delta N_п = \frac{L * \Delta P_п}{3600 * 1000 * \eta_в}, кВт; \; L = \frac{G_{пр}}{\rho} = \frac{4600}{1,2} = 3830 \, м^3/ч; \; \eta_в = 0,76 \qquad (25.5)$$

$$\Delta N_п = \frac{3830 * 167}{3600 * 1000 * 0,76} = 0,234 \, кВт;$$

Вытяжным вентилятором:

$$\Delta N_в = \frac{L * \Delta P_в}{3600 * 1000 * \eta_в}, кВт; \; \eta_в = 0,72 \qquad (25.6)$$

$$\Delta N_в = \frac{3830 * 223}{3600 * 1000 * 0,72} = 0,33 \, кВт.$$

Мощность циркуляционного насоса при расчетном сопротивлении
калориферов на притоке: 12,5 кПа
калориферов на вытяжке: 16,6 кПа
трубопроводов (l = 42 м): 11 кПа
Итого: 40,1 кПа

Объем перемещаемого этиленгликоля:

$$V = \frac{G}{\rho} = \frac{5170}{1055} = 4,90 \, м^3/ч \qquad (25.7)$$

КПД насоса $\eta_l = 0,55$

$$N = \frac{4,90 * 40100}{3600 * 1000 * 0,55} = 0,10 \, кВт. \qquad (25.8)$$

Суммарная дополнительная мощность:

$$N = 0,234 + 0,33 + 0,1 = 0,664 \, кВт$$

Отпускная цена на электроэнергию в Саратовэнерго:

$$Ц_{эл} = 1,20\ руб./кВт$$

Время работы вентиляционных установок за отопительный сезон при режиме работы спортзала от 9 до 20 часов: τ=2156 ч

Стоимость электроэнергии составит:

$$S_{эл} = Ц_{эл} * \tau * N = 1,2 * 2156 * 0,664 = 1718\ руб./год \qquad (25.9)$$

Приведенные затраты, считая что срок до замены оборудования составит 10 лет:

$$П = 1 * 135894 + (0,225 * 135894 + 1718) * 6,97 = 360\ 980\ руб./систему\ за\ 10\ лет$$

С другой стороны, мы имеем экономию тепла с максимальным ее количеством (при $t_н$=- 27 ^{0}C) $Q_у$ = 108 600 кДж/ч. Однако при снижении температуры наружного воздуха это количество будет снижаться пропорционально разнице между температурами удаляемого воздуха и наружного. Зная среднемесячные значения наружных температур, можно подсчитать ежемесячные величины утилизированного тепла, следовательно, и годовое ее значение.

Таблица расчета годовой экономии тепла от действия теплоутилизирующей установки

Месяц отопительного периода	$t_{ср\ мес}$, ^{0}C	$t_в$-$t_{ср\ мес}$, ^{0}C	Отношение $\frac{t_у - t_{ср\ мес}}{t_у - t_{н,5}}$	Среднее часовое $Q_у$, кДж/ч	Среднемесячное кол-во $Q_у$, ГДж/месяц	Температура после утилизатора t_{H_2}, ^0C
октябрь	5,4	17,8	0,35	38000	8,4	13,6
ноябрь	-2,0	25,5	0,51	55400	18,3	10,0
декабрь	-8,4	31,6	0,63	68400	23,3	6,4
январь	-11,0	34,2	0,68	73850	25,2	5,0
февраль	-11,4	34,6	0,69	74900	23,1	4,8
март	-4,8	28,0	0,56	60800	20,7	8,4
апрель	6,6	16,6	0,33	35800	11,8	14,3

Итого: 130,8 ГДж/год

Температура после теплоотдающего теплообменника рассчитывается по формуле

$$t_{H_2} = t_{ср\ мес} + \frac{Q_у}{c * G_п},\ ^0C. \qquad (25.10)$$

За 10 лет количество утилизированного тепла составит:

$$Q_{ут} = Y * Q_{ут}^{год} = 6,97 * 130,8 = 911,6\ ГДж/10лет \qquad (25.11)$$

При средней стоимости тепла в г. Саратове 115 руб/ГДж общая стоимостная оценка экономии топлива за 10 лет составит:

Э=115*911,6=104 800 рублей, что значительно меньше приведенных затрат П=360 980 руб./систему.

Следовательно, система утилизации для данного конкретного случая не выгодна.

Глава 26

Применение термотрансформаторов (тепловых насосов) в автономных системах отопления и кондиционирования

Система холодообеспечения автономных систем кондиционирования воздуха характеризуется тем, что теплота конденсации хладагента в холодильных машинах отводится в окружающую среду и, следовательно, безвозвратно теряется. В то же время использование теплоты конденсации хладагента для обогрева полов, воздуха в современных системах кондиционирования воздуха получает все большее распространение

Предназначенное для выработки холода оборудование с полезным использованием теплоты конденсации хладагента по функциональному назначению можно разделить на три самостоятельные группы:

— теплонасосные холодильные установки;

— холодильные установки с аккумуляторами теплоты и холода;

— холодильные машины с устройствами для регенерации теплоты.

Основное назначение оборудования первой группы заключается в обеспечении теплом и холодом различных потребителей. Теплонасосные установки используются для нагрева промежуточных теплоносителей, как правило, воды и воздуха. С использованием нагретых теплоносителей решаются задачи отопления помещений, нагрева воды, использующейся в технологических целях, кондиционирования воздуха и т.д.

Особенность холодильных установок второй группы заключается в аккумулировании тепла (холода) с последующим использованием в целях сглаживания неравномерной по времени нагрузки на холодильные машины, оттаивания покрытых инеем испарителей и т.д.

Оборудование третьей группы содержит в качестве элементов конструкции регенеративные теплообменники. Применение таких теплообменников позволяет повысить коэффициент полезного действия холодильной машины, обеспечивает возможность регулирования холодопроизводительности, а также работоспособность холодильной машины в условиях пониженной температуры окружающей среды путем регулирования давления конденсации.

Холодильные установки комплектуют блоками утилизации тепла и холода с целью повышения экономичности работы На **Рис. 26.1** показаны блоки утилизации теплоты и холода.

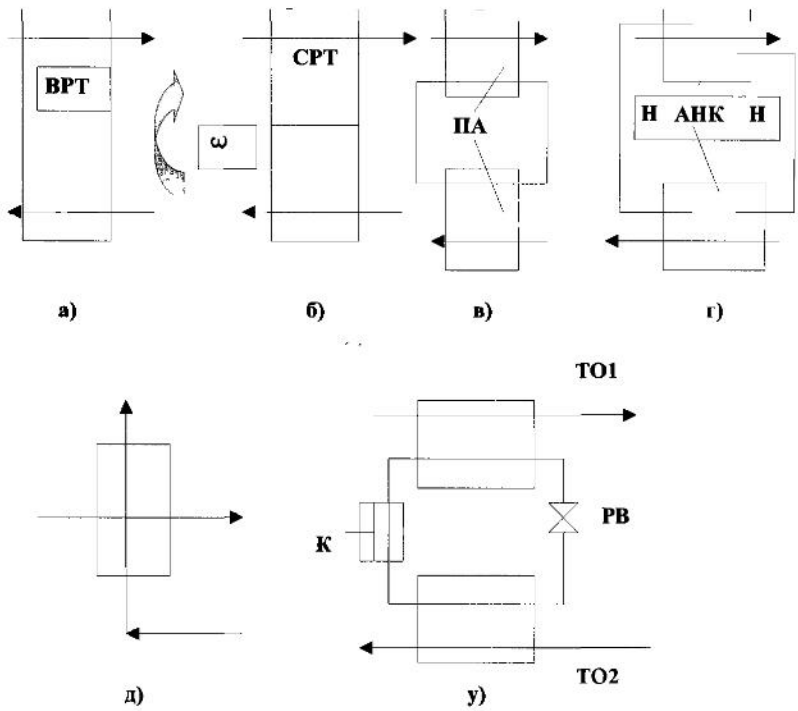


Рис. 26.1. Схемы блоков утилизации тепла и холода для систем кондиционирования воздуха

а) – с вращающимся регенеративным теплообменников ВРТ;
б) – со стационарным рекуперативным теплообменником СРТ;
в) – с поверхностными аппаратами;
г) – с оросительными аппаратами непосредственного контакта АНК;
д) – с термосифонами или тепловыми трубами;
е) с тепловым насосом

Н – насос, К – компрессор, РВ – регулирующий вентиль, ТО1, ТО2 – теплообменник.

В блоке (а) теплоту от удаляемого из системы вентиляции воздуха к поступающему потоку передает теплообменник. Теплообмен между потоками наружного и удаляемого воздуха в блоке (б) осуществляется через стенку, а в блоке (в) — с помощью циркулирующего промежуточного жидкого теплоносителя. Передача теплоты и массы в блоке (г) осуществляется за счет циркуляции рабочего раствора. В блоке (д) теплопередача происходит посредством применения промежуточного теплоносителя, претерпевающего фазовые превращения. В случае работы в цикле теплового насоса холодильная машина, блок (е) переносит тепловую энергию с энергетического уровня окружающей среды на более высокий энергетический уровень отапливаемого помещения.

Исходя из существующих ограничений и конкретных требований выбирают ту или иную схему утилизации тепла и холода.

У блоков, работающих по схемам (а), (б), (д), необходимо близкое расположение каналов притока и вытяжки вентиляционной системы. Схемы (в) и (г) допускают размещение теплообменников на значительном расстоянии. Схема (д) в этом случае имеет ограничения, обусловленные депрессией хладагента в соединительных трубопроводах, обязательной вертикальной ориентацией теплообменников термосифона.

При небольших разностях температур и автономной системе тепло - холодоснабжения рационально применение схем (а) и (б). Схема (в) наиболее проста и целесообразна

при необходимости организации децентрализованного тепло - холодоснабжения. Схема (д) становится рентабельной при значительных разностях температур холодного и горячего потоков воздуха.

Известно, что жилые и общегражданские здания и помещения являются потребителями тепловой энергии низкого потенциала, обычно не выше 90°С. По этой причине они являются очень удобными приемниками вторичных энергоресурсов. Как следует из рассмотренных примеров, потребности в теплоте на отопление зданий и технологическую воду, кондиционирование, мойку и стирку и т.п. практически полностью могут быть обеспечены теплотой конденсации эксплуатируемых холодильных машин.

Степень энергетического совершенства цикла холодильной машины характеризуется холодильным коэффициентом. Он представляет собой отношение количества теплоты, отведенной от источника низкой температуры, к затраченной в данном цикле работы:

$$\varepsilon = \frac{Q}{L} = \frac{T_k}{T_c - T_k}, \qquad (26.1)$$

Где:

ε – холодильный коэффициент;

Q – количество теплоты, отведенное от источника низкой температуры, кВт;

L – работа, затраченная в данном цикле;

T_k – температура охлаждения, К;

T_c – температура окружающей среды, К.

Энергетическую эффективность парокомпрессионного теплового насоса оценивают с помощью коэффициента преобразования, который представляет собой отношение теплопроизводительности к потребляемой приводной мощности. Теплопроизводительность (тепловая мощность) теплового насоса складывается из двух составляющих: теплоты, полученной испарителем от внешнего источника тепла, и приводной мощности, с помощью которой полученная тепловая энергия поднимается на более высокий температурный уровень:

$$\varphi = \frac{Q_T}{N}, \qquad (26.2)$$

Где:

φ – коэффициент преобразования;

$Q_т$ – теплопроизводительность, кВт;

N – приводная мощность, кВт.

Если холодильная установка работает по теплофикационному циклу, то есть служит для выработки холода и тепла одновременно, то для энергетической оценки этот цикл рассматривают как два: цикл теплового насоса и цикл холодильной машины. При этом границей между циклами является температура окружающей среды T_c.

Работа по данному циклу энергетически более выгодна, чем холодильной машины и теплового насоса в отдельности.

При использовании холодильного процесса для одновременного производства тепла и холода обеспечиваются более высокие экономические характеристики оборудования. Применение холодильных установок и тепловых насосов может осуществляться с различным приоритетом в зависимости от основного назначения: преимущественная выработка холода, преимущественная выработка тепла, равноценная выработка холода и тепла. Наиболее интересным вариантом с позиций энергетического анализа является режим одновременно существующей потребности в охлаждении и отоплении. Оба потребителя могут быть соединены друг с другом посредством теплового насоса. На объектах с одновременным потреблением тепла и холода отпадает необходимость в дополнительных затратах на компрессорный агрегат, используемый в системе отопления.

В практике использования теплонасосных установок центральное место занимает вопрос об источниках тепла. Применение тепловых насосов всегда требует не только затрат энергии на привод, но и дополнительных источников тепла. Особый интерес как источник энергии представляет окружающая среда, под которой понимается локальная часть окружающего пространства. Энергетический уровень ее зависит от места и времени, источниками энергии служат почва, воздух, грунтовые и поверхностные воды. Температурное поле окружающей среды весьма неоднородно по причине дифференцированного распределения солнечной радиации по поверхности земли (годовые и суточные колебания облучения, атмосферные условия и т.п.). Тепловые насосы позволяют утилизировать энергию окружающего воздушного пространства, прежде всего на отопление. Однако более высокие значения коэффициента преобразования эффективно обеспечивают источники с относительно высоким температурным уровнем. Ими могут являться, например, грунтовые воды, сам грунт на определенной глубине. Так, в средней полосе грунт на глубине 11 м имеет постоянную температуру +9°С.

Системы, в которых тепло и холод потребляются в разное время, могут обслуживать как одного, так и несколько потребителей. Например, попеременное потребление тепла и холода имеет место при кондиционировании воздуха помещений. В этом варианте холодильная машина летом используется для охлаждения воздуха в помещениях, а в зимнее время – в системе отопления.

Энергетическая оценка теплового насоса возможна только с учетом коэффициента полезного действия устройств, для получения энергии. К первичным энергоносителям относят энергоносители, получаемые в установках, работающих на твердом или ядерном топливе, и не подверженные никаким энергетическим преобразованиям.

Под первичной энергией понимается энергия первичных энергоносителей. Коэффициент использования первичной энергии находят как отношение полезной энергии к подведенной первичной энергии. Полезной является энергия, которая поступает в распоряжение потребителя после последнего технического преобразования и используется для отопления.

Коэффициент использования первичной энергии компрессионным тепловым насосом с электрическим приводом определяют следующим образом:

$$\zeta_{PK} = \varepsilon\eta_{э}. \qquad (26.3)$$

Коэффициент использования первичной энергии компрессионного теплового насоса $\zeta \approx 0{,}9$ при холодильном коэффициенте $\varepsilon=3$, коэффициенте полезного действия электростанции $\eta_э = 0{,}3$.

В таблице 26.1. приведены значения коэффициентов использования первичной энергии традиционных типов отопления.

Таблица 26.1.

Тип отопления	Степень использования первичной энергии
Электрическое отопление	$\zeta_{эл}=\eta_к\,\eta_{нк}= 0{,}28x1{,}0=$**0,28**
Котлоагрегат с нагревом городским газом	$\zeta_{гр}=\eta_{кг}\,\eta_{нк}= 0{,}4x0{,}76=$**0,35**
Котлоагрегат с угольной топкой	$\eta_{нк}=\zeta_{тр}=$**0,56**
Модернизированный котлоагрегат с угольной топкой	$\eta_{нк}=\zeta_{тр}=$**0,65**
Тепловой насос с питанием электрической энергией	$\zeta_{тр}=\omega\,\eta_{нк}= 3x0{,}3=$**0,9**

Таким образом, система отопления с тепловым насосом лучше всех других видов отопления по расходу первичной энергии при эксплуатации. Необходимо отметить, что централизованное теплоснабжение значительно превосходит по энергетической эффективности тепловые насосы, поэтому применение тепловых насосов целесообразно главным образом в системах с децентрализованным теплоснабжением, коттеджах, индивидуальных бассейнах, спортзалах и т.п. Эксергетическая характеристика теплонасосной установки, увеличивается по сравнению с обычной установкой на 154%, так как большая часть энергии извлекается из окружающего пространства.

К отопительным установкам с тепловыми насосами необходимо подходить по иному, чем к обычным отопительным системам. Тепловые насосы подключаются в потоки энергии как внутри, так и вне здания. Из-за этого количество узлов и агрегатов значительно больше.

В комплекс установки должны входить источники теплоты, например колодезная вода, установки потребляющие холод и теплоту. Потребление холода может включать в себя камеры для хранения пищевых продуктов, камеры для хранения кожаной и меховой одежды, шерсти, кондиционеры. Установки, потребляющие тепло, включают в себя агрегат по транспортировке теплоносителя от горячей стороны теплового насоса к потребителям тепла: обогреватели полов, воздуха, воды.

Все эти агрегаты объединяют в единый холодильно-нагревательный комплекс.

Тепловые насосы применяют в виде специально изготовленных комплексных агрегатов или собираются из отдельных узлов, требующих квалифицированного монтажа.

Тепловые насосы малой мощности. К ним относятся небольшие водоподогреватели, осушители воздуха, оконные кондиционеры, кондиционеры сплит-систем. Тепловая мощность таких приборов лежит в диапозоне от 1,5 до 5 кВт. Для специальных целей, например обогрева бытовок на стройплощадках, киосков, туристических домиков, такие теплонасосные агрегаты незаменимы с точки зрения безопасности эксплуатации. Обычно их применение ограничено температурой наружного воздуха -12°С.

Для приготовления технической воды служат тепловые насосы, включающие: холодильную машину, аккумулятор горячей воды со встроенным конденсатором холодильной машины, регулировочную и сантехническую арматуру. При температуре окружаю-

щей среды 10 — 15°С получают горячую воду с температурой 50°С. Емкость аккумулятора такого водоподогревателя составляет до 300 литров. Осушители воздуха применяются для производства ремонтных работ, осушки воздуха в бассейнах, водолечебницах и т.д. Конструкция осушителя воздуха очень проста. Тепловой насос монтируется на общей раме. Вентилятор прокачивает воздух через испаритель, где происходит его охлаждение и осушение, а затем омывает корпус компрессора и конденсатор, воздух подогревается и его относительная влажность составляет 10— 20%.

Для отопления жилых домов, небольших общественных зданий, торговых помещений, гостиниц, культурных центров, а также с целью обеспечения горячего водоснабжения применяют теплонасосные агрегаты теплопроизводительностью от 5 до 30 кВт. В зависимости от источника теплоты (воздух; вода, грунт) и теплопотребителей (воздушное или водяное отопление) применяют системы с теплообменниками непосредственного кипения хладагента или системы чиллер-фанкойлы.

В качестве приводов тепловых насосов могут использоваться двигатели внутреннего сгорания. Соответственно двигатели могут использоваться всех типов. Сравнительные испытания тепловых насосов с газовым и дизельным двигателем при различных источниках теплоты (отработанный воздух, отработанная вода, грунтовый аккумулятор и т.п), проведенные на экспериментальном жилом доме на две семьи в Швейцарии, дали коэффициенты преобразования ζ_p от 2,43 до 1,25.

Использование тепловых насосов ограничено низкотемпературным уровнем тепловой сети. В этом случае рассматривают возможность использования бивалентных (комбинированных) систем отопления. При этом руководствуются следующими соображениями: из 275 дней отопительного сезона в году температура теплоносителя, равная 90 °С, требуется лишь в течение нескольких дней, в остальное время достаточно 45 °С.

Путем целесообразного разделения отопительной нагрузки и теплопроизводительности на основную и пиковую расширяется возможность применения тепловых насосов. Определение возможности разделения производительности на пиковую и основную нагрузку является составной частью проектирования объектов, оснащаемых тепловыми насосами.

Глава 27

Испытания и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Перед началом испытаний и наладки систем вентиляции и кондиционирования воздуха осуществляют следующие работы:

— знакомятся с технической документацией;

— изучают инструкции заводов-изготовителей по монтажу, наладке и эксплуатации оборудования, приборов и механизмов;

— обследуют системы;

— обследуют помещения, для обслуживания которых монтируется оборудование;

— подготавливают необходимые для испытаний приборы и инструменты (Приложение);

— выполняют проверку приборов и средств автоматики и осуществляют необходимую регулировку;

— выполняют необходимые мероприятия по выполнению требований охраны труда и техники безопасности.

При обследовании систем вентиляции и кондиционирования воздуха проверяют:

— состояние установленного оборудования, приборов, регулирующих устройств;

— состояние воздуховодов и трубопроводов;

— правильность присоединения воздуховодов к вентиляторам и теплообменникам;

— степень загрязненности теплообменников и соответствие схемы их обвязки проекту;

— определяют позиционирование чувствительных элементов регуляторов и измерительных приборов;

— отступления от проекта, допущенные в процессе монтажа.

При обследовании помещений, для обслуживания которых монтируется оборудование, определяют:

— размеры и внутренний объем помещений;

— состояние конструкций и ограждений помещений;

— ориентацию помещений относительно сторон света;

— наличие устройств, уменьшающих влияние солнечной радиации.

Работы по наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха на проектные расходы воздуха и теплоносителя заключаются:

— в испытании вентиляторов при работе в сети;

— в проверке равномерности прогрева (охлаждения) воздухонагревателей и воздухоохладителей;

— в проверке отсутствия выноса влаги через каплеуловители камер орошения;

— в аэродинамических испытаниях устройств, предназначенных для очистки воздуха;

— в испытании и регулировке систем с целью получения расчетных показателей по расходу воздуха в воздуховодах, местных отсосах, по воздухообмену в помещениях, по потерям (подсосам) воздуха системами;

— в проверке действия вытяжных устройств естественной вентиляции.

Производят работы по автономной наладке систем автоматизации.

После выполнения индивидуальных испытаний систем кондиционирования и вентиляции воздуха, а также автономной наладки систем автоматизации производят комплексное опробование.

Пусконаладочные работы по комплексному опробованию систем вентиляции и кондиционирования воздуха включают:

— опробование всех одновременно работающих систем;

— проверку работоспособности систем вентиляции, кондиционирования воздуха, тепло- холодоснабжения с определением соответствия фактических параметров расчетным;

— определение соответствия пропускной способности запорно-регулирующей арматуры, герметичность запорных устройств;

— анализ работы систем автоматизации.

Программы работ по испытаниям и наладке систем вентиляции и кондиционирования воздуха должны содержать цель, последовательность и принятую методику по испытанию и наладке.

Все наладочные работы следует производить в соответствии с правилами техники безопасности по эксплуатации электрического, пневматического и холодильного оборудования.

Если средства наладки не позволяют создать и поддержать требуемые параметры воздуха в помещениях, по данным испытаний составляют исходные данные для проектирования реконструкции систем.

27.1. Методики измерений при испытании и наладке

Перед измерениями определяют места установки датчиков приборов, количество и последовательность измерений. Выводят системы вентиляции и кондиционирования воздуха на расчетные режимы работы. Определить нарушение нормальной работы установки позволяет изменение какого-либо потребительского параметра. Для обеспечения показателя эффективности, свойственного данному изделию, необходимо сверять показания приборов со значениями, соответствующими нормальной работе исправного оборудования. Поэтому процессы измерения и анализ параметров работы систем кондиционирования и вентиляции проводятся с пуско-наладочных работ до снятия установки с эксплуатации.

Измерение параметров, характеризующих свойства климатического оборудования, позволяет определить соответствие установки требованиям технического задания, стандартов, санитарных норм и всей технической документации, оценить технический уровень, готовность оборудования к эксплуатации.

Методики измерений должны обеспечить необходимую точность и достоверность результатов, содержать требования к измерительным приборам, условиям и правилам их использования.

Используемые приборы должны поверяться. Периодичность поверки устанавливается паспортом на прибор. Приборы, прошедшие ремонт, должны подвергаться поверке.

Методики измерения температуры газов (воздуха) и жидкостей

Температуры воздуха при испытаниях систем воздухораспределения измеряют термоанемометрами или термометрами с ценой деления не более 0,2°С.

Температуры газов (воздуха) и жидкостей при инструментальных измерениях для составления балансов по теплоте и влаге измеряют термометрами с ценой деления не более 0,2°С, при измерении в диапазоне температур от -40°С до +60°С измеряют термометрами с ценой деления не более 0,5°С, при температурах выше 60°С применяют термометры с ценой деления 1°С.

Для измерения температуры в рабочей зоне помещения датчик термометра устанавливают на высоте:

— 0,1;0,4 и 1,7 м от поверхности пола для детских дошкольных учреждений;

— 0,1;0,6 и 1,7 м от поверхности пола при пребывании людей в помещении преимущественно в сидячем положении;

— 0,1;1,1 и 1,7 м от поверхности пола в помещениях, где люди преимущественно стоят или ходят.

Измерения производят вдали от ограждений и оборудования, имеющих другую температуру, вне зоны действия солнечных лучей. Датчик термометра не защищается от потока воздуха ограждениями.

При измерении температуры воздуха вблизи горячих поверхностей необходимо пользоваться аспирационными психрометрами.

При необходимости измерений температуры воздуха в помещении в течение продолжительного времени, более суток, рекомендуется использовать самопишущие приборы.

Результирующую температуру помещения принимают при скорости движения воздуха до 0,2 м/с равной температуре шарового термометра при диаметре сферы 150 мм.

Шаровой термометр для определения результирующей температуры представляет собой зачерненную снаружи (степень черноты поверхности не ниже 0,95) полую сферу, изготовленную из меди или другого теплопроводного материала, внутри которой помещен либо стеклянный термометр, либо термоэлектрический преобразователь.

Шаровой термометр для определения локальной асимметрии результирующей температуры представляет собой полую сферу, у которой одна половина шара имеет зеркальную поверхность (степень черноты не выше 0,5), а другая – зачерненную поверхность (степень черноты поверхности не ниже 0, 95).

Измеряемая в центре шара температура шарового термометра является равновесной температурой от радиационного и конвективного теплообмена между шаром и окружающей средой.

Рекомендуемый диаметр сферы 150 мм. Толщина стенок из меди – 0,4 мм. Зеркальную поверхность образуют гальваническим методом путем нанесения хромового покрытия. Диапазон измерений от 10 до 50°С. Время нахождения шарового термометра в

точке замера перед измерением не менее 20 минут. Точность измерений при температуре от 10 до 50°С – 0,1 °С.

Температуру наружного воздуха измеряют термометрами, датчики которых защищают от воздействия солнечных лучей и атмосферных осадков.

Температуры воздуха в воздуховодах измеряют термометрами, датчики которых вводятся внутрь через специальные отверстия, которые герметизируют с целью предотвращения подсоса воздуха. Датчики термометров не должны подвергаться вибрации, лучистому теплообмену, воздействию капельной влаги.

Среднюю температуру воздуха в воздуховодах определяют как среднеарифметическую, по нескольким датчикам. Количество точек измерений определяется равномерностью температурного поля.

Показания термометров считываются при установившемся тепловом режиме.

Для измерения температуры жидкостей в трубопроводах в местах измерения устанавливают гильзы, выполненных в соответствии с типовыми чертежами закладных конструкций для приборов измерения температуры. Гильзу устанавливают поперек потока, ее конец должен находиться ниже оси трубопровода, но не должен касаться стенок трубопровода. Длина рабочей части гильзы должна быть не менее 85 мм. Если диаметр трубопровода мал, гильзу устанавливают на угол к оси потока не менее 30° или по оси потока. При установке гильзы по оси потока ее вводят в трубопровод в коленах, отводах, а конец гильзы располагают против движения потока. Гильзу заполняют жидкостью. Заливаемая жидкость должна покрывать датчик термометра. Жидкость в пределах измеряемых температур не должна иметь фазовых превращений. Поэтому для измерения высоких температур используют компрессорное масло, а низких температур – глицерин.

Температуру хладагента измеряют во всасывающем и нагнетательном трубопроводе на расстоянии не более 1 м и не ближе трех диаметров трубопровода от коллектора или запорного вентиля компрессора.

Температуру поверхностей измеряют пирометром.

Преобразователи термометров

При пусконаладочных работах используют различные преобразователи температуры:

— Стеклянные термометры. В этих преобразователях используют следующие термометрические жидкости: ртуть в области температур от –30 до +200°С, спирт от –50 до +50°С, толуол от –80 до + 60°С. Они предназначены для измерений температуры с точность до 0,01 °С.

— Манометрические термопреобразователи. Применяются в диапазоне температур от –150 до +600°С с погрешностью ±2,5%. В манометрических преобразователях используются газы, обычно азот, термометрические жидкости – R-22 (от –25° до 80°С), пропилен (от –50 до +60°С), хлористый метил (от 0 до +125°С) и т.п., жидкости (ртуть, метаксилол, силиконовые жидкости).

— Термоэлектрические преобразователи. Используются в диапазоне от –100 до +200°С. Погрешность измерения ±0,1÷1°С.

— Термопреобразователи сопротивления. Находят применение в диапазоне от −100 до +300°С. Погрешность измерения ±0,1%.

— Пирометрические. Диапазон измерений от −30 до 2500 °С, погрешность измерений ±0,5÷1%.

Методики измерения относительной влажности воздуха

Влажность воздуха не является физической величиной. Ее рассматривают как обобщенную качественную характеристику воздуха, содержащего воду в парообразном состоянии. В связи с этим речь идет об измерении величин, характеризующих влажность воздуха. Эти величины условно разбивают на четыре группы:

— величины, характеризующие концентрацию водяного пара. К ним относятся абсолютная влажность и упругость или парциальное давление водяного пара;

— характеристики влажностных отношений. К ним относятся влагосодержание, массовая доля влаги и объемная доля влаги;

— температура точки росы. Это температура, при которой водяной пар, содержащийся в воздухе, становится насыщенным. Соответственно в практике встречается точка инея. Это температура, при которой водяной пар становится насыщенным относительно льда. Давление водяного пара над водой и надо льдом при одной и той же температуре различно, а существование конденсата в жидкой фазе при температурах ниже 0°С возможно;

— относительная влажность. Или отношение парциального давления водяного пара к парциальному давлению насыщенного пара при той же температуре.

Для измерения влажности воздуха используют различные физические основы первичных преобразователей гигрометров.

Психрометрические преобразователи

Принцип действия психрометрического преобразователя основан на измерении температуры двумя термометрами: «сухим» и «мокрым». Чувствительный элемент «мокрого» термометра находится в термодинамическом равновесии с влажным окружающим воздухом. Интенсивность испарения с поверхности датчика, а соответственно, и снижение температуры «мокрого» термометра относительно «сухого» зависят от влажности. Чем меньше относительная влажность, тем больше разница в показаниях термометров.

Психрометры ПБУ-1М работают в диапазоне относительной влажности от 40 до 80%, в диапазоне температур от 0 до +45°С. Погрешность измерений ±7%. Аспирационный психрометр МВ-34 используется в диапазоне измеряемой относительной влажности от 10 до 100%, в диапазоне температур от −10 до +40°С. Погрешность измерений также ±7%.

Погрешность измерений в психрометрических преобразователях зависит от ряда факторов:

— скорость обдува — на тепловой баланс «мокрого» термометра. Чем меньше скорость воздуха, тем больше погрешность. Для снижения погрешности, оптимальной величиной является скорость воздуха 2,5 м/с;

— размер датчика «мокрого» термометра: чем он меньше, тем меньше погрешность;

— точность измерения температур термометрами влияет на погрешность в области высоких значений влажности, когда показатели «сухого» термометра и «мокрого» отличаются незначительно;

— диапазон температур, при которых производится измерение влажности. Чем ниже температуры, тем меньше разность температур «сухого» и «мокрого» термометра и выше погрешность.

Конденсационные преобразователи

Принцип действия конденсационного преобразователя основан на фиксации момента выпадения влаги на поверхности охлаждаемого зеркала и измерении температуры этой поверхности.

Конденсационные преобразователи АГК-212Ф работают в области температур от −45° до + 20°С, с пределом допускаемой погрешности ±1°С. Причем конденсационные преобразователи ФЭГ-21М могут работать при избыточном давлении воздуха (от 0,5 до 5 кПа), температурный диапазон работы лежит в области от 10° до 35°С.

Сорбционно-резистивные преобразователи

Сорбционно-резистивные преобразователи основаны на принципе изменения поверхностного или объемного электрического сопротивления гигроскопического элемента в зависимости от количества сорбированной влаги, т. е. от влажности окружающего воздуха. Сопротивление измеряется между электродами, встроенными в датчик.

Температурный диапазон использования сорбционно-резистивного тиристорного преобразователя влажности ДВ-02 находится в области от -10° до +45°С. Погрешность измерений ±8%. Пределы измерений относительной влажности от 40 до 100%.

Температурный диапазон сорбционно-резистивного электролитического гигрометра ГС-220 находится в области от 5° до 40°С. Пределы измерений относительной влажности от 15 до 98%. Погрешность измерений ±3%.

Электролитические подогревные преобразователи

Электролитические подогревные преобразователи используют для определения температуры точки росы и массовой доли влаги. Если при измерениях использовать дополнительный термометр, то они могут использоваться для измерения относительной влажности.

Влагочувствительным элементом подогревных преобразователей является водный раствор хлористого лития LiCl, который нагревается и поддерживается в насыщенном состоянии. При этом равновесная влажность над раствором равна влажности воздуха. Температура динамического равновесия, измеряемая встроенным термометром, опре-

делятся температурой точки росы. Температурный диапазон использования электролитического подогревного гигрометра ГП-225 находится в области от 0 до +40°С. Точность измерения температуры точки росы ±1°С.

Пьезосорбционные преобразователи

Влагочувствительным элементом в пьезосорбционных преобразователях является кварцевый резонатор. Резонатор покрыт тонким слоем сорбирующего вещества. Резонатор включен в схему генератора высокой частоты. При изменении влажности меняется масса сорбированной влаги и собственная частота резонатора.

Пьезосорбционные преобразователи «Волна-1М» и «Волна-2М» работают в диапазоне температур от 0 до 60°С. Пределы измерения относительной влажности от 0 до 100%. Точность измерений от ±1,5 до ±2%.

Методики измерения давлений газов (воздуха) и жидкостей

Атмосферное давление воздуха измеряют с помощью барометров. Также барометрическое давление в конкретном месте на момент испытаний можно запросить у соответствующей региональной Гидрометеослужбы.

Полное, статическое и динамическое давления в воздуховодах (каналах) измеряют согласно ГОСТ 12.3.018-79.

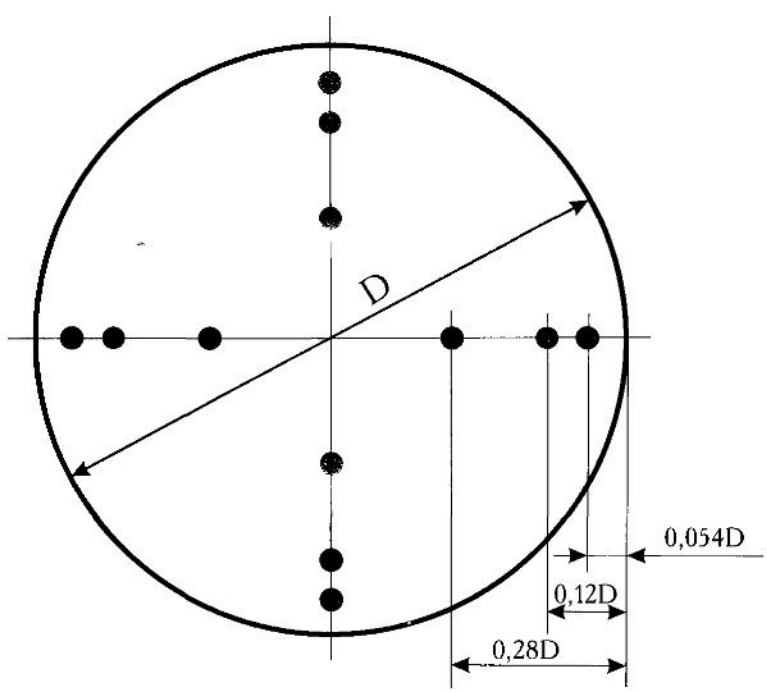


Рис. 27.1.1. Координаты точек измерения давлений и скоростей в воздуховодах круглого сечения

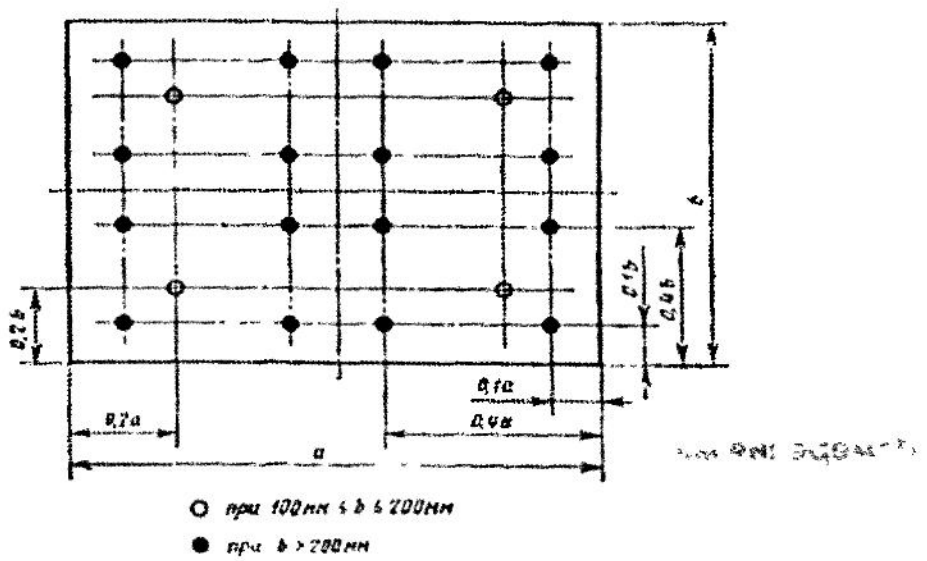


Рис. 27.1.2 . Координаты точек измерения давлений и скоростей в воздуховодах прямоугольного сечения

Отбор статического давления

При измерениях статического давления в трубопроводах, в которых среда движется с определенной скоростью, погрешность измерения возникает из-за передачи не только статического давления, но и части скоростного напора.

Источниками погрешности в данном случае являются:

— большой диаметр отборного отверстия;

— качество выполнения отборного отверстия;

— кривизна потока.

Наилучшие результаты могут быть достигнуты при диаметрах отборного отверстия от 0,5 до 1,5 мм. Отборное отверстие должно выполняться с острыми кромками. Угол между осью отверстия и образующей трубопровода должен лежать в пределах от 60 до 90°. Несоблюдение этих условий приводит к погрешности более 1%.

Измерение давлений, близких к атмосферному

Измерение давлений, близких к атмосферному, встречается при измерении напора в воздуховодах вентиляционных установок, давление кипения хладагента в холодильных установках.

Измеряемые давления обычно лежат в начале шкалы измерительных приборов, т.е. в области повышенной погрешности. Кроме этого, на результатах измерений сказывается и величина атмосферного давления. Для исключения этого эффекта рекомендуется использование преобразователей абсолютного давления. Они позволяют измерять давления как ниже, так и выше атмосферного, не требуя при этом учитывать атмосферное давление.

Измерения манометрами с жидкостными преобразователями

Для измерения во всем требуемом диапазоне могут применяться приборы двух видов: U-образные дифманометры и чашечные манометры абсолютного давления. Те и другие заполняют ртутью.

При хорошем качестве ртути и трубок погрешность измерения составляет ±(1-1,5) мм рт. ст. При использовании дифманометра плюсовая трубка сообщается с атмосферой и, соответственно, должна вводится поправка на атмосферное давление. Применение таких приборов ограничено из-за наличия в них ртути.

Измерения манометрами с электрическими преобразователями

Дифманометры (мембранные, сильфонные) с электрическим выводом с верхним пределом 0,16 МПа обеспечивают измерение во всем заданном диапазоне давлений. Однако так же, как и в случае с жидкостными дифманометрами, плюсовая полость дифманометра сообщается с атмосферой, и необходимо вводить поправку на реальное атмосферное давление.

Дифманометры с дифференциально-трансформаторными, магнитокомпенсационными и электросиловыми преобразователями имеют погрешность от ±12 до ±18 мм рт. ст. и поэтому не рекомендуются для применения в пусконаладочных работах.

Тензометрические дифманометры «Сапфир-22ДД» обеспечивают погрешность в пределах 2—3 мм рт. ст. и вполне могут быть использованы. Однако преобразователь абсолютного давления «Сапфир-22 ДА» может обеспечить погрешность измерений не более ±0,3 мм рт. ст.

Так же могут быть использованы манометры абсолютного давления с электросиловым преобразователем МАС-Э3. При классе точности 0,1 его погрешность не превышает ±1,2 мм рт. ст.

Погрешность от разности высот отбора и измерения давления

В случае если место отбора давления жидкости расположено значительно выше измерительного прибора, возникает погрешность от влияния гидростатического столба. Это же явление встречается при измерении давления пара хладагента, когда измерительные трубки и прибор имеют температуру ниже, чем температура конденсации холодильного агента.

Поправка на разность высот и конденсацию должна вводиться с учетом диапазона измеряемых давлений и требований к погрешности. При этом величину столба жидкости следует считать от самой высокой точки линии подвода, а не от точки отбора давления.

Если точку отбора давления расположить ниже прибора, а также предотвратить появление петель, погрешности от разности высот не возникает. При значительном удалении прибора от точки отбора линию целесообразно прокладывать с 2%-уклоном для отвода сконденсировавшейся жидкости самотеком.

Измерение давлений и скоростей движения воздуха в воздуховодах

Выбирают участки с расположением мерных сечений на расстоянии не меньше шести диаметров от места возмущения (отводы, шиберы и т.п.) и не менее двух диаметров перед ним. При отсутствии линейных участков мерное сечение располагают в месте, делящем выбранный участок в отношении 3/1 в направлении движения воздуха. В указанных местах делают необходимое количество отверстий для ввода в воздуховод датчиков давления. После окончания измерений отверстия герметизируют.

Координаты точек измерений давлений, их количество, определяются формой и размерами мерного сечения согласно рис.27.1.1,27.1.2. Отклонение координат точек измерений не должно превышать 10%.

Скорость воздушных потоков при испытании систем воздухораспределения замеряется термоанемометрами. Скорость воздуха в воздуховодах, каналах, проемах определяют по динамическому давлению или с помощью анемометров (крыльчатых, чашечных или термоанемометров).

Среднюю скорость движения воздуха в мерном сечении определяют по формуле:

$$V_m = \left(\frac{2}{\rho} \times P_d\right)^{0,5}, \qquad (27.1.1)$$

где: V_m – средняя скорость движения воздуха, м/с;

P_d- динамическое давление в измеряемых точках, Па;

ρ – плотность воздуха, кг/м^3;

Плотность воздуха в мерном сечении определяют по формуле:

$$\rho = \frac{B_a + p'}{RK_\varphi(t+273)}, \qquad (27.1.2)$$

где: p'— статическое или полное давление потока, измеренное комбинированным приемником давления или приемником полного давления в одной из точек мерного сечения;

K_φ — коэффициент, зависящий от температуры и влажности перемещаемого воздуха. Значение K_φ определяется по табл. 27.1.1;

t— температура в мерном сечении,°С.

Таблица 27.1.1

Зависимость коэффициента *K* от температуры и влажности перемещаемого воздуха

t, °C	10		20		30		40		50	
, %	50	100	50	100	50	100	50	100	50	100
K	0,998	1,003	1,000	1,005	1,004	1,012	1,010	1,025	1,020	1,040

Анемометры применяют в тех случаях, когда измерение динамических давлений представляется затруднительным (в проемах внешних заграждений, открытых концах вентиляционных воздуховодов и т.п.).

Чашечными анемометрами измеряют скорости воздуха от 1,0 до 20,0 м/с, крыльчатыми анемометрами меряют в диапазоне от 0,2 до 5,0 м/с, термоанемометрами измеряют в диапазоне от 0,1 до 10 м/с. Кататермометр является классическим прибором для определения малых скоростей движения воздуха в помещениях. Диапазон измерения скорости воздушного потока: 0—2 м/с. Предел допустимой погрешности: в диапазоне до 0,5 м/с не более ± 0,15, в диапазоне от 0,5 м/с не более ± 0,23.

При использовании чащечных анемометров, ось колеса анемометра устанавливается перпендикулярно направлению потока. Крыльчатые анемометры устанавливают так, чтобы ось совпадала с направлением потока.

В каждой точке измерения скорость измеряется не менее двух раз. При этом разность показаний при измерениях не должна превышать 5%.

Измерение скорости воздушного потока в открытых отверстиях проводят в плоскости выхода воздуха (для воздухораспределительных устройств). Скорость воздушного потока при входе в отверстие измеряют внутри канала (для воздухоприемных устройств).

В отверстиях площадью до 1 м^2 скорость воздуха измеряют медленным движением анемометра по всему сечению отверстия.

В отверстиях площадью более 1 м^2 сечение разбивают на несколько равных площадей и измерения производят в центре каждого из них.

Динамическое давление p_d ,Па средней скорости движения воздуха определяют по измеренным комбинированным приемником давления величинам динамических давлении p_{di} по формуле

$$P_d = \left(\frac{\sum_{i=1}^{z} p_{di}^{0,5}}{z} \right)^2 . \qquad (27.1.3)$$

Скорость движения воздуха υ_i, м/с в точке мерного сечения по измерениям динамического давления p_{di} определяют согласно формуле

$$\upsilon_i = \left(\frac{2}{\rho} p_{di} \right)^{0,5} . \qquad (27.1.4)$$

Среднюю скорость движения воздуха υ_m, м/с в мерном сечении по измерениям динамического давления определяют по формуле

$$\upsilon_m = \left(\frac{2}{\rho} p_d \right)^{0,5} . \qquad (27.1.5)$$

При измерениях анемометрами скорость движения воздуха в отдельных точках мерного сечения определяют по показаниям прибора n и графику индивидуальной тарировки прибора $\upsilon(n)$; при этом среднюю скорость движения воздуха υ_m определяют по формуле

$$\upsilon_m = \frac{\sum_{i=1}^{z} \upsilon_i}{z}. \qquad (27.1.6)$$

При наличии разнонаправленного движения воздуха через один проем определяют линию в проеме, где скорость равна нулю. Затем отдельно измеряют скорости воздуха с обеих сторон от нейтральной линии.

В отверстиях, закрытых решетками, скорость воздуха измеряют термоанемометром непосредственно в живом сечении решетки. Современные модели термоанемометров имеют возможность температурных измерений и оснащены интерфейсом. Работают по принципу охлаждения воздушным потоком нагретой нити. Датчик — миниатюрный стеклянный термистор — размещается в малогабаритной измерительной головке диаметром 12 мм на телескопической ручке. Обеспечивает быстрые и точные измерения даже при низком значении скорости движения воздушного потока. Прибор отображает измеренные значения во всех принятых единицах измерения (м/с, км/ч, футы/мин, узлы, мили/ч). Последнее, максимальное и минимальное измеренные значения могут сохраняться в памяти автоматически. Диапазон измерений лежит в пределах от 0,2 до 20,0 м/с. Погрешность измерений лежит в области ±5% от измеренного значения или ±1% от диапазона.

Расход воздуха ($м^3/с$) определяют по формулам:

— для открытых проемов, воздухораспределительных и воздухоприемных устройств:

$$L = V_m F; \qquad (27.1.7)$$

— при измерении термоанемометрами в воздухораспределительных и воздухоприемных устройствах, закрытых решетками:

$$L = V_m f_{ж}; \qquad (27.1.8)$$

— при измерениях анемометрами в воздухораспределительных устройствах, закрытых решетками:

$$L = V_m f_{ж} \frac{F + f}{2}; \qquad (27.1.9)$$

— при измерениях анемометрами в воздухоприемных устройствах с типовыми решетками:

$$L = 0{,}8 V_m F; \qquad (27.1.10)$$

где: L – средняя скорость воздушного потока в соответствующем сечении, м/с;

F – площадь открытых проемов воздухоприемных и воздухораспределительных устройств с постоянным направлением движения воздуха, $м^2$;

f – живое сечение решеток, $м^2$.

Статическое давление p_s потока в мерном сечении определяют по следующим формулам:

а) $p_s = \frac{\sum_{i=1}^{z}(p_i - p_{di})}{z}$ при измерениях полных и динамических давлений, Па; (27.1.11)

б) $p_s = \frac{\sum_{i=1}^{z} P_{si}}{z}$ при измерениях статических давлений, Па; (27.1.12)

в) $p_s = \frac{\sum_{i=1}^{z}\left(P_i - \rho\frac{\upsilon_i^2}{2}\right)}{z}$ (27.1.13)

при измерениях скоростей потока и полных давлений, Па.

Полное давление p потока в мерном сечении рассчитывают по формулам

$$p_s = \frac{\sum_{i=1}^{z} P_i}{z} \text{ или } p_s = \frac{\sum_{i=1}^{z}(p_{si} - p_{di})}{z}, \text{ Па} \quad (27.1.14)$$

Потери полного давления элемента сети определяют по формуле

$$\Delta p = p_1 - p_2, \text{ Па} \quad (27.1.15)$$

где p_1 и p_2 — полные давления, определенные в мерных сечениях на входе в элемент и на выходе из него.

Потери полного давления элемента сети, расположенного на входе в сеть, определяют по формуле

$$\Delta p = p_2, \text{ Па} \quad (27.1.16)$$

Потери полного давления элемента сети, расположенного на выходе из сети, определяют по формуле

$$\Delta p = p_1, \text{ Па} \quad (27.1.17)$$

Коэффициент потерь давления элементов сети определяют по формуле

$$\zeta = \frac{\Delta p}{p_d}, \quad (27.1.18)$$

где p_d — динамическое давление в мерном сечении, выбранном в качестве характерного.

Динамическое давление p_{dv}, Па вентилятора определяют по формуле

$$p_{dv} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{L}{F_v}\right)^2, \; Па \qquad (27.1.19)$$

где F_v — площадь выходного отверстия вентилятора.

Статическое давление p_{sv}, Па вентилятора определяют по формуле

$$P_{Sv} = P_{S2} - P_{S1} - P_{d1}, \; Па \qquad (27.1.20)$$

где p_{s1} и p_{s2} — соответственно статические давления в мерных сечениях перед и за вентилятором;

p_{d1} — динамическое давление в мерном сечении на входе в вентилятор.

Полное давление вентилятора p_v, Па равно суммарным потерям Δp_Σ сети и определяется по формуле

$$p_v = p_2 - p_1, \; Па \qquad (27.1.21)$$

Измерение плотности теплового потока и интенсивности теплового излучения и солнечной радиации

Измерение плотности тепловых потоков

Для измерения плотности тепловых потоков применяют прибор ИТП-11 (допускается применение предшествующей модели прибора ИТП-7). Измерения плотности тепловых потоков проводят при температуре окружающего воздуха от 243 до 323 К (от минус 30 до плюс 50°С) и относительной влажности воздуха до 85%. Измерение плотности тепловых потоков проводят, как правило, с внутренней стороны ограждающих конструкций зданий и сооружений. Допускается проведение измерений плотности тепловых потоков с наружной стороны ограждающих конструкций при условии сохранения устойчивой температуры на поверхности.

Технические характеристики прибора ИТП-11:

Прибор ИТП-11 представляет собой совокупность преобразователя теплового потока в электрический сигнал постоянного тока с измерительным устройством, шкала которого проградуирована в единицах плотности теплового потока.

1. Пределы измерения плотности теплового потока: 0-50; 0-250 Вт/м^2.

2. Цена деления шкалы прибора: 1, 5 Вт/м^2.

4.Погрешность от изменения температуры воздуха, окружающего измерительное устройство, не превышает 1% на каждые 10 К (°С) изменения температуры в диапазоне от 273 до 323 К (от 0 до 50°С).

Дополнительная погрешность от изменения температуры преобразователя теплового потока не превышает 0,83% на 10 К (°С) изменения температуры в диапазоне от 273 до 243 К (от 0 до -30 °С).

5. Термическое сопротивление преобразователя теплового потока - не более 0,025-0,06 (кв/м· К)/Вт.

6. Время установления показаний — не более 3,5 мин.

При измерении теплового потока через ограждающие конструкции с термическим сопротивлением менее 0,6 м^2°С/Вт, значение плотности теплового потока вычисляют по формуле

$$q' = q\frac{t_н - t_в}{t_н - t'_в}, \qquad (27.1.22)$$

где: q'– расчетное значение плотности теплового потока, Вт/м^2;

q – значение плотности теплового потока, считываемое со шкалы прибора, Вт/м^2;

$t_в$, – температура поверхности на участке измерения вблизи датчика прибора ИТП-11 (на расстоянии 0,1м от датчика), °С;

$t'_в$ – температура поверхности под датчиком, °С.

Измерения температуры поверхности

Для измерения температуры поверхности применяют тепловизоры марки АТП-44-М.

Допускается применение тепловизоров других марок, отвечающих следующим требованиям:

диапазон контролируемых температур ..... минус 20 — плюс 30°С
предел температурной чувствительности, не менее..... 0,5°С
угловые размеры поля обзора ..... от 0,08 до 0,65 рад
число элементов разложения по строке, не менее 100
число строк в кадре, не менее..... 100

Например, могут быть использованы неохлаждаемые тепловизоры «ТН-4604МП» и «ТН-4604МБ». Они обеспечивают визуализацию теплоизлучающих объектов и наблюдение динамики теплообмена. В функциональные возможности тепловизоров входит:

— получение видимого и ИК изображений с записью в блок памяти. Связь с ЭВМ;

— обработка тепловизионных изображений с помощью специального программного обеспечения;

— дистанционное измерение температур в выбранной зоне в интервале от - 40 до + 600^{0}С.

Измерения интенсивности теплового облучения

Интенсивность теплового облучения измеряют с помощью актинометра. Прибор измеряет энергетическую освещенность (поток инфракрасного излучения) от тепловых

источников. Для измерения интенсивности теплового облучения на рабочем месте актинометр устанавливают на высоте 1,5—1,7 м от пола.

Технические характеристики:

Диапазон измерений: 10—2800 Вт/м^2

Относительная погрешность измерений: +/-25%

Время установления рабочего режима: 3 с

Время снятия отсчета: 2 с

Дисплей: цифровой жидкокристаллический

Одновременно с измерением интенсивности теплового облучения измеряют температуру воздуха и скорость движения воздуха.

Измерения интенсивности проходящей в помещение через световой проем солнечной радиации

Интенсивность проходящей в помещение через световой проем солнечной радиации измеряют пиранометром Янишевского М-80М. Измерения показаний универсальных пиранометров М-80М проводят стрелочным актинометрическим гальванометром ГСА-1М.

Для измерения интенсивности прощедшей в помещение солнечной радиации, пиранометр устанавливают по центру светового проема на расстоянии 0,1 м от стекла. Приемная поверхности пирометра должна быть ориентирована параллельно поверхности окна.

Количество тепла, поступающего в помещение за счет солнечной радиации через единицу площади проема, определяют по зависимости:

$$q_c(\beta \pm Fh)\alpha\,, \qquad (27.1.23)$$

где: q_c – количество тепла, поступающего в помещение за счет солнечной радиации, Вт/м^2;

β – показания гальванометра;

α — переводной множитель показаний гальванометра в показания потока солнечной радиации, определяемый градуировкой прибора, Вт/м^{2}А;

Fh– поправочный коэффициент прибора, зависящий от высоты солнца. Высоту солнца определяют по справочнику строительной климатологии.

Определение содержания вредных веществ в воздухе.

Содержание вредных веществ в воздухе определяют при санитарно-химическом контроле воздуха, обследовании вентиляционных выбросов, очистных устройств, испытании местных отсосов, приточных вентиляционных систем и т.п.

Для определения вредных веществ используют методы качественного и количественного анализа, исследуют возможности взаимодействия вредных веществ между собой, компонентами воздуха, образования продуктов распада.

Для контроля воздуха в жилых помещениях используют: ОПТИЧЕСКИЙ ГАЗОАНАЛИЗАТОР ОПТОГАЗ — 500.4

Диапазон измеряемых концентраций

диоксида углерода 0 — 3000 ppm

Предел основной приведенной погрешности измерения диоксида углерода в диапазоне 0 - 300 ppm ± 20%

ГАЗОАНАЛИЗАТОР. СВ-320 ДЛЯ НЕПРЕРЫВНОГО АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ДИОКСИДА СЕРЫ И СЕРОВОДОРОДА В АТМОСФЕРНОМ ВОЗДУХЕ

Предел основной относительной погрешности измерения в диапазоне 300 - 3000 ppm ± 20%

Диапазон измеряемых концентраций H_2SO — 200 мкг/м^3

Предел основной погрешности измерений приведенная относительная 25% (0 – 20 мкг/м^3) 25% (20 – 200 мкг/м^3)

Номинальная цена единицы наименьшего разряда индикатора 0,1 мкг/м^3

Диапазон измеряемых концентраций SO_2 (0 – 2000 мкг/м^3)

Предел основной погрешности измерений приведенная, относительная 25% (0 – 50 мкг/м^3) 25% (50 – 2000 мкг/м^3)

Номинальная цена единицы наименьшего разряда 1 мкг/м^3

ГАЗОАНАЛИЗАТОР Р-310 ДЛЯ НЕПРЕРЫВНОГО АВТОМАТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ ОКСИДОВ АЗОТА В АТМОСФЕРНОМ ВОЗДУХЕ

Диапазон измеряемых концентраций NO, NO_2 (0 - 1000 мкг/м^3).

Разрешение прибора 1 мкг/м^3

Погрешность измерения

приведенная 25% (0—80 мкг/м^3)

относительная 25% (80—1000 мкг/м^3)

Для исследования воздуха на рабочих местах используют многокомпонентные газоанализаторы серии КАСКАД

Модель газоанализатора	H_2S	SO_2	NO г/м^3	NO_2	Cl_2	CO	O_2 об%
КАСКАД-311.1	0-0,1	-	-	0-0,02	-	0-0,2	0-25
КАСКАД-311.2	0-0,1	-	0-0,03	-	-	0-0,2	0-25
КАСКАД-311.3	0-0,1	-	0-0,03	0-0,02	-	-	0-25
КАСКАД-311.4	-	-	0-0,03	0-0,02	-	0-0,2	0-25
КАСКАД-311.7	-	0-0,1	-	-	0-0,01	0-0,2	0-25
КАСКАД-311.8	0-0,1	-	-	-	0-0,01	0-0,2	0-25
КАСКАД-511.1	0-0,1	-	0-0,03	0-0,02	-	0-0,2	0-25
КАСКАД-511.2	-	0-0,1	0-0,03	0-0,02	-	0-0,2	0-25

Для определения содержания пыли в воздухе используют

АНАЛИЗАТОР ПЫЛИ 8520

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Диапазон определения

0 – 100,000 мг/м^3

Разрешение 0,001мг/м^3

Дрейф нуля 0,001 мг/м^3 за 24 часа при экспозиции 10 с

Размер определяемых частиц 0,1 – 10 мкм

Температурный коэффициент +0,001 мг/м^3 / ° С (от температуры обнуления)

Время экспозиции 1 – 60 с

Нижняя граница определяемых концентраций вредных веществ не должна быть выше:

— 0,5 уровня ПДК при первичном обследовании вентиляционных выбросов;

— 0,15 уровня ПДК при обследовании приточных систем;

— 0,5 ожидаемого уровня концентрации вредных веществ в воздухе при обследовании очистных систем, местных отсосов и т. д.

Одновременно с определением качественного состава воздуха, устанавливают агрегатное состояние вещества (пар, аэрозоль, смесь пара и аэрозоли), которое учитывают при контроле веществ в воздухе. Также учитывают, что при изменении температуры воздуха агрегатный состав веществ в воздухе может изменяться.

Если определение агрегатного состояния вещества затруднительно, считают вещество находящимся в смешанном агрегатном состоянии.

Пределы длительности отбора проб для определения вредных веществ в воздухе производственных помещений и местных отсосов:

— не более 5 мин — оксиды азота, фтористый, хлористый и цианистый водород, озон, сероводород, окись углерода, формальдегид, хлор и т.п;

— не более 30 мин для определения содержания фиброгенной пыли;

— не более 15 мин во всех остальных случаях;

— для исследования очистных и приточных систем пределы длительности отбора проб не определены;

— при исследовании для анализа дисперсного состава пределы длительности отбора проб не определены;

— не более 20—30 мин при исследовании вентиляционных выбросов;

— 30 мин в случае переменной амплитуды колебания содержания веществ.

Количество повторных исследований (отборов проб) не должно быть менее семи при исследовании источников выбросов и очистных устройств и не менее пяти в остальных случаях.

Определение содержания веществ в потоке газовой среды проводят на прямом участке газохода на расстоянии не менее шести диаметров за местом возмущения потока и не менее двух—трех гидравлических диаметров до места возмущения потока. При длине прямолинейного участка менее восьми гидравлических диаметров выбирают сечение, делящее участок газохода в отношении 1:3 в направлении движения потока газа.

Перед проведением измерений газоходы оборудуют лючками, патрубками, пробками, которые затем герметизируют.

При определении содержания аэрозолей с размером частиц менее 5 мкм (атмосферная пыль, туманы, возгоны, окрасочный аэрозоль, дымы, сажа, вещества в газообразном и парообразном состоянии) отбирают без соблюдения принципа изокинетичности.

При контроле веществ, находящихся в газо- или парообразном состоянии при наличии в потоке капельной влаги, либо аэрозолей с размером частиц более 5 мкм, требуется соблюдение принципа изокинетичности.

Изокинетичность считается достигнутой, если входное отверстие пробоотборной трубки строго ориентировано навстречу потоку газовой среды, если обеспечено равно-

весие средней скорости газового потока в мерном сечении и скорости отбираемой на анализ струи.

Мерное сечение для отбора проб в потоке воздуха естественных аэрационных проемов выбирают перед входом в систему воздухоудаления. Измерение концентраций проводят как можно ближе к центру сечения проема, а в случае использования аэрационных фонарей – на продольной оси фонаря.

Количество точек измерений зависит от длины аэрационного проема:

— до 10 м – 1 точка;

— до 20 м – 2 точки;

— до 30 м – 3 точки;

— до 60 м – 4 точки;

— до 100 м – 5 точек;

— до 250 м – 7 точек;

— свыше 250 м – 10 точек.

Отбор проб через аэрационные проемы и вентиляторы крышного типа проводят без соблюдения принципа изокинетичности.

Результаты определения содержания веществ в воздухе приводят к стандартным условиям: температура 293 К (+20°С), атмосферное давление 101, 325 кПа:

$$C_t = \frac{(273+t)101{,}325*10^3}{293B},\ мг/м^3. \qquad (27.1.24)$$

Относительная погрешность результатов определения содержания вещества в воздухе не должна превышать ±25% при санитарно-химическом контроле производственных помещений, в остальных случаях ±33% при вероятности 95%. При измерениях с соблюдением принципа изокинетичности допускается погрешность не более ±50% при вероятности 95%.

Определение расхода теплоносителя через теплообменные аппараты

Расход теплоносителя может быть определен различными методами:

— прямыми измерениями;

— косвенными измерениями;

— с помощью теплового баланса.

Прямые измерения расхода теплоносителя производят путем заполнения мерных резервуаров отсчетом времени заполнения. Для этого мерные резервуары оснащают градуированными указателями уровня. Малые расходы жидкости измеряют калиброванными ведрами.

Расход жидкости косвенным методом, через измерительную диафрагму, определяют по зависимости:

$$W = A \times \alpha \times d^2 \times \sqrt{\frac{h}{\rho_{ж}}} \qquad (27.1.25)$$

где: А – коэффициент, определяемый видом жидкости, заполняющей дифференциальный манометр (для воды $3{,}4x10^{-6}$);

d – диаметр мерного отверстия измерительной диафрагмы, мм;

h – разность высот столбов жидкости в дифференциальном манометре, мм;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3;

α – коэффициент расхода измерительной диафрагмы.

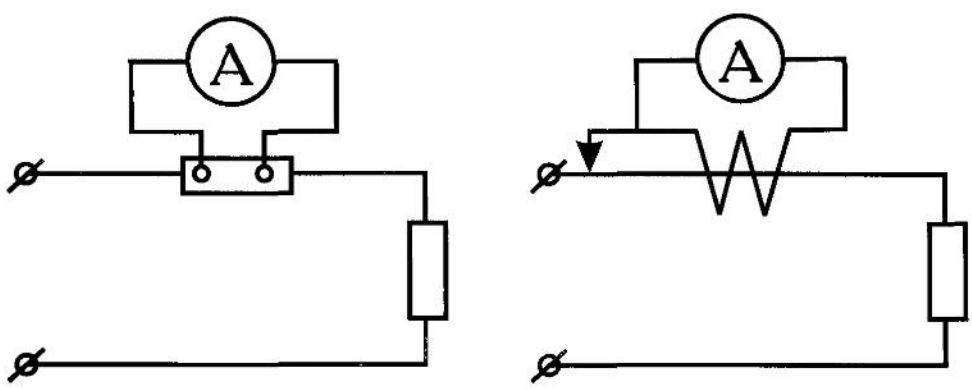
Методика косвенных измерений расходов теплоносителя с помощью теплового баланса представлена в разделе «Испытания и наладка поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей».

Измерения электрических величин при наладке и поиске неисправностей

Электрические измерения занимают важное место в испытаниях и эксплуатации холодильных машин и систем вентиляции.

Напряжение и силу тока измеряют с целью контроля состояния электрических машин, аппаратов, нагревателей и других устройств. В некоторых случаях напряжение и силу тока измеряют с целью косвенного определения мощности. Амперметр прибор для измерений силы постоянного и переменного тока в амперах (А). Шкалу амперметра градуируют в килоамперах, миллиамперах или микроамперах в соответствии с пределами измерения прибора. В электрическую цепь амперметр включают последовательно; для увеличения предела измерений — с шунтом или через трансформатор (рис.27.1.3). Под действием тока подвижная часть прибора поворачивается; угол поворота связанной с ней стрелки пропорционален силе тока. Существуют амперметры, в которых применены термоэлектрическая и выпрямительная системы. В зависимости от области применения, в конструкциях амперметров предусматривается защита от внешних влияний.

Измерение токов в пусковых режимах. В режиме разгона, длящемся от долей секунды до секунд, пусковые токи электродвигателей измеряют только путем использования регистрирующих приборов. Обычно применяют светолучевые осциллографы. В один из фазных проводов включают первичную обмотку трансформатора. Напряжение с вторичной обмотки с помощью осциллографа воспроизводится в виде синусоиды с меняющейся амплитудой.



а *б*

Рис. 27.1.3.

Схемы присоединения приборов

Вольтметр — электрический прибор для измерения ЭДС или напряжений в электрических цепях. Вольтметр включают параллельно нагрузке или источнику электрической энергии. В комплекте с термоэлектрическими или полупроводниковыми преобразователями переменного тока в постоянный они применяются для измерения напряжения в цепях переменного тока. Такие вольтметры называются термоэлектрическими, выпрямительными и электронными. Выпрямительные вольтметры используют для измерений в диапазоне звуковых частот, а термоэлектрические и электронные — на высоких частотах. Недостаток этих приборов — существенное влияние на правильность их показаний формы кривой измеряемого напряжения.

Электронные вольтметры имеют сложные схемы с применением недостаточно стабильных элементов (электронных ламп, малогабаритных электрических сопротивлений и конденсаторов), что приводит к снижению их надежности и точности. Однако они незаменимы при измерениях в маломощных цепях, так как имеют большое входное сопротивление и работают в широком диапазоне частот (от 50 Гц до 100 МГц) с погрешностями, не превышающими 3% от верхнего предела измерения. Ваттметр — прибор для измерения мощности электрического тока в Ваттах.

Измерение мощности при частоте переменного тока свыше 5 кгц осуществляют термоэлектрическими ваттметрами. Мощность в трехфазных цепях измеряют трехфазными ваттметрами, которые представляют собой конструктивное объединение трех (двух) механизмов однофазных вольтметров. В цепи высокого напряжения вольтметр включают через измерительные трансформаторы (тока и напряжения).

Омметр — прибор непосредственного отсчета для измерения электрических активных (омических) сопротивлений. Разновидности омметров: мегомметры, тераомметры, микроомметры, различающиеся диапазонами измеряемых сопротивлений. Для измерения сопротивлений от сотен Ом до нескольких МОм измеритель и измеряемое сопротивление r_x включают последовательно.

При малых значениях r_x (до нескольких Ом) измеритель и r_x включают параллельно.

Измерения малых омических сопротивлений связаны в основном с определением температуры обмоток электродвигателей. Сопротивление обмотки в нагретом состоянии можно найти из зависимости:

$$R_г = R_x[1 + \alpha(t_г - t_x)] \qquad (27.1.26)$$

где: $R_г$ – сопротивление обмотки в нагретом состоянии, Ом;

R_x – сопротивление обмотки в холодном состоянии, Ом;

t_x – температура обмотки в холодном состоянии,°С;

$t_г$ – температура обмотки в нагретом состоянии,°С;

α – температурный коэффициент сопротивления, который для меди равен ≈0,004 1/°С.

Отсюда находят температуру нагретой обмотки:

$$t_г = t_x + \frac{R_г - R_x}{\alpha R_x} \qquad (27.1.27)$$

Величина R_x для электродвигателей холодильных компрессоров лежит в пределах от 0,01 до 10 Ом, то есть необходимо измерять малые сопротивления с высокой точностью. Часто омметр является частью комбинированного прибора — амперовольтомметра. При необходимости более точных измерений в омметрах используется мостовой метод измерения. Для повышения чувствительности измерителя и точности измерений в таких омметрах применяют электронные усилители. Область измерений четырехплечими мостами ограничена сопротивлениями до 10^{-4} Ом. Для малых сопротивлений используют двойные мосты. Их предел измерений ограничен от 10^{-9} до 10 Ом. Измерение сопротивления обмоток электродвигателя осуществляют с помощью специального контактора, который при отключении обмоток электродвигателя от сети подключает две обмотки к омметру. В случаях, когда необходимо определить сопротивление обмоток на включенном двигателе, применяют специальную схему.

Измерительные приборы применяются тогда, когда нужно знать точное значение напряжения, тока или сопротивления, — в основном при наладке и поисках неисправностей. Удобны для этих целей комбинированные приборы, которые являются малогабаритными и легкими и позволяют измерять величины напряжения, тока или сопротивления постоянному току. Рабочие климатические условия применения приборов: температура окружающего воздуха от +10° до +35°С, относительная влажность воздуха до 80% при температуре +25 °С.

Мегомметр, или **мегаомметр**, — прибор для измерения очень больших электрических сопротивлений. Мегомметр применяется для измерения сопротивления изоляции электрической проводов, кабелей, разъемов, трансформаторов, обмоток электрических машин и других устройств, а также для измерения поверхностных и объемных сопротивлений изоляционных материалов. При измерении с помощью мегомметра сопротивления электрической изоляции следует учитывать температуру и влажность окружающего воздуха, от значений которых результат измерения зависит в большой степени. Погрешность измерений составляет 1—5 %; шкала мегомметра нелинейная. Существуют также электронные мегомметры и мегомметры с цифровым отсчётом.

Мегомметры, как измерительные приборы, предназначены для измерения сопротивления изоляции электрических цепей, не находящихся под напряжением.

Диапазон измерений:

ЭС0202/1Г, ЭС0210/1, ЭС0210/1Г – 0-1000 МОм;

измерительное напряжение – 100, 250, 500 В

ЭС0202/2Г, ЭС0210/2 ЭС0210/2Г – 0-10 000 МОм;

измерительное напряжение – 500, 1000, 2500 В;

ЭС0210/3, ЭС0210/3Г – 0-100 000 МОм;

измерительное напряжение – 500, 1000, 2500 В;

оперативный ток - (0,6± 0,2) мА.

ЭС0210 – от сети переменного тока, потребляемая мощность не более 10 ВА.

ЭС0202/1,2Г, ЭС0210/1Г – от встроенного электромеханического генератора.

Условия эксплуатации измерительного прибора – от минус 30 до плюс 50 ° С.

Поверку электроизмерительных приборов проводят специальными, образцовыми приборами, к которым предъявляются соответствующие метрологические требования.

Определение мест утечек хладагента

Утечки хладагента обнаруживают с помощью течеискателей. При выборе течеискателя учитываются его селективность и чувствительность. По принципу работы течеискатели подразделяются на галоидные лампы, электронные автоматические галогенные течеискатели, ультрафиолетовые детекторы утечек, акустические течеискатели и др.

Принцип работы галоидных течеискателей основан на изменении цвета пламени, нагревающего медную проволоку при попадании в него паров углеводородных хладагентов. Недостатком галоидных ламп является необходимость использования горючих материалов – спирта, сжиженного газа и образованием фосгена при разложении углеводородов в открытом пламени.

При техническом обслуживании контроль полноты заправки для систем с альтернативными хладагентами более сложен, чем для традиционных систем с R22, тем более что возможные утечки альтернативных хладагентов нельзя обнаружить с помощью обычных средств, которые реагируют на хлор. Течеискатели должны реагировать на фтор, и для достижения уровня, начиная с которого обнаруживаются утечки, их чувствительность должна быть значительно выше чувствительности обычных детекторов.

Электронные течеискатели фирмы UEI — RD-95, TEK-705,D TEK-703 используют для определения утечек хладагента. Все течеискатели снабжены гибкими шлангами, позволяющими работать в труднодоступных местах. Имеют звуковую и световую индикацию, сигнализацию окончания работы батареек, определяют присутствие всех HFC, HCFC,CFC,SF6.

RD-95, TEK-705 работают на батарейках, а D TEK-703 имеет специальный блок питания для подключения в электрическую сеть.

Электронные автоматические течеискатели, предлагаемые фирмой REFCO — TIF 5650, TIF 5750, TIF-XP-1.

Данные течеискатели обладают широкими техническими возможностями. Они обеспечивают обнаружение мест утечек газообразного хладагента в системах кондиционирования воздуха большинства газов, содержащих хлор, фтор и бром.

Все модели течеискателей оснащены системой настройки чувствительности. Работа в автоматическом режиме обеспечивает пользователя большим набором сервисных функций. Концентрация газа, окружающая чувствительный элемент течеискателя при включении или перезапуске, автоматически принимается за «0». Прибор будет фиксировать только те утечки, где концентрация газа выше той, которая была при включении прибора. Если во время включения течеискателя вокруг чувствительного элемента не было газа вообще, то прибор автоматически настраивается на максимальную чувствительность и будет показывать практически любую концентрацию газа. В дальнейшем в любой момент можно будет произвести перезапуск прибора или его автоматическую перенастройку.

Модель TIF 5750 A, кроме обычного режима работы «NORMAL» (ON), имеет также и режим «SCAN». Благодаря этому режиму утечка может быть обнаружена всего за несколько быстрых проходов чувствительного элемента. Этот режим позволяет определить область, в которой существует утечка. Точное местонахождение утечки определя-

ется после переключения на обычный режим NORMAL (ON). Этот способ поиска утечек позволяет существенно сэкономить время при диагностике холодильных систем.

Модель TIF-XP-1 — электронный течеискатель нового поколения для всех типов галогеносодержащих хладагентов. Соответствует стандарту SAE J 1627. Благодаря новейшей технологии обладает повышенной надежностью и чувствительностью. Определяет утечки до 3 г хладагента в год. Настраиваемая чувствительность (7 уровней).

Для поиска утечек горючих хладагентов R 717, R 600a, R 290 в холодильных системах предназначены течеискатели TIF8800, TIF 8800A и TIF8850 фирмы REFCO, одобренные европейской комиссией MSHA. Эти течеискатели автоматически выходят на рабочий режим, реагируют на широкий спектр газов, имеют гибкий щуп длиной около 400 мм, регулируемый уровень чувствительности, звуковой сигнал обнаружения течи, индикатор питания. Приборы TIF 8800A и TIF8850 имеют, кроме того, индикаторы интенсивности утечки.

Электронные течеискатели весьма удобны в работе. Однако они имеют ряд существенных недостатков.

Для обнаружения утечек:

— система должна быть заполнена хладагентом таким образом, чтобы минимальное давление в неработающей системе было 340 кПа (3,4 бар). Чувствительный элемент необходимо содержать в чистоте. В случае попадания на него грязи или влаги элемент следует продуть или очистить сухим полотенцем. Для этих целей нельзя использовать никакие очистители или растворители, так как течеискатель может быть чувствителен к их компонентам.

— перемещать чувствительный наконечник всегда следует не только вдоль, но и вокруг исследуемой трубы для того, чтобы не пропустить какую-либо утечку.

— каждое обнаруженное место утечки следует протестировать дополнительно. Для этого вентилируют место предполагаемой утечки и проводят проверку еще раз.

Электронные течеискатели, оснащенные датчиком на конце гибкого щупа, выходят из строя при попадании на датчик масла. Каждый из электронных течеискателей рассчитан на узкий диапазон веществ, используемых в качестве хладагентов. Необходимость поддержания определенного давления в системе приводит к потерям хладагента при поиске утечек. Ряд течеискателей реагирует на движение воздуха и присутствие водяных паров. Все это ограничивает область применения электронных течеискателей.

Ультрафиолетовые течеискатели Mastercool используют следующим образом: в систему запускают специальную присадку, затем при помощи ультрафиолетовой лампы определяют утечку хладагента по определенному свечению в месте повреждения. Питание 12V/220V. Мощность лампочки 100 Ватт. Ультрафиолетовый течеискатель оснащают комплектом картриджа с присадкой, специальными защитными очками. Картридж с ультрафиолетовым наполнителем рассчитан приблизительно на 25 операций.

Фирма Refco предлагает модель ультрафиолетового течеискателя UV 12 KIT.

Данный детектор утечек позволяет обнаруживать локальные утечки R 22, R 134a и других газов даже при наличии больших фоновых концентраций хладагентов в помещениях с помощью ультрафиолетовой лампы, специального дозированного красителя, вводимого в систему инжектором. Для этого краситель смешивается с маслом и циркулирует в холодильной системе. Количество красителя зависит от объема масла в систе-

ме. Инжекторы могут содержать универсальную концентрированную добавку (для R12, R 22, R 134a). Холодильные системы требуют одной части концентрированной добавки красителя на каждые 300 г компрессорного масла. Модель детектора UV-152 имеет переносной аккумулятор (12 В) с зарядным устройством, что позволяет вести непрерывный поиск утечек в течение 6-10 ч. Для снятия остатка следов красящей добавки с поверхности трубопроводов и арматуры применяют специальную моющую жидкость — концентрированный биоразлагающийся состав ULTRA-UTF, который выпускается в полиэтиленовых емкостях по 500 мл.

Ультрафиолетовые течеискатели требуют для поиска расхода специальных веществ, которые должны циркулировать по гидравлической системе вместе с хладагентом. В ряде случаев остатки светящихся в ультрафиолетовых лучах веществ затруднительно удалить с места поиска утечки. Необходимость использования для циркуляции специальных веществ, хладагента и масла также вызывает дополнительный расход материалов на поиски утечки.

Наиболее эффективным для поиска утечек является применение акустических течеискателей. Ультранизкочастотный шум утечки распространяется в трубах под давлением на большие расстояния. Отечественный акустический течеискатель

«Успех-АТ-1» способен обнаруживать утечку на расстоянии до 3м при отношении давления окружающей среды к давлению или разрежению в трубопроводе 1,8. Точность обнаружения свища - 0.6м.; индикация: звуковая, визуальная; Температура окружающей среды допускается в пределах от –35 до +40 °С.

Фирма Primayer предлагает корреляционный течеискатель Eureka2. Вся система Eureka2, от высокочувствительных акселерометров, средств электронной обработки сигнала до функций программирования параметров фильтров, оптимизирована для обработки ультранизких частот. Все эти возможности, включая 16-битную обработку сигнала, использование современной DSP технологии и мощность RISC процессора, обеспечивают оптимальный процесс корреляции. Eureka2 может использоваться в двух режимах – ускоренном и высокоточном. Ускоренный режим позволяет быстро определить местоположение утечки путем выполнения всего трех операций. Высокоточный режим включает в себя дополнительные функции такие, как фильтрация нежелательных шумов, вычисление скорости, настройка фильтров, увеличение изображения результатов корреляции на дисплее (масштабирование) и сохранение результатов в памяти.

Ясность отображения информации и широкий температурный диапазон дисплея обеспечивают эффективную эксплуатацию прибора в различных рабочих условиях. На графике корреляции отображаются значения расстояний до места утечки пропорционально размерам трубы (включая составные трубы из различных материалов). Программное обеспечение позволяет сохранять результаты корреляции на ПК. Это обеспечивает возможность сравнения или дополнительной обработки результатов корреляции, распечатывать их на принтере и экспортировать в различные приложения системы Windows для составления отчетов. Программное обеспечение также позволяет оператору изменять параметры трубопровода и значения скорости.

Состав системы:

— Eureka2 или Eureka2R процессор / коррелятор;

— один или два радиопередатчика;

— два высокочувствительных акселерометра;

— наушники;

— автоматическое зарядное устройство (от сети и аккумуляторной батареи автомобиля);

Ультразвуковые течеискатели фирмы «TIF Instruments Inc.» (США). В этой серии течеискателей применена современная электроника для улавливания ультразвука, возникающего при истечении газа (в вакуум или под воздействием давления); при этом принцип действия приборов не зависит от типа газа.

Все течеискатели оснащены гибким щупом длиной около 400 мм, имеют автономное батарейное питание (9 В) и индикатор питания. У течеискателя TIF6600 есть индикатор течи, а также ручка настройки чувствительности, у прибора TIF6500 — кнопка перезапуска для отсечки фона. Использование вместе с течеискателями TIF6500 и TIF6600 высокочастотного передатчика TIF6501 позволяет обнаружить негерметичность в холодильных камерах, резервуарах и т. д.

Технические характеристики ультразвуковых течеискателей TIF6500 и TIF6600, а также течеискателя TIF6500 с высокочастотным передатчиком TIF6501 представлены ниже:

Ультразвуковые течеискатели

Характеристика	TIF6500	TIF6600	TIF6500/6501
Автоматический выход на рабочий выход		+	+
Ручная настройка	+		
Гибкий щуп с чувствительным элементом	+	+	+
Звуковой сигнал		+	+
Световая индикация		+	+
Высокочастотный передатчик			+
Источник питания (батарея напряжением 9 В)	+	+	+

К достоинствам ультразвуковых течеискателей можно отнести и возможность поиска утечки в трубопроводах, находящихся под землей, за стенами, подвесными потолками и т.д.

Для визуализации обнаруженных мест утечки применяют различные вещества:

— мыльную пену, образование пузырей сразу указывает на негерметичность;

— аэрозоли, например Florin LS. В водном растворе содержится фторотензид и комбинация веществ, замедляющих коррозию. Принцип действия основан также на образовании пузырей выходящим хладагентом;

— 2%-ный раствор пищевой соды. При промывании медных труб и последующей сушке на трубах образуется белесый налет. Выходящее вместе с хладагентом масло образует на такой трубе яркое желтое пятно.

Средства вакуумирования и зарядки холодильной машины хладагентом

Вакуумирование производят высокопроизводительными двухступенчатыми вакуумными насосами. Они имеют надежную лопастную конструкцию и подходят для обслуживания систем кондиционирования. Системы, работающие на хладагентах группы HCFC, могут быть отвакуумированы до наименьшего значения остаточного давления,

равного 0,1 кПа; системы, работающие на хладагентах группы HFC, — до 0,04 кПа или меньше. Значение вакуума зависит от шкалы измерений, поэтому рекомендуется применять электронный счетчик вакуума (модель DV-150 Vacu Test).

Технические характеристики одно- и двухступенчатых насосов ROYAL-2, RS-4, RD-4...RD-8 приведены в таблице **27.1.2.**

Таблица 27.1.2

Технические характеристики вакуумных насосов фирмы «REFCO»

Показатель	ROYAL-2	RS-4	RD-4	RD-5	RD-6	RD-8
Производительность:						
$дм^3$/мин	30	58	58	58	92	142
$м^3$/ч	1,8	3,5	3,5	3,5	6	8,5
Число ступеней	2	1	2	2	2	2
Частота вращения, $мин^{-1}$	2800	2800	2800	1450	2800	2800
Достижимый вакуум, кПа	0,005	0,03	0,005	0,02	0,005	0,005
Заправка масла, л	0,2	0,3	0,4	0,5	0,4	0,4
Масса, кг	8,2	11	12,3	17,3	12,3	19

Вакуумирование и зарядку системы хладагентом производят с помощью зарядных станций.

Мини-зарядные станции предназначены для вакуумирования и зарядки хладагентов групп ХФУ, ГХФУ и ГФУ с температурными шкалами для R12, R22 и R502 или R134a, R404A. Станция снабжена двухступенчатым вакуум-насосом, встроенным предохранительным клапаном, вспомогательным монтажным оборудованием с золотниковыми клапанами, манометрами на стороне всасывания и нагнетания и зарядными цилиндрами вместимостью от 550 до 1100 граммов.

Существуют большие цилиндры и мини-цилиндры, причем мини-цилиндры приблизительно наполовину (по высоте) меньше, чем большие цилиндры. Обозначение зарядных цилиндров дополнительной буквой «Н» означает, что они оборудованы электрообогревателем (220...240 В, 50 Гц). Рассчитанные на R134a и R404A зарядные цилиндры по требованиям безопасности не разрешается использовать для заполнения установок хладагентами R12, R22, R502, и наоборот.

Зарядные цилиндры откалиброваны под метрическую систему мер.

Зарядные шланги. Их поставляют со встроенными тефлоновыми прокладками, благодаря которым сроки их службы увеличиваются почти в 10 раз по сравнению со сроком службы обычных зарядных шлангов, комплектуемых неопреновыми прокладками.

Зарядные шланги пригодны для всех хладагентов и имеют резьбу 1/4".

Количество хладагента, поступившего в холодильную установку, определяют по шкале цилиндра, которая имеет корректировочную сетку по давлению хладагента в цилиндре.

Вакуумно-зарядные станции предназначены для вакуумирования и зарядки герметичных холодильных компрессоров, работающих на R12, R22, R502 и R134a. Станции оснащены манометрами со стороны нагнетания и всасывания, заполненными глицерином, нагреваемым зарядным цилиндром; тремя зарядными шлангами для вакуумирования и зарядки установки без смены шлангов. В таблице **27.1.3** представлены технические характеристики вакуум-зарядных станций, разработанных фирмой **REFCO**

Таблица 27.1.3

Технические характеристики вакуумно-зарядных станций фирмы «REFCO»

Марка	Вместимость зарядного цилиндра, г	Хладагент	Производительность вакуумного насоса, л/мин	Давление, кПа	Размеры, мм		Масса, кг
					Высота		
С одноступенчатым вакуумным насосом RS-4							
10505-R12	550	R12, R22, R502	58	0,03	620	500	18,5
10605-R12	1100	R12, R22, R502	58	0,03	620	500	19
10705-R12	2200	R12, R22, R502	58	0,03	620	520	20,5
10805-R12	4400	R12, R22, R502	58	0,03	620	520	21,5
С двухступенчатым вакуум-насосом RD-4							
10505-RD-4-R12	550	R12, R22, R502	58	0,005	620	500	22
10605-RD-4-R12	1100	R12, R22, R502	58	0,005	620	500	22
10705-RD-4-R12	2200	R12, R22, R502	58	0,005	620	500	23
10805-RD-4-R12	4400	R12, R22, R502	58	0,005	620	500	24
10505-RD-4-R134a	550	R134a-R404A	58	0,005	620	500	22
10605-RD-4-R134a	1000	R134a-R404A	58	0,005	620	500	22
10705-RD-4-R134a	2000	R134a-R404A	58	0,005	620	500	23
10805-RD-4-R134a	4000	R134a-R404A	58	0,005	620	500	24

Зарядная станция 11705 фирмы REFCO. Эта зарядная станция установлена на двухколесной станине. Возможны различные исполнения в зависимости от используемого хладагента — R12 или R134a.

Учитывая, что для систем, работающих на R134a, особенно важен процесс вакуумирования, устанавливают в базовой комплектации только двухступенчатый вакуумный насос.

Станция FAST6-R12 фирмы REFCO для регенерации, вакуумирования и зарядки. Предназначена для работы с хладагентами R12, R22 и R502. Состоит из герметичного компрессора со смотровым стеклом для масла, маслоотделителя, вентилятора, манометра, реле низкого и высокого давлений, всех необходимых сервисных клапанов. Все оборудование размещено в прочном алюминиевом корпусе. Станция работает от сети с напряжением 220...240 В (50 Гц).

Автоматическая станция проста в эксплуатации. Предусмотрена возможность регенерации хладагента с повторной его зарядкой в холодильную систему. Всасывание хладагента, его регенерация и вакуумирование установки происходят автоматически в указанном порядке. Об окончании первой операции свидетельствует загорание лампочки на контрольной панели. Все операции происходят автоматически, риск попадания хладагента в атмосферу сведен к нулю. Контролировать происходящие операции механик может по встроенным манометрам на линиях всасывания и нагнетания.

Электронные весы и дозаторы. Ряд торговых фирм предлагает недорогие, настраиваемые вручную электронные весы TIF9010, TIF9015 и TIF9025 и суперсовременные программируемые дозаторы TIF9050, TIF9050A, TIF9075 и TIF9075CR (США), применяемые при заполнении хладагентом холодильного контура или баллонов. Все весы нечувствительны к неровностям поверхностей, на которые их устанавливают.

Портативные электронные весы TIF9010 Slimline, используемые при заполнении баллонов старого образца, имея толщину всего 5 см, позволяют взвешивать баллоны

массой до 34 кг, что соответствует стандарту заполнения баллонов хладагентом. Цена деления шкалы весов 25 г, погрешность измерения 2 %.

Электронные весы TIF9025...TIF9075CR предназначены для измерения массы до 68 кг. Имеется возможность вдвое увеличить предельно допустимую массу.

Автоматически программируемые дозаторы точно выполняют все внесенные в программу команды, поэтому нет необходимости постоянно наблюдать за процессом заправки холодильного контура или баллонов хладагентом. Дозатор TIF9075 изготовляют с двумя раздельными входами для несовместимых хладагентов (например, R12 и R134a).

Технические характеристики электронных весов и автоматических дозаторов приведены в **таблице 27.1.4.**

Таблица 27.1.4

Характеристики	TIF9010	TIF9015	TIF9025	TIF9050	TIF9050A	TIF9075	TIF9075CR
Максимально измеряемая масса, кг	34	16,65	68	68	68	68	68
Точность взвешивания, г	25	12,5	25	25	25	25	25
Ручная дозировка	+	+	+				
Автоматическая дозировка			+	+	+	+	
Размер присоединяемых труб, дюймы	-	-	-	1/4	1/2	1/2, 1/4	1/4
Число соленоидных вентилей	-	-	-	1	1	2	2

27.2 Испытания систем вентиляции

Испытание сетей воздуховодов на плотность

Испытание сетей воздуховодов и их участков на плотность проводят с целью обеспечения требований СниП 2.04.05-91(2000) в отношении потерь и подсосов воздуха системами вентиляции.

Перед началом работ устанавливают класс плотности (П — плотные, Н — нормальные). Определяют рабочее статическое давление и допустимые потери или подсосы воздуха через воздуховоды в соединениях испытываемой сети или на ее участках.

Рабочее статическое давление в воздуховодах определяют расчетным путем по следующей зависимости (как среднеарифметическое число):

$$P_s^p = \frac{P_s^n + P_s^k}{2}, \qquad (27.2.1)$$

где: P^p_s – рабочее статическое давление в воздуховоде, Па;

P_s – давление в начале испытываемой сети или на ее участке, Па;

P^k_s – давление в конце испытываемой сети, Па.

Расчетные допустимые потери или подсосы воздуха определяют по зависимости:

$$L_{доп} = L_{уд\ доп} F_{исп} . \qquad (27.2.2)$$

Они должны удовлетворять неравенству:

$$L_{доп} \le 0{,}1 \frac{F_{исп}}{F_c} L_v \qquad (27.2.3)$$

Где: $L_{доп}$ – расчетные допустимые потери или подсосы воздуха, $м^3/ч$;

$L_{уд\ доп}$ – допустимые удельные потери или подсосы воздуха, определяемые в зависимости от класса плотности воздуховодов и рабочего статического давления в них, $м^3/с*м^2$;

L_v – подача вентилятора испытываемой вентиляционной системы, $м^3/с$;

$F_{исп}$ – площадь поверхности испытываемого участка, $м^2$;

F_c – площадь поверхности всей вентиляционной сети, $м^2$.

Затем устанавливают заглушки на концах испытываемой сети или на ее участке. Места примыкания заглушек герметизируют. Испытания проводят путем нагнетания количества воздуха, равного расчетному значению допустимых потерь или подсосов воздуха.

Если при этом статическое давление в испытываемой сети равно расчетному статическому давлению, то участок считают выдержавшим испытания и пригодным к эксплуатации.

Если фактическое статическое давление меньше расчетного, то участок заново герметизируют. Герметизацию и испытания проводят до тех пор, пока не получат требуемое качество испытываемой сети воздуховодов.

Если обеспечить расчетный расход воздуха затруднительно, допускается использовать вентилятор с меньшим расходом, но испытания в этом случае проводят как минимум три раза, каждый раз фиксируя фактические значения статического давления.

Определяют фактическое значение удельных потерь по зависимости при рабочем статическом давлении и сравнивают его с допустимым давлением.

Если значения фактических удельных потерь меньше, чем допустимых, то повторной герметизации воздуховодов не требуется, если больше, необходимо начинать все сначала.

Выявление мест потерь или подсосов воздуха наиболее целесообразно проводить ультразвуковым течеискателем. Технической особенностью таких приборов является возможность определения течи в любом случае: как потери, так и подсоса воздуха. Чувствительность прибора составляет 5 граммов воздуха, проходящего через сечение отверстия в год. Если отсутствует возможность его применения, то используют анемометры или наносят мыльный раствор.

Аэродинамическое испытание и регулирование сетей воздуховодов

Перед аэродинамическими испытаниями открывают все дросселирующие устройства, очищают воздуховоды, пылеулавливающие устройства и воздухонагреватели от пыли. Ликвидируют обнаруженные неплотности. Выбирают наиболее подходящие участки воздуховодов для измерений, сверлятся отверстия для ввода датчиков давления.

Вычерчивают схему воздуховодов и на нее наносят места установки датчиков. Включается вентилятор и проверяется его работа в сети.

Запуск вентилятора, оснащенного пусковыми регулирующими устройствами, производится при прикрытом положении. Открытие регулирующих устройств производится постепенно во избежание перегрева электродвигателя вентилятора. При отсутствии пускового устройства, на магистральном трубопроводе, между фланцами, устанавливают вставку из жести. Размер отверстия в пусковой момент вентилятора регулируют по силе рабочего тока электродвигателя, указанному в паспорте.

При испытаниях определяют:

– фактические расходы в основаниях всех ветвей сети, имеющих не менее двух воздуховытяжных или воздухораспределительных устройства, во всех воздуховытяжных или воздухораспределительных устройствах, до и после всех пылеулавливающих устройств, камер орошения, воздухонагревателей, воздухоохладителей, теплоутилизаторов;

— потери полного давления во всех элементах вентиляционной сети;

— скорости воздуха на выходе из воздухораспределителей.

Результаты аэродинамических испытаний и характеристики оборудования вентиляционных систем сводят в таблицы, учитывая следующие показатели:

для описания результатов аэродинамических испытаний:

– номер сечения;

— размеры сечения, мм;

— площадь сечения, $м^2$;

— температура,°С;

— давление после наладки; динамическое, статическое, полное;

— скорость воздуха, м/с;

— расход воздуха до и после наладки, $м^3/с$.

для определения характеристик вентиляционных установок:

— наименование обслуживаемых помещений;

— назначение и номер установки;

— данные до и после наладки;

— вентилятор: тип, номер, диаметр шкива, мм, частота вращения, об./мин, полное давление, Па, подача, $м^3/с$;

— электродвигатель: тип, мощность, кВт, диаметр шкива, мм, частота вращения, об./мин, тип передачи;

— воздухонагреватель: количество, шт., схема установки, составленная отдельно по теплоносителю и по воздуху, сопротивление по воздуху, Па, давление пара, кПа, (или перепад температуры воды, °С), температура воздуха до нагревателя, после нагревателя, снаружи, теплоотдача, кВт,

— наименование прочего оборудования.

Регулирование количества воздуха, перемещаемого по вентиляционной сети, осуществляется с помощью регулирующих клапанов, диафрагм и подобных устройств, устанавливаемых между фланцами.

Допускают отклонения от расчетных расходов воздуха при регулировании вентиляционной сети:

— ± 10% расхода воздуха, проходящего через воздухораспределительные и воздухоприемные устройства при обеспечении требуемого подпора или разрежения воздуха в помещении;

— + 10% расхода воздуха, удаляемого через местные отсосы и подаваемого в помещение через душирующие устройства.

Регулирование вентиляционных сетей осуществляют вначале достижением соответствия заданному отношению расходов воздуха по ответвлениям сети, а затем регулируют по отдельным отверстиям каждого ответвления. Корректировку распределения воздуха производят вначале по ответвлениям сети, а затем снова по отверстиям каждого ответвления. В этой последовательности проводят работу по получению фактических расходов воздуха с точностью ± 10% от расчетных расходов воздуха.

После окончания регулирования вентиляционной сети измеряют подачу и полное давление, развиваемое вентилятором. Если подача вентилятора не соответствует требуемой величине, то рассматривают два варианта:

— если фактическая подача вентилятора и его фактическое полное давление соответствует паспортным характеристикам, но не соответствует проектной, проверяют состояние сети, соответствие ее геометрических параметров проектным величинам, устраняют засоренность воздуховодов, загрязнение пылесборников и приводят сеть в исправное состояние.

— если фактическая подача вентилятора и его фактическое полное давление не соответствует паспортным характеристикам, проверяют фактическую аэродинамическую схему вентилятора и устраняют выявленные дефекты.

Вопрос о замене вентилятора или изменении его режима работы решают только после регулировки вентиляционной системы.

Регулирование фактического расхода воздуха может производиться и следующим способом:

— в двух наиболее удаленных от вентилятора отверстиях одного ответвления сети с помощью регулирующих устройств устанавливают следующее отношение фактических расходов воздуха:

$$\frac{L_{ф1}}{L_{ф2}} = \frac{L_{тр1}}{L_{тр2}}, \qquad (27.2.4)$$

где: $L_{ф1}$ – фактический расход воздуха через первое отверстие, $м^3/с$;
$L_{ф2}$ – фактический расход воздуха через второе отверстие, $м^3/с$;
$L_{тр1}$ – требуемый расход воздуха через первое отверстие, $м^3/с$;
$L_{тр2}$ - требуемый расход воздуха через второе отверстие, $м^3/с$.

Далее принимают два отрегулированных отверстия за одно и регулируют третье отверстие, исходя из условия:

$$\frac{L_{ф1} + L_{ф2}}{L_{ф3}} = \frac{L_{тр1} + L_{тр2}}{L_{тр3}}, \qquad (27.2.5)$$

где: $L_{ф3}$,$L_{тр3}$ – фактический и требуемый расходы воздуха через третье отверстие, $м^3/с$.

Следующие отверстия регулируются исходя из равенства:

$$\frac{L_{ф1}+L_{ф2}+...+L_{фz\ 1}}{L_{фz}}=\frac{L_{тр1}+L_{тр2}+...+L_{трz-1}}{L_{трz}}, \qquad (27.2.6)$$

После регулирования по отверстиям производят регулирование по ответвлениям сети. Регулирование начинают с двух самых удаленных от вентилятора ответвлений, в которых добиваются равенства отношений:

$$\frac{L_{ф\ отв1}}{L_{ф\ отв2}}=\frac{L_{тр\ отв1}}{L_{тр\ отв2}}, \qquad (27.2.7)$$

где: $L_{ф\ отв\ 1}$,$L_{ф\ отв\ 2}$ – фактический расход воздуха, проходящего через замеренное сечение в первом и втором ответвлениях, $м^3/с$;

$L_{тр\ \ отв\ \ 1}$, $L_{\ тр\ \ отв\ \ 2}$ – требуемый расход воздуха, проходящего через замеренное сечение в первом и втором ответвлениях, $м^3/с$.

Остальные ответвления регулируют таким же методом, как и отверстия.

Испытания и наладка воздушных клапанов

Перед испытанием обеспечивают:

— плавность и легкость хода створок клапана;

— плотность притвора створок в закрытом положении, установка люфта в сочленениях клапана;

— выполнение аэродинамической наладки сети.

При испытании и наладке двухпозиционных клапанов визуально проверяют положение створок клапана в положении «Открыто», «Закрыто».

Испытания и наладка регулирующего воздушного клапана заключается в следующих операциях:

— замеряют расход воздуха через клапан в контрольной точке сети при пяти положениях рабочего органа исполнительного механизма в прямом и в пяти положениях на обратном ходу;

— строят статическую характеристику в координатах – угловое перемещение створок клапана и расход воздуха;

— определяют необходимость наладки клапана исходя из правил наладки систем автоматического регулирования;

— наладку клапана осуществляют уменьшением проходного сечения клапана. Уменьшение проходного сечения производят отключением части его створок;

— исключают зону, в которой изменение положения створок клапана не влияет на расход воздуха через него. Устанавливают конечные положения створок клапана исходя из выбора рабочей зоны статической характеристики;

— уменьшают максимальное расстояние между кривыми прямого и обратного хода рабочего органа до значения заданных показателей качества процесса регулирования. Сокращают люфт шарнирных соединений.

Испытания и наладка смесительных воздушных клапанов заключаются в следующих операциях:

— замеряют расходы воздуха через каждый клапан в контрольных точках сети при пяти фиксированных положениях створок клапанов, движущихся синхронно;

— строят статическую и суммарную характеристики каждого клапана в координатах: относительное угловое перемещение створок клапана и расход воздуха. При отклонении суммарного расхода воздуха от постоянного значения, выполняют ревизию механических узлов клапана;

— определяют необходимость наладки клапанов исходя требований к наладке систем автоматического регулирования.

При наладке для смешивания потоков используют клапаны со створками параллельного вращения. Для дросселирования используют клапаны со створками встречного вращения.

Если результаты испытаний не удовлетворяют предъявляемым требованиям к системе автоматического регулирования, клапан заменяют.

Определение частоты вращения рабочего колеса вентилятора

Частоту вращения колеса вентилятора определяют тахометром. Производят непосредственно измерение частоты вращения вала вентилятора или вала электродвигателя при установке колеса вентилятора на валу электродвигателя.

Рекомендуют применение тахометров класса точности 0,5 или 1.

Например, **тахометр промышленный С.А25/27** позволяет измерять до 100 000 оборотов в минуту, частоту, линейную скорость, время. Запоминание максимального и минимального значений оборотов, производит усреднение и удержание показаний. Точность - 0.01%

Дисплей: цифровой до 100 000 и аналоговый 42 сегмента.

По последовательному двунаправленному порту обеспечивается связь с компьютером. Показатели выводятся непосредственно на принтер.Имеет дистанционное управление, которое включает следующие операции: включение/выключение оптического датчика, считывание результатов измерения, памяти и функциональных параметров.

Оснащен:

Активным инфракрасным помехозащищенным сенсором. Расстояние до объекта измерения составляет от 1 до 50 см. Поле зрения 15 град.

Механическим датчиком с 3 типами наконечников - колесо, цилиндр, конус.

Или **тахометр ТМ-117**, предназначенный для:

• измерения текущей частоты вращения агрегата;

• измерения максимальной частоты вращения агрегата.

Если конец вала имеет центральное углубление, измерение производят с помощью наконечников. Если центрального углубления нет, измерения производят с помощью дистанционного датчика.

На основании полученных данных о частоте вращения ведомого и ведущего шкивов и их диаметров определяют скольжение ремней по зависимости:

$$\eta = \left(1 - \frac{n_v \times D_v}{n_э \times D_э}\right) \times 100, \qquad (27.2.8)$$

где: η – скольжение ремней, %;

n_v – частота вращения вала вентилятора, $с^{-1}$

$n_э$- частота вращения ротора электродвигателя, $с^{-1}$;

D_v – диаметр вала или шкива вентилятора или электродвигателя, мм;

$D_э$ – диаметр шкива электродвигателя, мм.

Скольжение может быть в пределах:

— для клиноременной передачи η = 0,5 – 4, %;

— для плоскоременной передачи η= 1—7, %.

Если скольжение больше указанных величин, необходимо натянуть ремни.

Проверка работы вентилятора в сети и его наладка

Проверка работы вентилятора в сети заключается в сопоставлении его фактических параметров с паспортными данными и проектом.

К исследуемым параметрам работы вентилятора относятся:

— подача вентилятора, $м^3/с$;

— полное давление, развиваемое вентилятором, Па;

— мощность на валу вентилятора, кВт;

— частота вращения колеса вентилятора, $с^{-1}$.

Перед проверкой работы вентилятора в сети проверяют и очищают кожух и колесо вентилятора от загрязнений. Проверяют соответствие основных размеров установленного вентилятора проекту. Проверяют правильность направления вращения колеса вентилятора. Натягивают мягкие вставки, устанавливаемые до и после вентилятора. Открывают все регулирующие, дросселирующие, воздухоприемные и воздуховытяжные устройства.

Подачу вентилятора определяют по зависимости:

$$L = V_m F, \qquad (27.2.9)$$

где: L- расход воздуха, $м^3/с$;

V_m – средняя скорость движения воздуха в мерном сечении по измерениям динамического давления в z – точках, определяемая по зависимости, м/с;

$$V_m = \left(\frac{2}{\rho} \times P_d \right)^{0,5}, \qquad (27.2.10)$$

где: F – площадь открытых проемов воздухоприемных и воздухораздающих устройств с постоянным направлением движения воздуха или площадь габаритных сечений решеток, $м^2$;

P_d – динамическое давление, Па, определяемое по зависимости:

$$P_d = \left(\frac{\sum_{i=1}^{z} P_{di}^{0,5}}{z} \right)^2. \qquad (27.2.11)$$

Подачу вентилятора определяют по расходу воздуха в том сечении, в котором удобнее. Если условия измерений в сечениях до и после вентилятора одинаковые, то подачу определяют как среднее арифметическое значение расходов в этих сечениях.

Полное давление, развиваемое вентилятором в сети, определяют как разность полных давлений на нагнетании и всасывании.

Измерение давлений до и после вентилятора производят у фланцевых соединений всасывающего и нагнетательного отверстий вентилятора.

Значение замеренного полного давления, развиваемого вентилятором, приводят к стандартным условиям воздуха по зависимости:

$$P_v = P_{v\phi} \frac{101,325(273+t)}{293B}, \qquad (27.2.12)$$

где: P_v – полное давление, приведенное к стандартным условиям воздуха (давление 101, 325 кПа, температура 293 К, относительная влажность воздуха 50%;

$P_{v\phi}$ - измеренное фактическое полное давление, Па;

В – измеренное барометрическое давление, кПа;

t – измеренная температура воздуха, °С.

Мощность на валу вентилятора определяют по формуле

$$N_в = N_э \eta_э \eta_п, \qquad (27.2.13)$$

где: $N_в$ – мощность на валу вентилятора, кВт;

$N_э$ – мощность, потребляемая электродвигателем, кВт;

$\eta_э$ – коэффициент полезного действия электродвигателя;

$\eta_п$ - коэффициент полезного действия передачи.

Частоту вращения рабочего колеса вентилятора определяют тахометром по методике, изложенной в разделе **Определение частоты вращения рабочего колеса вентилятора.**

Если подача и давление соответствуют паспортным характеристикам вентилятора, но не соответствует проектной подаче и напору, проверяют состояние сети, соответствие геометрических размеров вентиляционной сети проекту, засоренность воздуховодов и фильтров.

Если параметры вентилятора ниже паспортных данных, то проверяют аэродинамическую схему вентилятора, затем соответствие параметров входа воздуха в патрубок вентилятора техническим требованиям на установку вентилятора. Выявленные недостатки устраняют.

Если параметры работы вентилятора выше паспортных, то проверяют вентилятор. А вентиляционную сеть проверяют на правильность монтажа и расчета.

В вентиляторах проверяют величину зазора между рабочим колесом и патрубком всасывающего отверстия в радиальном направлении, в направлении оси вала. Во всех точках окружности зазор должен соответствовать техническим требованиям. У большинства центробежных вентиляторов зазора не должно быть. Входной коллектор должен быть заглублен на расстояние, равное 1% от его диаметра. В осевых вентиляторах зазор имеет размеры, равные 0,5% диаметра рабочего колеса.

Отклонение полного давления от величины, представленной в паспорте допускают не более ±5%.

После регулировки вентиляционной сети повторно измеряют полное давление и подачу вентилятора. Если подача не удовлетворяет требованиям, производят следующие действия:

— если подача недостаточна. Увеличивают число оборотов рабочего колеса вентилятора или заменяют вентилятор на другой;

— если подача больше необходимой. Уменьшают частоту вращения колеса вентилятора или создают дополнительное местное сопротивление с помощью диафрагм.

Увеличение частоты вращения рабочего колеса вентилятора производят, соблюдая условие допустимой окружной скорости.

При этом необходимо учитывать, что увеличение частоты вращения рабочего колеса вентилятора приводит к следующим изменениям:

— пропорционально увеличивается подача;

— напор вентилятора увеличивается в квадрате;

— потребляемая мощность электродвигателя увеличивастся в кубе.

Если увеличить подачу воздуха путем увеличения частоты вращения вала не удается, то заменяют вентилятор. Вентилятор также заменяют, если режим работы не экономичный. Причем замена вентилятора производится как на вентилятор с большим числом оборотов, так и на вентилятор с меньшим числом.

После наладки вентилятора определяют нагрев воздуха до и после вентилятора.

Если замена на другой вентилятор не приводит к желаемому эффекту, рассматривают возможность параллельной или последовательной установки второго вентилятора. При установке двух вентиляторов строится их суммарная характеристика. Необходимо учитывать, что в ряде случаев установка второго вентилятора может привести к уменьшению подачи воздуха по сравнению с работой одного вентилятора.

Испытание и наладка поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей.

Наладку воздухонагревателей и воздухоохладителей проводят с целью обеспечения расчетных параметров теплоотдачи во всем диапазоне изменения тепловых нагрузок, безаварийной работы в режиме автоматического регулирования.

Перед испытанием определяют тип воздухонагревателя или воздухоохладителя, его паспортные характеристики. Устанавливают схему обвязки секций воздухонагревателей, воздухоохладителей как по воздуху, так и по теплоносителю. Очищают поверхности теплообменников от загрязнений. Герметизируют схему обвязки по воздуху. Закрывают обводы теплообменников по воздуху. Полностью открывают запорно-регулирующую арматуру на подающем и обратном трубопроводах теплоносителя. Обводные вентили закрывают. Определяют наличие перепада давления теплоносителя по манометрам, установленных на подающем и обратных коллекторах теплоносителя. Испытания проводят при наличии перепада давления не менее 0,01 Мпа. Устанавливают термометры в гильзы на трубопроводах теплоносителя. Включают систему вентиляции.

Испытание и наладка поверхностных воздухонагревателей

Испытание поверхностного воздухонагревателя включает в себя следующие операции:

— замер полного давления воздуха до и после воздухонагревателя;

— определение массового расхода воздуха, проходящего через воздухонагреватель;

— производят не менее двух циклов замера температур воздуха и теплоносителя до и после нагревателя, продолжительность цикла при этом не менее 20 мин;

— при испытаниях отслеживают температуру обратной воды, выходящей из воздухонагревателя во избежание замерзания;

— определяют сопротивление по воздуху как разность полных давлений до и после воздухонагревателя и сравнивают с расчетным значением.

— Производят дополнительную очистку поверхности воздухонагревателя, если сопротивление по воздуху больше чем на 20% от расчетного

— Измерения производят при установившемся режиме. Установившийся режим характеризуется стабильностью температур воздуха и теплоносителя до и после воздухонагревателя.

Температуру воздуха после воздухонагревателя в прямоточной системе с отсутствующей или неработающей камерой орошения определяют по результатам замеров в сечении за вентилятором по зависимости:

$$t_2 = t_2' - \Delta t_в \qquad (27.2.14)$$

Где: t_2 – температура воздуха после воздухонагревателя, °С;

t_2' – температура воздуха в сечении за вентилятором, °С;

$\Delta t_в$ – нагрев воздуха в вентиляторе, °С.

Массовый расход воздуха, проходящего через воздухонагреватель, определяют по зависимости:

$$G = L\rho_2 \qquad (27.2.15)$$

Где: G – массовый расход воздуха, кг/с;

L- подача вентилятора, $м^3/с$;

ρ_2 – плотность воздуха после воздухонагревателя, $кг/м^3$.

Испытания воздухонагревателя в системе с рециркуляцией без камеры орошения или с неработающей камерой проводят следующим образом:

— определяют подачу вентилятора, $м^3/с$;

— замеряют расход рециркуляционного воздуха, $м^3/с$;

— замеряют температуру наружного воздуха, рециркуляционного воздуха и температуру смеси воздуха за вентилятором, °С;

— рассчитывают массовый расход воздуха, кг/с;

— определяют температуру воздуха до нагревателя, °С, по зависимости:

$$t_1 = \frac{(L_{см}\rho_{см} - L_p\rho_p)t_н + L_p\rho t_p}{L_{см}\rho_{см}}, \ ^\circ C \qquad (27.2.16)$$

Где: $\rho_р$, $\rho_{см}$ – плотность воздуха при температуре на входе и на выходе из воздухонагревателя $кг/м^3$.

— определяют температуру воздуха после нагревателя по зависимости 27.2.14;

При смешении потоков после воздухонагревателя:

$$t_1 = t_н, \ ^\circ C \qquad (27.2.17)$$

— температуру воздуха после нагревателя определяют по зависимости:

$$t_1 = \frac{L_{см}\rho_{см}(t_{см} - \Delta t_в) - L_p\rho t_p}{L_{см}\rho_{см}}, \ ^\circ C \qquad (27.2.18)$$

Массовый расход воздуха через воздухонагреватель определяют следующим образом:

— при смешении потоков воздуха до воздухонагревателя

$$G = L_{см}\rho_{см}, \ кг/с \qquad (27.2.19)$$

— при смешении потоков воздуха после воздухонагревателя

$$G = L_{см}\rho_{см} - L_p\rho_p, \ кг/с \qquad (27.2.20)$$

Испытания воздухонагревателя в системе с рециркуляцией проводят при обеспечении условия отсутствия конденсации в смешиваемом потоке.

Испытания воздухонагревателя в системе с работающей в адиабатическом режиме камерой орошения производят следующим образом:

— при отсутствии рециркуляции замеряют температуру и относительную влажность воздуха входящего воздуха, температуру воды в камере орошения, температуру воздуха после воздухонагревателя, строят процесс обработки воздуха в воздухонагревателе и в камере орошения на диаграмме J-d.

— При наличии рециркуляции до воздухонагревателя определяют расход смеси воздуха, рециркуляционного воздуха, температуру и относительную влажность входящего и выходящего из воздухонагревателя воздуха, температуру воды в камере орошения, определяют параметры воздуха до и после воздухонагревателя с помощью J-d диаграммы.

Затем составляют уравнение теплового баланса:

$$G(t_2 - t_1)C_G = W(T_1 - T_2)C_w \qquad (27.2.21)$$

Если неравенство менее чем 10%, полученные значения теплотехнической характеристики принимают за фактические.

Если неравенство более 10%, выявляют и устраняют причины неравенства.

Для каждого цикла испытаний определяют температурный критерий и отношение водяных эквивалентов теплоносителя и воздуха по зависимостям:

$$\varphi = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \qquad (27.2.22)$$

Где:φ – температурный критерий;

t_1, t_2 – температуры воздуха на входе и выходе из воздухонагревателя, °С;

T_1 – температура воды на входе в воздухонагреватель, °С;

$$\overline{W} = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \qquad (27.2.23)$$

Строят график режима работы поверхностного воздухонагревателя, Рис. 27.2.1. На графике отображают изменения температур подающего и обратного теплоносителя по данным теплосети. Затем представляют расчетные изменения температуры воздуха до и после воздухонагревателя во всем диапазоне изменения температуры наружного воздуха.

Рассчитывают требуемые значения температуры воздуха до и после воздухонагревателя, температуры воды на входе в воздухонагреватель для каждого из значений температуры наружного воздуха с интервалом через 5°С.

Определяют температуру обратного теплоносителя по зависимости:

$$T_2 = T_{1T} - \frac{t_{2mp} - t_{1mp}}{\overline{W}}, \ ^\bullet C \qquad (27.2.24)$$

Определяют расход теплоносителя во всем диапазоне температур наружного воздуха по зависимости:

$$W = \frac{Gc_G\overline{W}}{c_W}, \text{ кг/с} \qquad (27.2.25)$$

Полученные данные отображают на графике, **Рис.27.2.1.**

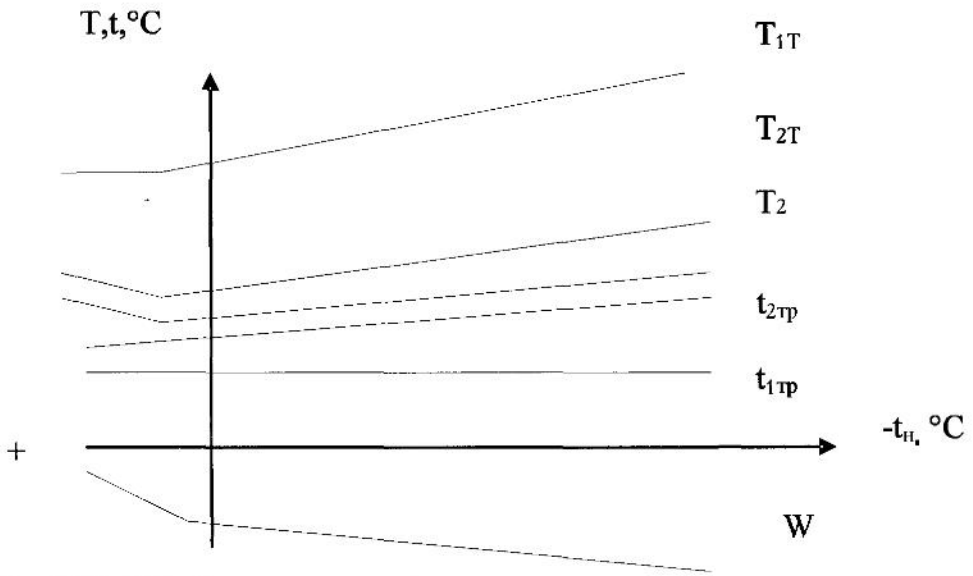


Рис.27.2.1 График режима работы поверхностного воздухонагревателя

Если линия изменения температуры обратного теплоносителя расположена ниже или совпадает с линией изменения температуры обратного теплоносителя по графику теплосети, а при температуре наружного воздуха ниже -20°С значение температуры обратного теплоносителя не ниже 20°С, наладку не производят.

Если температура обратного теплоносителя ниже 20°С производят следующие наладочные работы:

— выполняют параллельную обвязку секций воздухонагревателя по теплоносителю;

— уменьшают поверхность воздухонагревателя отключением отдельных его секций;

— каждое из мероприятий проверяют расчетом.

Если температура обратного теплоносителя выше 20°С производят следующие наладочные работы:

— выполняют последовательную обвязку секций воздухонагревателя по теплоносителю;

— увеличивают поверхность воздухонагревателя подключением дополнительных секций;

— каждое из мероприятий проверяют расчетом.

При наладке системы теплоснабжения и регулирующего клапана обеспечивают максимальный расход теплоносителя.

Требуемую теплоотдачу воздухонагревателя определяют в расчетных условиях по зависимости:

$$Q_{mp} = GC_G(t_{2mp} - t_{1mp}),\ кВт$$

Минимально допустимая скорость теплоносителя в диапазоне отрицательных наружных температур представлена в табл. **27.2.1.**

Таблица 27.2.1

Воздухонагреватель	Подача теплоносителя	Минимальные скорости движения теплоносителя по трубкам воздухонагревателя, м/с, При температуре теплоносителя, °С.		
		150	130	95
Одноходовой	Сверху - вниз	0.02	0.02	0.03
Одноходовой	Снизу - вверх	0.45	0.4	0.3
Многоходовой	-	0.12	0.12	0.12

Рассчитывают скорость движения теплоносителя по зависимости:

$$\omega = \frac{G_{mp}C_G\overline{W}}{f_2C_W\rho_W},\ м/с \qquad (27.2.26)$$

Сравнивают полученные значения с табличными данными (Табл. 27.1.1).

Если при испытании воздухонагревателя расходы воздуха и теплоносителя соответствуют расчетным условиям, при расчетной температуре наружного воздуха, расчетную теплоотдачу определяют по зависимости:

$$Q_p = Q\frac{T_{1p} - t_{нр}}{T_1 - t_н},\ кВт \qquad (27.2.27)$$

Где: $Q_р$ – расчетное значение теплоотдачи воздухонагревателя, принимаемого за фактическое, кВт;

$T_{1р}$ – температура теплоносителя на входе в воздухонагреватель, °С;

$T_{нр}$ – температура наружного воздуха при расчетных условиях, °С;

Температуру выходящего из установки воздуха определяют по зависимости:

$$t_{kp} = \frac{t_k - t_н}{T_1 - t_н}(T_{1p} - t_{нр}) + t_{нр},\ ^\bullet C \qquad (27.2.28)$$

Температуру обратной воды определяют по следующей зависимости:

$$T_{2p} = T_{1p} - \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_н}(T_{1p} - t_{нр}),\ ^\bullet C \qquad (27.2.29)$$

Испытание и наладка поверхностных воздухоохладителей

Испытание проводят в режиме максимально возможной нагрузки по теплу, при условии создание перепада температуры по теплоносителю не менее 3°С.

Испытания состоят из замеров расхода воздуха через воздухоохладитель, полного давления воздуха и не менее двух циклов замеров температур теплоносителя и воздуха по «сухому» и «мокрому» термометрам до и после воздухоохладителя.

Замер температур производят в сечении за вентилятором при отключенном по теплоносителю втором подогреве.

Температуру воздуха за камерой орошения рассчитывают по зависимости:

$$t_{c2} = t'_{c2} - \Delta t_u \qquad (27.2.30)$$

Где: t_{c2} – температура воздуха за камерой орошения, °С;

t_{c2} – температура воздуха по «сухому» термометру, °С;

Δt_u – нагрев воздуха в вентиляторе, полученный при испытаниях, °С.

Температуру воздуха по «мокрому» термометру определяют путем построения процесса нагрева в вентиляторе на I-d диаграмме при постоянном влагосодержании.

Замеры производят при установившемся режиме, при стабильных температурах воздуха и теплоносителя до и после воздухоохладителя в течение цикла. Количество циклов не менее 2, продолжительность цикла не менее 20 мин.

Определяют сопротивление воздухоохладителя по воздуху как разность полных давлений до и после воздухоохладителя, сравнивают с паспортными данными.

При разнице более 20% очищают поверхность воздухоохладителя и измерения повторяют.

Массовый расход воздуха через воздухоохладитель определяют по зависимости:

$$G = L\rho \qquad (27.2.31)$$

Где: G – массовый расход воздуха, кг/с;

L – расход воздуха, $м^3/с$;

ρ – плотность воздуха в месте его замера, $кг/м^3$.

Строят фактический процесс обработки воздуха на I-d диаграмме.

Строят условный процесс сухого охлаждения и заменяют им фактический процесс тепло- и массопереноса. Параметры воздуха до воздухоохладителя в условном процессе сухого охлаждения соответствуют точке, находящейся на линии начального фактического теплосодержания воздуха и линии условного процесса. Параметры воздуха после воздухоохладителя соответствуют точке, находящейся на пересечении линии конечного фактического теплосодержания воздуха с той же линией условного процесса.

Теплотехническую характеристику воздухоохладителя для требуемого расхода воздуха определяют по зависимости:

$$\Phi_{1тр} = \Phi_{1исп}\left(\frac{G}{G_{тр}}\right)^{1-r} \quad (27.2.32)$$

Где: $\Phi_{1исп}$ – номинальная теплотехническая характеристика, представленная в документации на воздухоохладитель.

Расход теплоносителя в расчетном режиме определяют по зависимости:

$$W = \frac{G_p C_G W_p}{C_W}, \text{ кг/с} \quad (27.2.33)$$

Полученнос значение расхода теплоносителя обеспечивают при наладке системы холодообеспечения.

Определяют теплопередающую характеристику воздухоохладителя в расчетных условиях по зависимости:

$$Q_p = G_p C_G (I_{2p} - I_{1p}), \text{ кВт} \quad (27.2.34)$$

Испытания и наладка клапанов на трубопроводах теплоносителя

Испытания и наладку клапанов производят после наладки воздухонагревателя или воздухоохладителя и системы теплоснабжения.

Испытания клапанов производят тремя замерами температур воздуха и теплоносителя через воздухонагреватель (воздухоохладитель) при полностью открытом клапане. В каждом цикле замеры производят при четырех различных положениях клапана.

Перед испытанием определяют тип регулирующего клапана и его паспортные характеристики. Выполняют ревизию клапана. Обеспечивают легкость затвора клапана. Закрывают обвод клапана по теплоносителю. Устанавливают термометры на подающем и обратном трубопроводе теплоносителя. Подключают исполнительный механизм клапана.

Испытания проводят в следующей последовательности:

— замеряют давления в подающем и обратном трубопроводах магистрали;

— определяют перепад давлений теплоносителя по зависимости;

$$\Delta P_0 = P_1 - P_2 - 9{,}81\Delta h, \text{ кПа} \quad (27.2.35)$$

Где: ΔP_0 – фактический перепад давлений;

Δh – разность уровней установки манометров относительно отметки пола, м;

— открывают полностью клапан, зафиксировав положение штока клапана;

— закрывают полностью клапан, зафиксировав положение клапана;

— определяют величину полного хода исполнительного механизма клапана по зависимости:

$$h_{макс} = h' - h'' \qquad (27.2.36)$$

Где: $h_{макс}$ – величина полного хода, мм;

h' – открытое положение клапана, мм;

h'' – закрытое положение клапана, мм.

Сравнивают величину полного хода исполнительного механизма с паспортными данными. При разнице показаний более чем на 15%, выполняют ревизию клапана.

Замеряют расход и температуру воздуха, проходящего через воздухонагреватель в контрольной точке сети. Определяют массовый расход воздуха через воздухонагреватель.

Максимальную пропускную способность клапана определяют следующим образом:

— открывают полностью клапан;

— измеряют температуру воздуха до и после воздухонагревателя (охладителя);

— измеряют температуры теплоносителя до и после воздухонагревателя (охладителя);

— определяют температурный критерий;

— определяют отношение водяных эквивалентов воздуха и теплоносителя;

— максимальную пропускную способность клапана определяют по зависимости:

$$W = G\overline{W},\ кг/с \qquad (27.2.37)$$

— сравнивают максимальную пропускную способность, полученную экспериментальным путем с расчетным значением пропускной способности. Если расчетное значение больше полученного экспериментальным путем на 10%, осуществляют ревизию клапана или заменяют его.

— Строят статическую характеристику клапана по результатам замеров в координатах: величина температурного критерия, величина полного хода исполнительного механизма клапана.

Необходимость наладки клапана определяют специалисты по наладке систем автоматического регулирования.

Расчет реконструкции регулирующего клапана выполняют следующим образом:

— определяют пропускную способность регулирующего участка сети тепло- и холодоснабжения в начале и конце которого давление среды колеблется не более чем на ±15% в любом положении затвора клапана по следующей зависимости:

$$X_{vy} = \frac{W_p}{\sqrt{\Delta P_y \rho_W}} \qquad (27.2.38)$$

Где: X_{vy} – пропускная способность регулирующего участка, $м^2$;

ρ_w – плотность теплоносителя, $кг/м^3$;

ΔP_y – потери давления на регулируемом участке, за исключением потерь давления по данным испытания системы тепло- и хладоснабжения, кПа;

W_p – расчетный расход теплоносителя, кг/с.

— определяют перепад давления теплоносителя в клапане по зависимости:

$$\Delta P_k = \Delta P_0 - \Delta P_y, \; кПа \qquad (27.2.39)$$

Где: ΔP_0 – минимальный располагаемый перепад давления на регулируемом участке по данным испытаниям системы тепло- и хладоснабжения, кПа;

— определяют расчетную пропускную способность клапана по зависимости:

$$X_{vkp} = \frac{W_{kp}}{\sqrt{\Delta P_k \rho_W}}, \; м^2 \qquad (27.2.40)$$

— определяют расчетную площадь пропускного сечения дроссельного устройства клапана по зависимости:

$$F_{p.np.} = 55{,}97 V_{vkp} 10^6, \; мм^2 \qquad (27.2.41)$$

— определяют степень искажения пропускной характеристики клапана по зависимости:

$$n_p = \frac{X_{vkp}}{X_{vy}} \qquad (27.2.42)$$

— определяют конструктивные характеристики профиля окна клапана по паспортным данным для полученных значений степени искажения пропускной характеристики клапана, номер профиля окна, максимальную высоту и ширину окна;

— определяют площадь проходного сечения окна по одной из формул (**табл. 27.2.2**)

Таблица 27.2.2.

Безразмерные профили окон и их характеристики

$\bar{h} = h / h_{max}$	X при номере безразмерного профиля окна					
	1	2	3	4	5	6
0,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
0,2	0,86	0,72	0,56	0,34	0,18	0,1
0,4	0,69	0,45	0,32	0,16	0,07	0,04
0,6	0,59	0,33	0,2	0,1	0,05	0,02
0,8	0,55	0,28	0,15	0,8	0,04	0,02
1,0	0,55	0,28	0,14	0,8	0,04	0,02
Формула для определения f_0	$0{,}7h_{max}X_{max}$	$0{,}49h_{max}X_{max}$	$0{,}35h_{max}X_{max}$	$0{,}23h_{max}X_{max}$	$0{,}025h_{max}X_{max}$	$0{,}065h_{max}X_{max}$
X_{max} не менее, мм	2	4	0,8	13	25	50

— определяют расчетное количество окон по зависимости:

$$Z_p \geq \frac{F_{p\,пр}}{f_0} \qquad (27.2.40)$$

Где: f_0 – площадь проходного сечения окна, мм^2;

— округляют расчетное количество окон до большего целого числа;

— определяют конструктивную площадь проходного сечения клапана по зависимости:

$$F_{k\,пр} = Z_p f_0, \, м^2 \qquad (27.2.41)$$

— определяют необходимое условие реконструкции регулирующего клапана по зависимости:

$$D_y \geq 1{,}13\sqrt{F_{p\,пр}} \qquad (27.2.42)$$

Где: D_y – условный диаметр клапана, мм.

Если это условие не выполняется, то для реконструкции принимают клапан с большим условным диаметром клапана. Расчет реконструкции клапана повторяют.

Расположение окон на затворе клапана принимают согласно количеству и минимальному размеру промежутков между соседними окнами в затворе.

Возможность выполнения клапана односедельной конструкции определяют по зависимости:

$$D_y \succ 1{,}138(Z_p X_{\max} \oplus ma), \, мм \qquad (27.2.43)$$

Где: m – количество промежутков между окнами;

a – минимальный размер промежутка между окнами.

Если неравенство не соблюдается, для реконструкции принимают клапан с большим условным диаметром или выполняют расчет для двухседельной конструкции.

Максимальный диаметр проходного сечения седла односедельного клапана определяют по зависимости:

$$d_{c\,\max} = 35{,}42\sqrt{\frac{P_{доп}}{\Delta P_в}} \qquad (27.2.44)$$

Где: $d_{c\,max}$ – максимальный диаметр проходного сечения седла односедельного клапана, мм;

$P_{доп}$ – номинальное усилие, развиваемое исполнительным механизмом клапан, Н;

$\Delta P_в$ – максимальный перепад давления на регулируемом участке сети, кПа.

Для двухседельной конструкции клапана определяют условный диаметр клапана, принимая расчетное количество окон и минимальный размер промежутков между соседними окнами, как для затвора с максимальным количеством окон.

При реконструкции клапанов объединяют окна в затворе между собой попарно, промежутки между соседними окнами принимают одинаковыми, не менее 3-4 мм.

После наладки выполняют крепление затвора клапана к штоку исполнительного устройства так, чтобы исключить его сворачивание со штока и нарушение первоначальной регулировки.

Испытания воздухораспределителей и регулировка систем воздухораспределения

При испытаниях и наладке систем воздухораспределения проверяют:

— положение каждого воздухораспределителя: угол установки выпускных патрубков, высоту их подвески, отсутствие экранирования живого сечения, регуляторов расхода, лопаток у решеток, диффузоров и дисков у плафонов, закрывающих устройств, турбулизаторов потока, ручных и механических приводов;

— проверяют наличие и исправность дросселирующих устройств (диафрагм) и регуляторов расхода воздуха (шиберов, клапанов) на ответвлениях перед воздухораспределителями.

После проверки соответствия положения и состояния воздухораспределителей проекту, проверяют и регулируют распределение расходов воздуха по воздухораспределительным устройствам в соответствии с проектными данными.

Допустимые отклонения расходов воздуха, проходящего через воздухораспределители указаны в разделе **Аэродинамическое испытание и регулирование сетей воздуховодов.**

Наладку систем воздухораспределения на санитарно-гигиенический эффект производят при рабочих разностях температур и фактических значениях тепло-, влаго - и газовых выделениях в помещении. Расход подаваемого воздуха должен обеспечить ассимиляцию всех вышеперечисленных выделений.

Наладку систем воздухораспределения с переменным количеством подаваемого воздуха производят для режимов его максимального и минимального расходов.

Санитарно-гигиеническое состояние воздушной среды в помещении определяется требованиями ГОСТ 12.1.005-88(91), СниП 2.04.05-91*(2000).

Обследование производят по всему помещению или по выбранному участку, характерному для данного помещения расположением приточных и вытяжных устройств и выделений.

Скорость движения воздуха, температуру, относительную влажность воздуха определяют по площади рабочей зоны участка испытания в контрольной плоскости на уровне дыхания людей, находящихся в помещении. На высоте 1,8 м при работе стоя, 1,2 м при работе сидя и 0,3 м при работе в лежачем положении.

Испытания проводят в стационарном режиме: при постоянном расположении источников и постоянном количестве выделений, при колебаниях температуры не более 1-2°С, при постоянных расходах поступающего и удаляемого воздуха, при колебаниях температуры и влажности поступающего и удаляемого воздуха не более ±5%. Относите-

льная погрешность результатов определения содержания вредных веществ в воздухе не должна превышать ±33%.

Измерения производят циклами не менее двух раз. Если расхождение результатов превышает 10%, измерения повторяют.

Перед началом и окончанием каждого цикла измерений, определяют расходы приточного и удаляемого воздуха, температуру на входе и выходе, влажность и содержание в них вредных веществ.

Скорости, температуры, влажности и концентрации вредных веществ производят в контрольной плоскости рабочей зоны путем измерения соответствующих величин у центров квадратов или прямоугольников с отношением сторон не менее 1/2. При этом меньший размер стороны не должен превышать 0,2 длины стороны помещения (участка испытания).

Продолжительность измерения скорости и температуры в каждой точке должна составлять не менее 2 мин.

При измерении скорости и температуры в контрольной точке фиксируют минимальные и максимальные значения. Производят запись текущих значений в точке с целью выявления средних значений и частоты колебаний параметров.

Определяют средние значения скорости, температуры и концентрации вредных веществ по площади рабочей зоны:

$$V_{ср\ р} = \frac{\sum_{i=1}^{z} V_{ср\ i}}{Z} \qquad (27.2.45)$$

$$t_{ср\ р} = \frac{\sum_{i=1}^{z} t_{ср\ i}}{Z} \qquad (27.2.46)$$

$$C_{ср\ р} = \frac{\sum_{i=1}^{z} C_{ср\ i}}{Z} \qquad (27.2.47)$$

Где: $V_{ср\ р}$ – среднее значение скорости, м/с;

$t_{ср\ р}$ – среднее значение температуры, °С;

$C_{ср\ р}$ – среднее значение концентрации вредных веществ, мг/м^3;

Z – количество измерений в центрах равновеликих квадратов (прямоугольников) площади.

Определяют средние квадратичные изменений скорости, температуры и концентрации вредных веществ:

$$\delta_v = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{z} \left(V_{ср\ i} - V_{ср\ р}\right)^2}{Z-1}} \qquad (27.2.48)$$

$$\delta_t = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{z}\left(t_{cp\,i} - t_{cp\,p}\right)^2}{Z-1}} \qquad (27.2.49)$$

$$\delta_c = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{z}\left(C_{cp\,i} - C_{cp\,p}\right)^2}{Z-1}} \qquad (27.2.50)$$

Где: σ_v, σ_t, σ_c - средние квадратичные изменений скорости, температуры и концентрации вредных веществ.

Определяют коэффициенты неравномерности распределения скоростей, температур и концентраций вредных веществ:

$$\overline{\delta}_v = \frac{\delta_v}{V_{cp\,p}} \qquad (27.2.51)$$

$$\overline{\delta}_t = \frac{\delta t_t}{t_{cp\,p}} \qquad (27.2.52)$$

$$\overline{\delta}_c = \frac{\delta_c}{C_{cp\,p}} \qquad (27.2.53)$$

Где:$\overline{\delta}_v, \overline{\delta}_t, \overline{\delta}_c$ - коэффициенты неравномерности распределения скоростей, температур и концентраций вредных веществ.

При незначительных влаговыделениях распределение температур определяет и распределение значений относительной влажности. Поэтому замеры относительной влажности производят только в отдельных точках, а средние квадратичные отклонения и коэффициенты вариации (неравномерности распределения) не подсчитывают.

Коэффициент санитарно-гигиенической эффективности воздухораспределения определяют как:

$$\varepsilon = \frac{F_{доп}}{F_p} \qquad (27.2.54)$$

Где: ε - Коэффициент санитарно-гигиенической эффективности воздухораспределения, учитывающий сочетание скоростей и температур, концентраций вредных веществ в пределах каждого из равновеликих квадратов (прямоугольников) в контрольной плоскости рабочей зоны;

$F_{доп}$ – площадь рабочей зоны помещения, на которой обеспечиваются санитарно-гигиенические требования, м^2;

$F_р$ – площадь рабочей зоны помещения, м^2.

Коэффициент эффективности воздухообмена определяют по зависимости:

$$K_t = \frac{t_в - t_{пр}}{t_р - t_{пр}} \quad (27.2.55)$$

$$K_d = \frac{d_в - d_{пр}}{d_р - d_{пр}} \quad (27.2.56)$$

$$K_C = \frac{C_в \frac{\rho_{пр}}{\rho_р} - C_{пр}}{C_р \frac{\rho_{пр}}{\rho_р} - C_{пр}} \quad (27.2.57)$$

Где: K_t – коэффициент эффективности воздухообмена по теплоте;

K_d - коэффициент эффективности воздухообмена по влаге;

K_c - коэффициент эффективности воздухообмена по газам;

$t_р$ – средняя температура воздуха, °С;

$\rho_р$ – плотность воздуха, кг/м^3;

$d_р$ – влагосодержание, г/кг;

$C_р$ – концентрация вредных газов, кг/м^3;

$t_{пр}$, $\rho_{пр}$, $d_{пр}$, $C_{пр}$ – то же, для приточного воздуха;

$t_в$, $\rho_в$, $d_в$, $C_в$ – то же, для удаляемого воздуха.

По результатам измерений параметров воздушной среды выявляют на плане помещения зоны дискомфорта. На плане помещения строят линии равных температур, скоростей, и концентраций. Малые значения коэффициента санитарно-гигиенической эффективности и большие значения средних квадратичных отклонений значений скорости, температуры и концентрации вредных веществ указывают на зоны, в которых превышены допустимые значения температур, скоростей воздуха и концентраций вредных веществ.

При высоких требованиях к равномерности нормируемых параметров производят дополнительные замеры.

Если зоны дискомфорта встречаются по всей линии, или по отдельной ветви, систему воздухораспределения регулируют.

Если зоны дискомфорта охватывают часть площади в интервале 20%, проверяют равномерность распределения скоростей в выпускных сечениях воздухораспределителей. Перераспределяют объем притока по отдельным воздухораспределителям пропорционально излишним тепло- влагопритокам и газовыделениям.

Если отклонение скорости воздуха от средней величины выше 30%, регулируют распределение воздуха по сечению воздухораспределителя.

Траекторию приточных струй визуализируют задымлением или нитями.

Если имеются застойные зоны, увеличивают угол наклона или уменьшают высоту подвески воздухораспределителей, устанавливают дополнительные воздухораспреде-

лители вблизи зон дискомфорта, уменьшают степень закрутки при подаче закрученными струями.

Если застойные зоны вызваны наличием оборудования, строительных конструкций и других препятствий, изменяют место установки воздухораспределителей или устанавливают дополнительные воздухораспределители.

Если зоны дискомфорта охватывают часть площади в интервале от 20 до 30%, рассматривают возможность изменения скорости воздуха, замены воздухораспределителя или установки дополнительных воздухораспределителей.

Если зоны дискомфорта охватывают площадь более 50%, а наладка и частичная реконструкция не дает эффекта, производят полную реконструкцию системы воздухораспределения с заменой схемы организации воздухообмена. Замену согласовывают с проектировщиками.

Испытание и наладка воздушно-тепловых завес

Испытание и наладку воздушно-тепловых завес проводят с целью обеспечения нормируемой температуры воздуха в помещении вблизи проемов.

Испытание и наладку воздушно-тепловых завес проводят после наладки систем вентиляции и аэрации, работающих в холодный период года.

Перед испытанием воздушно-тепловой завесы определяют соответствие площадей открытых вытяжных и приточных аэрационных проемов определенных при наладке систем аэрации. Убеждаются в плотности притворов окон, фрамуг и т.п. Определяют размеры проемов, воздуховыпускных патрубков завесы, угол наклона патрубков к плоскости проема, место забора воздуха для завесы (из верхней зоны помещения или снаружи).

Испытание воздушно-тепловых завес проводят при отрицательных температурах наружного воздуха и скорости ветра, не превышающей расчетных значений, указанных в СниП 2.04.05-91*(2000).

Перед определением эффективности завесы проводят аэродинамические испытания и регулировку завесы на проектный расход воздуха, испытание и наладку воздухонагревателей на проектные данные.

Аэродинамические испытания и регулировку завесы проводят согласно главе **Аэродинамическое испытание и регулирование сетей воздуховодов** для обеспечения равномерных скоростей выхода воздуха из завесы.

Испытание и наладку воздухонагревателей завесы проводят согласно главе **Испытание и наладка поверхностных воздухонагревателей и воздухоохладителей.**

При проверке эффективности завесы определяют температуру и скорость воздуха на ближайших к проему рабочих местах на высоте 0,5 и 1,5 м от уровня пола, температуру в месте забора воздуха, температуру выходящего воздуха, температуру наружного воздуха, скорость и направление наружного воздуха на расстоянии 4-5 м от проема, подачу вентилятора завесы.

Воздушно-тепловая завеса должна обеспечивать на постоянных рабочих местах вблизи проема во время его открытия требования к температуре воздуха согласно ГОСТ 12.1.005-88(91).

Испытания воздушно-тепловой завесы на эффективность начинают с определения минимально необходимого расхода воздуха для перекрывания струями завесы проема.

Струи завесы визуализируют задымлением или нитями. Если установлено, что струи завесы при открывании проема отбрасываются в помещение и не перекрывают проема, необходимо увеличить расход подаваемого воздуха. При этих испытаниях температура приточного воздуха должна соответствовать температуре наружного воздуха.

Если при испытаниях воздушно-тепловой завесы температура наружного воздуха выше расчетной температуры отопительного сезона, необходимую подачу вентиляторов расчетных условиях определяют по зависимости:

$$G_н = G_{min}\sqrt{\frac{t_{вн} - t_{нр}}{t_{вн} - t_н}} \qquad (27.2.58)$$

Где: $G_н$ – необходимая подача вентилятора, кг/с;

G_{min} – фактическая минимальная подача вентилятора завесы, кг/с;

$t_{вн}$ – средняя температура воздуха в помещении, °С;

$t_{нр}$ – расчетная температура для наружного воздуха в холодный период года, °С;

$t_н$ – температура наружного воздуха, при которой производились испытания, °С.

Если расход воздуха удовлетворяет проектным условиям, а температура воздуха ниже нормируемой величины, увеличивают подачу вентилятора. Если подачу воздуха увеличить невозможно, реконструируют воздушно-тепловую завесу.

27.3. Испытание и наладка систем кондиционирования воздуха

Испытания и наладка холодильных машин

Цель испытания и наладки холодильных машин – обеспечение их холодопроизводительности при расчетных температурах охлаждаемого объекта и окружающей среды (воды или воздуха). Холодопроизводительность и потребляемая мощность холодильных машин зависят от условий работы, от напряжения в сети, температуры окружающей среды, температуры в охлаждаемом помещении, длины магистралей до конденсатора и испарителя.

Требуемая холодопроизводительность должна быть достигнута при работе в номинальном режиме. Номинальным режимом является температурный режим, при котором сравнивают холодопроизводительности компрессоров для кондиционеров – высокотемпературный режим. Данный режим определяется следующими показателями:

температура кипения хладагента +5°С;

температура конденсации хладагента + 40°С;

температура всасывания в компрессор +15°С;

температура переохлаждения жидкого хладагента +35°С.

Испытания холодильных машин проводят при номинальном напряжении. Номинальная длина магистрали между внутренним и внешним блоком для сплит-систем равна 15 м и в техническом описании она не указывается. Если по техническим условиям на конкретное оборудование допускается расстояние между блоками больше или меньше (не равна 15 м), максимальное значение расстояния между блоками по горизонтали и вертикали указывается в требованиях к монтажу системы. Величина перегрева паров хладагента на всасывании в компрессор зависит от длины магистрали. Регулируют величину перегрева паров путем измерения температуры всасывающего трубопровода на выходе из испарителя, в месте установки датчика терморегулирующего вентиля (ТРВ). Номинальный перегрев на выходе из испарителя составляет 7°С. Номинальную холодопроизводительность холодильной машины определяют по полученным значениям холодопроизводительности холодильной машины при испытаниях. Определяют температуру окружающей среды, помещения, замеряют температуру всасывания перед компрессором. Затем по обобщенным характеристикам холодильных машин, представленным на **Рис.27.3.1** определяют номинальное значение холодопроизводительности.

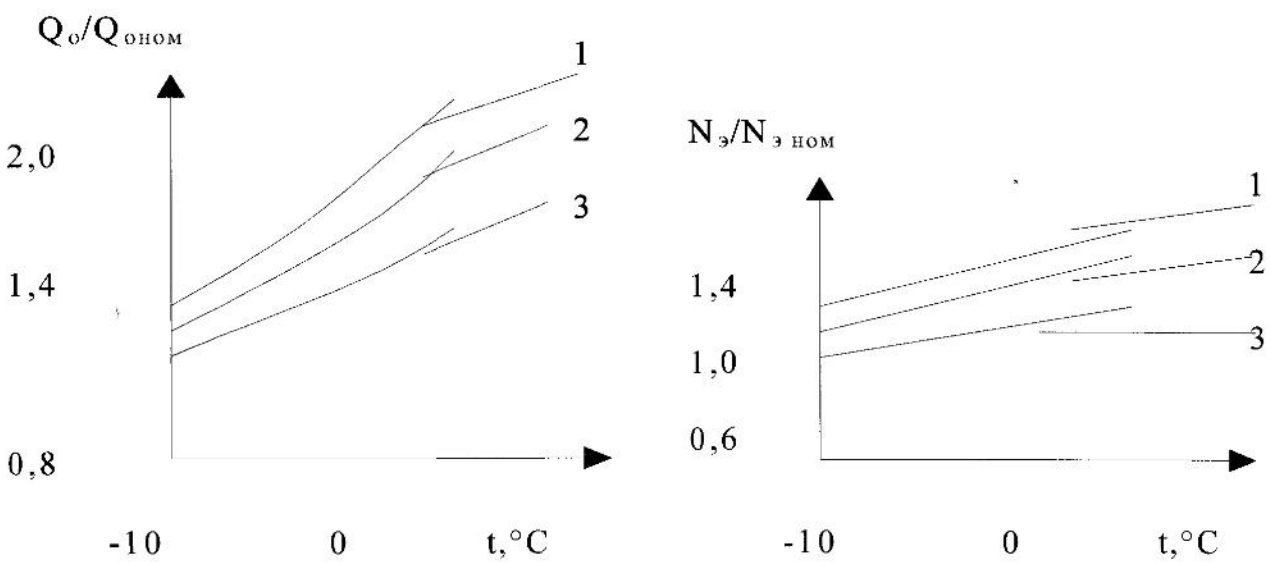


Рис. 27.3.1 Обобщенные характеристики холодильных машин

Q_o — замеренная холодопроизводительность холодильной машины при определенной температуре окружающей среды, кВт;

$Q_{o\ ном}$ — номинальная холодопроизводительность холодильной машины при номинальных температурах окружающей среды, кВт;

$N_э$ — потребляемая мощность электродвигателя компрессора, кВт;

$N_{э\ ном}$ — потребляемая мощность электродвигателя компрессора при номинальных температурах, кВт;

t — температура хладагента, полученная при испытаниях, °С.

Перед началом испытаний проверяют крепления ограждений, конструкций наружных и внутренних блоков и устраняют обнаруженные дефекты.

Определяют наличие утечек хладагента.

Визуально проверяют всю систему с хладагентом. При этом обращают внимание на места повреждений; нанесения смазки; подверженные коррозии. Кроме этого проверяются все трубы, шланги, соединительные муфты, приборы контроля состояния хладагента, места для подсоединения дополнительного оборудования, сварные и паяные швы, а также области вокруг мест соединений и все ответвления. Проверяют систему на утечку течеискателем, визуально определяют места появления масла. Вследствие высокой взаимной растворимости масел и хладагента, утечки хладагента всегда сопровождаются появлением масляных пятен на трубопроводах, местах соединений и оборудовании.

Утечку хладагента из системы устраняют и производят вакуумирование.

Для заполнения цилиндра станции хладагентом к вентилю баллона с хладагентом подключают фильтр-осушитель, который гибким шлангом соединяют со штуцером. Влючают вакуумный насос и вакуумируют цилиндр. По достижении остаточного давления, равного 5 Па, останавливают вакуумный насос. Открыв вентиль баллона, заполняют цилиндр хладагентом, контролируя его уровень. Чтобы из баллона в цилиндр поступило больше жидкого хладагента, его пары выпускают через обратный клапан.

Гибкими шлангами штуцера станции соединяют со штуцерами на всасывающем и нагнетательном вентилях компрессора холодильной установки. Включив вакуумный насос станции вакуумируют холодильную установку до остаточного давления 5 Па. Спустя 1 ч работы при этом остаточном давлении вакуумный насос выключают и выдерживают систему под вакуумом в течение 1 ч. Затем, вводят из цилиндра станции в холодильную установку осушенный хладагент до достижения избыточного давления 30...50 кПа, нарушая вакуум.

Таким же образом проводят второе вакуумирование холодильной установки и вновь нарушают вакуум.

После третьего вакуумирования холодильную установку заполняют необходимым количеством хладагента из цилиндра станции. Когда давления хладагента в холодильной установке и цилиндре станций будут равны, (что будет видно по прекращению циркуляции хладагента через смотровое стекло) включают электронагреватель, встроенный в цилиндр станции. В результате давление в цилиндре повышается, и холодильная установка продолжает заполняться хладагентом. Количество хладагента, поступившего в холодильную установку, определяют по шкале цилиндра, которая имеет корректировочную сетку по давлению хладагента в цилиндре.

Если существует опасность попадания в систему при транспортировке или монтаже неконденсирующихся газов, влаги, тройное вакуумирование производят следующим образом:

— присоединяют к системе манометровый коллектор, включающий мановакуумметр;

— снижают давление в системе до 100 Па;

— закрывают вентиль на мановакуумметре и открывают вентиль на манометре высокого давления, подключенном к баллону с азотом (вакуум-насос не выключают);

— повышают давление в системе до 0,6 Мпа;

— в течении 20 минут следят за показаниями манометра, если давление не падает, закрывают вентиль на манометре высокого давления и открывают вентиль на манометре низкого давления, выпускают азот в атмосферу;

— закрывают вентиль на манометре низкого давления и открывают вентиль на мановакуумметре, вакуумируют до давления 30-50 Па;

— повторяют операцию с подачей в отвакуумированную систему азота;

— вакуумируют в третий раз до минимального давления. Величина минимального давления определяется периодическим перекрыванием вентиля на мановакуумметре, когда давление в системе прекратит повышаться с закрытым вентилем, вакуумирование прекращают;

— подключают манометр высокого давления к баллону с хладагентом;

— шланг продувают хладагентом и герметизируют;

Заправку холодильной машины осуществляют хладагентом в жидком состоянии. Жидкий хладагент подают в жидкостную линию. Количество хладагента контролируют с помощью весов, дозаторов и т.п.

Если необходимое количество заправляемого хладагента невозможно установить до заправки, заполнение холодильной машины осуществляют парами хладагента во всасывающую линию:

— после третьего вакуумирования к манометру низкого давления подключают баллон с хладагентом;

— шланг продувают хладагентом и герметизируют;

— открывают вентиль на манометре низкого давления и выравнивают давление паров хладагента в баллоне и холодильной машине;

— закрывают вентиль на манометре низкого давления;

— включают холодильную машину;

— контролируют величину давления конденсации и всасывания;

— после стабилизации давления всасывания и нагнетания контролируют их величину, замеряют температуру переохлаждения и перегрева. Достижение необходимого уровня перегрева и переохлаждения осуществляют добавлением паров холодильного агента путем небольшого открывания вентиля на манометре низкого давления.

Испытания холодильных машин автономных кондиционеров начинают с определения расчетного режима работы в конкретных условиях (**Рис.27.3.2**).

Расчетный режим работы холодильной машины характеризуется теплотехническими характеристиками конденсатора и испарителя. Средняя логарифмическая разность температур между температурой окружающего воздуха и температурой конденсации хладагента в воздушных конденсаторах 8 - 15°С. Воздух в конденсаторе нагревается на 9-13°С. В конденсаторах, охлаждаемых водой, средняя логарифмическая разность температур составляет:

— в кожухотрубных – 4-6°С;

— в оросительных – 2-4°С;

— в испарительных - 3°С.

В воздухоохладителях кондиционеров разность температур между температурой воздуха в помещении и температурой кипения хладагента достигает 15-20°С. Температура воздуха, проходящего через воздухоохладитель, понижается на 8-12°С.

Давление кипения и конденсации определяется с помощью таблиц (2) по температуре кипения и конденсации насыщенного пара применяемого в кондиционере хладагента.

Наиболее удобно использование специальных линеек, показывающих зависимость давления насыщенного пара различных хладагентов от температуры.

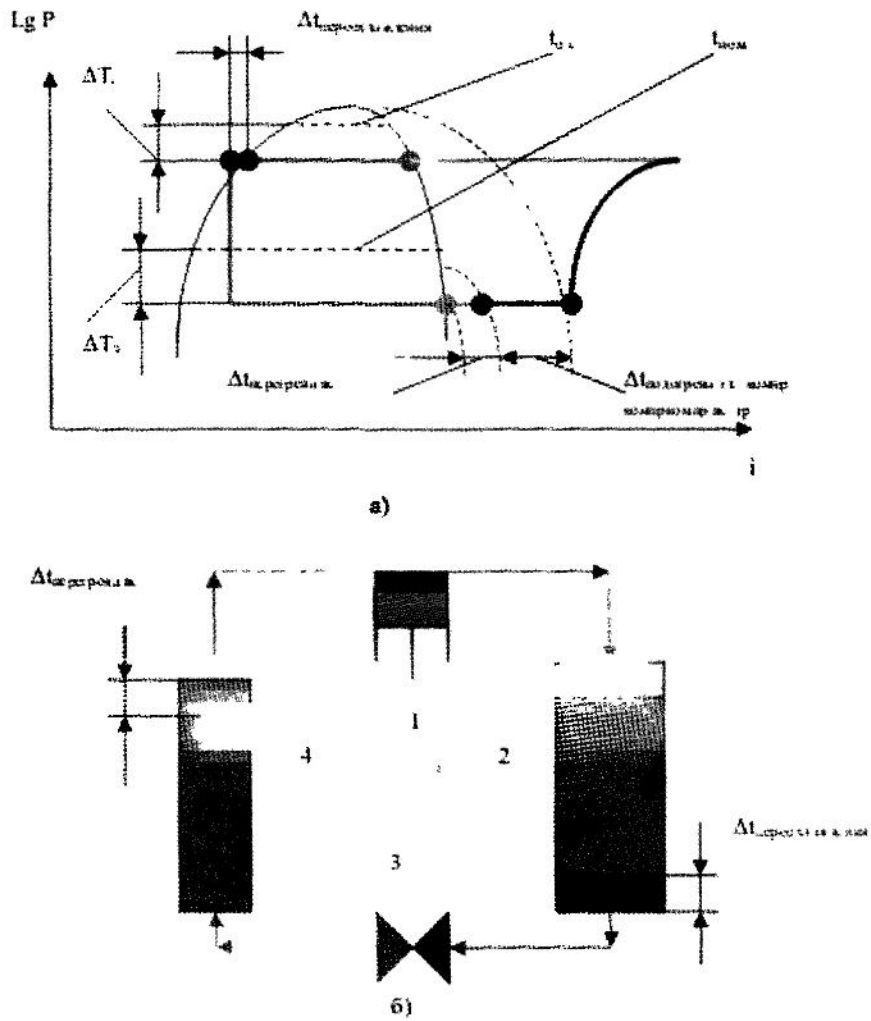


Рис. 27.3.2 Теоретический цикл и схема работы холодильной машины.

а) Теоретический цикл холодильной машины

$t_{о\,с}$ – температура окружающей среды;

$t_{пом}$ – температура воздуха в помещении;

$\Delta t_{переохлаждения}$ – величина переохлаждения жидкого хладагента в конденсаторе;

$\Delta t_{перегрева}$ – величина перегрева паров хладагента в воздухоохладителе;

$\Delta t_{подогрева\,эл}$ – подогрев всасываемых паров хладагента электродвигателем компрессора;

$\Delta T_о$ – разность температур между температурой окружающей среды и температурой конденсации;

$\Delta T_п$ – разность температур между температурой воздуха в помещении, подходящего к воздухоохладителю и температурой кипения жидкого хладагента в испарителе воздухоохладителя.

б) схема холодильной машины

1— компрессор

2— конденсатор

3— дросселирующее устройство

4— испаритель воздухоохладителя

Пуск холодильной машины

1. Проверяют диаметр силовых электрических проводов и номинальную мощность пускового электрического оборудования, предназначенного для включения холодильной машины.

2. Проверяют электрическую схему холодильной машины и подтягивают все резьбовые соединения.

3. Перед первым включением необходимо убедиться в наличии нагревателя картера компрессора. Нагреватель картера компрессора включают до пуска компрессора. Зимой продолжительность предварительного прогрева составляет не менее 6 часов, летом предварительный прогрев осуществляют не менее 8 часов.

Нагрев картера компрессора осуществляется для удаления растворенного хладагента из масла. Если хладагент не удалить, при пуске в картере компрессора образуется пониженное давление и масло вскипает. Вспененное масло теряет свои смазочные свойства и начальный период времени компрессор работает без смазки. Чем выше температура масла, тем выше растворимость в нем хладагента. Поэтому для удаления хладагента летом необходим более длительный нагрев. Если компрессор включается вместе с нагревателем картера, компрессор необходимо отключить от линии питания, с тем, чтобы включить для прогрева только нагреватель картера компрессора.

4. Подключают манометры высокого давления и низкого давления как можно ближе к компрессору и включают компрессор.

Компрессор не включается (нет гудения)

1. Работает задержка компрессора при включении. Она может достигать 3-6 минуты.

2. Проверяют величину установленной температуры на пульте. Если она ниже температуры в помещении, меняют уставку.

3. Проверяют температуру окружающей среды, если она ниже +16°С термистор на внешнем блоке кондиционера, предназначенного для охлаждения может не позволить включиться холодильной машине. Если кондиционер предназначен для обогрева, а температура окружающей среды ниже -25°С, также может сработать термистор внешнего блока, защита от пониженной температуры испарителя.

4. Неисправен термистор размораживания;

5. Неисправен термистор нагнетания;

6. Неисправны термисторы температуры всасывания и кипения;

7. Неисправен термистор конденсатора.

Неисправность всех термисторов может быть обусловлена обрывом в цепи, для предупреждения такой неисправности определяют наличие сопротивления термисторов и величину сопротивления. Также определяют наличие контакта термистора с платой управления и саму плату управления.

8. Работает защита компрессора при отклонении напряжения в сети больше заданного значения, перекоса фаз и выпадения фазы.

9. Работает защита компрессора от неправильного включения фаз (для трехфазного электродвигателя компрессора).

10. Неправильная уставка или отказ реле высокого и низкого давления. Регулируют или устраняют неисправность реле давления. Уточняют температурные характеристики работоспособности реле давления по паспортным данным. Для большинства электромеханических реле допустимая температура окружающей среды находится в диапазоне от −15 до +55°С. При превышении заданных значений возможно изменение характеристик мембраны.

11. Реле давления воды не позволяет включить компрессор. Если в системе используется конденсатор с водяным охлаждением, он оснащается реле давления воды. Стандартное давление воды, используемое в конденсаторах с водяным охлаждением настраивается на давление 3-4 кг/см^2. Если давление в водяной сети недостаточно, реле разомкнет контакты. Также реле давления не позволит включить холодильную машину при засорении фильтра, устанавливаемого перед реле. Для визуализации протока воды конденсаторы водяного охлаждения оснащают разрывом водяного трубопровода на выходе из конденсатора.

12. Неисправность пускового конденсатора. Проверяют емкость конденсатора, при отклонении емкости более чем на ±20% от номинала, конденсатор заменяют. Проверяют паспортные характеристики конденсатора. Для большинства электролитических конденсаторов допустимая температура окружающей среды находится в диапазоне от −12 до +55°С. При работе за пределами рекомендуемого диапазона температур возможно значительное отклонение номинальной емкости конденсатора.

13. Неисправна плата размораживания внешнего блока.

14. Неисправна плата наружного блока.

15. Неисправна плата управления.

Компрессор не включается (характерное гудение)

1. Неисправность пускового конденсатора (п.7. выше).

2. Неисправность рабочего конденсатора. Проверяют емкость конденсатора, при отклонении емкости более ±10% от номинала, конденсатор заменяют. Проверяют возможность эксплуатации рабочего конденсатора при данных температурах окружающей среды (п.7 выше).

3. Неисправно пусковое реле. Измеряют значения пусковых токов токовыми клещами. Если пусковые токи соответствуют номинальным значениям, заменяют пусковое реле. Величина пусковых токов может превышать значения рабочего тока в 6 раз.

4. Если значения пусковых токов превышают номинальные, а измерения сопротивления обмоток электродвигателя компрессора показывают их исправность, произошло заклинивание компрессора. Заменяют компрессор.

5. Происходит залив картера компрессора жидким хладагентом. При отсутствии нагревателя картера, устанавливают нештатный нагреватель. Проверяют возможность образования во всасывающем коллекторе конденсата хладагента при пониженной температуре окружающей среды. Если необходимо эксплуатировать холодильную машину, установленную во внешнем блоке, при отрицательных температурах окружающей среды, рекомендуют установку дополнительных нагревателей картера компрессора в месте ввода в картер всасывающего трубопровода и на всасывающем трубопроводе, находящемся при пониженных температурах окружающей среды.

6. Если происходит отключение защитного электрооборудования, проверяют сопротивление обмоток электродвигателя омметром. Для проверки сопротивления обмоток электродвигателя отключают силовые провода. В короткозамкнутой обмотке электродвигателя сопротивление обмотки меньше номинального значения.

Возможность замыкания обмотки на корпус проверяют мегаомметром.

Система включается с аварийного выключателя и не включается с пульта ДУ

Тестируют пульт дистанционного управления. Включают пульт и проверяют, горит ли жидкокристаллический дисплей. Если не горит, или нечеткое изображение, необходимо заменить батарейки. Затем устанавливают рядом находящийся радиоприемник в диапазон АМ и включают пульт. Если при включении пульта не возникают помехи работе приемника, заменяют пульт ДУ. Проверяют, нет ли поблизости от внутреннего блока источника помех работе пульта (другой ИК – излучатель, солнечные лучи, мощный потребитель электроэнергии). Если такой источник находится, необходимо установить фильтр на приемнике ИК. Если источника помех не обнаруживают, заменяют приемник ИК на внутреннем блоке.

Компрессор включается, но работает короткими циклами

1. Неисправен рабочий конденсатор (п. 2 выше).

2. Работает защита от неисправности вентилятора конденсатора.

3. Работает защита от неисправности насоса дренажной системы.

4. Неисправно защитное реле. Проверяют значения рабочего тока электродвигателя компрессора токовыми клещами. Если значения рабочего тока соответствуют номинальным, заменяют защитное реле. Если значения рабочего тока выше номинального, имеет место межвитковое замыкание обмоток электродвигателя компрессора. Компрессор заменяют.

5. Избыточное давление конденсации. Холодильную машину выключает реле высокого давления. Быстрое отключение реле высокого давления может вызвать:

— закрытый вентиль на нагнетательной линии;

— неработающий вентилятор конденсатора;

— избыток хладагента во внешнем блоке. Избыток хладагента может быть вызван его перезарядкой. Соблюдение технологии зарядки предупреждает избыток хладагента в системе. Также избыток хладагента во внешнем блоке может быть вызван пониженными температурами окружающей среды. Соблюдение правил эксплуатации позволяет предупредить появление избыточного хладагента в картере компрессора, во всасывающем трубопроводе.

— Наличие неконденсирующихся примесей в конденсаторе.

6. Недостаточное давление всасывания. Быстрое отключение реле давления паров хладагента на всасывании, при пуске холодильной машины может быть вызвано:

— недостаточным количеством хладагента;

— отсутствие теплопритоков на испаритель холодильной машины. Отсутствие теплопритоков может быть вызвано механическими препятствиями на пути воздушного потока, неисправностью вентилятора воздухоохладителя;

— отказом соленоидного вентиля перед ТРВ;

— засорением ТРВ или его неправильной регулировкой (ТРВ закрыто);

7. Отказ байпасного вентиля;

8. Отказ инвертора. Для проверки инвертора осуществляют следующие операции:

— отсоединяют провода от терминалов компрессора, измеряют напряжение на терминалах. Для проверки напряжения на терминалах (открытой фазы) используют аналоговый тестер. Отсоединив провода, включают инвертор и проверяют баланс напряжения между терминалами. Включают тестовый режим (обогрев) с помощью аварийного выключателя на внутреннем блоке. Прежде чем производить измерения, делают паузу в работе на одну минуту после включения вентилятора наружного блока. Измеряют переменное напряжение в трех точках транзисторного блока. Если напряжение сбалансировано – нормальное состояние. Если напряжение разбалансировано – неисправность (открытая фаза). При отключении транзисторного блока по току, неисправностью является короткое замыкание. Для определения сопротивления транзисторного блока, отсоединяют провода и измеряют сопротивление на терминалах транзисторного блока в 6 точках (переменный ток). Если сопротивление бесконечное, транзисторный блок в норме. Если сопротивление находится в диапазоне от 0 до десятков Ом, блок неисправен, короткое замыкание.

— если напряжение сбалансировано, проверяют обмотки компрессора;

Диагностику работы компрессора с инвертором осуществляют следующим образом: включают инвертор и измеряют время до остановки инвертора из-за повышения тока. Если продолжительность работы находится в пределах от 0 до10 секунд, неисправностью является короткое замыкание обмоток компрессора. Если инвертор отключается через 10-60 секунд, компрессор заблокирован заклиниванием. При продолжительности работы инвертора от 1 до 5 минут, неисправность следует искать в гидравлической схеме холодильной машины

9. Отказ всех соленоидных вентилей.

Холодильная машина работает непрерывно, заданной температуры в помещении не достигается ни в режиме охлаждения, ни в режиме обогрева

1. Избыток хладагента в системе. На избыток хладагента в системе указывает величина переохлаждения более 7°С и перегрева менее 4°С. Избытком хладагента в системе может быть нарушение технологии заправки.

Признаки избытка хладагента в системе могут появиться:

— при недостаточном тепловом потоке к воздухоохладителю (механические препятствия потоку воздуха, отказ вентилятора внутреннего блока, обмерзание испарителя, засорение воздушных фильтров, нарастание бактериальной слизи, недостаточным тепловым потоком к внутреннему блоку). В этом случае величина перегрева уменьшается, так как процесс кипения затруднен. Кипение происходит во всасывающем трубопроводе и (или) в корпусе компрессора. Температура корпуса компрессора понижается. На корпусе компрессора может появиться роса, из-за конденсации влаги из окружающего воздуха или иней. Понижается уровень звука от работающего компрессора, снижается температура нагнетательного трубопровода. В конденсатор поступает меньше хладагента и уменьшается величина переохлаждения.

— при излишнем охлаждении конденсатора. В основном это происходит при включении холодильной машины при пониженных температурах окружающей среды. В этих условиях увеличивается количество хладагента в конденсаторе, увеличивается величина переохлаждения на выходе из конденсатора. Значительная часть хладагента остается в конденсаторе. Снижается давление конденсации. Уменьшается количество хладагента, поступающего в воздухоохладитель. Снижается давление всасывания. Увеличивается перегрев на всасывании, повышается температура корпуса компрессора. Увеличивается шум от работающего электродвигателя компрессора;

— при появлении неконденсирующихся газов в холодильной машине. При наличии небольшого количества неконденсирующихся газов в системе, часть конденсатора оказывается занятой этими газами (воздух, инертные газы, использующиеся для консервации холодильных машин, при вакуумировании и т.п.). Давление в конденсаторе повышается и увеличивается поток через дросселирующий элемент. Давление кипения в испарителе повышается. Температура нагнетания повышается. Температура корпуса компрессора повышается. Шум от работающего электродвигателя увеличивается. Значения рабочего тока увеличивается. Переохлаждение жидкого холодильного агента при этом уменьшается. В связи с тем, что количество сконденсировавшегося хладагента уменьшается, увеличивается перегрев на всасывании;

— при неправильной регулировке ТРВ. Когда ТРВ слишком открыто. Температура кипения хладагента в воздухоохладителе повышается, давление всасывания увеличивается. Перегрев на всасывании уменьшается. Из-за того, что в конденсатор поступает больше хладагента, величина переохлаждения увеличивается. Для того чтобы избежать переполнения испарителя жидким хладагентом, действуют следующим образом. Вращая регулировочный винт вправо (по часовой стрелке), повышают перегрев до прекращения колебаний давления. Затем вращают винт влево до точки начала колебаний. После этого поворачивают винт вправо на 1 оборот (1/4) оборота. При такой настройке колебания давления должны отсутствовать и испаритель работает в оптимальном режиме.

Колебания температуры перегрева в диапазоне ±0,5°С являются нормальным явлением. После каждой операции с ТРВ, останавливают все работы на 20 минут и затем проверяют последствия.

2. Недостаток хладагента. Недостаток хладагента характеризуется величиной перегрева паров хладагента на всасывании более 12°С и величиной переохлаждения жидкого хладагента менее 1°С.

Недостаток хладагента может быть вызван:

— нарушением технологии заправки холодильной машины;

— утечкой хладагента из системы;

Внешние признаки недостатка хладагента в системе могут появиться в случае:

— наличия в системе неконденсирующихся примесей (воздуха и инертных газов). Если в системе достаточно много неконденсирующихся газов, практически весь конденсатор заполняется неконденсирующимися газами. В начальный период работы компрессора резко повышается температура на линии нагнетания и давление конденсации, но так как хладагенту конденсироваться негде, в испаритель жидкий хладагент поступает в незначительном количестве. Температура испарителя остается высокой;

— наличия в системе влаги. Влага в холодильную машину может попасть из труб и теплообменников, хранящихся на складах, в условиях нерегулируемых температур. Если при монтаже осушение системы не производилось, влага остается в системе. Также влага может попасть в систему вместе с воздухом. Третий путь появления влаги в холодильной машине - нарушение технологии сушки обмоток электродвигателя на заводе-изготовителе компрессора. Нарушении технологии хранения холодильных масел приводит к их увлажнению и соответственно к появлению влаги в холодильной системе. Вода практически нерастворима в хладагентах, применяемых в автономных кондиционерах и маслах холодильных машин. Во время циркуляции влаги в холодильной машине, при понижении температуры в дросселирующем устройстве влага может кристаллизоваться и закупорить отверстие этого устройства (капиллярной трубки, ТРВ). Причем кристаллизация влаги в холодильной машине обусловлена механизмом образования газовых кристаллогидратов. Под давлением 5 атм образование газового кристаллогидрата воды с R-22 начинается при температуре +12°С. Проверить, что образуется в конкретной холодильной машине, водный лед или кристаллогидрат, довольно просто. Кристаллогидрат отличается по своим физическим свойствам ото льда. Он также как и лед имеет кристаллическую структуру, то есть твердый, однако коэффициент преломления света в нем другой, поэтому кристаллогидрат серого цвета. Плотность кристаллогидрата выше, чем у воды, поэтому он тонет в воде. Свойства газовых кристаллогидратов обусловливают возникновение ледяных пробок в холодильной машине не при 0°С, как следовало бы ожидать, а уже при +12°С;

— образования масляных пробок в воздухоохладителе. Образование масляных пробок обусловлено свойствами холодильных масел и физическим состоянием хладагента в конкретном месте холодильной системы. При испарении жидкого хладагента в воздухоохладителе масло выпадает в виде масляной пленки и возвращается в компрессор под действием силы тяжести. Если были нарушены правила монтажа воздухоохладителя: воздухоохладитель был смонтирован без уклона трубок в сторону компрессора, уклон всасывающего трубопровода в сторону компрессора менее 2%, отсутствуют масловозвращаю-

щие петли и обратные петли на вертикальных участках всасывающего трубопровода, масло будет собираться в воздухоохладителе. Также масло останется в воздухоохладители при длительной работе холодильной машины в условиях недостатка хладагента;

— наличия механических загрязнений холодильной системы. Механические загрязнения являются следствием нарушения правил монтажа: резка труб пилой, неправильное пользование риммером дадут возможность циркулировать по системе медным опилкам. Ржавчина, окалина (в свободном или связанном виде). Окалина в системе может появиться при нарушении правил пайки медных труб. Пайка допускается только при наличии небольшого избыточного давления азота внутри трубы. Это предупреждает появление окалины. Использование несовместимых хладагентов и масел, смешивание минеральных и полиэфирных масел приводит к коагуляции масел. Образовавшиеся сгустки также могут циркулировать по системе. Механические загрязнения наиболее быстро забивают фильтры фильтров-осушителей, фильтры перед ТРВ, сами ТРВ и капиллярные трубки, фильтры на входе всасывающей трубы в компрессор.

Недостаточное количество хладагента можно определить по наличию большого количества пузырей в смотровом стекле, установленном после фильтра-осушителя.

Для определения количества пузырей применяют также **электронные смотровые стекла**, например TIF-4000A. Оно дает возможность заглянуть внутрь трубы с хладагентом при помощи ультразвука. При этом используют два датчика: один в качестве источника сигнала, а другой для его приема. Датчики выполнены в виде клемм, которые можно прикрепить к любой металлической трубе. Звуковой, прерывистый сигнал прибора увеличивается по частоте при обнаружении пузырьков в жидкостной линии или капель в газовой линии. Кроме того, ряд индикаторов сигнализирует о движении пузырьков в трубе.

С помощью электронного смотрового стекла можно оптимизировать заправку холодильной системы хладагентом для ее работы с максимальной эффективностью и отказаться от установки обычного смотрового стекла, контролировать распределение потока в многосекционных испарителях, проводить настройку терморегулирующего вентиля и т. д.

— недостаток хладагента может быть вызван неправильной регулировкой ТРВ. Например ТРВ закрыт. Для того, чтобы отрегулировать ТРВ в этом случае, снижают перегрев вращением регулировочного винта влево (против часовой стрелки), постепенно выходя на момент начала колебаний стрелки манометра, указывающие на колебания давления. Затем поворачивают винт вправо на один оборот (1/4 оборота). При такой настройке колебания давления должны отсутствовать и испаритель работает в оптимальном режиме. Колебания температуры перегрева в диапазоне ±0,5 °С являются нормальным явлением. После каждой операции с ТРВ, останавливают все работы по регулированию на 20 минут и затем проверяют последствия.

3. Отказ четырехходового клапана. Вентиль переключения с охлаждающего режима на нагревательный в случае отказа начинает работать как байпас, то есть перепускает хладагент с нагнетательной стороны на всасывающую сторону. Для проверки четырехходового клапана отсоединяют компрессор от платы инвертора. Подают питание на внутренний и наружный блоки кондиционера и включают аварийный запуск на обогрев. Через 3 минуты после подачи питания проверяют наличие напряжения между контактами четы-

рехходового клапана и платой управления. Если напряжения 220В нет, плата управления или плата фильтра шума неисправны. Если напряжение есть, необходимо проверить исправность проводов катушки четырехходового клапана и самой катушки.

4. При эксплуатации систем с несколькими внутренними блоками (мультисистемы) возможны ситуации, когда какие-то внутренние блоки не включаются. Если два блока включают на охлаждение и отопление, работать будет только один, тот, который был включен первым.

Наладка холодильной машины

Неконденсирующиеся газы. Для определения наличия неконденсирующихся газов холодильную машину выключают. После выравнивания температуры всех частей холодильной машины с температурой окружающей среды, измеряют давление. Давление в холодильной машине должно быть равно парциальному давлению пара хладагента при данной температуре. Если в системе нет соленоидных вентилей, парциальное давление определяют по наиболее низкой температуре, при которой находится либо внешний, либо внутренний блок кондиционера. Если давление в системе выше парциального давления хладагента, хладагент удаляют из кондиционера. В крупных установках конденсаторы холодильных машин оснащены выпускным клапаном в верхней части конденсатора. Если такого клапана нет, весь хладагент откачивают в баллон, на котором следует указать марку хладагента, «б/у». Холодильную машину вакуумируют и заправляют гарантированно чистым хладагентом.

Механические загрязнения: Для определения наличия механических загрязнений холодильную машину выключают. Если повышение давления происходит медленно, или не происходит вообще, а хладагент в системе есть, это указывает на наличие механических загрязнений. Для определения места засора определяют температуру фильтра-осушителя, если она ниже температуры жидкостной линии, фильтр –осушитель заменяют. Определяют температуру в месте соединения ТРВ с жидкостной линией, если температура накидной гайки ниже температуры жидкостного трубопровода, фильтр ТРВ демонтируют и прочищают. Для удаления механических загрязнений из капиллярной трубки или ТРВ их демонтируют и продувают инертным газом под давлением.

Влага в системе. Для визуализации наличия влаги в системе после фильтра-осушителя устанавливают смотровые стекла с индикатором влажности. Зеленый цвет индикатора означает, что опасных загрязнений в хладагенте нет. Желтый цвет показывает, что жидкий хладагент поступает на ТРВ с влагой. Если смотрового окна нет, определение влаги в системе производят следующим образом: холодильную машину выключают. Следят за динамикой повышения давления в системе. Если давление повышается медленно, а затем происходит скачкообразный рост давления – в системе влага. Однако стоит помнить о том, что влага в холодильной машине кристаллизуется при температуре +12°С. Если внешний блок находится при более низкой температуре окружающей среды (капиллярная трубка или ТРВ обычно устанавливаются в нем), оттаивания кристаллогидрата не произойдет и динамика изменения давления в системе будет аналогична динамике изменения при наличии механических загрязнений.

Наладка дросселирующих устройств

В зависимости от вида подачи давления из воздухоохладителя в кондиционерах применяют ТРВ с внутренним и внешним выравниванием. ТРВ с внешним выравниванием применяют в кондиционерах, где сопротивление испарителя воздухоохладителя не оказывает влияния на точность регулирования перегрева. Для мульти сплит-систем, где используется параллельная раздача хладагента в несколько испарителей используются ТРВ с внешним уравниванием.

Общий принцип работы ТРВ с внутренним выравниванием в кондиционере с хладагентом R-22. При достаточном заполнении системы, на выходе из испарителя воздухоохладителя температура должна быть на 7°С выше, чем температура кипения. При достижении стационарного режима, температура кипения будет находиться примерно на уровне 4°С. Таким образом, в месте крепления термобаллона ТРВ, температура на всасывающем трубопроводе должна достигнуть 11°С. Давление паров хладагента внутри корпуса ТРВ действует на чувствительный элемент – мембрану. При этом величина действующего давления соответствует давлению насыщенных паров хладагента при температуре кипения - 4°С и равна $5{,}6 \times 10^5$ Па. Давление паров хладагента, заправленного в термобаллон, будет соответствовать температуре перегрева - 11°С и равно $7{,}0 \times 10^5$ Па. Эта разность давления обеспечивает соответствующее открытие дроссельного отверстия, которое должно пропускать ровно столько жидкого хладагента, сколько в виде пара перекачивается компрессором.

В ТРВ с внешним выравниванием полость под мембраной связана с помощью трубопровода (уравнительной линией) с всасывающим трубопроводом в месте установки термобаллона. Уравнительная линия подключается к всасывающему трубопроводу на расстоянии примерно 0,10 м за термобаллоном по ходу движения хладагента. Такое устройство ТРВ позволяет уравновесить потери давления в трубках испарителя воздухоохладителя. ТРВ с внешним выравниванием, подающие хладагент на несколько испарителей, оснащаются распределительным устройством. Распределительные устройства предназначены для создания большого сопротивления потоку жидкого хладагента, выходящего из ТРВ. Большое гидравлическое сопротивление на входе в испарители, находящиеся на разном расстоянии или имеющие разное гидравлическое сопротивление нивелирует эту разницу. Например, разность гидравлических сопротивлений двух испарителей составляет 2 Па. Распределительное устройство сопротивлением 100 Па делает эту разницу достаточно малой для того, чтобы оказывать существенное влияние на заполнение испарителей жидким хладагентом. Конструкции распределителей подразделяют на два типа: распределители, работающие по принципу трубки Вентури и диафрагменные. Оба распределителя имеют достоинства и недостатки. Распределители, сконструированные на принципе трубки Вентури допускают произвольную пространственную ориентацию, а диафрагменные распределители обязательно устанавливают вертикально, с направлением потока сверху вниз. Однако в диафрагменных распределителях достигаются более высокие потери давления из-за турбулизации потока.

Настройка ТРВ на заводе-изготовителе оборудования в большинстве случаев соответствует номинальной холодопроизводительности компрессора. Если возникает

необходимость регулирования, используют регулировочный винт. Большинство ТРВ оснащено регулировочным винтом, который при повороте направо (по часовой стрелке) увеличивает перегрев, при повороте налево (против часовой стрелки) – уменьшает.

Для ТРВ фирмы Danfoss марок T2/TE2 полный оборот винта меняет температуру перегрева при мерно на 4°С. Начиная с TE5, полный оборот регулировочного винта ТРВ дает температуру перегрева 0,5°С. ТРВ марок TKE, начиная с TKE3, полный оборот регулировочного винта дает изменение при мерно на 3°С. Эти данные приведены для температуры кипения хладагента 0°С.

Если вращение винта настройки ТРВ не приводит к результату, рассматривают возможные неисправности:

1. Нарушения правил монтажа:

— капсула ТРВ должна быть установлена в верхней части всасывающего трубопровода. Чем ниже установлена капсула, тем меньше уровень жидкого хладагента в трубке. В то же время, чем больше диаметр всасывающего трубопровода, тем ниже рекомендуется устанавливать термобаллон;

— капсула ТРВ должна быть установлена таким образом, чтобы исключить влияние посторонних источников тепла или холода (теплоизолирована);

— капсулу ТРВ нельзя устанавливать после теплообменника;

— капсулу ТРВ нельзя устанавливать вблизи массивных агрегатов;

— капсулу ТРВ монтируют только на горизонтальном участке трубопровода;

— установка капсулы ТРВ на вертикальном участке трубопровода запрещена;

— установка капсулы ТРВ после масловозвращающей петли запрещена;

— капсула ТРВ и корпус ТРВ должны находится при одинаковых температурах окружающей среды;

— установка капсулы ТРВ на всасывающем коллекторе запрещена.

2. Слишком высокий перегрев (низкое давление всасывания):

— большие потери давления в воздухоохладителе. Необходимо установить ТРВ с компенсацией внешнего давления;

— недостаток хладагента;

— ТРВ закупорен льдом или механическими загрязнениями;

— несогласованная производительность ТРВ и кондиционера;

— утечка хладагента, заправленного в ТРВ из корпуса ТРВ или капсулы;

— перетекание жидкого хладагента из капсулы ТРВ в корпус ТРВ;

— плохой контакт капсулы ТРВ с трубопроводом, или влияние температуры окружающей среды на капсулу слишком велико;

— отсутствует теплообмен поверхности испарителя с окружающей средой. Обмораживание поверхности испарителя, отказ вентилятора воздухоохладителя, забивание воздушных фильтров пылью и т.п.;

— ТРВ слишком прикрыто, это можно определить по наличию пульсации давления в установке.

3. Слишком малый перегрев (высокое давление всасывания):

— большое сечение ТРВ;

— неправильная регулировка ТРВ;

— перезарядка хладагентом.

Вместо ТРВ автономные кондиционеры могут быть оснащены электронным расширительным клапаном. Проверка работы электронного расширительного клапана производится при отключении системы управления из-за неисправности. Выключают питание и убеждаются в том, что индикаторы на панели управления погасли. Затем включают питание снова. Электронный расширительный клапан должен работать в течение первых 30 секунд после подачи питания. В это время проверяют наличие импульса 12В между концами диода электронного расширительного клапана. Таким же образом проверяют наличие импульса для всех четырех диодов. Если импульса нет, неисправна плата управления. Если происходит выключение компрессора, остановка вентилятора конденсатора, электронного расширительного клапана, а вентилятор внутреннего блока продолжает работать, отсоединяют контакты электронного расширительного клапана на плате управления и проверяют наличие номинального напряжения на плате. Если напряжение есть и его величина соответствует номинальным параметрам, неисправен сам электронный расширительный клапан. Если напряжения нет, неисправна плата управления.

Испытания холодильной машины в стационарном режиме

Если холодильная машина начинает работать в нормальном режиме, производят настройку и проверку устройств защиты с помощью манометров высокого и низкого давления. Увеличивают давление конденсации до допустимого максимума и производят настройку реле высокого давления. Например для воздушных конденсаторов холодильных машин, работающих на R-22 величина допустимого высокого давления 22-25 бар. Понижают давление всасывания до допустимого давления и настраивают реле низкого давления. В кондиционерах ниже 0,5 бар не устанавливают.

После достижения заданной температуры в помещении, измеряют давление конденсации и кипения хладагента. Все показатели работы холодильной машины измеряют в стационарном режиме. Стационарным режимом для холодильной машины является момент перед третьей остановкой холодильной машины после достижения заданной температуры в помещении.

Также в стационарном режиме измеряют температуру переохлаждения жидкого хладагента на выходе из конденсатора и температуру перегрева в месте установки датчика ТРВ. Отклонения температуры переохлаждения жидкого хладагента допускаются в пределах от 1 до 7°С, а температуры перегрева паров хладагента на всасывании 2-12°С. Оптимальное значение величины переохлаждения составляет 4°С, а перегрева 7°С. Предельные значения температур указывают на неисправность.

Работа холодильной машины в стационарном режиме в течение 72 часов без отклонения измеряемых параметров, является основанием для окончания испытаний.

Испытание и наладка автономных кондиционеров воздуха.

Целью испытаний и наладки автономных кондиционеров является обеспечение требуемой подачи воздуха, холодо – и теплопроизводительности. При наличии системы увлажнения - обеспечение требуемой влагоотдачи.

Работа автономного кондиционера должна обеспечить комфортное тепловое ощущение людей.

Параметры состояния воздуха выбирают согласно приложению №3 (Оптимальные условия микроклимата). На комфортные ощущения человека в значительной степени влияет скорость движения воздуха. Скорость движения воздуха возле человека также выбираются согласно рекомендуемым параметрам микроклимата.

Однако тепловое ощущение зависит не только от температуры, но и от относительной влажности воздуха. Испарительное охлаждение человеческого тела имеет большое значение. На Рис. 27.3.3 показано, при каком значении температуры и относительной влажности нет видимого потообразования. Эта зависимость составлена для спокойного состояния человека.

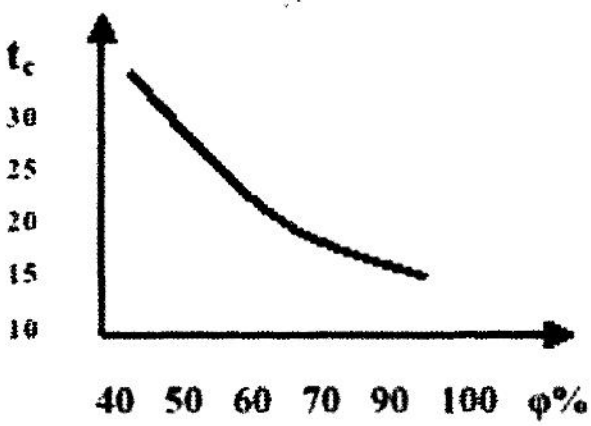


Рис. 27.3.3. Область видимого потообразования

Исходя из требований к нормам состояния воздуха, температуру, относительную влажность и скорость воздуха измеряют в местах расположения людей, поэтому у наладчика должна быть схема расположения людей в помещении, согласованная с Заказчиком. При изменении расположения людей рекомендуется производить измерения снова и при необходимости изменить схему монтажа автономного кондиционера.

Подавляющее большинство автономных кондиционеров не оборудовано системой вентиляции наружным воздухом. Необходимо помнить, что при установке системы вентиляции необходимо проверить холодо – и теплопроизводительность автономного кондиционера с учетом влияния приточного воздуха.

Относительно систем увлажнения можно сказать, что в современных автономных кондиционерах их практически нет. Поэтому Заказчику надо рекомендовать установку увлажнителя.

Излишняя сухость воздуха отрицательно сказывается на состоянии слизистых оболочек человека и на его иммунитете к инфекционным заболеваниям, передающимся капельно-воздушным путем.

Комфортность среды определяется не только температурой, влажностью, подвижностью, чистотой, концентрацией вредных газов, но и концентрацией и составом аэроионов.

Концентрация легких аэроионов для сельских районов составляет 500-1000 аэроионов в 1 $см^3$ (до 2500 в горных районах). На улицах больших городов концентрация легких аэроинов не превышает 200-400 в $см^3$.

Автономные кондиционеры оказывают весьма существенное влияние на концентрацию легких аэроионов в воздухе помещения. Установлено, что воздух, проходя через фильтры очистки, омывая влажную поверхность воздухоохладителей, теряет до 90% легких аэроионов, при этом относительно увеличивается число тяжелых аэроинов.

Для улучшения аэроионного состояния необходимо применять искусственную ионизацию воздуха, осуществляемую аэроионизаторами. Заданные уровни концентрации аэроионов устанавливают для зоны дыхания (1-1,5 м от пола). Оптимальный уровень концентрации аэроионов лежит в диапазоне от 1500 до 5000 аэроинов в 1 $см^3$.

Современные автономные кондиционеры способны обеспечить следующие режимы:

— охлаждения;

— нагрева;

— осушения;

— вентиляции;

— очистка воздуха от пыли.

В настоящее время в большинстве кондиционеров источниками холода и тепла являются парокомпрессионные холодильные машины. Свойства этих машин позволяют устойчиво работать в диапазоне температур окружающей среды, при охлаждении конденсатора воздухом:

— при работе на охлаждение в пределах от +16 до +35°С (до +45°С для кондиционеров рассчитанных на работу в тропических условиях);

— при работе на нагрев, в пределах от –12 до +16°С. (Есть модели, работающие при более низких температурах).

В этих пределах холодо- и теплопроизводительность также меняется. Чем ближе к крайним значениям допустимой области температур окружающего воздуха, тем меньше холодо- и теплопроизводительность. Поэтому, соответствие действительной холодо- и теплопроизводительности автономного кондиционера номинальной, определяют из зависимости, представленной в разделе «Испытания и наладка холодильных машин». Оптимальным считают испытания кондиционера в режиме охлаждения при температуре окружающей среды +25°С, а в режиме нагрева при +12°С.

В зависимости от оснащения системами автоматизации и исполнительными механизмами, автономные кондиционеры обладают следующими функциональными возможностями:

— установка времени включения (выключения) кондиционера;

— установка температуры воздуха в помещении при охлаждении или нагреве его с точностью до 1°С;

— автоматическое запоминание и поддержание ранее выбранного режима или тенденции пользователя к выбору определенных режимов;

— автоматический режим работы кондиционера в зависимости от температуры воздуха в помещении, например:

— если в момент включения кондиционера, температура воздуха в помещении 25°С и выше, включается режим охлаждения;

— если в момент включения температура воздуха в помещении находится в пределах от 23 до 25°С, выбирается режим осушения;

— если в момент включения температура воздуха в помещении ниже +23°С, выбирается режим обогревания.

— устанавливается скорость и направление потока воздуха.

Скорость потока воздуха может быть задана как на самом низком уровне (ночной режим), так и на самом высоком. В автоматическом режиме кондиционер сам контролирует скорость и направление потока воздуха.

Направление потока воздуха зависит от выбранного режима работы кондиционера:

— в режиме охлаждения поток воздуха направлен сначала вниз, затем, по мере приближения к установленной температуре направление меняется на центральное и верхнее. Когда температура достигает заданного значения, поток воздуха постоянно направлен вверх;

— в режиме осушения поток воздуха постоянно направлен вверх;

— в режиме нагрева поток воздуха постоянно направлен вниз.

Направлению потока воздуха может быть придана динамика колебательными движениями направляющих шторок.

Испытания оконных кондиционеров, сплит-систем, мульти сплит- систем, начинаются с проверки креплений, ограждений и целостности конструкций наружных и внутренних блоков. В случае необходимости устраняют обнаруженные дефекты. Проверяют состояние теплообменника наружного блока, при необходимости очищают от пыли, пуха, промывают мойкой высокого давления.

Затем проверяют воздушные фильтры. При необходимости осуществляют мойку, чистку или замену.

Проверяют возможность утечки хладагента в резьбовых, фланцевых соединениях течеискателем.

Проверяют состояние силовых и управляющих цепей. Подтягивают резьбовые соединения проводов на клеммных коробках, при необходимости заменяют предохранители, наконечники, зачищают контакты.

Проверяют работу ТЭНов подогрева масла в картере компрессора. В случае наличия ТЭНа подогрева масла, перед пуском компрессора **в зимний период** компрессор отключают, а ТЭН включают на прогрев картера компрессора не менее чем на 6 часов.

В летний период прогрев картера компрессора перед пуском осуществляют не менее 8 часов.

Осуществляют тестирование пульта, затем кондиционера с пульта и с автономной системы тестирования на внутреннем или наружном блоке.

Проверяют электродвигатель компрессора по пусковым токам и токам при работе в установившемся режиме.

Необходимо помнить, что пульт кондиционера может быть оснащен функцией задержки включения компрессора. Если такой функции нет у пульта, подобную функцию могут иметь контроллеры на внешнем блоке, автоматы защиты компрессора холодильной машины от перекоса фаз, выпадения фазы и тому подобным отклонениям при работе в электрической сети. Такие автоматы после каждого несанкционированного отключения кондиционера осуществляют задержку пуска компрессора от трех минут и более, до 5-6 минут. Поэтому перед каждым новым включением кондиционера необходимо иметь сведения об автоматических устройствах задержки пуска компрессора.

Перед включением кондиционера необходимо иметь информацию о функциональных устройствах, регулирующих пуск и остановку компрессора в зависимости от условий работы холодильной машины.

К таким функциональным устройствам можно отнести:

— защита от неправильного включения фаз (встречается на спиральных трехфазных компрессорах);

— тепловую защиту обмоток электродвигателя, которая контролируют величину потребляемой мощности компрессором и при превышении заданной величины пусковых токов отключит компрессор;

— защитные реле давления: реле давления конденсации, реле давления всасывания, реле контроля смазки;

— реле, обеспечивающие работу кондиционера при низких температурах окружающей среды: реле давления конденсации включающее и выключающее вентилятор, реле давления хладагента на всасывающей стороне включающее и выключающее компрессор;

— термостаты (датчики температуры):

— защита от повышенной температуры нагнетания;

— защита от пониженной температуры перегрева;

— защита от пониженной температуры окружающей среды;

— защита от повышенной температуры катушки байпасного вентиля;

— контроль температуры воздуха в помещении и включение и выключение компрессора или соленоидного клапана перед ТРВ;

— защита от обмерзания (в данном случае может быть две защиты, одна на теплообменнике внутреннего блока, другая на теплообменнике внешнего блока);

— датчик температуры электронного регулирующего вентиля;

— датчик уровня жидкого хладагента в ресивере;

— защита от неисправности вентилятора конденсатора (проверка рабочего тока вентилятора), в случае отклонения защита отключает кондиционер через 2-3 минуты;

— соленоидные клапаны;

— байпас (разгрузочный соленоидный клапан, работающий при пуске компрессора);

— соленоидный клапан перед терморегулирующим вентилем, также служащий для снижения нагрузки на мотор компрессора в пусковых режимах;

Проверяют величину электромагнитного поля вокруг внутреннего блока кондиционера. При попадании рабочего места в зону электромагнитного поля меняют подключение фаз и таким путем уменьшают размеры электромагнитного поля.

Замеряется подача воздуха вентилятором внутреннего блока и вентилятором внешнего блока. Измеряют скорость воздуха на рабочих местах анемометром. При этом не-

обходимо учесть, что в зоне затылка и ног принудительная циркуляция воздуха не допускается.

При максимальной расчетной тепловой нагрузке (+35°С температура наружного воздуха) коэффициент рабочего времени кондиционера не должен превышать 0,8. Коэффициент рабочего времени определяется отношением времени работы компрессора к общему времени в установившемся режиме. Продолжительность общего времени определяют в течение не менее трех циклов работы компрессора. Таким же образом определяется и теплопроизводительность кондиционера при минимальной температуре окружающей среды (для большинства кондиционеров, работающих по циклу теплового насоса эта температура составляет -12°С).

Расчетные рабочие параметры кондиционеров (охлаждение):

Внутренний блок

— температура всасываемого воздуха 27°С (сухой термометр), 19, 5°С (мокрый термометр);

— температура воздуха на выходе из внутреннего блока +17°С;

— подача воздуха 2,5-3 $м^3$/мин/кВт холодопроизводительности.

Наружный блок

— температура наружного воздуха 35°С;

— давление нагнетания 1,88-2,13 МПа;

— температура нагнетания 80-100°С;

— давление всасывания 0,43-0,48 МПа;

— температура кипения 5-14°С;

— подача воздуха 5-6 $м^3$/мин/кВт холодопроизводительности.

К функциональным устройствам также относятся и регуляторы давления. Регуляторы давления марки KV поддерживают давления всасывания и конденсации постоянными, вне зависимости от условий работы установки.

Наладка мульти сплит-систем

Когда в систему входит несколько параллельно подключенных внутренних блоков, а работает на них один компрессор, применяются функциональные устройства, способные обеспечить постоянное давление всасывания во всех испарителях одновременно. Регуляторы давления всасывания устанавливают во всасывающей магистрали. Они оснащены манометрическим отводом, которые служат для настройки давления кипения. При повышении давления на входе в испаритель, регулятор открывается. Регулятор давления всасывания устанавливают за испарителем, давление в котором самое высокое, то есть наиболее удаленный от компрессора. Для того чтобы избежать конденсации хладагента в испарителе с минимальным давлением кипения (наиболее близким к компрессору), за таким испарителем устанавливают обратный клапан.

Для кондиционеров, оснащенных воздушным конденсатором, применяются устройства, обеспечивающие постоянное давление конденсации – регулятор давления или соленоидный клапан. Когда давление конденсации возрастает, регулятор или клапан открывается. Регулятор давления конденсации (клапан) устанавливают между кон-

денсатором воздушного охлаждения и ресивером. Регулятор оснащен манометрическим отводом, который служит для регулировки давления конденсации.

Регулятор давления конденсации работает в комплекте с регулятором давления в ресивере или клапаном. Регулятор давления, как и клапан предназначен для поддержания необходимого давления в ресивере. Регулятор оснащен манометрическим штуцером для регулирования давления в ресивере.

Для снижения расхода электроэнергии применяют ряд устройств, позволяющих изменять холодопроизводительность установки. При включении компрессора величина пусковых токов превышает значения рабочих токов в три-четыре раза. Величина пусковых токов обусловлена силами инерции мотор-компрессора и разностью давления конденсации и всасывания. Для снижения разности давления применяют байпасные клапаны, регуляторы производительности компрессора. Регуляторы производительности позволяют избежать излишнего понижения давления кипения при запуске и дополнительных включений компрессора. Регуляторы производительности и байпасные клапаны устанавливают на байпасной магистрали между всасывающим и нагнетательным патрубком компрессора. При понижении давления на всасывающей магистрали открывается регулятор. Байпасный клапан открывается с помощью реле времени, или токового реле, когда пусковые токи мотор-компрессора снижаются.

Также в ряде компрессоров применяются инверторы, эти устройства изменяют частоту тока, таким образом, изменяется количество оборотов компрессора. Такие устройства наиболее распространены в мульти сплит-системах. При достижении заданного температурного режима внутренние блоки отключаются. Для того чтобы не снизилось давление кипения, снижают количество оборотов, и производительность компрессора падает. Таким путем достигают понижения производительности компрессора до 40%.

Испытания и наладка систем чиллер-фанкойлы.

Наладка систем чиллер-фанкойлы заключается в обеспечении требуемых температур воздуха внутри охлаждаемых или отапливаемых помещений. Необходимым условием наладки является обеспечение в системе чиллер-фанкойл расчетного теплового и гидравлического режима.

Наладка систем производится в следующем порядке:

— разрабатывают мероприятия по наладке системы;

— выполняет разработанные мероприятия монтажная организация или Заказчик;

— регулируют систему чиллер-фанкойлы.

Разработку мероприятий по наладке системы начинают с обследования системы чиллер-фанкойл, при этом выявляют фактические эксплуатационные режимы, возможные дефекты проекта, монтажа и т.д.

На основе проекта и данных обследования уточняют необходимый тепловой режим системы чиллер-фанкойлы, определяют расходы теплоты, теплоносителя, холодопроизводительности при расчетных условиях. Определение производят по отдельным элементам системы (фанкойлам, стоякам, ветвям) и в целом по системе.

Производят гидравлический расчет трубопроводов системы чиллер-фанкойлы. Рассчитывают количество балансировочных клапанов по ветвям, ответвлениям, стоякам, фанкойлам системы для обеспечения условий расчетного гидравлического режима системы.

Определяют возможность и способы обеспечения системой чиллер-фанкойлы необходимых параметров по температуре, а насосной станции по давлению.

При обследовании системы чиллер-фанкойлы:

— выявляют типы и количество установленных фанкойлов;

— определяют наивысшую отметку гидравлической системы;

— составляют расчетную схему трубопроводов системы чиллер-фанкойлы с указанием длин и диаметров участков, наличия фанкойлов;

— определяют состояние наружных и внутренних поверхностей фанкойлов, изоляции разводящих трубопроводов, строительных ограждений здания (окон, фрамуг, ворот и т.п.);

— определяют наличие необходимых воздухосборников;

— знакомятся с гидравлической схемой, с местами расстановки арматуры и регулирующих приборов.

При ознакомлении с гидравлическим и тепловым режимом работы системы чиллер-фанкойлы устанавливают:

— особенности системы, степень и характер гидравлической и тепловой разрегулировки, участки фанкойлов, не участвующие в процессе теплообмена и т.д.;

— давление теплоносителя в подающем и обратном трубопроводах на чиллере;

— соответствие расчетному графику температур теплоносителя на подающем и обратном трубопроводе на чиллере;

— режим работы чиллера.

На основе материалов обследования составляют перечень мероприятий по упорядочению работы системы. В этот перечень включают следующие указания:

— по устранению выявленных при обследовании дефектов проекта и монтажа;

— по очистке и промывке фанкойлов;

— по устранению перемычек на подающем и обратном трубопроводе;

— по изменению принципиальной схемы разводки трубопроводов;

— по переделке обвязки фанкойлов с параллельного на последовательное по теплоносителю;

— по установке недостающих контрольно-измерительных приборов и запорно-регулировочной арматуры;

— по установке недостающих воздухосборников;

— по ремонту установленного оборудования арматуры;

— по приведению в порядок здания (остекление фонарей и окон, приведение в исправное состояние дверей, фрамуг и т.п.)

Тепло- и холодопроизводительность для расчетных условий при соответствии проекта натуре принимают по проектным данным.

Расчетные расходы воды для фанкойла, стояка, системы в целом определяют по зависимости:

$$W_p = \frac{A \times Q_p}{(T_{1p} - T_{2p}) C_в}, \text{ м}^3/\text{с} \qquad (27.3.1)$$

где: $A = 1(10^3)$;

T_{1p}, T_{2p} – расчетные температуры тепло- и хладоносителя в подающем и обратном трубопроводе системы чиллер-фанкойлы, °С;

$C_в = 4{,}187$ кДж/кг°С.

Перед началом работы, в системе создают избыточное давление, которое в районе расширительного бака насосной станции обычно поддерживают в пределах от 1,5 до 3,5 бар.

Для обеспечения нормальной работы расширительного бака в его буферной емкости создают давление азота примерно на 0,05 – 0,3 бара ниже расчетного давления заправки.

Падение давление теплоносителя в испарителе и конденсаторе обычно составляет от 3 до 90 кПа.

Температурный предел работы системы чиллер-фанкойлы определяется типом теплоносителя. Если в системе применяют воду, температура воды на выходе может составлять от 4 до 60°С, при применении антифризов, температура антифриза может составлять от –20 до 60°С.

Гидравлический режим системы чиллер-фанкойлы стабилизируется с помощью постоянных сопротивлений балансировочных клапанов, а также средств автоматического регулирования, устанавливаемых на системы чиллер-фанкойлы.

Балансировочные клапаны для гашения избыточного располагаемого напора на системе чиллер-фанкойлы могут устанавливаться как на подающем, так и на обратном трубопроводе в зависимости от необходимого для системы гидравлического режима. Во избежание засорения отверстий, балансировочные клапаны рекомендуют устанавливать на горизонтальном участке трубопровода. Либо их устанавливают на вертикальном участке трубопровода с восходящим направлением движения теплоносителя.

Регулирование системы чиллер-фанкойлы в летний период производят только после выполнения разработанных мероприятий по наладке и устранению всех недоделок, а также после проведения ревизии обеспечения балансировочными клапанами расчетных параметров по температуре и давлению.

Наладка систем чиллер-фанкойлы включает:

— обеспечение расчетного расхода теплоносителя на систему в целом и по отдельным ее элементам, при несоответствии фактических расходов расчетным, производят корректировку путем регулирования балансировочных клапанов;

— обеспечение расчетных внутренних температур в помещениях.

Регулирование системы кондиционирования в целом и по отдельным фанкойлам базируется на проверке соответствия фактических расходов теплоносителя расчетным. Степень соответствия фактического расхода теплоносителя расчетному, определяют температурным перепадом теплоносителя в системе и в отдельном фанкойле. Замеры температур на трубопроводах производят только в стационарном режиме работы системы чиллер-фанкойлы.

Система теплоносителя содержит следующие компоненты:

— Циркуляционный насос, обеспечивающий необходимый расход и напор потока теплоносителя;

— Изолированный резервуар для воды, емкость которого не ниже 10 литров на 1 кВт мощности. Этот резервуар является аккумулятором теплоты или холода для обеспечения достаточно продолжительной стоянки компрессора;

— Расширительный бак. Бак может быть диафрагменного или открытого типа. В любом случае выходной патрубок перепускного или предохранительного клапана должен быть четко виден. Емкость бака должна учитывать 2% увеличение общего объема жидкости в системе: испаритель – трубопроводы - контуры фанкойлов - резервуар при необходимости. При применении антифризов емкость расширительного бака увеличивают на 40-45%. Расширительный бак не нуждается в теплоизоляции, так как вода в нем, как правило не циркулирует.

— Реле протока, которое останавливает холодильную машину при отсутствии циркуляции теплоносителя. Реле протока монтируют выше холодильной машины на горизонтальном участке трубопровода, на расстоянии не менее 10 диаметров от изгибов, клапанов и других элементов, которые могут создавать помехи восходящему или нисходящему потоку теплоносителя через реле протока.

— В качестве альтернативы вместо реле протока устанавливают дифференциальное реле давления с разомкнутыми контактами. Это реле должно реагировать на падение давления теплоносителя, циркулирующего через испаритель;

— В наивысших точках системы трубопроводов должны быть смонтированы заслонки;

— На подводящем водяном трубопроводе должны быть смонтированы стопорные клапаны;

— В самых низких точках системы должны быть смонтированы места слива (с заглушками, пробками и т.п.);

— Система трубопроводов должны быть теплоизолирована;

— Для снижения уровня шума в системе трубопроводов должны быть установлены упругие муфты.

Перед заполнением системы теплоносителем необходимо убедиться в том, что она свободна от посторонних веществ, песка, камней, ржавчины, припоя, шлака и других посторонних материалов.

Для промывания системы трубопроводов используют байпас, установленный перед холодильной машиной.

Вверх по течению к насосу устанавливают сетчатый фильтр (16 отверстий на 1 $см^2$).

Вода, использующаяся в системе трубопроводов, должна быть обработана с тем, чтобы ее жесткость находилась в пределах стандартов (10-15°.Fr.).

При использовании антифризных растворов необходимо учитывать влияние процентного содержания вещества на расход воды, холодопроизводительность системы чиллер-фанкойлы, величину падения давления.

Поправочные коэффициенты для характеристик антифризных растворов на основе этиленгликоля приведены в таблице **27.3.1**.

Таблица 27.3.1

Процентное содержание этиленгликоля по весу, %	Точка замерзания, °С	Поправочный коэффициент		
		Холодо-производительность	Расход воды	Падение давления
0	0	1	1	1
10	-4	0,990	1,015	1,07
20	-10	0,980	1,035	1,16
30	-17	0,965	1,075	1,27
35	-20	0,955	1,110	1,40
40	-25	0,950	1,14	1,40
50	-37	0,930	1,215	1,55

На **Рис. 27.3.4** представлена схема подсоединения испарителя к системе трубопроводов. Рекомендуемый размер дренажных патрубков 1, для того, чтобы их можно было использовать для химической промывки теплообменника.

В случае параллельного соединения двух и более чиллеров, соединение должно выполняться по схеме «Реверсивного возврата», как показано на **Рис. 27.3.5**, для того, чтобы обеспечить возможность сбалансированного падения давления в контуре каждой машины. Гидравлическая схема должна гарантировать постоянный расход воды к теплообменнику при всех рабочих или наладочных условиях.

Схема подсоединения конденсатора, охлаждаемого водой, аналогична схеме подсоединения испарителя. Отличия заключаются в том, что в подающую линию включается водорегулирующий вентиль, соединенный трубопроводом с линией нагнетания компрессора. В зависимости от давления нагнетания вентиль регулирует расход охлаждающей воды. На водорегулирующий вентиль устанавливают байпасную линию, которая используется при промывании теплообменника. На Рис. 27.3.6 представлена схема подсоединения конденсатора.

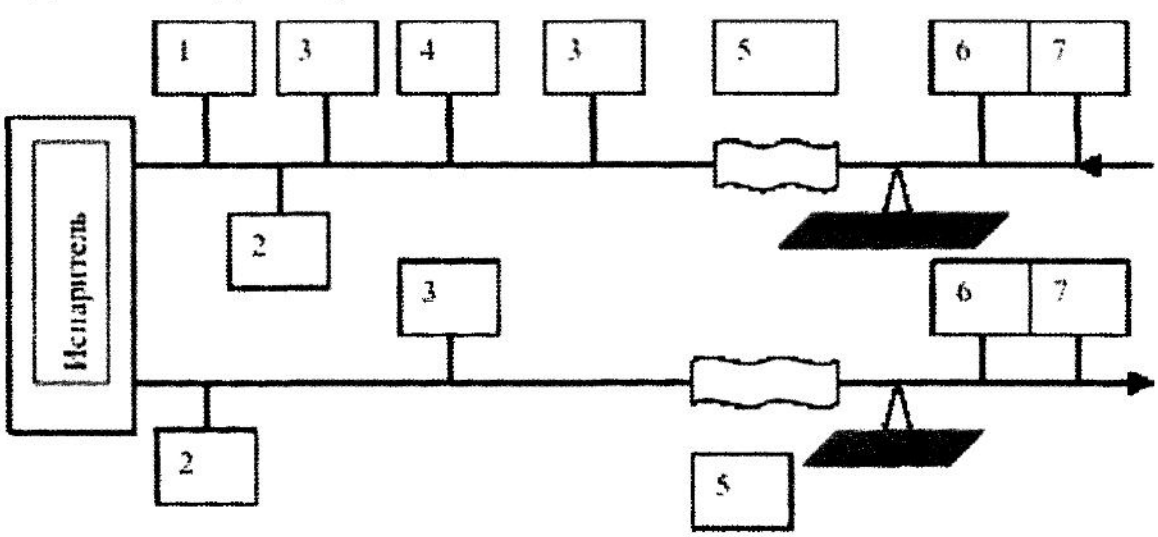


Рис. 27.3.4 Схема подсоединения испарителя:

1 – Реле протока, 2- Дренажный патрубок, 3- Ареометр, 4- Фильтр, 5 - Антивибрационная муфта, 6 – Термометр, 7 – Задвижки.

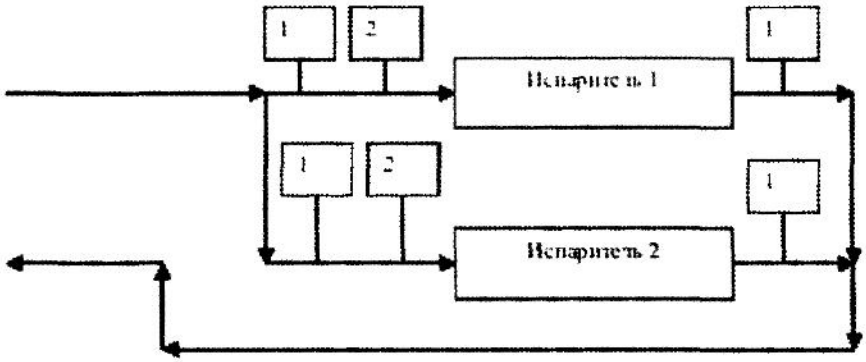


Рис. 27.3.5. Параллельные гидравлические соединения

1— Задвижки, 2- Калибровочный клапан.

Предварительная проверка системы:

— проверяют все электрические контакты и свободное движение всех подвижных деталей контакторов;

— проверяют баланс напряжения и фаз в сети питания холодильной машины;

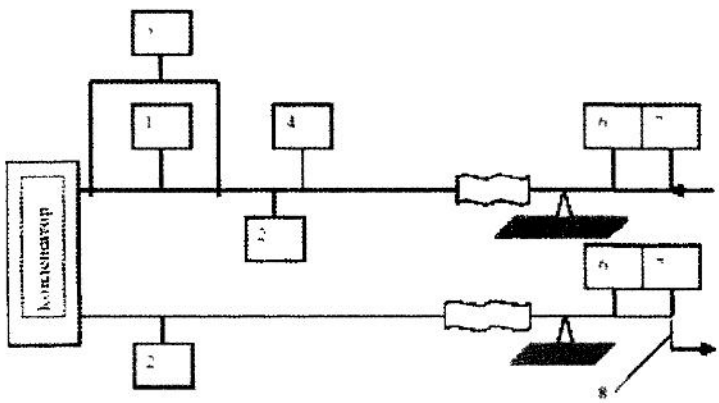


Рис. 27.3.6 Схема подсоединения конденсатора

1 – Водорегулирующий вентиль, 2 – Дренажный патрубок, 3 – Байпас, 4 – Фильтр, 5 – Противовибрационные соединения, 6 – Термометр, 7 – Задвижки, 8 – разрыв трубопровода для визуализации потока воды.

— проверяют заполнение схем испарителя и конденсатора, возможность свободной циркуляции теплоносителя без утечек и пузырей;

— если заправлен антифриз, проверяют соответствие концентрации антифриза; проверяют правильность направления вращения насоса, включают систему циркуляции теплоносителя и оставляют его работать 24 часа. Затем очищают сетчатые фильтры, установленные перед насосом;

— производят балансировку системы по заданным величинам расхода теплоносителя;

— проверяют точность позиционирования датчиков и зондов;

— открывают все клапаны на холодильной машине;

— проверяют работоспособность нагревателей картера компрессора и включают их на обогрев картера как минимум на 12 часов.

Первоначальный пуск системы чиллер-фанкойлы:

— подают питание на холодильную машину (как минимум за 12 часов до пуска);

— проводят в действие холодильную машину путем пуска, машина находится в режиме ожидания;

— устанавливают желаемую температуру циркулирующей воды (заводская уставка 12°С для режима охлаждения и 45°С для режима нагрева);

— при необходимости изменяют уставку температуры, при которой компрессор запускается и останавливается;

— выбирают на пульте режим работы чиллера (охлаждение или нагрев) и включают его, чиллер начинает работать;

— приводят холодильную машину в режим ожидания;

— производят повторный пуск холодильной машины в другом режиме.

Проверяют температуру теплоносителя на входе теплообменника, на выходе, расход жидкости.

Система управления чиллер-фанкойлы имеет следующие функциональные возможности:

— регулировка мощности в два этапа;

— задержку пуска компрессора как минимум на три минуты;

— активирует защиту испарителя от замораживания теплоносителя;

— включает аварийную сигнализацию;

— задает и индицирует уставку температуры рециркулирующей жидкости: 4-15°С для охлажденной воды, от –20 до 15°С для антифриза, 25-60°С для жидкости в режиме отопления.

Диагностика работы системы чиллер-фанкойлы

Холодильная машина не включается:

— см. пп. 1-16 соответствующего раздела;

— реле протока не включает компрессор, нет протока теплоносителя, неисправно реле;

— включены блокировки насосной станции, неисправности в системе теплоносителя;

— активирована защита от замерзания теплоносителя в испарителе.

Холодильная машина включается и работает короткими циклами:

— См. пп. 1-9 соответствующего раздела;

— Реле высокого давления отключает компрессор в связи с сильным засорением труб. Засорение труб диагностируется повышенной разностью температур на входе и выходе из теплообменника. Эффективный теплообмен определяется разностью температур 5-7°С на выходе из теплообменника и температурой кипения хладагента. Более высокая разница свидетельствует о загрязнении;

— Дифференциальное реле давления потока теплоносителя отключает холодильную машину вследствие малой разницы давлений из-за засорения системы.

Заправлять контуры рекомендуют водой, прошедшей антиводорослевую и антиизвестковую обработку.

Очищают водяной контур конденсатора ингибированной и пассивированной кислотой.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Комплект контрольно-измерительных приборов для испытания систем вентиляции и кондиционирования воздуха

1. Микроманометр
2. Комбинированный приемник давлений длиной, 0,5, 1,1,5 м
3. Приемник полного давления длиной, 0,5, 1, 1,5 м
4. Резиновые шланги внутренним диаметром 4-5 мм, наружным 8-9 мм
5. Анемометр крыльчатый
6. Анемометр чашечный
7. Термоэлектроанемометр
8. Секундомер
9. Термометр технический, до 250, 100, 50°С
10. Термометр лабораторный с ценой деления 0,1, 0,2°С
11. Термометр цифровой термопарный
12. Термометр цифровой с датчиком сопротивления с длиной соединительного кабеля 2 м
13. Термометр шаровой
14. Пирометр
15. Прибор для измерения плотности тепловых потоков
16. Пиронометр Янишевского М-80
17. Актинометр
18. Тахометр
19. Психрометр аспирационный
20. Психрометр электронный
21. Гигрограф
22. Термограф
23. Измеритель шума и вибрации
24. Манометр технический
25. Манометр образцовый
26. Дифференциальный манометр трубчатый U – образный
27. Цифровой тестер для определения напряжения, сопротивления
28. Цифровой тестер- клещи для бесконтактного определения токов
29. Мегаомметр
30. Течеискатель электронный
31. Развальцовка
32. Труборезы для труб большого и малого диаметров.
33. Шарошка
34. Риммер

35. Вакуумный насос
36. Зарядная станция с возможностью сбора и регенерации хладагента
37. Манометрическая станция с вакуумметром в комплекте со шлангами для подключения к холодильной машине
38. Гибочные пружины, трубогиб
39. Газосварочная станция
40. Азотный редуктор
41. Расширитель труб
42. Набор разовых баллонов с необходимыми хладагентами, баллон с азотом, баллоны для газосварочной станции, баллон для сбора хладагента на регенерацию
43. Мойка высокого давления
44. Зачистка для кабеля
45. Обжимка для труб
46. Уровень
47. Переговорное устройство (рация)
48. Пистолет для силикона
49. Пистолет для монтажной пены
50. Припои, флюсы, сосуд с вакуумным и холодильными маслами
51. Ключ с трещеткой на квадрат 6 мм
52. Ключ с трещеткой на квадрат 8 мм
53. Набор разводных ключей
54. Тестер кислотности
55. Набор стандартных инструментов для слесарных работ
56. Набор стандартных инструментов для производства электротехнических работ
57. Фонарь с зеркалом
58. Набор пробойников

Приложения

Таблица 1

Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений

Период года	Температура воздуха, ^{0}C	Относительная влажность воздуха, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, ие более
Теплый	Не более чем на 3 ^{0}C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)	65***	0,5
Холодный и переходные условия	18**-22	65	0,2

*Но не более 28 ^{0}C для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей и не более 33 ^{0}C для указанных зданий, расположенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) 25 ^{0}C и выше.

**Не ниже 14 ^{0}C – для общественных и административно-бытовых помещений с пребыванием людей в уличной одежде.

***Допускается принимать до 75% в районах с расчетной относительной влажностью воздуха 75% (параметры А).

Примечание. Нормы установлены для людей, находящихся в помещении более 2 ч непрерывно.

Таблица 2

Расчетные температуры, скорость и относительная влажность воздуха на постоянных рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Оптимальные нормы на постоянных и непостоянных рабочих местах			Допустимые нормы				
					температуры, °С			скорости движения воздуха, м/с, не более	относительной влажности воздуха, %, не более
		температура, С	скорость движения, м/с, не более	относительная влажность, %	на всех рабочих местах	на постоянных рабочих местах	на непостоянных рабочих местах	на постоянных и непостоянных рабочих местах	
Теплый	Легкая:			40-60	На 4°С выше расчетной температуры наружного воздуха(параметры А) и не более указанных в гр. 7 и 8				75
	Ia	23-25	0,1			28/31	30/32	0,2	
	Iб:	22-24	0,2			28/31	30/32	0,3	
	Средней тяжести:								
	IIа	21-23	0,3			27/30	29/31	0,4	
	IIб	20-22	0,3			27/30	29/31	0,5	
	Тяжелая:								
	III	18-20	0,4			26/29	28/30	0,6	
Холодный и переходные условия	Легкая:			40-60	-				75
	Ia	22-24	0,1			21-25	18-26	0,1	
	I6	21-23	0,1			20-24	17-25	0,2	
	Средней тяжести:								
	IIа	18-20	0,2			17-23	15-24	0,3	
	II6	17-19	0,2			15-21	13-23	0,4	
	Тяжелая								
	III	16-18	0,3			13-19	12-20	0,5	

Примечания. 1. В таблице допустимые нормы внутреннего воздуха приведены в виде дроби: в числителе для районов с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) ниже 25°С, в знаменателе — выше 25°С.

2. Для районов с температурой наружного воздуха (параметры А) 25°С и выше соответственно для категорий работ легкой, средней тяжести и тяжелой температуру на рабочих местах следует принимать на 4°С выше температуры наружного воздуха, но не выше указанной в знаменателе гр. 7 и 8.

3. В населенных пунктах с расчетной температурой наружного воздуха 18°С и ниже (параметры А) вместо 4°С, указанных в гр. 6, допускается принимать 6°С.

4. Нормативная разность температур между температурой на рабочих местах и температурой наружного воздуха (параметры А) 4 или 6°С может быть увеличена при обосновании расчетом в соответствии с п 2.10.

5. В населенных пунктах с расчетной температурой наружного воздуха t, °С, на постоянных и непостоянных рабочих местах в теплый период года (параметры А), превышающей:

а) 28°С — на каждый градус разности температур t — 28°С следует увеличивать скорость движения воздуха на 0,1 м/с, но не более чем на 0,3 м/с выше скорости, указанной в гр. 9;

б) 24°С — на каждый градус разности температур t — 24°С допускается принимать относительную влажность воздуха на 5% ниже относительной влажности, указанной в гр.10.

6. В климатических зонах с высокой относительной влажностью воздуха (вблизи морей, озер и др.), а также при применении адиабатной обработки приточного воздуха водой для обеспечения на рабочих местах температур, указанных в гр. 7 и 8, допускается принимать относительную влажность воздуха на 10% выше относительной влажности, определенной в соответствии с примеч. 5. б.

7. Если допустимые нормы невозможно обеспечить по производственным или экономическим условиям, то следует предусмотреть воздушное душирование или кондиционирование воздуха на постоянных рабочих местах.

Таблица 3

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений

Период года	Температура воздуха, ^{0}С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Теплый	20-22	60-30	0,2
	23-25	60-30	0,3
Холодный и переходные условия	20-22	45-30	0,2

Примечании. Нормы установлены для людей, находящихся в помещении боле 2 ч непрерывно.

Таблица 4

Категорийность работ от вида деятельности

Категории работ	Энергозатраты, Вт	Виды работ
Легкие (категория I)	Не боле 174	Производимые сидя и сопровождающиеся незначительными физическими напряжениями.
Iа	Не более 139	
Iб	До 174	Производимые сидя, стоя или связанные с ходьбой и сопровождающиеся некоторым физическим напряжением
Средней тяжести (категория II)	175-290	Связанные с постоянной ходьбой, перемещением мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требуют определенного физического напряжения.
IIа	175-232	
IIб	233-290	Связанные с ходьбой, перемещением и переноской тяжестей до 10 кг и сопровождаются умеренным напряжением.
Тяжелые (категория III)	Более 290	Связанные с постепенным передвижением, перемещением и переноской значительных (свыше 10 кг) тяжестей и требующие больших физических усилий.

Примечания. 1. Категория работ – разграничение работ по тяжести на основе энергозатрат организма.

2. Под рабочей зоной следует принимать пространство, ограниченное по высоте 2 м над уровнем пола, или площадку, на которой находятся места постоянного или непостоянного (временного) пребывания людей.

Таблица 5

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в помещениях жилых зданий и общежитий

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}C	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Жилая комната квартир или общежитий	18 (20)	-	3 на 1 м^2 жилых помещений
То же, в районах с температурой наиболее холодной пятидневки (обеспеченностью 0,92) минус 31 ^{0}C и ниже	20 (22)	-	То же
Кухня квартиры и общежития, кубовая с электроплитам с газовыми плитами	18	-	Не менее 60 Не менее 60 при 2-конфорочных плитах Не менее 75 при 3-конфорочных плитах Не менее 90 при 4-конфорочных плитах
Сушильный шкаф для одежды и обуви в квартирах	-	-	30
Ванная	25	-	25
Уборная индивидуальная	18	-	25
Современное помещение уборной и ванной	25	-	50
То же, с индивидуальным нагревом	18	-	50
Умывальная общая	18	-	0,5
Душевая общая	25	-	5
Уборная общая	16	-	50 на 1 унитаз и 25 на 1 писсуар
Гардеробная комната для чистки и глажения одежды, умывальная в общежитии	18	-	1,5
Вестибюль, общий коридор, передняя, лестничная клетка в квартирном доме	16	-	-
Вестибюль, общий коридор, лестничная клетка в общежитии	18	-	-
Помещение для культурно-массовых мероприятий, отдыха, учебных и спортивных занятий, помещения для администрации и персонала	18	-	1
Постирочная	15	По расчету, но не менее 4	7
Гладильная, сушильная в общежитиях	15	По расчету, но не менее 2	3

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Кладовые для хранения личных вещей, спортивного инвентаря, хозяйственные и бельевые в общежитии	12	-	0,5
Палата изолятора в общежитии	20	-	1
Машинное помещение лифтов	5	-	По расчету но не менее 0,5
Мусоросборная камера	5	-	1 (через ствол мусоропровода)

Примечания. 1. В угловых помещениях квартир и общежитий расчетную температуру воздуха следует принимать на 2 ^{0}С выше указанной в таблице.

2. В лестничных клетках домов для IV климатического района и III Б климатического подрайона, а так же домов с квартирным отоплением расчетная температура воздуха не нормируется.

3. Температура воздуха в машинном помещении лифтов в теплый период года не должна превышать 40 ^{0}С.

4. Значения в скобках относятся к домам для престарелых и семей с инвалидами.

Таблица 6

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в административных и бытовых зданиях

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Вестибюли	16	2	-
Отапливаемые переходы	Не ниже чем на 6 ^{0}С расчетной температуры помещений, соединяемых отапливаемыми переходами	-	-
Гардеробные уличной одежды	16	-	1
Гардеробные для совместного хранения всех видов одежды с неполным переодеванием работающих	18	Из расчета компенсации вытяжки из душевых (но не менее однократного воздухообмена в 1 ч)	Из душевых и при необходимости из гардеробных, если воздухообмен превышает вытяжку из душевых
Гардеробные при душевых (преддушевые), а также с полным переодеванием работающих:	23	5	5
а) гардеробные спецодежды	23	Из расчета компенсации вытяжки из душевых (но не менее однократного воздухообмена в 1 ч)	Из душевых и при необходимости из гардеробных, если воздухообмен превышает вытяжку из душевых
б) гардеробные домашней (уличной и домашней) одежды			

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Душевые	25	-	75 на 1 душевую сетку
Уборные	16	-	50 на 1 унитаз и 25 на 1 писсуар
Умывальные при уборных	16	-	1
Курительные	16	-	10
Помещения для отдыха, обогрева или охлаждения	22	2 (но не менее 30 м^3/ч на 1 чел.)	3
Помещения для личной гигиены женщин	23	2	2
Помещения для ремонта спецодежды	16	2	3
Помещения для ремонта обуви	16	2	3
Помещения управлений, конструкторских бюро, общественных организаций площадью: а) не более 36 м^2 б) более 36 м^2	18 18	1,5 По расчету	- По расчету
Помещения для сушки спецодежды	По технологическим требованиям в пределах 16-33 ^{0}С	По расчету	
Помещения для обеспыливания спецодежды	16	По расчету	

Примечание. Расчетная температура воздуха в теплый период года и влажность в помещениях не нормируется кроме указанных в поз. 10-13, 14б, в которых расчетную температуру следует принимать в соответствии с указаниями [2], а воздухообмен определять расчетом.

Таблица 7

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в помещениях общественного питания и складских помещениях

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Горячий цех, помещение выпечки кондитерских изделий	5 (для расчета дежурного отопления)	По расчету	
Цехи: доготовочный, холодный, мясной, птицегольевой, рыбный, обработки зелени, овощей	18	3	4
Помещение подготовки яиц	18	3	5
Помещения для резки хлеба, для подготовки мороженного, сервизная, подсобная	18	1	1

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Помещение для мучных изделий, отделка кондитерских изделий, бельевая	18	1	2
Моечные: Столовой, кухонной, посуды, судков, тары	18	4	6
Кладовые сухих продуктов, кладовая инвентаря, кладовая винно-водочных изделий, помещения для хранения пива	12	-	1
Кладовая овощей, солсний, тары	5	-	2
Приемочная	16	3	-
Машинное отделение охлаждаемых камер с водяным охлаждением агрегатов	16	3	4
Охлаждаемые камеры для хранения:		-	-
а) мяса	0	-	-
б) рыбы	-2	-	-
в) молочно-жировых продуктов, гастрономии	2	-	-
г) полуфабрикатов, в т.ч. высокой степени готовности	0	4	4
д) овощей, фруктов, ягод, напитков	4		
е) пищевых отходов	2	-	10
Шлюз при камере пищевых отходов	5	-	-
Разгрузочные помещения	10	По расчету	

Примечания. 1. Указанные температуры воздуха помещений (кроме охлаждаемых камер) являются расчетными при проектировании систем отопления.

2. В охлаждаемых камерах указанные температуры следует поддерживать круглосуточно в течение всего года.

3. В камерах для одновременного хранения мяса и рыбы (их полуфабрикатов), а также в единственной на предприятии охлаждаемой камере для всех продуктов температура должна быть ±2 ^{0}С.

Таблица 8

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в вокзалах

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Операционные и кассовые залы, объединенные пассажирские залы, распределительные залы, залы ожидания	18	По расчету, но не менее 20 м^3 наружного воздуха на 1 человека; при невозможности естественного проветривания 60 м^3 на 1 человека	
Кабины билетных и багажных касс	18	100 на 1 кабину	-
Вестибюли, коридоры, переходы, главные лестницы, пешеходные тоннели, галереи	10	1	1

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Помещения приема и выдачи багажа и ручной клади	16	2	1
Комната матери и ребенка: а) приемная, гардероб б) спальни и игровые в) детские уборные	18 20 18	1 1 -	1 1 50 на 1 унитаз и 25 на 1 писсуар
Комнаты длительного пребывания пассажиров	18	1	1
Медицинские пункты: а) кабинет врачей и помещения временного пребывания больных б) уборные	20 18	2 -	1,5 50 на 1 унитаз и 25 на 1 писсуар
Помещения отделений связи, сберегательных касс, транспортных агентств, радиоузлы, диспетчерские	18	3	2
Помещения военного коменданта, транспортной милиции и другие служебные помещения, комнаты депутатов, комнаты для иностранных туристов	18	1,5	1,5
Помещения для хранения багажа и ручной клади	16	1	2
Уборные общего пользования	15	2	100 м^3/ч на 1 санитарный прибор
Курительные	15	2	10

Таблица 9

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в оздоровительных учреждениях

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Спальные комнаты	18	-	1
Палаты изолятора	20	2	2,5
Помещения культурно-массового назначения (за исключением помещений обслуживания детей)	В соответствии с табл.3 Приложения 2 или положениями [1]		
Помещения столовой	В соответствии с табл.5 Приложения 2 или [17]		
Игровые комнаты для детей, раздевальная	19	-	1,5
Помещения бухгалтерии, канцелярии, архива, общественных организаций, кабинет директора (начальника)	18	-	1
Кладовые белья, инвентаря	16	-	1,5
Вестибюль	16	-	-
Помещения медицинского пункта и изолятора (кроме палат)	20	-	1

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м³/ч	
		приток	вытяжка
Гостиные (при спальных помещениях), комнаты дневного пребывания	18	-	2
Комнаты чистки одежды и обуви	17	-	3
Помещения парикмахерских, отделения связи, пункта приема в ремонт обуви, в химическую чистку и прачечную	В соответствии с главой СНиП по проектированию предприятий бытового обслуживания		
Плавательные бассейны и спортивные залы	В соответствии с главой СНиП по проектированию спортивных сооружений		

Таблица 10

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в предприятиях бытового обслуживания населения

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, °С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м³/ч	
		приток	вытяжка
I производственные			
Изготовление и ремонт одежды, головных уборов и трикотажных изделий:	18	По расчету на удаление теплоизбытков	
а) изготовление и ремонт легкого платья, верхней одежды, головных уборов, ремонт трикотажных изделий;	18		
б) гофре и плиссе, скорняжные работы		2	2
Изготовление и ремонт обуви и кожаной галантереи	18	2	3
Химическая чистка и крашение одежды:			
а) срочная химическая и чистка одежды	16	По расчету на удаления и разбавление вредных веществ до предельно допустимой концентрации	
б) химическая чистка с самообслуживанием	16		
в) техническое помещение для обезжиривающих машин	16	4	15
г) лаборатория	18	2	3
д) срочное выведение пятен	16	8	10
е) стирка белья и самообслуживание	18	По расчету на удаление теплоизбытков и влаговыделении	
ж) срочная стирка сорочек			
Ремонт металлоизделий, бытовых электроприборов, часов, ремонт фотокиноаппаратуры, оптики, переплетные работы	18	2	3
Ремонт радиоаппаратуры и телевизоров	18	4	5
Фотографии	18	1	2
Обработка фотоматериалов:			
а) черно-белых	18	2	3
б) цветных	18	8	10

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Ремонт изделий из пластмасс, ювелирные и граверные работы	18	1	2
Прокат предметов домашнего обихода и культурно-бытового назначения	18	1	2
Парикмахерские с числом рабочих мест:			
а) до 3	18	-	1
б) 3-5	18	1	2
в) свыше 5	18	2	3
г) помещения для сушки волос	18	По расчету на удаление теплоизбытков	
Студии звукозаписи (зал звукозаписи, аппаратная записи, кабинет перезаписи)	18	2	2
Машинописное бюро	18	3	3
Бюро для обслуживания	18	1	2
Мини-химчистка	16	По расчету	
Мини-прачечная	15	По расчету	
Прачечная самообслуживания	16	1	1
Демонстрационный зал	18	2 (но не менее 20 м^3/ч на 1 человека)	
Костюмерная	16	-	1,5
Залы ожидания и приемные	18	По балансу со смежными помещениями	
Помещения приема белья в стирку	16	1	2
Помещения выдачи белья	16	1	1
Кладовые для хранения принятых и готовых, заказов, материалов	15	-	0,5
Кладовые хранения химикатов	15	По расчету	
II для посетителей	18	По балансу со смежными помещениями	
III кладовые	15	-	0,5

Примечания. 1. При определении воздухообмена в производственных помещениях по расчету температуру воздуха в помещениях следует принимать в соответствии с требованиями санитарных норм проектирования промышленных предприятий.

2. На предприятиях с числом рабочих до 5 допускается предусматривать вытяжную вентиляцию с естественных побуждением, если отсутствуют вытяжные системы местных отсосов.

3. В производственных помещениях с избытками явного тепла следует предусматривать отопление для поддержания температуры в помещениях 10 ^{0}С

Таблица 11

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в помещениях школ и училищ

Помещения	Расчетная температура воздуха, ^{0}С, в климатических районах и подрайонах			Объем или кратность воздухообмена в 1 час	
	IА, IБ, IГ	**II, III, IВ, IД**	**IV**	**приток**	**вытяжка**
Классы, кабинеты, лаборатории	21	18	17	16 м^3/ч на 1 человека	
Учебные мастерские	17	15	15	20 м^3/ч на 1 человека	
Спортивный зал, студия хореографии	17	15	15	80 м^3/ч на 1 человека	
Спальные комнаты	18	16	16	-	1,5
Актовый зал – киноаудитория и кабинет технических средств	20	18	17	20 м^3/ч на 1 человека	
Рекреационные помещения	18	16	16	-	-
Учительская, кружки	21	18	17	-	1,5
Библиотека, кабинеты администрации, комнаты общественных организаций	21	18	17	-	1
Кабинет врача (медицинская комната)	23	22	21	-	1,5
Раздевальные при спортивном зале	22	20	19	-	1,5
Душевые	25	25	25	-	5
Раздевальные при душевых	23	22	20	В объеме вытяжки из душевых50 м^3/ч на 1 унитаз и 25 м^3/ч на 1 писсуар	
Уборные	21	18	17		
Умывальные в отдельном помещении	23	22	20	-	1
Комната для чистки одежды и обуви	20	18	17	-	3
Гардеробные и кладовые одежды и обуви	19	16	16	-	1,5
Вестибюль	19	16	16	-	-
Столовая: а) горячий цех	5	5	5	По расчету	
б) цехи холодные, доготовочные	16	16	16	3	4
в) местной, рыбный, овощной	По расчету				
г) мойка столовой и кухонной посуды	20	20	20	4	6
д) кладовая овощей	5	5	5	-	2
е) кладовая сухих продуктов	12	12	12	-	2
ж) загрузочно-тарная	16	16	16	-	-
з) обеденный зал	16	16	16	Не менее 20 м^3/ч на 1 посадочное место	
Киноаппаратная	16	16	16	по объему вытяжки от кинопроекторов	
Фотолаборатория, кинофотолаборатория, технический центр	18	18	18	-	2
Уголок живой природы	20	-	-	-	5

Примечания. 1. В классных помещениях для I – IV классов и в угловых кабинетах, комнатах отдыха (спальных-игровых) и спальных комнатах расчетную температуру следует принимать на 2 ^{0}С выше указанной.

2. Объем удаляемого воздуха от вытяжного химического шкафа принимается равным 1100 м^3/ч.

3. У наждачного точила должны предусматриваться укрытия и обеспыливающий агрегат.

4. Клееварки должны быть оборудованы укрытием, локализующим выделения, и местной вытяжкой.

5. При расчете систем воздушного отопления тепловыделения от 1 учащегося в учебном помещении принимают равным 69,8 Вт

Таблица 12

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в помещениях детских дошкольных учреждений

Помещения	Расчетная температура воздуха, °С, в климатических районах или подрайонах			Объем или кратность воздухообмена в 1 час		Во всех, кроме	
	IA, IБ, IГ	II, III, IВ, IД	IV	IA, IБ, IГ		IA, IБ, IГ	
				приток	вытяжка	приток	вытяжка
Игральная, приемная младшей ясельной группы	24	23	22	2,5	1,5	-	1,5
Групповая, раздевальная 2-й группы раннего возраста и 1-й младшей группы	23	22	21	2,5	1,5	-	1,5
Групповая, раздевальная: а) 2-й младшей группы б) средней и старшей группы	22 21	21 20	20 19	2,5 2,5	1,5 1,5	- -	1,5 1,5
Спальни: а) ясельных групп б) дошкольных групп	22 20	21 19	20 18	2,5 2,5	1,5 1,5	- -	1,5 1,5
Туалетные: а) ясельных групп б) дошкольных групп	23 21	22 20	21 19	- -	1,5 1,5	- -	1,5 1,5
Залы для музыкальных и гимнастических занятий	20	19	18	2,5	1,5	-	1,5
Буфетные	16	16	16	-	1,5	-	1,5
Прогулочные веранды	12	-	-	По расчету, но не менее 20 м³/ч на 1 ребенка		-	-
Помещение бассейна для обучения детей плаванию	30	30	30	По расчету, но не менее 50 м³/ч на 1 ребенка		-	По расчету, но не менее 50 м³/ч на 1 ребенка
Медицинские помещения	23	22	21	2,5	1,5	-	1
Служебно-бытовые помещения	20	18	17	1,5	1	-	1
Кухня	15	15	15	По расчету		-	По расчету
Стиральная	18	18	18	5	5	5	5
Гладильная	16	16	16	5	5	5	5
Физиотерапевтический кабинет, кабинет массажа	28	28	-	2,5	1,5	-	1,5

Примечания. 1. В IA, IБ и IГ климатических подрайонах приток воздуха в помещения следует предусматривать механическими вентиляционными установками.

2. В помещениях стиральной и гладильной следует организовывать механический приток и вытяжку воздуха.

3. В туалетных дошкольных групп вытяжку воздуха следует предусматривать из уборной.

4. В туалетах детской группы, проектируемой без естественного освещения, вытяжка должна быть не менее 3 объемов в 1 ч.

Таблица 13

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в высших учебных и специальных учреждениях

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Аудитории, учебные кабинеты, лаборатории без выделения вредных веществ (неприятных запахов), залы курсового и дипломного проектирования, читальные залы до 30 мест включ., служебные помещения	18	Через фрамуги с механическим открыванием	
Аудитории, лаборатории без выделения вредных веществ (неприятных запахов), читальные залы, залы курсового и дипломного проектирования – более 30 мест, конференц-залы, актовые залы	18	20м^3 на 1 место	
Лаборатории и другие помещения с выделением вредных и радиоактивных веществ, моечные при лабораториях с вытяжными шкафами	18	По расчету, в соответствии с технологическими заданиями	
Лаборатории с приборами повышенной точности	20	То же	
Моечные лабораторной посуды без вытяжных шкафов	18	4	6

Таблица 14

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в помещениях зданий административных и проектных организаций

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Проектные залы и комнаты, служебные помещения и кабинеты площадью 35 м^2 и более	18	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Служебные помещения и кабинеты площадью менее 35 м^2, комнаты для работы с заказчиками, читальные залы архивов и библиотек, проектные кабинеты, комнаты общественных организаций и экспозиции	18	3,5	2,8

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Приемные при кабинетах	18	3	2,4
Конференц-залы и залы совещаний	16	По расчету на ассимиляцию тепловлагоизбытков	
Машинописные бюро	18	3	3
Киноаппаратные и звукоаппаратные	По нормам проектирования культурно-зрелищных учреждений		
Хранилища архивов и библиотек	18	-	2
Помещения копировально-множительных служб:			
а) отделение светокопирования с участком отделки чертежей и переплетно-брошюрное отделение	18 18	3 5	3 6
б) отделение электрографического копирования, фотокопирования и микрофильмирования	18	2	2
в) отделение офсетной печати, редакционно-оформительное	18	5	5
г) то же, подготовки и изготовления печатных форм			
д) то же, печатное	18	3	3
Макетные мастерские:			
а) участки изготовления макетов	16	3	3
б) участки сборки отдельных макетов	16	2	2
в) участки окраски макетов	16	3	5
Помещения лаборатории исследования грунтов:		5	5
а) препараторская	18	По скорости в рабочем проеме вытяжного шкафа при V=0,7 м/с, F=0,4 м^2	
б) препараторская при наличии вытяжного шкафа	18		
в) химическая лаборатория	18		
г) физическая лаборатория и лаборатории по определению механических свойств грунтов	18	4	5
д) кубовая и дистилляторная	15	2	5
е) хранилище грунта	10	-	1
Медицинские пункты:			
а) кабинет врача	20	2	1,5
б) процедурные	20	4	5
Столовые	По расчету – согласно заданию и требованиям СНиП по проектированию предприятий общественного питания		
Буфеты	16	По расчету – согласно заданию на проектирование, но не менее 3-кратного воздухообмена помещения	
Вестибюли	16	2	-
Гардеробные (объем за барьером)	16	-	2

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Курительные	18	-	В объеме воздуха, удаляемого из помещения проектных залов и комнат, служебных помещений, но не менее 10-кратного воздухообмена помещения
Санитарные узлы	16	-	100 м^3/ч на 1 унитаз или писсуар
Умывальные	16	-	Удаление воздуха из санитарных узлов
Комнаты личной гигиены женщин	23	-	5
Помещения обслуживающего персонала	18	2	3
Ремонтные мастерские: а) столярные б) механические	 16 16	 3 2	 4 3
Кладовые инвентаря, оборудования, бумаги и канцелярских принадлежностей	16	-	1
Кладовая для химикатов (для копировально-множительных служб)	16	-	5
Кладовые уборного инвентаря и помещения сбора и переработки макулатуры	16	-	1,5

Примечания. 1. Объемы воздуха, удаляемого местными отсосами, следует компенсировать притоком воздуха, учитывая коэффициенты одновременности работы оборудования. В помещениях, где устанавливаются местные отсосы, кратности обмена воздуха относятся к общеобменной вентиляции.

2. В IA климатическом подрайоне в помещениях с постоянным пребыванием людей расчетную внутреннюю температуру воздуха в холодный период года следует увеличивать на 2^{0}С.

Таблица 15

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в библиотеках

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Зоны читательского обслуживания	18	По расчету, но не менее 20 м^3/ч наружного воздуха на 1 чел.	
Помещения хранения учетных документов, помещения хранения служебных каталогов	18	1	1
Лаборатория репродукционно-множительная	18	2	3

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Хранилище библиотек и архивов, фотодокументов и микрофильмов	18	По расчету	
Помещения ответственных хранителей фондов	18	2	1,5

Примечания. 1) В хранилищах библиотек с объемом фонда 1 млн. единиц хранения и более и в архивах I группы температуру воздуха 18 ^{0}С следует поддерживать круглосуточно.

2) В хранилищах библиотек менее 1 млн. единиц хранения и в архивах II и III групп в теплый период года внутренняя температура должна быть выше расчетной (параметры А) не более чем на 3 ^{0}С.

Таблица 16

Расчетные параметры воздуха и кратность воздухообмена в банях

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Вестибюль с гардеробом	18	2	-
Ожидальные	18	2	-
Раздевальные	25	2,5	2
Мыльные	30	8	9
Тамбуры между мыльной и раздевальной	25	10	-
Душевые (с открытыми кабинами)	25	10	11
Парильные	40	-	5 (периодического действия при отсутствии людей)
Ванные кабины (закрытые)	25	6	7
Душевые (с закрытыми кабинами)	25	10	11
Помещения купально-плавательных бассейнов	26	По расчету, но не менее 80 м^3/ч наружного воздуха на 1 посетителя	
Помещения оздоровительных душей	26	10	11
Помещения оздоровительных ванн	25	5	4
Массажные	22	4	5
Фортарий	25	По расчету	
Комнаты отдыха	22	3	3
Парикмахерские	18	-	2
Мастерские мелкого ремонта одежды	16	-	1
Буфеты, кафе	18	2	2
Кабинет врача	20	-	1
Комната обслуживающего персонала	18	-	1

Помещения	Расчетная температура воздуха в холодный период года, ^{0}С	Кратность воздухообмена или количество удаляемого воздуха из помещения, м^3/ч	
		приток	вытяжка
Комната приема пищи	18	-	1
Кладовые	15	-	1
Уборные при раздевальных	20	-	50 м^3/ч на 1 унитаз
Помещения запасных баков для воды	5	-	0,5
Насосно-фильтровальные	16	2	3
Склады: а) баллонов с хлором	10	5*	12
б) реагентов, хозяйственных химикатов	10	-	2
Зал ритмической гимнастики, залы тренажеров и помещения для физкультурно-оздоровительных занятий	18	По расчету, но не менее 80 м^3/ч на 1 занимающегося	
Хлораторные в бассейнах	16	10	12
Хлораторные с применением электролизных установок напорного типа (с электролизной циркуляционной водой)	16	2	2

* Должен быть предусмотрен естественный приток воздуха не менее чем в 1-кратный объем в один час

Примечания. 1. Для возмещения вытяжки из ванных и душевых кабин следует предусмотреть поступление воздуха в них через раздевальные при кабинах.

2. При тематических расчетах наружных ограждений температуру воздуха в парильных необходимо принимать равной 65 ^{0}С, в бассейнах – 27 ^{0}С.

3. Относительную влажность воздуха следует принимать в парильных 85 %, в помещениях купально-плавательных, мыльных, душевых и ванных кабинах – 75 %, в залах ванн бассейна – 67 %.

Таблица 17

Уровень общего освещения помещений

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность рабочих поверхностей, лк
1	2	3
1	Общественные здания и вспомогательные помещения предприятий	
1.1	Спортивные залы и сооружения для видов спорта:	
	- бадминтон, баскетбол, волейбол, гандбол, теннис, футбол	300
	- теннис настольный	400
	- акробатика, бокс, борьба, гимнастика спортивная, художественная, фехтование	200
	- легкая атлетика, тяжелая атлетика	150
	- хоккей, фигурное катание на коньках	500
	- спортивная арена	1000
	- трибуна	500
	- спортивные залы с большой вместимостью трибун	500
	- поверхность ринга для соревнований по боксу	1000
	- крытые бассейны	150

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность рабочих поверхностей, лк
1	2	3
1.2	Предприятия общественного питания:	
	- обеденные залы столовых, закусочных, кафетериев	200
	- обеденные залы ресторанов, кафе, баров (столики посетителей)	
	I категория	300
	II категория	200
	- проходы между столиками в обеденных залах ресторанов, кафе, баров	Не менее 30
	- танцевальные площадки обеденных залов, ресторанов, кафе, баров	100-400
	- эстрада	300
	- раздаточные	300
	- вестибюли, гардеробы	75
	- коридоры, проходы	75
	- горячие цехи, холодные цехи, доготовочные, заготовочные, моечные, кондитерские цехи, помещение для мучных изделий	200
	- цех производства мороженого	400
1.3	Школы, училища, вузы:	
	- классные комнаты, аудитории, учебные кабинеты, лаборатории, практикумы	300 (на плоскости столов)
	- кабинет черчения, проектировочные залы	500
	- мастерская обработки металла	600 (при комбинированном освещении 1000 ЛК, с долей от общего освещения не менее 50%)
	- мастерские по обработке дерева	500
	- швейные мастерские	600
	- изостудия	300-400 (на мольбертах)
	- зрительные залы	300
	- спортивные залы и бассейн	200 (на полу)
	- рекреации	150
1.4	- палаты и спальные комнаты санаториев, домов отдыха	75
	- номера гостиниц	100
1.5	Культурно-зрелищные сооружения:	
	- читальные залы библиотек	500
	- актовые и зрительные залы клубов	150
	- фойе театров, клубов и кинотеатров	150
	- зрительные залы кинотеатров	75
	- концертные залы	300
	- фойе уникальных зданий	300
1.6	Проектные кабинеты, конструкторские бюро, проектные залы	500
1.7	Банковские учреждения:	
	- серверная и помещение межбанковских электронных расчетов, электронная почта, помещение аппаратуры криптозащиты	400
	- помещения вводнокабельного оборудования	200
	- помещения алфавитно-цифровых печатающих устройств	400
	- помещения изготовления идентификационных карт, обработки	400
	- помещения отдела инкассации	300
	- помещения для обслуживания физических лиц	300
	- кладовая ценностей, депозитарий	150
	- помещения сейфовой	150

№ п/п	Наименование помещения	Освещенность рабочих поверхностей, лк
1	2	3
1.8	Помещения розничной торговли: торговые залы магазинов - продовольственных товаров - промышленных товаров - хозяйственных товаров	 400 300 200
1.9	Вокзалы: - операционные, кассовые залы, билетные, багажные кассы, помещения отделений связей - залы ожидания - вестибюли - комнаты длительного пребывания пассажиров (спальни) - комнаты депутатов и комнаты для иностранных туристов	 300 200 150 75 200
2.0	Помещение гаражей: - мытья и уборки автомобилей - технического обслуживания и ремонта автомобилей - хранения автомобилей	 150 200 20
2.1	Помещения инженерных сетей: - вентиляционные камеры - помещения кондиционеров, насосов, тепловые пункты	 20 75

Таблица 18

Удельные тепловыделения от люминесцентных ламп, $q_{осв}$, Вт/(м^2 лк)

Светильник	Распределение светового потока, %		Средние удельные выделения тепла, $q_{осв}$, Вт/(м^2 лк) для помещений площадью, м^2					
	вверх	вниз	<50		500-200		>200	
			Высота помещения, м					
			>3,6	≤3,6	>3,6	≤3,6	>4,2	≤4,2
Прямого света	0-10	100-90	0,1	0,077	0,073	0,058	0,067	0,056
Диффузного рассеянного света	40-60	60-40	0,166	0,116	0,076	0,079	0,094	0,077
Отраженного света	90-100	10-0	0,264	0,181	0,155	0,116	0,145	0,108

Примечание. При применении ламп накаливания вводится поправочный коэффициент 2,75

Таблица 19

Приведенное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций

Здания и помещения	Градусо-сутки отопительного периода, °С . сут	Приведенное сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций, не менее , м²°С/Вт				
		стен	покрытий и перекрытий над проездами	перекрытий чердачных, над холодными подпольями и подвалами	окон и балконных дверей	фонарей
Жилые, лечебно-профилактические и детские учреждения, школы, интернаты	2000	2,1	3,2	2,8	0,30	0,30
	4000	2,8	4,2	3,7	0,45	0,35
	6000	3,5	5,2	4,6	0,60	0,40
	8000	4,2	6,2	5,5	0,70	0,45
	10000	4,9	7,2	6,4	0,75	0,50
	12000	5,6	8,2	7,3	0,80	0,55
Общественные, кроме указанных выше, административные и бытовые, за исключением помещений с влажным или мокрым режимом	2000	1,6	2,4	2,0	0,30	0,30
	4000	2,4	3,2	2,7	0,40	0,35
	6000	3,0	4,0	3,4	0,50	0,40
	8000	3,6	4,8	4,1	0,60	0,45
	10000	4,2	5,6	4,8	0,70	0,50
	12000	4,8	6,4	5,5	0,80	0,55
Производственные с сухим и нормальным режимами	2000	1,4	2,0	1,4	0,25	0,20
	4000	1,8	2,5	1,8	0,30	0,25
	6000	2,2	3,0	2,2	0,35	0,30
	8000	2,6	3,5	2,6	0,40	0,35
	10000	3,0	4,0	3,0	0,45	0,40
	12000	3,4	4,5	3,4	0,50	0,45

Примечания. 1. Промежуточные значения сопротивления следует определять интерполяцией.

2. Нормы сопротивления теплопередаче светопрозрачных ограждающих конструкций для помещений производственных зданий с влажным или мокрым режимами, с избытками явного тепла от 23 Вт/м^3, а также для помещений общественных, административных и бытовых зданий с влажным или мокрым режимами следует принимать как для помещений с сухим и нормальным режимами производственных зданий.

3. Приведенное сопротивление теплопередаче глухой части балконных дверей должно быть не менее чем в 1,5 раза выше сопротивления теплопередаче светопрозрачной части этих изделий.

4. В отдельных обоснованных случаях, связанных с конкретными конструктивными решениями заполнения оконных и других проемов, допускается применять конструкции окон, балконных дверей и фонарей с приведенным сопротивлением теплопередаче на 5 % ниже устанавливаемого в таблице.

Таблица 20

Количество тепла и влаги, выделяемое взрослыми мужчинам

Показатели	Количество тепла, Вт, и влаги, г/ч, выделяемых мужчинами при температуре воздуха в помещении, °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Тепло:						
явное	140	120	90	60	40	10
полное	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
При легкой работе						
Тепло:						
явное	150	120	100	65	40	5
полное	180	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
Тепло:						
явное	165	135	105	70	40	5
полное	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280
При тяжелой работе						
Тепло:						
явное	200	165	130	95	50	10
полное	290	290	290	290	290	290
Влага	135	185	240	295	355	415

Примечание. Женщины выделяют 85%, а дети 75% тепла и влаги по сравнению с мужчинами.

Таблица 21

Градиент температуры воздуха по высоте помещений общественных и гражданских зданий

Тепловая напряженность помещения $Q_к/V_{пом}$		grad t , °С/м
кДж/м³	Вт/м³	
Более 80	Более 23	0,8-1,5
40-80	10-23	0,3-1,2
Менее 40	Менее 10	0-0,5

Температура верхней зоны помещений общественных и гражданских зданий.

Обычно удаление воздуха из помещений гражданских и общественных зданий осуществляется из верхней зоны помещения, для этого требуется знать температуру удаленного воздуха t_y, ^{0}С:

$$t_y = t_{рз} + grad\ t\ *\ (H-2),$$

где: $t_{рз}$ – температура рабочей зоны, нормируемая;

H – высота помещения, м;

2 –высота рабочей зоны; в случае если люди в помещении сидят, высота рабочей зоны составит 1,5 м;

grad t – градиент линейного увеличения температуры выше рабочей зоны в зависимости от тепловой напряженности помещения (отношения избыточного тепла к объему помещения).

Таблица 22.1

Количество тепла солнечной радиации, Вт/м^2, поступающей через одинарное остекление окон в июле

Географическая широта, град.	Истинное солнечное время		Поступления до полудня с ориентацией окон:							
	до полудня	после полудня	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
			поступления после полудня с ориентацией окон:							
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
40	5-6	18-19	71/38	170/46	214/46	50/35	-/20	-/20	-/21	-/22
	6-7	17-18	51/71	350/96	419/112	183/86	-/55	-/42	-/44	-/46
	7-8	16-17	6/78	345/114	493/133	302/109	-/71	-/56	-/55	-/57
	8-9	15-16	-/71	258/104	471/121	354/108	60/78	-/60	-/60	-/60
	9-10	14-15	-/64	116/80	363/99	342/95	150/79	-/63	-/62	-/62
	10-11	13-14	-/62	6/71	191/81	274/86	222/83	-/67	-/62	-/65
	11-12	12-13	-/60	-/67	35/73	172/77	257/83	45/77	-/65	-/65
44	5-6	18-19	84/42	222/53	292/58	72/40	-/23	-/22	-/22	-/23
	6-7	17-18	42/70	369/98	452/112	209/86	-/55	-/44	-/44	-/44
	7-8	16-17	-/77	357/110	509/130	333/109	-/71	-/55	-/55	-/55
	8-9	15-16	-/71	256/101	490/121	398/108	66/79	-/60	-/59	-/60
	9-10	14-15	-/64	84/80	371/100	387/101	162/81	-/63	-/60	-/62
	10-11	13-14	-/60	2/71	193/81	305/86	245/84	-/67	-/60	-/64
	11-12	12-13	-/59	-/67	37/72	214/79	288/85	73/77	-/65	-/65
48	5-6	18-19	93/95	356/60	327/65	95/45	-/27	-/26	-/24	-/26
	6-7	17-18	35/69	385/98	472/114	237/87	-/55	-/43	-/44	-/44
	7-8	16-17	-/74	348/107	542/129	363/109	3/73	-/53	-/53	-/53
	8-9	15-16	-/70	222/99	497/121	427/112	80/81	-/60	-/58	-/59
	9-10	14-15	-/64	60/81	372/100	419/107	186/86	-/65	-/58	-/62
	10-11	13-14	-/60	-/71	193/81	352/94	221/87	-/70	-/60	-/64
	11-12	12-13	-/59	-/67	37/72	251/84	317/88	106/78	-/65	-/65

Географическая широта, град.	Истинное солнечное время		Поступления до полудня с ориентацией окон:							
	до полудня	после полудня	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
			поступления после полудня с ориентацией окон:							
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
52	5-6	18-19	102/55	301/69	371/73	116/52	-/31	-/23	-/28	-/28
	6-7	17-18	26/69	391/98	497/119	272/91	-/59	-/43	-/44	-/44
	7-8	16-17	-/71	342/106	545/129	398/110	13/76	-/55	-/53	-/53
	8-9	15-16	-/67	196/96	428/123	448/114	94/85	-/63	-/57	-/58
	9-10	14-15	-/63	42/79	374/100	429/110	206/87	-/67	-/59	-/60
	10-11	13-14	-/60	-/69	193/84	363/98	299/90	14/72	-/60	-/62
	11-12	12-13	-/59	-/65	37/72	272/86	344/91	150/78	-/65	-/63
56	5-6	18-19	103/56	344/74	433/74	140/57	-/35	-/28	-/30	-/30
	6-7	17-18	17/66	401/93	523/115	287/90	-/58	-/42	-/43	-/44
	7-8	16-17	-/65	339/98	547/122	424/105	22/74	-/53	-/48	-/53
	8-9	15-16	-/62	174/87	504/114	479/108	128/85	-/64	-/55	-/56
	9-10	14-15	-/58	26/71	378/91	479/102	245/88	-/67	-/56	-/57
	10-11	13-14	-/57	-/62	193/76	427/92	347/91	21/72	-/58	-/58
	11-12	12-13	-/55	-/59	37/67	330/79	398/92	176/76	-/63	-/58
60	4-5	19-20	112/28	272/40	291/37	-/28	-/16	-/15	-/14	-/14
	5-6	18-19	107/51	387/71	448/78	152/58	-/35	-/28	-/30	-/33
	6-7	17-18	15/89	404/86	542/107	313/85	-/53	-/40	-/40	-/43
	7-8	16-17	-/57	331/83	556/110	441/96	37/70	-/49	-/45	-/50
	8-9	15-16	-/55	146/77	509/99	501/98	166/81	-/60	-/50	-/52
	9-10	14-15	-/51	19/62	378/77	501/92	287/86	-/65	-/51	-/53
	10-11	13-14	-/51	-/55	193/65	452/84	384/91	70/69	-/53	-/53
	11-12	12-13	-/50	-/55	37/60	363/74	449/91	215/71	-/56	-/53
64	4-5	19-20	158/38	330/51	307/51	96/38	-/21	-/19	-/21	-/22
	5-6	18-19	109/52	429/74	471/85	208/62	-/36	-/28	-/31	-/35
	6-7	17-18	12/55	408/83	558/105	362/85	-/52	-/38	-/37	-/44
	7-8	16-17	-/52	316/83	576/106	483/95	57/69	-/46	-/42	-/48
	8-9	15-16	-/51	133/73	509/95	543/95	194/79	-/58	-/46	-/50
	9-10	14-15	-/49	12/58	379/74	544/91	331/85	-/64	-/48	-/50
	10-11	13-14	-/48	-/51	193/62	488/82	435/90	116/67	-/49	-/51
	11-12	12-13	-/48	-/51	37/57	395/74	495/90	256/70	-/51	-/51
68	3-4	20-21	112/28	281/33	258/35	70/19	-/19	-/12	-/9	-/14
	4-5	19-20	128/44	409/58	384/65	135/42	-/23	-/17	-/19	-/20
	5-6	18-19	113/52	475/78	504/95	245/66	-/38	-/28	-/31	-/33
	6-7	17-18	9/55	412/83	584/106	386/88	7/55	-/38	-/37	-/44
	7-8	16-17	-/51	297/83	588/106	499/99	79/69	-/46	-/42	-/48
	8-9	15-16	-/51	135/74	531/98	578/99	231/102	-/58	-/46	-/49
	9-10	14-15	-/48	5/57	394/74	589/91	369/95	-/65	-/48	-/49
	10-11	13-14	-/48	-/51	193/62	531/85	463/90	174/65	-/49	-/50
	11-12	12-13	-/48	-/51	37/57	442/74	523/90	302/71	-/51	-/51

Примечание. В числителе – прямая солнечная радиация, в знаменателе – рассеянная.

Коэффициент инсоляции $K_{инс}$

$$K_{инс} = (1-(L_т ctg \quad -a)/H) * ((L_в tg A_{со}-c)/B),$$

где H, B, м – соответственно высота и ширина окна;

$L_т$ и $L_в$, м – выступ плоскости стены от поверхности окна, или расстояние от окна до выступа солнцезащитных козырьков. При отсутствии солнцезащитных козырьков $L_г = L_в = 0,1$ м в панельном здании и $L_т = L_в = 0,14$ м в кирпичном здании;

a, c, м – относ солнцезащитных козырьков от окна. Без козырьков a = c = 0;

β - угол, град., между вертикалью и проекцией солнечного луча на вертикальную плоскость, перпендикулярную окну:

$$= arctg (ctg\ h\ *cos\ A_{со}),$$

где h – град — высота стояния солнца по табл. 22.3;

$A_{со}$ град. – солнечный азимут остекления по табл. 22.2

Таблица 22.2

Солнечный азимут остекления в зависимости от ориентации окна

Ориентация окна	$A_с$	$A_{со}$
	град.	
С	-	180- $A_с$
СВ, СЗ	>135	$A_с$-135
	<135	135 -$A_с$
В (до полудня)	>90	$A_с$-90
З (после полудня)	<90	90-$A_с$
ЮВ (до полудня)	>45	$A_с$-45
	<45	45 -$A_с$
ЮВ (после полудня)	-	$A_с$+45
ЮЗ (до полудня)	-	$A_с$+45
ЮЗ (после полудня)	>45	$A_с$-45
	<45	45 -$A_с$
Ю	-	$A_с$

$A_с$ – азимут солнца (табл.22.3)

Таблица 22.3

Высота стояния солнца h, град., и азимут солнца A_c, град, в июле

Истинное солнечное время, ч		Значение h и A_c на географической широте, град. с.ш.															
до полудня	после полудня	40		44		48		52		56		60		64		68	
		h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c	h	A_c
3-4	20-21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	130	3	131	6	131
4-5	19-20	-	-	-	-	-	-	3	119	5	120	7	120	9	119	10	118
5-6	18-19	8	111	9	111	10	110	12	109	13	108	14	107	15	106	16	104
6-7	17-18	19	104	19	100	20	99	21	97	21	95	21	94	21	92	21	91
7-8	16-17	29	93	29	90	30	87	30	85	29	82	28	81	27	79	27	77
8-9	15-16	41	82	40	78	40	76	38	72	37	69	36	67	34	64	32	61
9-10	14-15	52	69	50	65	49	60	47	56	45	53	43	50	40	49	37	45
10-11	13-14	62	49	59	45	56	40	54	36	51	33	48	31	44	29	40	28
11-12	12-13	69	20	65	18	61	16	58	13	54	12	50	11	46	10	42	9
12 (полдень)		70	0	66	0	62	0	58	0	54	0	50	0	46	0	42	0

Коэффициент облучения $K_{обл} = K_{обл\ г} * K_{обл\ в}$ (в горизонтальной и вертикальной плоскостях) зависит от углов: $\gamma_1 = \text{arctg}\ L_в/(B+c)$ и $\beta_1 = \text{arctg}\ L_т/(H+a)$ и принимается по табл. 22.4.

Таблица 22.4

Величины коэффициентов $K_{обл\ г}$ и $K_{обл\ в}$

γ_1 ; β_1 град.	5	15	25	35	45	55
$K_{обл\ г}$	1,0	0,82	0,65	0,5	0,38	0,26
$K_{обл\ в}$	1,0	0,95	0,86	0,7	0,58	0,55

При отсутствии солнцезащитных устройств и при ширине и высоте окна более 1 м следует принимать:

$K_{обл} = 1,0$;

$K_{отн}$ – коэффициент относительного проникания солнечной радиации через окно, отличающиеся от обычного одинарного остекления, принимаемый по табл. 22.5;

τ_2 – коэффициент, учитывающий затенение окна переплетами, принимаемый по табл. 22.6.

Таблица 22.5

Теплотехнические характеристики окон

Остекление	Солнцезащитные устройства	Коэффициент относительного проникания солнечной радиации $K_{отн}$	Приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации,
	Без солнцезащитных устройств при толщине стекла, мм		
	2,5-3,5	1,0	0,07
	4-6	0,95	0,12
	8-12	0,9	0,2
Одинарное со стеклом листовым оконным или внутренним толщиной 2,5—12 мм	Внутренние жалюзи:		
	светлые	0,56	1,2
	средние по окраске	0,65	1,7
	темные	0,75	2,1
	Внутренние шторы из тонкой ткани:		
	светлые	0,56	1,2
	средние по окраске	0,61	1,45
	темные	0,66	1,7
	То же, из плотного непрозрачного материала		
	светлые	0,25	0,5
	темные	0,59	1,25
Двойное остекление с листовым или витринным стеклом толщиной 2,5—6 мм	Без солнцезащитных устройств при толщине стекла, мм:		
	2,5-3,5	0,9	0,25
	4-6	0,8	0,4
	Внутренние жалюзи:		
	светлые	0,53	1,2
	средние по окраске	0,6	1,7
	темные	0,64	2,0
	Внутренние шторы из тонкой ткани:		
	светлые	0,54	0,4
	средние по окраске	0,59	1,3
	темные	0,64	1,7
	То же, из плотного непрозрачного материала		
	светлые	0,25	0,4
	темные	0,6	1,3
	Жалюзи между стеклами:		
	светлые	0,33	1,2
	темные	0,36	1,7
	Шторы между стеклами:		
	светлые	0,54	1,2
	темные	0,56	1,7
	из плотного непрозрачного материала	0,25	-

Остекление	Солнцезащитные устройства	Коэффициент относительного проникания солнечной радиации $K_{отн}$	Приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации,
Тройное остекление с листовым или витринным стеклом толщиной 2,5—6 мм	Без солнцезащитных устройств при толщине стекла, мм:		
	2,5-3,5	0,83	0,4
	4-6	0,69	0,7
	Внутренние жалюзи:		
	светлые	0,48	1,2
	средние по окраске	0,56-0,52	1,6
	темные	0,64-0,57	1,7
	Жалюзи между внутренним и средним стеклом	0,38	1,7
	Жалюзи между средним и наружным стеклом	0,24	1,7
	Наружные жалюзи	0,12	0,45

Таблица 22.6

Сопротивление теплопередаче окон и коэффициент τ_2

Остекление окна и вид переплетов	Сопротивление теплопередаче $м^2\,^0С/Вт$	Коэффициент τ_2
Одинарное остекление в деревянных переплетах	0,18	0,75/0,8
То же, в металлических	0,15	0,75 (0,9)/0,9
Двойное остекление в деревянных спаренных переплетах	0,39	0,70/0,75
То же, в металлических	0,31	0,90/0,85
Двойное остекление в деревянных раздельных переплетах	0,42	0,6/0,65
То же, в металлических	0,34	0,6(0,8)/0,8
Двойное остекление витрин в металлических раздельных переплетах	0,31	0,6(0,8)/0,8
Тройное остекление в деревянных переплетах (спаренный и одинарный)	0,55	-/0,5
То же, в металлических	0,46	-/0,70
Двухслойные стеклопакеты в деревянных переплетах	0,36	-/0,8
То же, в металлических	0,31	-/0,9
Двухслойные стеклопакеты и одинарное остекление в раздельных деревянных переплетах	0,53	-/0,75

Примечание. 1. В числителе указаны данные для переплетов окон и фонарей промышленных зданий, в знаменателе — для окон жилых, общественных и вспомогательных зданий.

2. В скобках приведены значения τ_2 для глухих переплетов.

$q_т$ — теплопоступления от теплопередачи через окна, $Вт/м^2$

$$q_m = (t_{н\,усл} - t_в)/R_{ок},$$

где $R_{ок}$ – термическое сопротивление окна по табл. 22.6

$t_{н\ усл}$ – условная температура наружной поверхности окна, ^{0}С.

$$t_{н\ усл} = t_{н\ ср} + 0{,}5A_{tн}\ \beta_2 + (S_в K_{инс} + D_в K_{обл}) * \alpha_н$$

где $t_{н\ ср}$ – средняя температура июля при расчете вентиляции или наиболее жарких суток при расчете кондиционирования;

$A_{tн}$ – суточная амплитуда температуры наружного воздуха, равная средней для вентиляции и максимальной для кондиционирования;

β_2 – коэффициент, учитывающий гармоническое изменение температуры наружного воздуха по табл. 22.7.

Таблица 22.7

Коэффициент гармонического изменение температуры наружного воздуха, β_2

Часы суток (местное время)	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Коэффициент β_2	-1	-0,97	-0,87	-0,71	-0,5	-0,26	0	0,26	0,5	0,71
Часы суток (местное время)	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Коэффициент β_2	0,87	0,97	1,0	0,97	0,87	0,71	0,5	0,26	0	-0,26

$S_в$, $D_в$ – прямая и рассеянная солнечная радиация на вертикальное остекление по табл. 22.8

Таблица 22.8

Количество тепла солнечной радиации, Вт/м^2, поступающей на вертикальную поверхность в июле

Географическая широта, град.	Истинное солнечное время		Поступления до полудня с ориентацией окон:							
	до полудня	после полудня	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
			Поступления после полудня с ориентацией окон:							
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
40	5-6	18-19	105/43	193/63	243/63	66/46	-/27	-/27	-/28	-/29
	6-7	17-18	104/95	398/130	476/151	225/116	-/72	-/56	-/59	-/63
	7-8	16-17	52/106	428/154	561/179	364/148	-/95	-/76	-/73	-/77
	8-9	15-16	-/96	335/140	542/164	425/146	60/106	-/81	-/81	-/81
	9-10	14-15	-/86	200/108	442/134	417/129	150/106	-/85	-/84	-/84
	10-11	13-14	-/82	55/96	276/110	352/112	229/109	-/91	-/88	-/87
	11-12	12-13	-/81	-/91	101/99	254/104	257/110	119/98	101/99	-/87

Географическая широта, град.	Истинное солнечное время		Поступления до полудня с ориентацией окон:							
	до полудня	после полудня	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
			Поступления после полудня с ориентацией окон:							
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
44	5-6	18-19	125/52	252/72	332/79	95/53	-/31	-/30	-/30	-/31
	6-7	17-18	99/94	419/133	514/151	256/116	-/73	-/59	-/59	-/60
	7-8	16-17	20/104	424/149	527/177	395/148	7/96	-/74	-/73	-/74
	8-9	15-16	-/96	324/137	563/163	467/146	99/106	-/81	-/80	-/81
	9-10	14-15	-/86	170/108	452/135	460/136	199/110	-/85	-/81	-/84
	10-11	13-14	-/81	38/96	279/108	380/116	276/113	19/91	-/81	-/86
	11-12	12-13	-/80	-/91	105/98	297/107	314/114	150/104	-/83	-/87
48	5-6	18-19	141/60	191/81	371/88	125/62	-/36	-/35	-/34	-/35
	6-7	17-18	90/93	437/133	536/155	286/116	-/73	-/58	-/59	-/59
	7-8	16-17	-/101	420/144	590/174	427/148	28/99	-/74	-/72	-/72
	8-9	15-16	-/94	305/134	565/164	497/151	137/110	-/81	-/78	-/80
	9-10	14-15	-/86	143/109	454/135	492/144	242/116	-/88	-/79	-/84
	10-11	13-14	-/81	22/96	279/110	429/127	327/118	41/94	-/81	-/86
	11-12	12-13	-/80	-/91	105/98	335/113	370/120	190/105	-/87	-/87
52	5-6	18-19	155/73	342/93	442/99	154/71	-/43	-/35	-/39	-/37
	6-7	17-18	77/93	449/131	664/160	316/122	-/80	-/58	-/59	-/59
	7-8	16-17	-/96	418/143	607/174	457/149	58/102	-/73	-/72	-/72
	8-9	15-16	-/91	281/130	572/166	521/154	171/114	-/85	-/77	-/79
	9-10	14-15	-/85	119/107	457/135	518/149	283/119	-/92	-/77	-/81
	10-11	13-14	-/81	8/93	280/113	465/131	378/121	65/98	-/81	-/84
	11-12	12-13	-/80	-/87	105/98	373/116	424/123	230/105	-/87	-/85
56	5-6	18-19	159/76	391/95	482/101	184/77	-/46	-/37	-/41	-/41
	6-7	17-18	64/90	460/125	594/156	346/121	-/78	-/56	-/58	-/59
	7-8	16-17	-/87	414/133	621/165	488/142	83/101	-/72	-/65	-/72
	8-9	15-16	-/83	260/119	579/155	551/145	207/114	-/86	-/74	-/76
	9-10	14-15	-/78	93/95	461/121	551/138	327/120	-/92	-/76	-/77
	10-11	13-14	-/77	-/84	283/102	502/124	428/122	91/98	-/79	-/78
	11-12	12-13	-/74	-/80	105/91	413/107	479/124	260/102	-/85	-/79
60	4-5	19-20	159/38	310/53	328/49	76/35	-/21	-/23	-/20	-/24
	5-6	18-19	157/50	442/96	509/105	198/79	-/46	-/37	-/41	-/44
	6-7	17-18	53/80	469/116	623/144	377/115	5/72	-/53	-/54	-/58
	7-8	16-17	-/77	412/112	632/149	512/130	108/94	-/66	-/62	-/67
	8-9	15-16	-/73	236/104	586/134	579/133	250/109	-/81	-/87	-/71
	9-10	14-15	-/70	65/32	461/104	582/124	369/116	-/88	-/69	-/72
	10-11	13-14	-/62	-/73	285/88	534/113	481/122	128/93	-/72	-/72
	11-12	12-13	-/67	-/73	105/81	448/101	534/123	295/96	-/76	-/72

Географическая широта, град.	Истинное солнечное время		Поступления до полудня с ориентацией окон:							
	до полудня	после полудня	С	СВ	В	ЮВ	Ю	ЮЗ	З	СЗ
			Поступления после полудня с ориентацией окон:							
			С	СЗ	З	ЮЗ	Ю	ЮВ	В	СВ
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
64	4-5	19-20	174/52	395/67	363/66	140/46	-/49	-/26	-/27	-/30
	5-6	18-19	160/71	490/101	535/115	267/84	9/71	-/38	-/42	-/48
	6-7	17-18	37/74	473/112	635/141	430/115	136/93	-/52	-/50	-/59
	7-8	16-17	-/71	395/112	655/143	541/129	279/106	-/63	-/57	-/64
	8-9	15-16	-/69	221/99	597/129	622/129	412/114	-/78	-/63	-/67
	9-10	14-15	-/66	41/78	463/101	624/123	518/121	2/86	-/63	-/67
	10-11	13-14	-/65	-/70	285/84	570/112	582/121	169/92	-/66	-/69
	11-12	12-13	-/65	-/70	106/77	483/100	612/123	340/94	-/70	-/70
68	3-4	20-21	163/37	320/43	297/39	105/24	-/17	-/19	-/21	-/23
	4-5	19-20	186/60	465/79	436/85	174/58	-/31	-/30	-/31	-/35
	5-6	18-19	166/71	541/106	572/129	314/90	-/51	-/38	-/42	-/52
	6-7	17-18	20/73	483/112	663/143	456/120	14/73	-/52	-/50	-/60
	7-8	16-17	-/70	366/112	669/143	576/134	145/93	-/63	-/57	-/64
	8-9	15-16	-/69	204/100	611/131	663/134	320/106	-/79	-/63	-/66
	9-10	14-15	-67	29/77	480/101	669/123	465/115	23/87	-/63	-/66
	10-11	13-14	-/65	-/70	297/84	616/114	568/121	198/93	-/66	-/67
	11-12	12-13	-/64	-/70	106/77	529/101	673/121	378/95	-/70	-/70

Примечание. 1 .В числителе прямая солнечная радиация, в знаменателе – рассеянная.

2. Все данные приведены на истинное солнечное время. Местное время в России летом на 2 часа опережает солнечное, поэтому 12 часам местного времени соответствует 10 часов солнечного. Эту поправку следует учитывать при расчетах.

$\alpha_н$ – коэффициент теплоотдачи наружной поверхности окна, Вт/м^2 ^{0}С:

$$\alpha_н = 5{,}8 + 11{,}6\sqrt{V},$$

где V – скорость ветра в июле, м/с;

ρ — приведенный коэффициент поглощения солнечной радиации по табл. 22.5.

Общие замечания.

Для ускорения расчетов следует принимать:

$K_{инс} = 0{,}9$ (при солнечном азимуте остекления ±60 ^{0})

$K_{обл} = 1{,}0$

При расчете вентиляции:

$q_т = 0{,}1 * q_{ср}$ – для окон, подвергающихся прямой солнечной радиации

$q = 0$ – для окон теневой стороны.

При расчете кондиционирования:

$q_т = 0{,}2 * q_{ср}$ – для окон с прямой солнечной радиацией;

$q_т = 0{,}1 * q_{ср}$ – для окон тепловой стороны.

Таблица 23

Газовыделения

Человек выделяет двуокись углерода в зависимости от категории тяжести работ:

Состояние покоя	23 л/ч
Легкая работа	25 л/ч
Работа средней тяжести	35 л/ч
Тяжелая работа	45 л/ч

Однако расчет по газовыделениям обычно заменяется нормативным количеством свежего воздуха на одного человека в соответствии с табл.24

Таблица 24

Минимальная подача наружного воздуха в помещения

Род зданий	Помещения				Приточные системы
	с естественным проветриванием	без естественного проветривания			
	Подача воздуха				
	на 1 чел., $м^3/ч$	на 1 чел., $м^3/ч$	кратность воздухообмена, $ч^{-1}$	% от общего воздухообмена не менее	
Производственные	30*; 20**	60	≥1	-	Без рециркуляции или с рециркуляцией при кратности 10 $ч^{-1}$ и более
	-	60 90 120	-	20 15 10	С рециркуляцией при кратности менее 10 $ч^{-1}$
Общественные и административно-бытовые	По требованиям соответствующих СНиП	60 20***	-	-	-
Жилые	3 $м^3/ч$ на 1 $м^2$ жилых комнат	-	-	-	-

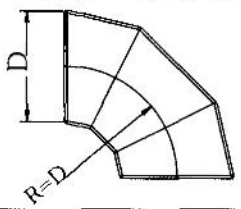
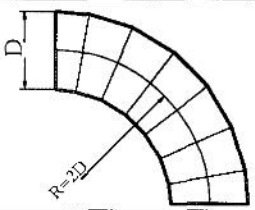
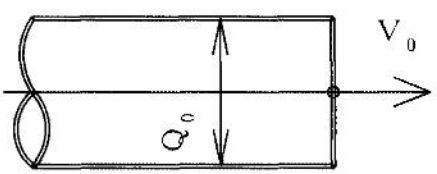
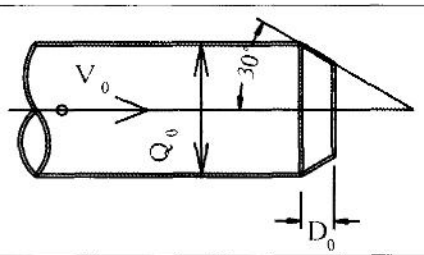
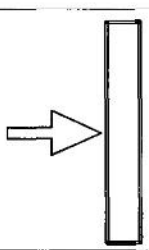
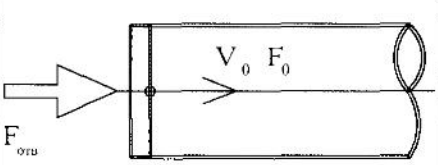
Примечание. *При объеме помещения на 1 чел. менее 20 $м^3$;

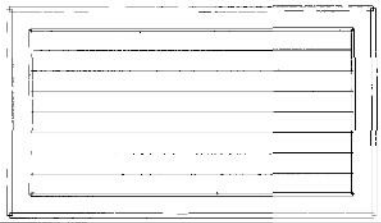
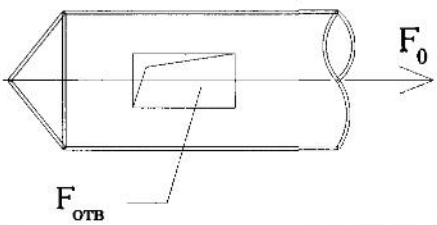
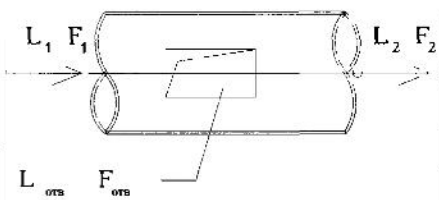
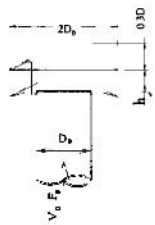
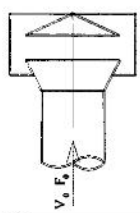
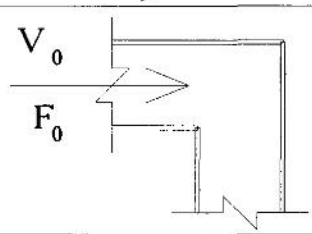
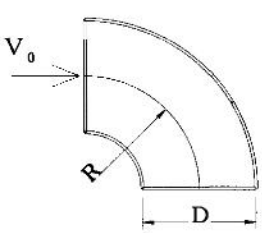
**При объеме помещения на 1 чел. 20 $м^3$ и более

***Для зрительных и актовых залов, залов совещаний, в которых люди находятся до 3 ч непрерывно.

Таблица 25.1

Коэффициенты местных сопротивлений фасонных деталей воздуховодов

п/п	Наименование устройства на детали	Эскиз	Значения КМС
1	Отвод 90 ^{0} общеобменных систем		0,35
2	Полуотвод 45 ^{0}	R=D	0,23
3	Отвод 90 ^{0} для систем аспирации и ПТ		0,25
4	Полуотвод 45 ^{0}	R=2D	0,18
5	Цилиндрическая труба		1,1
6	Цилиндрическая труба с конфузором		4,5
7	Решетка жалюзивная воздухозаборная		1,3
8	Прямой канал с сеткой или решеткой на торце		$\frac{F_{отв}}{F_0}$ | 0,6 | 0,8 | 1,0 КМС | 1,97 | 1,32 | 1,0

<table>
<tr><th>№ п/п</th><th>Наименование устройства на детали</th><th>Эскиз</th><th>Значения КМС</th></tr>
<tr><td>9</td><td>Решетки для забора или выпуска воздуха с параллельными перьями, типа РР</td><td>  </td><td>2,2</td></tr>
<tr><td>10</td><td>Первое боковое отверстие в воздуховоде вытяжной системы</td><td>  </td><td><table><tr><td>$\frac{F_{отв}}{F_0}$</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td><td>1,0</td></tr><tr><td>КМС</td><td>64</td><td>15</td><td>6,3</td><td>3,5</td><td>2,2</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>11</td><td>Среднее отверстие в вытяжном воздуховоде</td><td>  </td><td><table><tr><td rowspan="2">$\frac{F_{отв}}{F_1}$</td><td colspan="6">$L_{отв} / L_1$</td></tr><tr><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td></tr><tr><td></td><td colspan="3">вход</td><td colspan="3">проход</td></tr><tr><td>0,1</td><td>0,8</td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>0,1</td><td>-0,1</td><td>-2,6</td></tr><tr><td>0,2</td><td>-1,4</td><td>0,9</td><td>1,4</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>-0,6</td></tr><tr><td>0,4</td><td>-9,5</td><td>0,2</td><td>1,2</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,2</td></tr><tr><td>0,6</td><td>-21,2</td><td>-2,5</td><td>1,0</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>12</td><td>Зонт над вытяжной шахтой</td><td>  </td><td><table><tr><td>$\frac{h}{d_0}$</td><td>0,2</td><td>0,3</td><td>0,4</td><td>0,5</td><td>0,68</td><td>0,68</td></tr><tr><td>КМС</td><td>2,3</td><td>1,6</td><td>1,3</td><td>1,15</td><td>1,1</td><td>1,0</td></tr></table></td></tr>
<tr><td>13</td><td>Дефлектор</td><td>  </td><td>0,64</td></tr>
<tr><td>14</td><td>Колено 90 0</td><td>  </td><td>1,2</td></tr>
<tr><td>15</td><td>Отвод штампованный</td><td>  </td><td><table><tr><td>$\frac{R}{D}$</td><td>1</td><td>1,5</td><td>2</td></tr><tr><td>КМС</td><td>0,21</td><td>0,17</td><td>0,15</td></tr></table></td></tr>
</table>

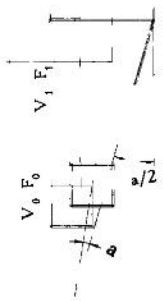
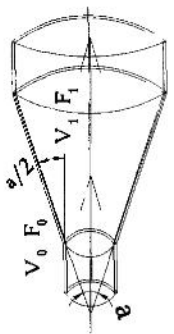
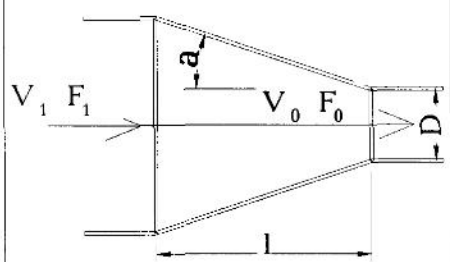
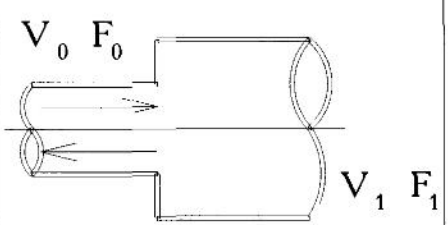
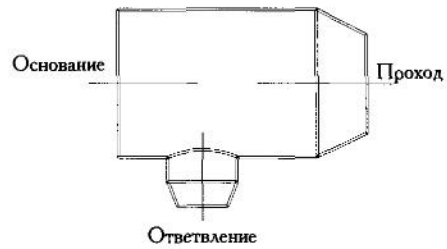
<table>
<tr><th>№ п/п</th><th>Наименование устройства на детали</th><th>Эскиз</th><th>Значения КМС</th></tr>
<tr><td>16</td><td>Диффузор пирамидальный</td><td> 
</td><td>
<table>
<tr><th rowspan="2">F_0 / F_1</th><th colspan="4">α</th></tr>
<tr><th>20</th><th>24</th><th>32</th><th>40</th></tr>
<tr><td>0,2</td><td>0,31</td><td>0,4</td><td>0,59</td><td>0,69</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,27</td><td>0,35</td><td>0,52</td><td>0,61</td></tr>
<tr><td>0,4</td><td>0,18</td><td>0,23</td><td>0,34</td><td>0,4</td></tr>
<tr><td>0,6</td><td>0,09</td><td>0,11</td><td>0,16</td><td>0,19</td></tr>
</table>
</td></tr>
<tr><td>17</td><td>Диффузор конический</td><td> 
</td><td>
<table>
<tr><th rowspan="2">F_0 / F_1</th><th colspan="4">α</th></tr>
<tr><th>16</th><th>24</th><th>30</th><th>40</th></tr>
<tr><td>0,2</td><td>0,31</td><td>0,4</td><td>0,59</td><td>0,61</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,27</td><td>0,35</td><td>0,52</td><td>0,49</td></tr>
<tr><td>0,4</td><td>0,18</td><td>0,23</td><td>0,34</td><td>0,35</td></tr>
<tr><td>0,6</td><td>0,09</td><td>0,11</td><td>0,16</td><td>0,17</td></tr>
</table>
</td></tr>
<tr><td>18</td><td>Конфузор в сети</td><td> 
</td><td>
<table>
<tr><th rowspan="2">l / D</th><th colspan="4">α</th></tr>
<tr><th>10</th><th>20</th><th>30</th><th>40</th></tr>
<tr><td>0,1</td><td>0,41</td><td>0,34</td><td>0,27</td><td>0,24</td></tr>
<tr><td>0,15</td><td>0,39</td><td>0,29</td><td>0,22</td><td>0,18</td></tr>
<tr><td>0,6</td><td>0,29</td><td>0,20</td><td>0,15</td><td>0,13</td></tr>
</table>
</td></tr>
<tr><td>19</td><td>Изменение поперечного сечения</td><td> 
</td><td>
<table>
<tr><th colspan="6">Внезвпное расширение</th></tr>
<tr><td>F_0 / F_1</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td></tr>
<tr><td>КМС</td><td>0,81</td><td>0,61</td><td>0,36</td><td>0,16</td><td>0,04</td></tr>
<tr><th colspan="6">Внезапное сужение</th></tr>
<tr><td>F_0 / F_1</td><td>0,1</td><td>0,2</td><td>0,4</td><td>0,6</td><td>0,8</td></tr>
<tr><td>КМС</td><td>0,45</td><td>0,40</td><td>0,30</td><td>0,20</td><td>0,10</td></tr>
</table>
</td></tr>
</table>

Таблица 25.2

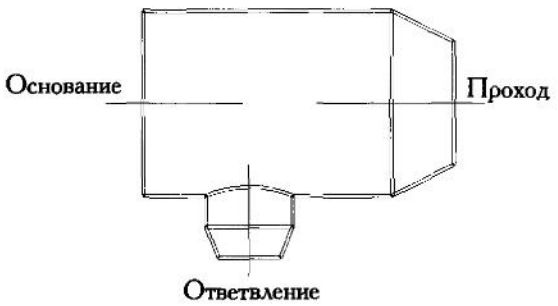




КМС тройников круглого сечения в режиме всасывания на проход

f_n/f_c	L_o/L_c	КМС прохода при f_o/f_c								
		0,63	**0,5**	**0,4**	**0,32**	**0,25**	**0,2**	**0,16**	**0,125**	**0,1**
1	0,05	-	-	-	-	0,1	0,1	0,13	0,13	0,15
	0,1	-	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	0,2	0,2	0,2	0,25	0,3	0,3	0,35	0,38	0,42	0,45
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,6	0,71	0,8	0,9
	0,4	0,55	0,6	0,7	0,8	1	1,1	1,3	1,5	1,8
	0,5	0,75	1	1,2	1,5	1,7	2	2,4	2,8	3,5
	0,6	1,2	1,6	2	2,7	3,1	3,8	4,7	5,6	7,2
0,8	0,05	-	-	-	-	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,3
	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,55
	0,3	0,35	0,35	0,4	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	1
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,7
	0,5	0,75	0,9	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,5	3,1
	0,6	1,1	1,4	1,8	2,3	2,7	3,3	4	4,8	6,1
	0,7	1,92	2,7	3,5	4,6	5,5	6,9	8,4	10,2	13,3
	0,8	3,9	6	8,2	11,5	13,9	17,8	22,2	2,4	36
0,63	0,01	-	-	-	-	-	-	-	0,2	0,2
	0,05	-	-	-	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	0,1	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3
	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,4	0,5
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,85
	0,4	0,4	0,5	0,55	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4
	0,5	0,6	0,75	0,85	1,1	1,3	1,5	1,8	2,1	2,6
	0,6	0,9	1,2	1,5	1,9	2,2	2,7	3,3	3,9	5
	0,7	1,5	2,2	2,8	3,8	4,5	5,5	6,9	9	10,5
	0,8	3,5	5	6,8	7,1	11,4	14,3	17,9	22	28,5
0,5	0,05	-	-	-	0,16	0,16	0,16	-	-	-
	0,1	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	-	-	-
	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	-	-	-
	0,3	0,25	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	-	-	-
	0,4	0,35	0,4	0,45	0,55	0,6	0,65	-	-	-
	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,95	1,1	-	-	-
	0,6	0,75	0,9	1,2	1,4	1,7	2	-	-	-
	0,7	1,2	1,6	2,1	2,7	3,2	3,9	-	-	-
	0,8	2,6	3,7	4,9	6,7	8	10	-	-	-
	0,9	9,5	14,9	20,2	28,6	35,1	44,6	-	-	-

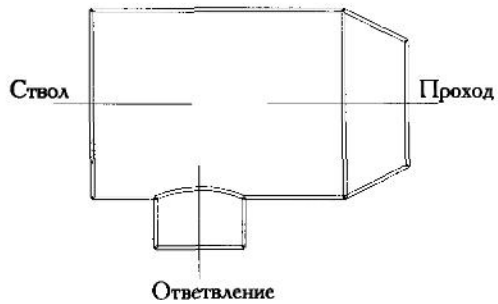
Таблица 25.3



КМС тройников круглого сечения в режиме всасывания на ответвление

$f_п/f_с$	$L_о/L_с$	КМС ответвления при $f_о/f_с$								
		0,65	**0,5**	**0,4**	**0,32**	**0,25**	**0,2**	**0,16**	**0,125**	**0,1**
1	0,05	-	-	-	-	-18,9	-13	-8,6	-6,2	-3,9
	0,1	-	-14,5	-9,8	-5,9	-4,2	-2,8	-1,9	-1,3	-0,7
	0,2	-4,8	-2,9	-1,8	-0,9	-0,6	-0,3	-0,15	-0,04	0
	0,3	-1,6	-0,8	-0,4	0	0	0,1	0,2	0,2	0,2
	0,4	0,45	-0,1	0,1	0,2	0,3	0,3	0,28	0,25	0,2
	0,5	0,05	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3	0,25
	0,6	0,25	0,4	0,5	0,5	0,4	0,4	0,35	0,3	0,3
0,8	0,05	-	-	-	-	-17,6	-12	-8,3	-5,7	-3,6
	0,1	-	-13,3	-9	-5,3	-3,8	-2,5	-1,8	-1,1	-0,6
	0,2	-4,3	-2,5	-1,5	-0,8	-0,4	-0,2	0,2	0,05	0,1
	0,3	-1,4	-0,6	-0,2	0	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25
	0,4	-0,35	0	0,2	0,3	0,35	0,35	0,3	0,3	0,3
	0,5	0,1	0,3	0,4	0,45	0,4	0,4	0,35	0,35	0,35
	0,6	0,35	0,5	0,5	0,55	0,5	0,5	0,35	0,35	0,35
	0,7	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,5	0,35	0,35	0,35
	0,8	0,6	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,35	0,35	0,35
0,63	0,01	-	-	-	-	-	-	-	-142,8	-91,4
	0,05	-	-	-	-22,3	-16,2	-11	-7,5	-5,2	-3,3
	0,1	-19,4	-12,4	-8,2	-4,9	-3,4	-2,2	-1,5	-0,92	-0,5
	0,2	-1,3	-2,3	-1,4	-0,6	-0,35	-0,1	0,09	0,2	0,2
	0,3	-1,2	-0,45	-0,05	0,15	0,25	0,35	0,35	0,35	0,35
	0,4	-0,2	0,1	0,3	0,45	0,45	0,5	0,5	0,5	0,5
	0,5	0,15	0,4	0,5	0,55	0,55	0,55	0,5	0,5	0,5
	0,6	0,4	0,5	0,6	0,65	0,6	0,6	0,5	0,5	0,5
	0,7	0,5	0,65	0,7	0,7	0,65	0,6	0,5	0,5	0,5
	0,8	0,65	0,7	0,7	0,7	0,65	0,6	0,55	0,55	0,55
0,5	0,05	-	-	-	-20,4	-14,7	-10	-	-	-
	0,1	-17,7	-11,1	-7,5	-4,4	-3	-1,9	-	-	-
	0,2	-3,6	-2	-1,1	-0,4	-0,2	0,1	-	-	-
	0,3	-1	-0,3	0	0,3	0,4	0,45	-	-	-
	0,4	-0,15	0,2	0,4	0,55	0,55	0,55	-	-	-
	0,5	-0,25	0,45	0,6	0,65	0,65	0,65	-	-	-
	0,6	0,45	0,6	0,65	0,7	0,7	0,65	-	-	-
	0,7	0,55	0,7	0,7	0,7	0,7	0,65	-	-	-
	0,8	0,65	0,75	0,75	0,75	0,75	0,7	-	-	-
	0,9	0,7	0,8	0,8	0,8	0,75	0,75	-	-	-

Таблица 25.4



КМС тройников круглого сечения типа прямой врезки в режиме всасывания на ответвление

$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	КМС ответвления при $f_0/f_с$						
		0,63	**0,5**	**0,4**	**0,32**	**0,25**	**0,2**	**0,1**
1	0,05	-	-	-	-	-	-4,8	0,73
	0,1	-	-	-4,8	1,35	-0,17	0,73	1,42
	0,2	-	-0,17	0,73	1,35	1,39	1,42	1,12
	0,3	0,47	1,11	1,39	1,42	1,39	1,29	0,23
	0,4	1,32	1,39	1,42	1,35	1,26	1,12	-
	0,5	1,35	1,42	1,38	1,24	-	-	-
	0,6	1,41	1,39	1,29	-	-	-	-
0,8	0,1	-	-	-	-1,62	-0,26	0,68	1,34
	0,2	-	-0,26	0,68	1,26	1,37	1,34	1,07
	0,3	0,33	1,03	1,33	1,34	1,35	1,25	0,76
	0,4	1,19	1,37	1,34	1,32	1,25	1,07	-
	0,5	1,32	1,34	1,34	1,24	1,07	0,91	-
	0,6	1,35	1,34	1,25	1,07	0,94	0,76	-
0,63	0,2	-	-0,97	0,32	1,12	1,32	1,39	1,09
	0,3	0,0	0,89	1,24	1,39	1,35	1,29	0,77
	0,4	0,98	1,32	1,39	1,32	1,25	1,09	-
	0,5	1,28	1,39	1,34	1,23	1,09	0,92	-
	0,6	1,35	1,35	1,29	1,09	0,95	0,77	-
	0,7	1,38	1,35	1,19	0,98	0,83	-	-
0,5	0,2	-7,49	-3,12	-0,91	0,56	0,99	1,24	1,1
	0,3	-1,7	0,11	0,85	1,24	1,3	1,26	0,79
	0,4	0,26	0,99	1,24	1,29	1,23	1,1	-
	0,5	0,92	1,24	1,3	1,22	1,1	0,94	-
	0,6	1,17	1,3	1,26	1,1	0,98	0,79	-
	0,7	1,38	1,28	1,18	1,0	0,85	-	-
	0,8	1,34	1,23	1,1	0,89	-	-	-

Таблица 25.5



КМС прямоугольных тройников в режиме всасывания на проход

$f_п/f_с$	$L_0/L_с$	КМС прохода при $f_0/f_с$							
		0,8	**0,7**	**0,6**	**0,5**	**0,4**	**0,3**	**0,2**	**0,1**
1	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,15	0,15	0,2
	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,45
	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,45	0,55	0,9
	0,4	0,35	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	1	1,7
	0,5	0,45	0,5	0,65	0,7	0,95	1,2	1,8	3,3
	0,6	0,55	0,7	0,9	1,2	1,6	2,2	3,4	6,8
0,9	0,05	-	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,6
	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,7	1,1
	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	1,1	1,9
	0,5	0,5	0,6	0,7	0,9	1,1	1,4	2	3,6
	0,6	0,6	0,8	1	1,3	1,8	2,4	3,6	-
	0,7	0,7	1,1	1,6	2,3	3,2	4,7	7,5	-
	0,8	0,4	1,6	3	5	7,6	11,7	-	-
0,8	0,05	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3
	0,1	0,25	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4
	0,2	0,3	0,3	0,35	0,35	0,35	0,4	0,45	0,7
	0,3	0,35	0,4	0,45	0,45	0,5	0,6	0,7	1,1
	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,9	1,2	2
	0,5	0,55	0,65	0,75	0,9	1,1	1,4	2	3,6
	0,6	0,65	0,85	1,1	1,4	1,8	2,4	3,6	7
	0,7	0,75	1,2	1,7	2,3	3,2	4,8	7,3	15
	0,8	0,7	1,8	3,2	5	7,5	11,4	18,8	40,1
0,7	0,05	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
	0,1	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4
	0,2	0,3	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	0,5	0,7
	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	1,1
	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,85	1,1	2
	0,5	0,5	0,6	0,7	0,85	1	1,3	1,9	3,2
	0,6	0,65	0,8	1	1,3	1,7	2,2	3,3	12
	0,7	0,8	1,2	1,6	2,2	3	4,3	6,7	-
	0,8	1	2	3,2	4,8	7	10,5	17	-

f_n/f_c	L_0/L_c	КМС прохода при f_0/f_c							
		0,8	**0,7**	**0,6**	**0,5**	**0,4**	**0,3**	**0,2**	**0,1**
0,6	0,05	-	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3
	0,1	-	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,4
	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,35	0,4	0,6
	0,3	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,65	1
	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,75	1	1,7
	0,5	0,5	0,55	0,65	0,75	0,9	1,15	1,6	-
	0,6	0,6	0,75	0,9	1,2	1,5	2	2,9	-
	0,7	0.8	1,1	1,5	2	2,7	3,75	-	-
	0,8	1,1	1,9	3	4,3	6,2	9,1	-	-
	0,9	1,3	5,2	10,1	16,4	25,2	38,9	-	-
0,5	0,05	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,25
	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3
	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3	0,4	0,5
	0,3	0,25	0,3	0,3	0,35	0,35	0,4	0,5	0,8
	0,4	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,7	0,8	-
	0,5	0,4	0,45	0,55	0,6	0,75	1	1,3	-
	0,6	0,5	0,65	0,8	0,95	1,2	1,6	2,3	-
	0,7	0,7	0,95	1,2	1,7	2,2	3,5	-	-
	0,8	1,1	1,7	2,5	3,6	5,1	7,4	-	-
	0,9	2	5,1	8,9	13,8	20,6	31,2	-	-

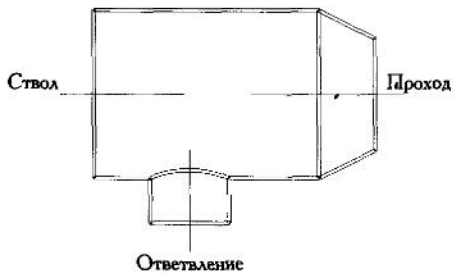
Таблица 25.6

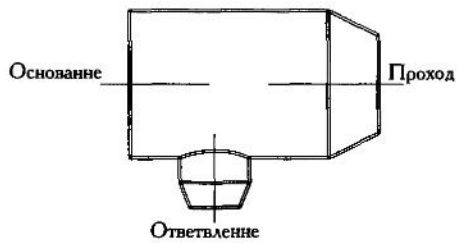
КМС ответвления тройников прямоугольного сечения в режиме всасывания

f_n/f_c	L_0/L_c	КМС ответвления при f_0/f_c							
		0,8	**0,7**	**0,6**	**0,5**	**0,4**	**0,3**	**0,2**	**0,1**
1	0,05	-47,8	-70	-76,6	-72,9	-63,1	-49,6	-33,8	-16,8
	0,1	-23,6	-22	-20	-16,9	-13,7	-10,2	-6,6	-2,9
	0,2	-4,7	-4	-3	-2,5	-1,75	-1	-0,35	0,15
	0,3	-1,1	-0,8	-0,4	-0,15	0,15	0,4	0,55	0,6
	0,4	0,0	0,2	0,4	0,55	0,7	0,75	0,8	0,7
	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	0,7
	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	0,95	0,9	0,65
0,9	0,05	-	-67,6	-76,3	-67,9	-58,3	-54	-30,8	-15,1
	0,1	-21	-19,8	-17,9	-15,2	-12,3	-10,3	-5,8	-3,9
	0,2	-4	-3,4	-2,8	-2,1	-1,4	-0,7	-0,1	0,3
	0,3	-0,9	-0,5	-0,3	0,1	0,3	0,6	0,7	0,7
	0,4	0,2	0,4	0,5	0,7	0,8	0,9	0,9	0,7
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1	0,9	0,7
	0,6	0,8	0,9	0,9	1	1	1	0,9	-
	0,7	0,8	0,9	0,9	1	1	1	0,9	-
	0,8	0,9	1	0,95	1	1	1	-	-

f_n/f_c	L_0/L_c	КМС ответвления при f_0/f_c							
		0,8	**0,7**	**0,6**	**0,5**	**0,4**	**0,3**	**0,2**	**0,1**
0,8	0,05	-51,1	-66,1	-68,3	-63,1	-53,5	-41,4	-27,9	-13,6
	0,1	-18,7	-17,6	-15,8	-13,6	-11	-8,1	-5	-2,1
	0,2	-3,4	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	-0,45	0	0,45
	0,3	-0,6	-0,3	0	0,2	0,5	0,7	0,8	0,75
	0,4	0,3	0,45	0,6	0,8	0,9	1	1	0,8
	0,5	0,65	0,75	0,85	0,95	1	1	1	0,8
	0,6	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,1	1	0,75
	0,7	0,85	0,9	1	1	1	1	0,95	0,7
	0,8	0,9	0,9	1	1	1	1	0,9	0,7
0,7	0,05	-	-68,5	-63,2	-57,8	-48,5	-37,2	-24,9	-12
	0,1	-22,3	-16,9	-13,9	-12,1	-9,7	-7,1	-4,4	-1,7
	0,2	-2,2	-2,2	-1,7	-1,3	-0,8	-0,25	0,25	0,5
	0,3	-0,1	-0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	0,85
	0,4	0,6	0,6	0,7	0,8	1	1	1	0,9
	0,5	0,8	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1,05	0,85
	0,6	0,9	0,9	1	1	1,1	1,1	1	0,8
	0,7	0,9	0,9	1	1	1,1	1	1	-
	0,8	0,9	0,9	1	1	1	1	0,95	-
0,6	0,05	-	-60	-58,3	-52	-43,6	-33	-29,1	-10,5
	0,1	-	-14	-12,5	-10,6	-8,6	-6,3	-3,8	-1,4
	0,2	-2,3	-1,9	-1,5	-1	-0,55	-0,1	0,35	0,7
	0,3	-0,15	0	0,25	0,45	0,65	0,85	1	0,9
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,85	0,95	1	1,1	0,9
	0,5	0,7	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,1	-
	0,6	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,1	1,1	-
	0,7	0,8	0,9	0,95	1	1,1	1,1	-	-
	0,8	0,8	0,9	0,95	0,95	1	1	-	-
	0,9	0,8	0,8	0,9	1	1	1	-	-
0,5	0,05	-51,7	-55	-51,9	-45,4	-37,3	-28,3	-18,8	-9
	0,1	-12,6	-12	-10,8	-9,3	-7,5	-5,4	-3,2	-1,1
	0,2	-1,8	-1,5	-1,2	-0,8	-0,4	0	0,4	0,7
	0,3	0	0,1	0,25	0,45	0,65	0,8	1	0,9
	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	0,95	1,1	1,1	-
	0,5	0,7	0,75	0,85	0,95	1	1,1	1,1	-
	0,6	0,75	0,8	0,9	1	1	1,1	1,1	-
	0,7	0,8	0,85	0,9	1	1	1,1	-	-
	0,8	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1	-	-
	0,9	0,8	0,8	0,9	0,9	1	1	-	-

Таблица 25.7

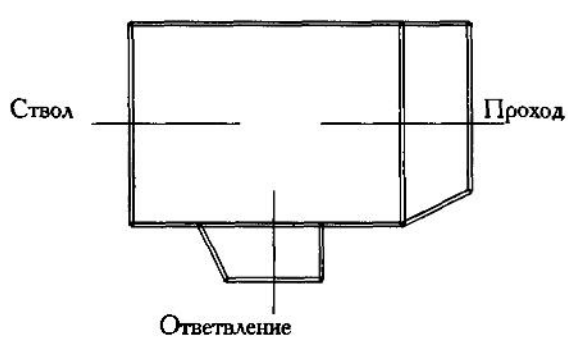




КМС тройников круглого сечения при нагнетании

L_0/Lc	КМС прохода при f_n/fc				КМС ответвления при f_0/f_c					
	1,0	**0,8**	**0,63**	**0,5**	**0,63**	**0,5**	**0,4**	**0,32**	**0,25**	**0,2**
0,01	0,18	0,2	0,2	0,2	-	-	-	863	594	375
0,05	0,2	0,25	0,3	0,3	153	88,5	55	29,5	19,8	12
0,1	0,15	0,2	0,3	0,3	41,4	19,8	12	6,2	4,1	2,5
0,2	0,15	0,2	0,25	0,3	7,5	4,1	2,5	1,3	0,95	0,7
0,3	0,15	0,2	0,25	0,3	3	1,7	1,1	0,7	0,6	0,55
bl0,4	0,2	0,25	0,3	0,3	1,6	0,9	0,75	0,6	0,55	0,55
0,5	0,3	0,4	0,4	0,35	1	0,7	0,6	0,55	0,55	0,45
0,6	0,75	0,7	0,6	0,55	0,8	0,6	0,5	0,5	0,5	0,45
0,7	2	1,55	1,25	0,9	0,65	0,55	0,5	0,5	0,45	0,45
0,8	6,4	4,5	3,3	2,2	0,55	0,5	0,5	0,5	0,45	0,45
0,9	34,7	23,1	16	10	0,5	0,5	0,5	0,5	0,45	0,45
0,95	159	103	69,3	42,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,45	0,4

Таблица 25.8



КМС прямоугольных тройников при нагнетании на проход

L_0/Lc	КМС прохода при f_n/fc					
	1	**0,9**	**0,8**	**0,7**	**0,6**	**0,5**
0,01	0,18	0,2	0,25	0,25	0,3	0,4
0,05	0,2	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3
0,1	0,2	0,2	0,2	0,25	0,3	0,3
0,2	0,1	0,15	0,2	0,2	0,25	0,25
0,3	0,1	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3
0,4	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3

L_0/Lc	КМС прохода при f_0/fc					
	1	**0,9**	**0,8**	**0,7**	**0,6**	**0,5**
0,5	0,35	0,35	0,35	0,35	0,4	0,4
0,6	0,75	0,7	0,7	0,65	0,6	0,5
0,7	-	1,8	1,5	1,3	1,1	0,9
0,8	-	5,45	4,5	3,7	2,9	2,2
0,9	-	-	-	-	13,8	10
0,95	-	-	-	-	-	-

Таблица 25.9

КМС прямоугольных тройников при нагнетании на ответвление

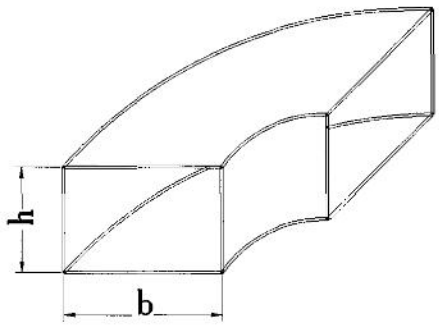
L_0/Lc	КМС ответвления при f_0/fc							
	0,8	**0,7**	**0,6**	**0,5**	**0,4**	**0,3**	**0,2**	**0,1**
0,01	-	-	-	-	-	-	-	88,3
0,05	-	-	-	88,3	54,8	29,5	11,7	2,2
0,1	54,8	44,1	28,8	19,5	11,8	6,1	2,2	0,45
0,2	11,7	8,6	6,1	3,9	2,2	1,1	0,4	0,3
0,3	4,6	3,3	2,2	1,5	0,8	0,4	0,35	0,3
0,4	2,25	1,7	1,1	0,75	0,4	0,3	0,3	0,3
0,5	1,3	1	0,7	0,45	0,3	0,3	0,3	0,3
0,6	0,9	0,65	0,45	0,35	0,3	0,3	0,3	0,3
0,7	0,6	0,45	0,35	0,3	0,3	0,3	0,35	-
0,8	0,45	0,35	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	-
0,9	0,35	0,3	0,3	0,3	0,3	0,35	0,35	-
0,95	0,4	0,35	0,3	0,3	0,3	0,35	0,35	-

Таблица 25.10

КМС одностороннего перехода прямоугольного сечения

Расширение потока						**Сужение потока**					
F_1/F	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	F_1/F	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
КМС	0,73	0,54	0,4	0,36	0,34	КМС	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04

Таблица 25.11



КМС отводов прямоугольного сечения

h, мм	b ,мм												
	100	150	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
100		0,61 0,1	0,24 0,15	0,31 0,2									
150	0,08 0,05	0,15 0,09	0,22 0,14	0,28 0,18									
200	0,07 0,05	0,14 0,09	0,2 0,13	0,26 0,17	0,33 0,21	0,44 0,28	0,54 0,34						
250	0,07 0,04	0,13 0,08	0,19 0,12	0,25 0,16	0,31 0,2	0,41 0,26	0,51 0,32	0,59 0,38	0,74 0,47				
300			0,18 0,12	0,24 0,15	0,29 0,19	0,4 0,25	0,49 0,31	0,57 0,36	0,7 0,45	0,58 0,37			
400			0,17 0,11	0,22 0,14	0,27 0,17	0,37 0,23	0,45 0,29	0,53 0,34	0,65 0,42	0,54 0,34	0,63 0,4		
500			0,16 0,1	0,21 0,13	0,26 0,16	0,35 0,22	0,43 0,27	0,5 0,32	0,62 0,39	0,51 0,32	0,59 0,38	0,74 0,47	0,85 0,54
600				0,2 0,13	0,25 0,16	0,33 0,21	0,41 0,26	0,48 0,3	0,59 0,38	0,49 0,31	051 0,36	0,7 0,45	0,81 0,52
800				0,19 0,12	0,23 0,15	0,31 0,2	0,38 0,24	0,44 0,28	0,55 0,33	0,45 0,29	0,53 0,34	0,65 0,42	0,76 0,48
1000					0,22 0,14	0,29 0,19	0,36 0,23	0,42 0,27	0,52 0,23	0,43 0,27	0,5 0,32	0,62 0,39	0,72 0,46
1200						0,28 0,18	0,34 0,22	0,4 0,25	0,5 0,32	0,41 0,26	0,48 0,3	0,59 0,38	0,68 0,44
1600							0,32 0,2	0,37 0,24	0,46 0,29	0,38 0,24	0,44 0,28	0,55 0,35	0,64 0,41
2000							0,3 0,19	0,35 0,22	0,44 0,28	0,36 0,23	0,42 0,27	0,52 0,33	0,8

Примечание. В верхней строке – коэффициент сопротивления отвода при $\alpha = 90^0$ С; в нижней – при $\alpha = 45^0$ С.

Таблица 25.12

КМС фасонных частей, размещенных перед вентилятором

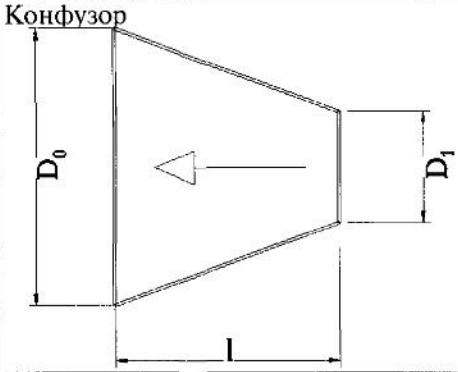
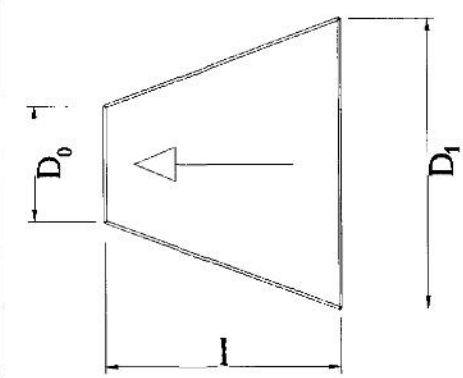
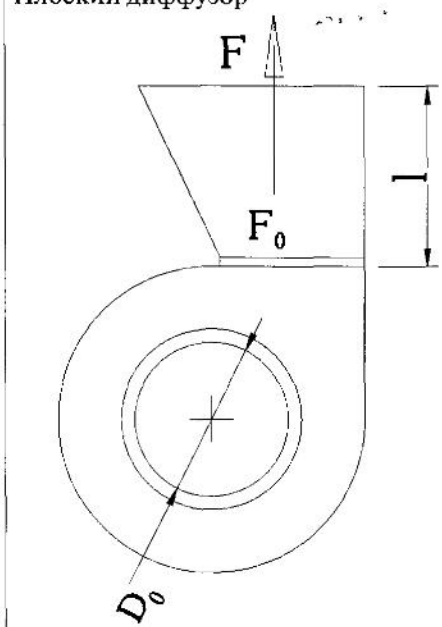
Фасонный элемент	Геометрическая характеристика фасонного элемента	Тип вентилятора	КМС
Отвод круглого сечения	$R = 1\text{-}1{,}5D_0$	Лопатки загнуты вперед	0,4
		Лопатки загнуты назад	0,45
Отвод квадратного (прямоугольного) сечения	$R=(1-1{,}5)D_г$	Лопатки загнуты вперед	0,3
		Лопатки загнуты назад	0,2
Конфузор 	$l=l/D_0=1{,}5$ $n=(D_0/D_1)^2=0{,}4-0{,}7$	Лопатки загнуты вперед	0
	$l=l/D_0=1$ $n=(D_0/D_1)^2=0{,}7$ l=1,2; n=0,5; l=1,4; n=0,4	Лопатки загнут назад	0,3 0,4 0,1
Диффузор 	$n=(D_0/D_1)^2=1{,}5$ $l=l/D_0=0{,}5$ n=2	Лопатки загнуты вперед	0,2 0,8
	n=1,5 l=0,8 n=2		0,15 0,3
	n=1,5 l=1,5 n=2		0,2 0,3
	n=1 l=0,8 n=2	Лопатки загнуты назад	0,5 0,8
	n=1,5 l=1,4 n=2		0,3 0,3

Таблица 25.13

КМС фасонных частей, размещенных на выходе вентилятора

Фасонный элемент	Характеристика диффузора		Тип вентилятора	КМС
	$l = l / D_0$	$n = F / F_0$		
Плоский диффузор 	1	1,2	Лопатки загнуты вперед	0,1
		1,5		0,2
		1,8		0,5
	1,5	1,2		0,05
		1,5		0,1
		1,8		0,2
		2		0,35
	2,5	1,5		0,1
		2		0,15
		2,5		0,4
	1	1,2	Лопатки загнуты назад	0,05
		1,5		0,15
		1,8		0,45
	1,5	1,2		0,05
		1,5		0,2
		1,8		0,3
		2		0,4
	2,5	1,5		0,15
		2		0,15
		2,5		0,4

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.

1. Бабакин Б.С., Выгодин В.А., Кулагин В.Н., Бабакин С.Б. Диагностика работы дросселирующих устройств малых холодильных установок. М.: АгроНИИТЭИ, 1987 г. – 44 с.
2. Бабакин Б.С., Стефанчук В.И., Ковтунов Е.Е. Альтернативные хладогенты и сервис холодильных систем на их основе. – М.: «Колос», 2000 г. – 159 с.
3. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат, 1982. – 213с.
4. Белова Е.М. Системы кондиционирования воздуха с чилерами и фанкойлами. – М.:- Евроклимат, 2003. 400 с.
5. Богословский В.Н. Отопление и вентиляция. В 2 ч. 4.2. Вентиляция. – М.: Стройиздат, 1976 – 440 с.
6. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – М.: Стройиздат, 1985. – 416 с.
7. Богуславский Л.Д. Снижение расхода энергии при работе систем отопления, вентиляции и кондиционирования. – М.: Стройиздат, 1982. – 256 с.
8. Богуславский Л.Д. Снижение расхода энергии при работе систем отопления и вентиляции. – М.: Стройиздат, 1985. – 236 с.
9. Богуславский Л.Д. Экономика теплогазоснабжения и вентиляции. –М.: Стройиздат, 1977. – 280 с.
10. Вильям Уайт Технология чистых помещений. –М.: Клинрум, 2002.
11. ВСН 01-89 «Ведомственные строительные нормы. Предприятия по обслуживанию автомобилей». Минавтотранс РСФСР.
12. Госстандарт 12.1.036-81. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях. – М.: Издательство стандартов, 1985.
13. ГОСТ 12.1. 005.-88 Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – М.: Издательство стандартов, 1998. –76 с.
14. ГОСТ Р 51251-99 Фильтры очистки воздуха. Классификация. Маркировка. –М.: ГОССТАНДАРТ, 1999.
15. Инструктивно-методические указания по организации воздухообмена в палатных отделениях, операционных блоках больниц.
16. Кокорин О.Я. Подбор теплоизвлекающего и теплоотдающего теплообменников и режимов их функционирования в системе утилизации теплоты вытяжного выбросного воздуха с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя – антифриза. – М.: Типография МГСУ, 1997. – 27 с.
17. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. М.: - Издательство физико-математической литературы. 2003. – 272 с.
18. Кокорин О.Я. Установка кондиционирования воздуха. –М.: Машиностроение, 1987. – 278 с.

19. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, кондиционирования воздуха (системы ВОК). М.: Проспект, 1999. – 208 с.

20. МГСН 4.14-98 Предприятия общественного питания. –М.: Москомархитектура, 1998.

21. МГСН 5.01-01 2001 г. «Стояки легковых автомобилей».

22. Нуждин А.С., Ужанский В.С. Измерения в холодильной технике: Справочное руководства –М.: Агропромиздат, 1986г. – 386 с. : ил.

23. ОНТП-01-91 «Общесоюзные нормы технологического проектирования предприятий общественного транспорта». Гипроавтотранс Росавтотранса.

24. ОСТ 42-510-98 «Правила организации производства и контроля качества лекарственных средств (GMP). – М.: Минздрав России, 1998.

25. Пособие по проектированию учреждений здравоохранения (к СНиП 2.08.02-89*). –М.: ГипроНИИздрав, 1990.

26. Рекомендации по испытанию и наладке систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: ЦБНТИ, 1989 г. – 110 с.

27. Санитарные правила и нормативы СанПиН 2.6.1.802-99 Ионизирующее излучение, радиационная безопасность. – М.: Минздрав России, 2000.

28. СанПиН 5179-90 Санитарные правила устройства, оборудования и эксплуатации больниц, родильных домов и других лечебных стационаров. –М.: Минздрав России, 1990.

29. СНиП 2.04.05-91* Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Госстрой России, 2003. –64 с.

30. СНиП 2.08.01-89 Жилые здания. –М.: Стройиздат, 1989.

31. СНиП 2.09.04-87* Административные и бытовые здания. –М.: Стройиздат, 1996.

32. СНиП 23-01-99 Строительная климатология. – М.: Минстрой России, 2000. – 63 с.

33. СНиП II-12-77. Защита от шума. –М.: Стройиздат, 1978.

34. СНиП II-3.79*. Строительная теплотехника. – М.: ГУП ЦПП, 1998.

35. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3ч. 4.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 и 2. Под ред. Павлова Н.Н. и Шиллера Ю.И. – 4-е изд. перераб. И доп. – М.: Стройиздат, 1992. – 320 с., 416 с.

36. Строительные нормы и правила СНиП 2.08.02-89* Общественные здания и сооружения. –М.:Госстрой СССР, 1989. – 56 с.

37. Титов В.П., Сазонов Э.В., Краснов Ю.С., Новожилов В.И. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий. – М.: Стройиздат, 1985. –208 с.

38. Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. М.: Стройиздат, 1985 г. – 351 с.

39. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 7

Глава 1. 8
Сведения о назначении систем вентиляции и кондиционирования.
Классификация систем. Основные параметры влажного воздуха.

Глава 2. 10
Метеорологические условия места строительства объекта.
Параметры А и Б. Периоды года.

Глава 3. 11
Параметры микроклимата помещений.
Допустимые и оптимальные условия.

Глава 4. 13
Тепловые потери помещений в зданиях различного назначения.
Потери тепла на нагрев инфильтрующегося воздуха. Примеры.

Глава 5. 26
Составляющие теплового баланса помещений гражданских
и общественных зданий.

Глава 6. 30
Влагопоступления в помещения.

Глава 7. 38
J-d диаграмма влажного воздуха.
Построение основных процессов изменения состояния воздуха.
Точки росы и мокрого термометра.
Угловой коэффициент и связь его с поступлениями тепла и влаги в помещение.

Глава 8. 44
Расчет воздухообмена в помещении при работе вентиляции
в различные времена года с построением процессов на J-d диаграмме.

Глава 9. 49
Расчет воздухообмена по кратностям.

Глава 10. 51
Расчет воздухообмена при кондиционировании.
Вариантность применения камер орошения и воздухоохладителей.
Построение процессов на J-d диаграмме.
Расчет требуемого количества тепла и холода.

Глава 11. 63
Многозональные системы кондиционирования воздуха.
Чиллеры и фанкойлы. Эжекционные доводчики. Сплит-системы.

Глава 12. 68
Гидравлический расчет трубопроводов систем холодо- и теплоснабжения, систем отопления и других систем, где используется вода либо раствор этиленгликоля. Примеры расчета.

Глава 13. 80
Воздуховоды вентиляционных систем.

Глава 14. 86
Аэродинамический расчет воздуховодов.
Методика бестабличного расчета. Числовой пример.

Глава 15. 92
Подбор вентиляционного оборудования.
Проверка мощности электродвигателя вентилятора.
Аэродинамические характеристики.

Глава 16. 95
Воздухораспределители. Классификация.
Виды и рекомендации по применению. Пример расчета.

Глава 17. 100
Рекомендации по проектированию вентиляции и кондиционирования воздуха в лечебно-профилактических учреждениях.

Глава 18. 178
Вентиляция стоянок легковых автомобилей. Пример расчета.

Глава 19. 183
Вентиляция спортивных залов. Пример расчета.

Глава 20. 204
Вентиляция супермаркетов.

Глава 21. 209
Вентиляция кинотеатров.

Глава 22. 211
Вентиляция и кондиционирование зданий банковских учреждений.

Глава 23. 215
Вентиляция бассейнов.

Глава 24. 223
Применение теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем для вентиляционных систем. Пример расчета.

Глава 25. 230
Экономика систем ТГВ. Пример расчета.

Глава 26. 236
Применение термотрансформаторов (тепловых насосов)
в автономных системах отопления и кондиционирования.

Глава 27. 242
Испытание и наладка систем вентиляции и кондиционирования воздуха.
27.1. Методики измерений при испытании и наладке.
27.2. Испытание систем вентиляции.
27.3. Испытание и наладка систем кондиционирования воздуха.

Приложения 324

Список литературы. 369