

1. Особенности вентиляции гражданских зданий

1.1. Задачи вентиляции

Жизнедеятельность человека и животных, производственные процессы сопровождаются выделением теплоты, вредных газов, паров и пыли, которые с течением времени делают воздух помещения непригодным для дыхания.

Первой и основной задачей вентиляции является поддержание в помещении благоприятного для пребывания человека и выполнения технологических процессов состояния воздуха.

В жилых и гражданских зданиях приоритетным является поддержание параметров воздушной среды, благоприятных для пребывания человека. В помещениях производственных зданий требование обеспечения оптимальных условий для проведения технологического процесса является определяющим и может вступать в противоречие с условиями комфортного пребывания в нём человека. Примерами тому являются хлопкопрядильные цехи ткацких фабрик, в которых в течение всего года поддерживается относительная влажность воздуха, близкая к 100%.

Второй задачей вентиляции является борьба с профессиональными заболеваниями.

Воздействие на человека вредных веществ, содержащихся в воздухе помещения, может вызвать заболевания, называемые «профессиональными», так как их причиной являются неблагоприятные условия на производстве. Часто это обычные заболевания (бронхит, ревматизм, астма, цирроз печени) «профессиональное происхождение» которых подтверждается более частой наблюдаемостью её у работников данного производства по сравнению с населением данного района, посёлка, города. Это могут быть и специфические заболевания, в природе не встречающиеся. К ним относятся лучевая болезнь, вызываемая радиоактивными излучениями. Из профессиональных заболеваний наиболее распространены пневмокониозы – следствие отложения и накопления

пыли в лёгких. Некоторые виды пневмокониозов различают по видам вдыхаемой пыли:

- силикоз является следствием вдыхания в течение длительного времени пыли, содержащей двуокись кремния; признаком заболевания является выделение гнойной мокроты, силикоз часто является причиной заболевания туберкулёзом лёгких;
- асбестоз возникает при вдыхании волокнистой асбестовой пыли; симптомы болезни: приступообразный кашель, резкая слабость, сероземлистая окраска кожных покровов, осложнение – рак лёгких.

Существуют также пневмокониозы от вдыхания цементной и пыли стекловаты.

заболеваниями путём обеспечения требуемых нормами условий на рабочих местах.

Третья задача вентиляции – защита атмосферного воздуха от загрязнения вентиляционными выбросами.

Удаляемый от местных отсосов, из производственных помещений воздух может содержать значительные количества пыли, вредных паров и газов. Борьба с этими видами загрязнений атмосферы ведётся путём:

- внедрения экологически чистых технологий;
- очистки вентиляционных выбросов от вредных веществ перед выбросом в атмосферу;
- рассеивания вентиляционных выбросов, уже очищенных, но содержащих некоторое остаточное количество вредных примесей таким способом, чтобы концентрация вредных веществ в приземном слое воздуха не превышала допустимых норм.

1.2. Гигиенические характеристики микроклимата вентилируемого помещения

Воздух помещений гражданских и производственных помещений должен быть чистым, в нём должны отсутствовать вредные примеси, а температура обеспечивать состояние теплового комфорта. Состояние комфорта формируют не только температура, влажность и подвижность внутреннего воздуха, а также температура внутренних поверхностей ограждающих конструкций.

Вредными выделениями, являются пары и газы, поступающие в воздух помещения и делающими воздух непригодным для дыхания, поступления конвективной и лучистой теплоты.

Теплота, представленная конвективной и лучистой составляющими, может быть теплонедостатками, если поступления теплоты в помещение меньше теплопотерь или теплоизбытками, когда теплопоступления превышают теплопотери. Теплоизбытки повышают температуру воздуха в помещении выше требуемых норм, затрудняют теплообмен человеческого организма с окружающей средой, вызывают напряжение в системе терморегуляции организма, ухудшает самочувствие человека. Это свойство теплоизбытков переводит их в разряд вредных выделений. Теплонедостатки вредностями не являются. Превышение теплопотерь над теплопоступлениями приводит к необходимости устройства в помещении отопления.

В помещениях с обычным температурным режимом (практически все помещения гражданских зданий, большинство производственных помещений) воздействие лучистой теплоты на человеческий организм отдельно не учитывают, рассматривая совместное действие на организм конвективной теплоты и теплового излучения. Тепловое излучение внутреннего воздуха способно проникать в толщу тканей организма и нагревать их. Интенсивное тепловое облучение способно обезвоживать организм. следствием чего является «тепловой удар», сопровождающийся потерей сознания и судорогами. Учёт неблагоприятного воздействия лучистой теплоты на человеческий организм производится при интенсивности облучения, превышающем 140 Вт/м^2 .

Количество вырабатываемого тепла зависит от степени тяжести выполняемой работы. В нормативных документах различают три степени тяжести работы:

- а) легкая, к этой категории относят сидячую работу.
- б) труд средней степени тяжести, к этой категории относят немеханизированный труд, рукоделие и т. д.
- в) тяжёлый труд.

Человек является теплокровным существом, человеческий организм постоянно вырабатывает теплоту, которая должна отдаваться окружающей среде. Интенсивность теплоотдачи организмом определяется совместным действием температуры, относительной влажности и подвижности окружающего воздуха, а также температурой внутренних поверхностей ограждений помещения. В помещении различают: температуру воздуха помещения и радиационную температуру помещения.

Понятие радиационной температуры t_R подробно рассмотрено в курсе «Строительная теплофизика».

Кроме радиационной температуры, определяющими тепловое самочувствие человека являются сочетания:

- температуры воздуха и окружающих поверхностей, оцениваемые результирующей температурой;
- температуры воздуха, скорости воздушного потока, относительной влажности воздуха, оцениваемые эквивалентной температурой;
- температуры воздуха и относительной влажности воздуха, оцениваемой эффективной эквивалентной температурой;

Результирующая, эквивалентная и эффективная эквивалентная температуры используются в нормативных документах.

Эффективная температура – это температура насыщенного водяными парами неподвижного воздуха, вызывающего такое же тепловое ощущение, как ненасыщенный неподвижный воздух при исследуемой температуре.

Эквивалентная эффективная температура учитывает влияние на самочувствие человека воздушного потока определённой скорости.

Эквивалентная эффективная температура – температура насыщенного водяными парами воздушного потока определённой скорости, который вызывает такое же тепловое ощущение, как и воздушный поток ненасыщенного воздуха.

Теплоотдача организма определяется также сочетаниями параметров:

- температура воздуха, окружающих поверхностей, скорость воздушного потока;
- температура воздуха, окружающих поверхностей, скорость воздушного потока, относительная влажность воздуха;

Результирующая температура используется в действующих нормативно-технических документах, определяется как средняя арифметическая между температурой воздуха и радиационной температурой помещения.

$$t_{рез} = 0,5 (t_{в} + t_{R}) \quad (1.1)$$

$t_{рез}$; $t_{в}$; t_{R} – соответственно, результирующая температура помещения, температура воздуха и радиационная температура помещения °С;

Межгосударственным стандартом ГОСТ 30494 – 96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» предписывается результирующую температуру измерять с помощью шарового термометра, представляющего собой зачерненную снаружи полую сферу диаметром 150 мм внутри которой помещены либо стеклянный термометр, либо термоэлектрический термометр. Измеряемая прибором температура является равновесной от радиационного и конвективного теплообмена между шаром и окружающей средой.

Дискомфорт, который вызываются в помещении потоками лучистой теплоты, определяется шаровым термометром, у которого одна половина имеет зеркальную поверхность, а другая – зачернённую. ГОСТ 30494 нормирует микроклимат в жилых и общественных зданиях по четырём параметрам:

температуре воздуха, результирующей температуре, относительной влажности и скорости движения воздуха. В таблице 1.1 приведены оценки самочувствия человека, соответствующие различным значениям эффективной температуры.

Таблица 1.1

Оценка теплового состояния человека в зависимости от эффективной температуры

Значения эффективной температуры, °С	Теплоощущение	Физиологическое действие	Реакция организма.
42 ÷ 40	Очень жарко	Усиленное стрессовое воздействие параметров воздуха на потоотделение и кровообращение	Большая опасность теплового удара, нарушение кровоснабжения кровеносных сосудов.
35	Жарко	-	-
30	Тепло	Нормальная терморегуляция теплоотдачи организма путём потоотделения.	-
25	Комфорт	Регуляция мышечным кровообращением	Нормальная.
20	Прохладно.	Повышенную явную теплоотдачу	Нормальная.

		приходится регулировать с помощью одежды.	
15	Холодно.	Сужение кровеносных сосудов ног и рук.	Сухость слизистой оболочки и кожи.
10	Очень холодно.	-	Боли в мышцах, нарушение периферийного кровообращения.

Концентрацию вредных газов и паров в воздухе помещения ограничивают предельно-допустимой концентрацией, (ПДК) с тем, чтобы исключить их вредное воздействие на организм.

Предельно-допустимая концентрация (ПДК) равна максимальной концентрации химического соединения, которая при ежедневном, в течение длительного времени воздействии на организм не вызывает в нём каких-либо патологических изменений или заболеваний, обнаруживаемых современными методами исследования.

Предельно-допустимая концентрация является расчётной при определении воздухообмена, если в помещении выделяется один вид вредного пара или газа. Если в воздух помещения выделяется несколько вредных веществ, фактические концентрации их в рабочей зоне помещения должно отвечать соотношению:

$$\frac{C_1}{ПДК_1} + \frac{C_2}{ПДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ПДК_n} \leq 1 \quad (1.2)$$

$C_1, C_2 \dots C_n$ – фактические концентрации вредных примесей в воздухе, мг/м³; $ПДК_1, ПДК_2 \dots ПДК_n$ – предельно-допустимые концентрации вредных веществ в рабочей зоне.

В целях защиты воздушного бассейна от загрязнения вентиляционными выбросами нормативными документами введены и используются предельно-допустимая концентрация вещества в рабочей зоне помещений и предельно-допустимая концентрация вредного вещества в приземном слое воздуха вокруг здания. Последняя норма применяется при определении предельно-допустимых выбросов в разделе проекта, посвящённого защите окружающей среды.

1.3. Взрывоопасность газов и паров.

Взрывоопасность газов и паров следует учитывать при выборе концентраций взрывоопасных газов и паров в воздухе помещения. Взрыв смеси может произойти только при определенных соотношениях горючих газов с воздухом или кислородом, оцениваемым нижним и верхним пределами взрываемости. Нижним пределом взрываемости называется минимальная концентрация газа или пара в воздухе, которое при воспламенении может привести к взрыву. В нормативной литературе нижний предел взрываемости называется «нижний концентрационный предел распространения пламени (НКПРП)». Верхним пределом взрываемости называется максимальное содержание газа или пара в воздухе, при котором в случае воспламенения еще может произойти взрыв. В случае превышения верхнего предела взрываемости воспламенение смеси и взрыв не происходят. Опасная зона взрываемости лежит между нижним и верхним пределами взрываемости.

В вентилируемых помещениях концентрация взрывоопасных паров и газов не превышает НКПРП. Безопасная концентрация газов с точки зрения взрывобезопасности в воздухе помещений производственных зданий и местных отсосов не должна превышать 30% от нижнего предела взрываемости или НКПРП.

В случае выделения в помещении нескольких взрывоопасных паров и газов предел взрываемости газовой смеси можно определить по формуле Лешателье:

$$x_{см.} = \frac{100}{\frac{n_1}{x_1} + \frac{n_2}{x_2} + \dots + \frac{n_n}{x_n}} \quad (1.3)$$

1.4. Нормируемые параметры микроклимата помещений

Вентиляция поддерживает в помещениях допустимые параметры воздушной среды, системы кондиционирования воздуха – оптимальные параметры. Допускается поддерживать системами вентиляции один из оптимальных параметров воздуха, если это экономически обосновано.

Таблица 2.1

Допустимые параметры воздуха в жилых и общественных зданиях по
СНиП

Период года	Температура воздуха, ° С	Относительная влажность воздуха, %, не более	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Теплый	Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)*	65	0,5
Холодный и переходные условия	18— 22	65	0,2

Температура внутреннего воздуха помещения в тёплый период года определяется температурой наружного воздуха, так как вентиляционные камеры не имеют воздухоохладителей. Она не должна превышать 28°C для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей. Если температура наружного воздуха по параметрам А превышает 25°C расчётная температура воздуха в помещении не должна превышать 33°C.

В тёплый период года метеорологические условия не нормируются в помещениях:

- а) жилых зданий;
- б) общественных, административно-бытовых и производственных в периоды, когда их не используют, а также в нерабочее время.

В холодный период допускается понижение расчётной температуры против указанной в таблице 1.2, но не ниже 14°C – для общественных и административно-бытовых помещений с пребыванием людей в уличной одежде.

Нормируемые параметры относительной влажности воздуха в помещении, на практике, носят рекомендательный характер. В вентиляционных установках нет аппаратов для регулирования влажности приточного воздуха. Рекомендуемое значение влажности приточного воздуха используется для расчёта общеобменного воздухообмена в по влагоизбыткам.

Наряду с упомянутыми выше допустимыми условиями, определяемыми СНиП, параметры среды в помещении регулируются межгосударственным стандартом ГОСТ 30494 – 96, оценивающим условия в помещении по температуре воздуха, относительной влажности, подвижности и результирующей температуре.

Помещения общественных зданий ГОСТ классифицирует по шести категориям:

Категория 1 – помещения, в которых люди в положении лёжа или сидя находятся в состоянии покоя и отдыха.

Категория 2 – помещения, в которых люди заняты умственным трудом, учёбой.

Категория 3а – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя без уличной одежды.

Категория 3б – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении сидя и в уличной одежде.

Категория 3в – помещения с массовым пребыванием людей, в которых люди находятся преимущественно в положении стоя без уличной одежды.

Категория 4 – помещения для занятий подвижными видами спорта.

Категория 5 – помещения, в которых люди находятся в полураздетом виде (раздевалки, процедурные кабинеты, кабинеты врачей ит.д.).

Категория 6 – помещения с временным пребыванием людей (вестибюли, гардеробные, коридоры, лестницы, санузлы, курительные, кладовые).

Для промышленных зданий температуры нормируются на постоянных рабочих местах и вне постоянных рабочих мест в зависимости от степени тяжести труда и периода года. Задаётся диапазон температур, из которого выбирается конкретная температура, соответствующая величине теплоизбытков в помещении. Это позволяет принимать технические решения, позволяющие экономить теплоту и электрическую энергию.

1.5. Параметры наружного воздуха для расчёта систем вентиляции

Вентиляционные расчёты проводят для трёх периодов года:

Тёплый (летний) период года	$> 8\text{ }^{\circ}\text{C}$
Переходный	$8\text{ }^{\circ}\text{C}$
Холодный (зимний) период года	$< 8\text{ }^{\circ}\text{C}$

В действующих нормах расчётные характеристики тепловлажностного состояния наружного воздуха устанавливаются для двух категорий параметров климата: А и Б. Параметры категории Б соответствуют экстремальным

значениям температуры и энтальпии воздуха, параметры А – некоторым средним значениям.

На параметры А в тёплый период года рассчитывают вентиляцию для жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений, а также установки воздушного душирования.

Параметры Б применяют для расчёта систем вентиляции и воздушного душирования в холодный период года.

Вредные выделения, содержащиеся в вентиляционных выбросах, поступают в приземный слой воздуха. Концентрация вредных веществ в приземном слое воздуха с учётом фоновых концентраций и рассеивания вентиляционных выбросов не должна превышать предельно-допустимых концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населённых мест – (ПДК): максимальной разовой и среднесуточной. Максимально-разовые концентрации наблюдаются вблизи предприятий, для технологического процесса которых характерны периодические выбросы в атмосферный воздух значительных количеств вредных веществ в течение короткого промежутка времени (так называемый «залповый выброс»).

1.6. Прочие факторы, влияющие на конструктивные решения вентиляционных систем

Категорийность производственных помещений по взрыво – и пожароопасности.

Технологические процессы в производственных помещениях могут сопровождаться выделением взрывоопасных газов и паров, пламени и искр. Системы вентиляции должны соответствовать определённым требованиям, чтобы не быть причиной взрыва или пожара. Общероссийскими нормами Государственной противопожарной службы МВД России производственные помещения разделяются на категории А, Б, В1–В4, Г и Д. Нормы устанавливают методику определения категорий помещений в зависимости от количества и

пожаровзрывоопасных свойств находящихся (обращающихся) в них веществ и материалов с учётом особенностей технологических процессов.

К взрывопожароопасной категории А относятся помещения, в которых находятся горючие газы, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28°C в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчётное 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 расчётное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа.

К взрывопожароопасной категории Б относятся помещения, в которых находятся горючие пыли и волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки более 28°C, горючие жидкости в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные пылевоздушные или паровоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчётное избыточное давление взрыва в помещении превышающее 5 кПа.

К пожароопасной категории В1–В4 относятся помещения, в которых находятся горючие и трудногорючие жидкости, твёрдые 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» и «Б».

К категории Г относятся помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в горячем, раскалённом или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твёрдые вещества, которые сжигаются или утилизируются в качестве топлива.

К категории Д относятся помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в холодном состоянии.

Разделение помещений на категории В1–В4 производится путём сравнения расчётного максимального значения удельной временной пожарной нагрузки с величиной нормативной удельной пожарной нагрузки

Указанные категории составляют основу обеспечения противопожарной безопасности производственных помещений на стадии проектирования. Они накладывают ограничения на температуру теплоносителя, предписывают к обязательному исполнению некоторых конструктивных решений вентиляции.

В объёме производственного помещения могут находиться участки с повышенной взрывоопасности, или вентиляционные установки, перемещающие взрывоопасные смеси. Проектирование вентиляции в указанных случаях должно проводиться в соответствии «Правилами устройства электроустановок» (ПУЭ).

Расчёт пожаро - взрывоопасной категории помещений можно выполнить самостоятельно по нормам НПБ 105-95 «Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности».

Классификация вредных веществ по классам опасности. Нормами установлены классы опасности вредных веществ, представленные в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Классы опасности вредных веществ

Класс опасности	Характеристика класса опасности	Примеры вредных веществ, соответствующих данному классу опасности
1	Чрезвычайно опасные	радиоактивные вещества
2	Высокоопасные	анилин, бензин, сероводород
3	Умеренноопасные	метиловый спирт, камфора
4	Малоопасные	аммиак, бензин, керосин, СО

Несмотря на краткость и качественный характер классификация способствует надёжному улавливанию вредных выделений, влияя на выбор величины скорости вытяжки через рабочий проём.

1.7. Поступления теплоты влаги и вредных выделений в воздух помещения

Величины потоков теплоты, влаги, вредных газов и паров, поступающих в помещения гражданских и производственных зданий, являются исходными данными для определения воздухообмена. Определение их величины является важной составляющей вентиляционных расчётов.

Вредные выделения подразделяют на однонаправленные и разнонаправленные. Вещества однонаправленные воздействуют на один или одну и ту же группу органов. В случае выделения разнонаправленных веществ каждое воздействует на один и тот же орган или одну и ту же группу органов. Показатель одно- или разнонаправленности действия вредных выделений является важным для вентиляционной техники, так как от него зависит способ определения расчётного воздухообмена.

Примерами вредностей разнонаправленного действия являются теплоизбытки, воздействующие на сердечно-сосудистую систему вследствие повышения температуры против нормативной, и пары кислоты, воздействующие на слизистые оболочки. Однонаправленного – пары кислоты различных видов.

Ниже приводится описание некоторых видов вредных выделений, которое может помочь в определении одно- и разнонаправленности.

Конвективное тепло передается воздуху помещения людьми и животными, нагретыми поверхностями технологического оборудования и т. п., вызывая повышение температуры в рабочей зоне против нормируемых величин, что ведёт возрастанию нагрузки на сердечно-сосудистую систему.

Лучистое тепло (инфракрасное излучение) поступает от расплавленного металла, нагретых стенок и свода печей, горячих ванн, нагретых отливок и т. п.

Интенсивность теплового излучения может достигать 2800 Вт/м^2 и более. Вызывает нагрев не только кожи, но и внутренних тканей тела человека, способствуют обезвоживанию организма, следствием которого является тепловой удар.

Водяные пары поступают в от человека, животных, технологических процессов, связанных с применением воды или водяного пара. Работа в условиях повышенной влажности может явиться причиной заболевания ревматизмом.

Следует отметить, что сами по себе тепло- и влаговыделения вредностями не являются. Ими они становятся в избыточном количестве (тепло- и влагоизбытками), что определяется составлением баланса поступлений и потерь. Приведенные ниже вредные выделения являются причиной патологического воздействия на организм и профессиональных заболеваний.

Оксись углерода CO – угарный газ без запаха и цвета, является продуктом неполного сгорания углерода, служит составной частью многих газовых смесей, применяемых в технологических процессах, выделяется отопительными печами, если шибер закрывается слишком рано. Окись углерода более активно, нежели кислород воздуха соединяется с гемоглобином крови, связывает его и вызывает кислородное голодание организма, при длительном вдыхании возможен летальный исход.

Признаки отравления: головная боль, тошнота, слабость,

Сернистый газ, SO₂ – бесцветный газ с едким запахом, образуется при сжигании топлива или обжиге материалов, содержащих серу. Соединяясь с влагой, образует кислоту, раздражающе действует на слизистые оболочки верхних дыхательных путей и глаз. Может явиться причиной отёка лёгких, заканчивающегося параличом дыхания и смертью.

Пары растворителей (углеводороды ароматического и жирного ряда) выделяются при окраске изделий и сушке окрашенных изделий, обезжиривании деталей, растворении органических веществ. К растворителям относятся бензин, метиловый спирт, ацетон, бензол, толуол, скипидар, уайт-спирит, дихлорэтан и

др. Пары растворителей оказывают вредное воздействие на различные ткани организма человека, в частности, на ткани нервной системы.

Синильная кислота HCN – бесцветная жидкость с запахом горького миндаля. Её соли, цианиды или цианистые соли, применяют в термических цехах при цементации поверхности металлов. Цианистый водород выделяется в гальванических цехах в процессе цианистого меднения, латунирования, цинкования и др. Пары цианистых соединений и цианистый водород вызывают тяжелое отравление.

Марганец Mn и его соединения применяют в производстве марганцевых сплавов, при изготовлении гальванических элементов, в процессе электросварки электродами с качественной обмазкой, содержащей марганец и т.д. Пары и пыль марганца, попадая в организм человека, вызывают тяжелые заболевания.

Свинец Pb – интенсивно испаряется при температуре $500\text{ }^{\circ}\text{C}$. Пары свинца в воздухе быстро окисляются, образуя высокодисперсные аэрозоли. Свинец и его соединения выделяются на свинцовоплавильных заводах, при производстве аккумуляторов, свинцовых красок в полиграфии, при пайке изделий, содержатся в выхлопных газах автомобилей, использующих бензин с присадками тетраэтилсвинца и т. д. Соединения свинца вызывают болезненные изменения нервной системы, старение эритроцитов крови, сосудов.

Ртуть Hg – тяжелый жидкий металл, испаряющийся при комнатной температуре, применяют на производстве в чистом виде и в виде различных соединений. Пары ртути могут поступать в воздушную среду при изготовлении и повреждении приборов с ртутью (например ртутных термометров или ртутных выпрямителей), в химических лабораториях, стоматологических кабинетах и др. Вдыхание паров ртути приводит к тяжелому поражению центральной нервной системы.

Окислы азота вызывают удушье, тошноту, боли в животе, кашель, после чего наступает расстройство сердечной деятельности. Опасность окислов азота

состоит в том, что находясь в атмосфере со смертельной концентрацией окислов азота, человек лишь через 8 – 48 часов начинает ощущать недомогание.

Соединения фтора разрушают зубы, сероуглерод, CS_2 – даже при небольших концентрациях вызывает головные боли, галлюцинации.

Меркаптаны – имеют отталкивающий запах и могут привести к потере сознания.

Озон – вызывает раздражение слизистых оболочек глаз и дыхательных путей, отёк лёгких, кровоизлияния, конъюнктивит.

Хлор – действует на верхние дыхательные пути, у вызывает предрасположенность к туберкулёзу и преждевременное старение, отравление хлором может привести к летальному исходу.

Хромовый ангидрид применяется при электрохромировании. Соединения хрома вызывают на коже и в дыхательных путях раздражение и воспалительные процессы.

Пыль выделяется в воздух производственных помещений в результате технологических процессов, связанных с дроблением, шлифовкой, механической очисткой поверхностей от окалина и т.д. Значительное выделение пыли происходит в цехах предприятий текстильной, горнорудной, металлообрабатывающей, деревообрабатывающей, зерноперерабатывающей и других отраслей промышленности. При этом пыль может в больших количествах попадать в атмосферу, загрязняя воздушную среду.

По действию на организм человека различают ядовитую пыль (свинцовая, ртутная и пр.) и неядовитую (песчаная, асбестовая и пр.). Ядовитая пыль вызывает отравления, неядовитая пыль при длительном вдыхании может вызывать у человека различные легочные заболевания под общим названием пневмокониозы (силикоз, асбестоз и др.).

1.8. Поступления теплоты в помещениях гражданских зданий

Теплопоступления от людей. Человек является источником конвективной, лучистой теплоты и влаги. Конвективная теплота изменяет температуру и

теплосодержание воздуха помещения, поэтому в технике вентиляции её принято называть «явное тепло». Воздух лучепрозрачен, но тепловое излучение в помещении нагревает поверхности предметов и ограждений и тоже переходит в конвективную форму. Поэтому, как правило, его также рассматривают как явное тепло.

На испарение влаги с поверхности кожи слизистых оболочек также расходуется теплота, но в процессе испарения температура воздуха практически не изменяется, хотя теплосодержание (энтальпия) при этом увеличивается. Ассимилированные воздухом помещения водяные пары в технике вентиляции её принято называть «скрытая теплота». А энтальпию воздуха называют «полная теплота».

Количество явной теплоты, Вт, выделяемой человеком, может быть рассчитано по формуле

$$Q_{\text{ч.я.}} = \beta_{\text{и.}} \beta_{\text{од.}} (2,5 + 10,3v_{\text{в}}^{1/2}) (35 - t_{\text{п}}) \quad (3.1)$$

где $\beta_{\text{и.}}$ – коэффициент, учитывающий интенсивность выполняемой работы и равный 1 для лёгкой работы, 1,07 – для работы средней тяжести и 1,15 в случае тяжёлой работы; $\beta_{\text{од.}}$ – коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды, равный 1 для лёгкой одежды, 0,65 для обычной и 0,4 для утеплённой одежды; $v_{\text{в}}$ – скорость движения окружающего воздуха, м/с; $t_{\text{п}}$ – температура помещения, °С.

В справочной литературе явные, скрытые и полные тепловыделения мужчин приводятся в табличной форме в зависимости от температуры воздуха помещения и степени тяжести выполняемой работы. Принято считать, что женщины выделяют 85%, а дети – 75% от тепловыделений мужчинами.

Теплопоступления от искусственного освещения при размещении светильников в пределах помещения равны электрической мощности осветительных приборов. Требуемая величина электрической мощности определяется уровнем освещённости, который необходимо создать в помещении

на уровне рабочих мест. Если электрическая мощность освещения $N_{\text{осв.}}$, кВт, известна, то теплоступления $Q_{\text{т.п.}}$ можно определить как

$$Q_{\text{т.п.}} = 1000 N_{\text{осв.}} \quad (3.2)$$

В тех случаях, когда источник света отделён от помещения остеклённой поверхностью, в него поступает только радиационное излучение (видимая и невидимая часть спектра электромагнитных излучений). От люминесцентных светильников при таком расположении в помещение поступает 40% теплоты.

Если электрическая мощность освещения неизвестна, её можно определить по величине нормируемой освещённости

$$Q_{\text{осв.}} = E F q_{\text{осв.}} \eta_{\text{осв.}}, \quad (3.3)$$

где E – расчётная освещённость, лк; F – площадь пола помещения, м²; $q_{\text{осв.}}$ – удельные тепловыделения Вт/м² на 1 лк освещённости, составляющая от 0,05 до 0,13 для люминесцентных светильников и от 0,13 до 0,25 для ламп накаливания; $\eta_{\text{осв.}}$ – доля световой энергии, поступающей в помещение, для светильников, размещённых в обслуживаемом помещении равен 1.

В таблице 3.3 приведены нормы освещённости для помещений различного назначения.

Таблица 3.3

Нормы освещённости помещений различного назначения

Помещения	Освещённость рабочих поверхностей, лк.
Общественные здания	
Проектные залы, конструкторские бюро	500
Торговые залы продовольственных магазинов	400
Читальные залы, проектные кабинеты, торговые залы магазинов промтоваров	300
Залы заседаний, спортивные, актовые и зрительные залы клубов, фойе театров	200

Крытые бассейны, фойе клубов и кинотеатров	150
Номера гостиниц	100
Палаты и спальные камеры санаториев	75
Производственные помещения	
Механические, деревообрабатывающие, сборочные цехи, помещения технического обслуживания и ремонта автомобилей	200
Кузнечные, термические, малярные, металлопокрытий, сборочные цехи	150
Помещения хранения автомобилей	20

Теплопотери через наружные стены и внутренние перегородки подробно изучались в курсе «Отопление». Теплопотери в тёплый период года невелики и определяются пересчётом теплопотерь, рассчитанных для холодного периода года. Потери теплоты через внутренние ограждающие конструкции помещений не учитываются, если температура в соседнем помещении не более, чем на 3°C меньше температуры в расчётном помещении.

Теплопоступления через бесчердачные покрытия в тёплое время года имеют нестационарный характер, так как поверхность покрытия периодически нагревается солнцем до температуры значительно превышающей температуру наружного воздуха. Теплопоступлениями через наружные стены пренебрегают вследствие их малости. Основные положения расчёта:

- суточное изменение температуры условно описывают правильным гармоническим колебанием с суточным периодом, определяемым средней за сутки температурой $t_{н0}$, амплитудой суточных колебаний $A_{тн}$;
- время наступления максимума наружной температуры наружного воздуха принимается равным $z_{тн}^{макс.} = 13$ часам для всех географических пунктов;
- расчёт теплопоступлений проводится по условной наружной температуре, которую получают прибавлением к температуре наружного воздуха эквивалентной добавки Δt_p

$$t_{\text{усл.}} = t_{\text{н}} + pq/\alpha_{\text{н}} \quad (3.4)$$

где p – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения; $\alpha_{\text{н}}$ – коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения.

- в инженерной методике изменение условной температуры описывается как суточное гармоническое колебание, имеющее среднесуточное значение $t_{\text{усл.0}}$, амплитуду $A_{\text{т.усл.}}$ и время наступления максимума $z_{\text{т.усл.}}^{\text{макс.}}$.

- внутренней поверхности ограждения колебание температуры достигает через некоторое количество часов, оцениваемое коэффициентом запаздывания ε , ослабленным в ν количество раз, оцениваемое коэффициентом затухания. Температура на внутренней поверхности определяется формулой:

$$t_{\text{вн.пов}} = t_{\text{усл.0}} + A_{\text{т.усл.}}/\nu \quad (3.5)$$

коэффициент затухания

$$\nu = \approx 2^D(0,83 + 3\Sigma R_i/D)\beta_{\text{сл.}}\beta_{\text{в.п.}} \quad (3.6)$$

D – характеристика тепловой инерции ограждения;

ΣR_i – сумма сопротивлений материальных слоёв ограждения

$\beta_{\text{сл}}$ – коэффициент, учитывающий последовательность расположения основных (конструктивного и теплоизоляционного) слоёв.

$\beta_{\text{вп}}$ – учитывает наличие в ограждении герметичной воздушной прослойки.

Максимальные теплотери или тепlopоступления в помещение через покрытие $Q_{\text{мас.}}$ равны

$$Q_{\text{мас.}} = \alpha_{\text{вн.}}(t_{\text{вн.пов}} - t_{\text{в}}) \quad (3.7)$$

где $t_{\text{вн.пов}}$ – температура внутренней поверхности, вычисленная по формуле (3.5).

Время поступления в помещение максимального количества теплоты определяется как

$$z_{\text{q}}^{\text{макс.}} = 13 + \varepsilon \quad (3.8)$$

Показатель запаздывания ε зависит от величины D ограждения и равен

$$\varepsilon = 2,71D - 0,41 \quad (3.9)$$

При расчёте совместных тепlopоступлений в помещение через покрытие и окна, приходится рассчитывать тепlopоступления через каждый час в пределах рабочего дня

$$Q_I = K_I F_I (t_{\text{усл.I.0.}} - t_{\text{в}}) + \beta \alpha_{\text{в}} F_I A_{\text{т.усл.I.}} / \nu_I \quad (3.10)$$

где K_I , $\alpha_{\text{в}}$, ν_I – коэффициенты теплопередачи, внутреннего теплообмена и затухания ограждения; β – временной коэффициент, равный $\cos \theta = 1$ для часа суток $z_{QI}^{\text{макс}}$, соответствующего времени максимальных тепlopоступлений в помещение, а для прочего времени

$$\beta = \cos \frac{(|z - z_{QI}^{\text{макс}}|) \pi}{12}.$$

Тепlopоступления через светопрозрачные ограждения формируются прямой и рассеянной солнечной радиацией и трансмиссионными тепlopоступлениями Q_T

$$Q_T = (t_{\text{н}}^{\text{усл.}} - t_{\text{у}}) A_{\text{ок.}} / R_{0,\text{ок.}} \quad (3.11)$$

где $R_{0,\text{ок.}}$ – термическое сопротивление заполнения оконного проёма или зенитного фонаря, $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Процесс поступления солнечной радиации через остекление сложен, сопровождается частичным отражением лучистого потока на каждой из поверхностей стекла и некоторым поглощением лучистого потока стеклом и рамой окна. Поэтому потоки проникающей в помещение радиации через окно с одинарным и двойным остеклением будут различны. На количество поступающего в помещение тепла влияют степень затенённости переплётками окна и загрязнённость остекления.

Через затенённую часть остекления в помещение поступает только рассеянная радиация $q_{\text{р}}$, через освещённую – и рассеянная $q_{\text{р}}$, и прямая $q_{\text{п}}$. Количества солнечной радиации, прямой и рассеянной, падающей на вертикальные, горизонтальные и наклонные поверхности различно, эти данные приводятся в справочной литературе.

Теплопоступления собственно солнечной радиации Q_p через окно, полностью или частично освещённое солнцем, равно сумме тепловых потоков солнечной радиации, поступающих через освещённую $Q_{p.o.}$ и затенённую $Q_{p.т.}$ части окна с учётом поправок на затенение переплётами окна и загрязнение атмосферы $K_{з.за.}$ и загрязнение стекла $K_{з.ст.}$.

$$Q_p = (Q_{p.o.} + Q_{p.т.}) K_{з.за.} K_{з.ст.} = [(q_p + q_p)F_o + q_p F_{т.}] K_{з.за.} K_{з.ст.} \quad (3.12)$$

$$F_{ок.} = F_o + F_{т.}$$

Полное количество теплоты, поступающей через окно, равно сумме трансмиссионных теплопоступлений Q_t и поступлений от солнечной радиации через освещённую и неосвещённую части остекления.

Теплопоступления от нагретых поверхностей не имеющих тепловой изоляции металлических стенок баков, ванн с водой и иными нагретыми жидкостями определяют в предположении, что температура поверхности стенки близка температуре жидкости, находящейся в них.

Количество теплоты, поступающей с 1 м^2 нагретой поверхности, имеющей температуру $t_{пов.}$ в помещение с температурой воздуха t_v определяется как сумма потоков лучистого и конвективного тепла по формуле

$$q = \alpha_{нов.} (t_{нов.} - t_v) = (\varepsilon_{пр} C_0 b + A \sqrt[3]{t_{нов.} - t_v}) (t_{нов.} - t_v). \quad (3.13)$$

Коэффициент приведенного излучения $\varepsilon_{пр} C_0$ для небольшой металлической поверхности, обменивающейся излучением с помещением, стенки которого выполнены из неметаллических строительных материалов можно принять равным коэффициенту излучения нагретой металлической поверхности из соответствующего металла. Для ржавых или окисленных стальных и окрашенных поверхностей может быть принят равным 4,7. Температурный коэффициент b , равен

$$b = 0,81 + 0,005(t_{нов.} + t_v) \quad (3.14)$$

Коэффициент A в формуле 3.13 для вертикальной поверхности может быть принят по данным таблицы 3.2.

Таблица 3.2

$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	A
20	1,67
80	1,60
180	1,53
280	1,47

$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	A
380	1,41
480	1,36
580	1,33
980	1,19

Для нагретых горизонтальных поверхностей, обращённых вверх, коэффициент A увеличивают на 30%, обращённых вниз – уменьшают на 30% против значений, приведенных в таблице.

Теплопоступления от нагретых поверхностей теплоизолированных металлических или неметаллических стенок. Расчёт основан на предположении о стационарном режиме теплопередачи через стенку. Сопоставляются поток теплоты, проходящий через толщину стены от воды, заключённой в баке, к наружной поверхности с потоками конвективной и лучистой теплоты, которые поступают в помещение от наружной поверхности стенки. Тепловой поток от жидкости, заключённой в ёмкости или трубе определяются как

$$q_{\text{ст}} = k^{\circ} (t_{\text{жидк}} - t_{\text{нар.пов}}) \quad (3.15)$$

$$\text{где } k^{\circ} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{жидк-ст}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{тизол}}}{\lambda_{\text{тизол}}}} - \text{коэффициент теплопередачи от жидкости до}$$

наружной поверхности тепловой изоляции.

Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стенке ёмкости может быть принят равным $300 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Теплоотдача поверхностью рассчитывается по формулам (3.12) и (3.13). Задача решается методом попыток, задаваясь температурой наружной поверхности изоляции. Тепловой поток определён правильно, если

$$q_{\text{конвективное}} + q_{\text{лучистое}} = q_{\text{ст}}$$

1.9. Тепловой баланс помещения

Цель составления теплового баланса помещения состоит в определении величины теплоизбытков или недостатков теплоты. Важная функция теплового баланса – определение удельных теплоизбытков, приходящихся на один кубический метр объёма помещения, иногда называемых теплонапряжённостью помещения. По их величине можно оценить наличие или отсутствие грубых ошибок в подсчётах теплопоступлений и теплопотерь, так как каждому виду технологического процесса соответствует некоторый известный диапазон удельных теплоизбытков или теплонедостатков. Согласно нормам тепловые балансы необходимо рассчитывать для тёплого, переходного и холодного периодов года. Продолжительность тёплого и холодного периодов значительна. Переходного – весьма кратковременна, так как в весенне-осенний период граница в $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ может преодолеваться несколько раз за сутки. Устройство какой-либо системы вентиляции, рассчитанной исключительно для работы в переходный период, не предусматривается. В переходный период теплоизбытки и расчётный воздухообмен обычно превышают расчётный теплообмен холодного периода и принимаются в качестве расчётных для системы вентиляции, обслуживающей и холодный, и переходный периоды. Для тёплого периода организация вентиляции и величина воздухообмена отличаются от вентиляции холодного и переходного периодов года.

Расчёт теплового баланса удобно производить в форме таблиц, в отдельные графы которых заносят данные о теплопотерях и теплопоступлениях. Ниже приводится примерная форма таблицы теплового баланса для помещения гражданского здания.

Таблица 3.6

Форма таблицы теплового баланса помещения гражданского здания

Наименование помещения	Объём помещения, м ³	Расчётный период года	Теплопоступления в помещение, Вт						
			От людей		От солнечной радиации	От системы искусственного освещения	От потребляемой мощности.	От прочих источников	Скрытая теплота пара.
			Явные	полные					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Тёплый							
		Переходный							
		Холодный							

Продолжение таблицы 3.6

Теплопоступления в помещение			Теплопотери помещения			Избыточная теплота		
Скрытая теплота пара	Суммарные		Через ограждения	Прочие	Суммарные	явная		Полная, Вт
	явная	полная				Вт	Вт/м ³	
11	12	13	14	15	16	17	18	19

1.10. Определение поступлений теплоты и влаги с поверхности жидкости и прочих смоченных поверхностей в воздух помещения

С открытой поверхности нагретой воды поступают явная и скрытая теплота. При известной скорости движения воздуха над поверхностью v_v и температуре поверхности воды $t_{\text{пов}}$ приближённо количество поступающей в воздух явной теплоты с 1 м^2 поверхности можно определить по формуле

$$q_{\text{я}}^{\text{я}} = (5,71 + 4,06v_d)(t_{\text{нов}} - t_{\text{с}}) \quad (3.41)$$

Количество испаряющейся с поверхности воды $j_{\text{п}}$, $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$, если парциальное давление водяных паров у поверхности воды $p_{\text{пов}}$ и в воздухе p_v измеряется в мм. рт. ст., определится как

$$j_{\text{п}} = (a + 0,131v_{\text{с}})(p_{\text{нов}} - p_{\text{с}})$$

Температура поверхности воды всегда ниже температуры толщи водной массы, так как теплота на испарение отнимается от водной поверхности. При температуре толщи воды до $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ эта разница не превышает $2\text{ }^{\circ}\text{C}$, при температуре $70 - 75\text{ }^{\circ}\text{C}$ эта разница максимальна и может достигать $12\text{ }^{\circ}\text{C}$. По мере приближения к температуре кипения ($100\text{ }^{\circ}\text{C}$) эта разность вновь понижается до $3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Эта особенность изменения фактической температуры поверхности жидкости учитывается введением в формулу коэффициента a , зависящего от температуры поверхности воды.

$t_{\text{пов}}\text{ }^{\circ}\text{C}$ до...	30	50	70	90
a	0,022	0,033	0,041	0,051

Испарение с поверхности смоченного пола W $\text{г}/\text{м}^2$, обычно имеющего температуру точки росы, определяется по эмпирической формуле

$$W = 6,1(t_{\text{с}} - t_{\text{м}}) \quad (3.42)$$

где $t_{\text{с}}$ и $t_{\text{м}}$ – соответственно, температуры воздуха помещения по сухому и мокрому термометру. Испарение с поверхности кипящей воды происходит за счёт подводимой к воде теплоты. Масса поступающего в воздух водяного пара $M_{\text{вп}}$, $\text{г}/\text{ч}$,

$$M_{вп} = Q' / i_{100} = 3600 Q / 1000 \cdot (2500 + 1,8t) = 3,6Q / (2500 + 1,8 \cdot 100) \approx 1,348Q \quad (3.43)$$

Q – количество подводимой в воде теплоты, Вт; i_{100} – энтальпия воды при температуре кипения.

1.11. Прочие случаи поступления газов и паров в воздух помещения

Выделение углекислого газа CO_2 людьми. Количество углекислого газа, выделяемого людьми, зависит от интенсивности выполняемой ими работы и может быть определено по табл. 3.8.

Таблица 3.8

Возраст людей и характер выполняемой работы.	Объёмный расход CO_2 , л/час.	Массовый расход CO_2 г/час.
Взрослые люди при выполнении работы: Умственной или в состоянии покоя	23	45
Лёгкой физической	30	60
Тяжёлой	45	90
Дети до 12 лет	12	24

Газовыделения при зарядке аккумуляторов. При зарядке наиболее распространённых свинцовых аккумуляторов выделяются водород и кислород; в виде так называемых «полых капель» - пузырьков газа, заключенных в оболочку электролита H_2SO_4 . Полые капли, поднимаясь над поверхностью электролита, лопаются и загрязняют воздух мельчайшими частицами серной кислоты. Наиболее интенсивное их выделение наблюдается в конце зарядки аккумуляторов.

В процессе зарядки идет реакция разложения серной кислоты, находящейся в аккумуляторе



Происходит выделение в воздух помещения водорода и кислорода, которые могут образовывать взрывоопасную смесь при содержании водорода в воздухе 4% по объему.

По закону Фарадея один элемент при пропускании тока в 1 А·ч при 0° С и 0,1 МПа (760 мм рт. ст.) выделяет следующие объем и массу водорода и кислорода

Таблица 3.9

Выделения водорода и кислорода одним элементом свинцового аккумулятора при зарядке

Удельные величины	Водород	Кислород
Объём, л	0,418	0,21
Масса, г	0,03748	0,2984

Обычный автомобильный аккумулятор состоит из шести элементов и является аккумуляторной батареей. При установке на зарядку нескольких батарей в аккумуляторном или ином помещении средний объемный расход выделяющегося водорода может быть определен по формуле:

$$V = 0,418 \cdot (T/273) \cdot (1/10B) \Sigma I \cdot n \cdot 10^3 \quad (3.44)$$

где V – средний объемный расход выделяющегося водорода, м³/ч; T – абсолютная температура воздуха, К, B – барометрическое давление, МПа; I – максимальная сила зарядного тока, А, для каждой из батарей, находящихся в аккумуляторном отделении. n – число элементов в батареях, находящихся под зарядкой. При проектировании вентиляции аккумуляторного помещения допустимое содержание водорода в воздухе из условия взрывобезопасности принимается равным 0,7% по объему.

2. Расчёт воздухообмена в помещении

2.1. Определение расчётного общеобменного воздухообмена и температуры притока

Избытки теплоты и влаги, выделение токсичных паров и газов, пыли приводят к нарушению нормального состава внутреннего воздуха. Нейтрализацию этих возмущающих воздействий на микроклимат компенсирует удаление из помещения загрязненного и подача в него свежего вентиляционного воздуха, т.е. обеспечение воздухообмена. Процесс формирования параметров микроклимата помещения с помощью воздухообмена и есть вентиляционный процесс.

Вентиляция помещений связана с большой затратой энергии на обработку и перемещение воздуха, что обусловлено малой плотностью и теплоемкостью воздуха. Поэтому очень важно обеспечить эффективное протекание вентиляционного процесса. Под эффективностью в данном случае понимается обеспеченность заданных параметров воздуха в пределах рабочей зоны при минимальной величине воздухообмена. Эффективность вентиляционного процесса оценивается двумя показателями:

1) степенью использования приточного воздуха в помещении, которая численно оценивается:

- коэффициентом воздухообмена по температуре t

$$m_t = \frac{t_{pz} - t_n}{t_y - t_n};$$

- коэффициентом воздухообмена по концентрации примесей C

$$m_C = \frac{C_{pz} - C_n}{C_y - C_n}$$

2) степенью равномерности распределения скорости (подвижности) и температуры по площади рабочей зоны, которая оценивается:

- коэффициентом неравномерности скорости

$$K_v = \frac{\sigma_v}{V_{pz}};$$

- коэффициентом неравномерности температуры

$$K_t = \frac{\sigma_t}{t_{pz} - t_{cmp}},$$

где индексом «pz» обозначены параметры воздуха в рабочей зоне, «y» – уходящего воздуха, «п» – приточного воздуха, «стр» – воздуха в струе; σ_v и σ_t – среднее квадратичное отклонение скорости и температуры в пределах рабочей зоны помещения объемом V_{pz} .

Достоверное определение коэффициентов m_t и m_v имеет важное практическое значение. Эти величины позволяют вычислить температуру и концентрацию вредных уходящего воздуха. В свою очередь, t_y и C_y являются исходными величинами при расчете воздухообмена.

Другой способ определения параметров уходящего воздуха использует понятие градиента температуры $\text{grad } t$, К/м:

$$t_y = t_{pz} + \text{grad } t \cdot (H - 2).$$

Величина градиента зависит от тепловой напряженности помещения

$$q_{yd} = \frac{Q_{я}^{изб}}{V},$$

где $Q_{я}^{изб}$ – избытки явной теплоты, Вт:

- 1) при $q_{yd} < 11,5 \text{ Вт/м}^3$ $\text{grad } t < 0,5 \text{ К/м}$;
- 2) при $q_{yd} = 11,5 \div 23 \text{ Вт/м}^3$ $\text{grad } t = 0,3 \div 1,2 \text{ К/м}$;
- 3) при $q_{yd} > 23 \text{ Вт/м}^3$ $\text{grad } t = 0,8 \div 1,5 \text{ К/м}$.

Приведенные данные относятся к теплоте периода года. Для холодного периода в помещениях с незначительными теплоизбытками ($q < 23 \text{ Вт/м}^3$) можно считать $\text{grad } t = 0$ и $t_y = t_{pz}$. При кондиционировании воздуха в невысоких помещениях (до 4 м) обычно во всех случаях принимают $t_y = t_{pz} + 1$.

Рассмотрим идеализированную схему вентиляционного процесса в помещении. На рис. 2.11а, схема показана в виде условного пути приточного

воздуха в помещении, а на рис. 2.11б – в виде канала с равномерно распределенным по длине выделением газовой вредности. Движение приточного воздуха по каналу моделирует вентиляционный процесс ассимиляции вредности. Для того чтобы найти распределение концентрации вредности по длине канала, составим балансовое уравнение для элементарного объема размером δx в стационарных условиях (см. рис. 2.11, б)

$$M\delta x = L\delta C,$$

где M – удельное, на 1 м длины канала, выделение вредности в мг/(ч·м).

Интегрирование уравнения баланса по x в пределах от 0 до x и по C в пределах от C_n до C дает линейную зависимость C от x

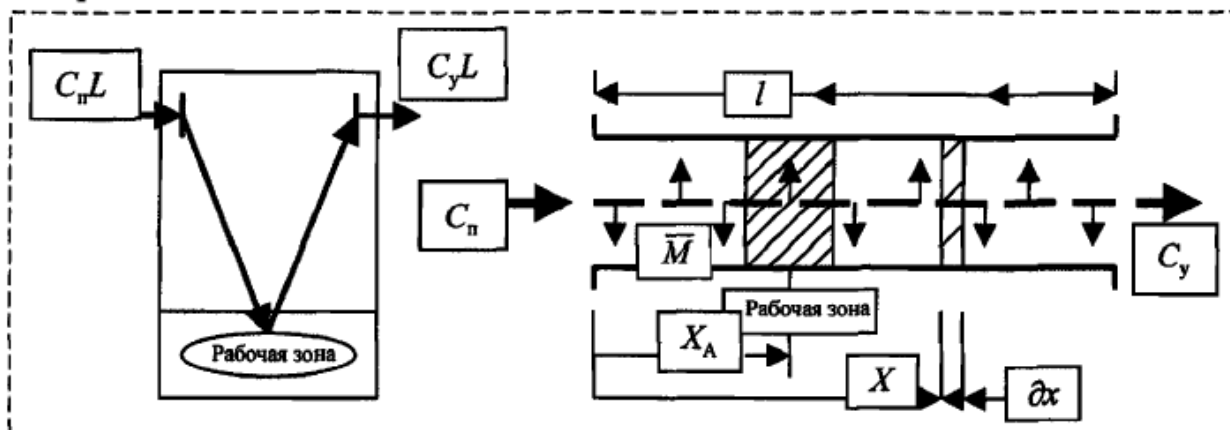
$$C = C_n + \frac{M}{L} x \quad (2.11)$$

Задача организации процесса состоит в обеспечении заданной концентрации C_{pz} в пределах рабочей зоны. Возможны три случая организации воздухообмена (см. рис. 2.11):

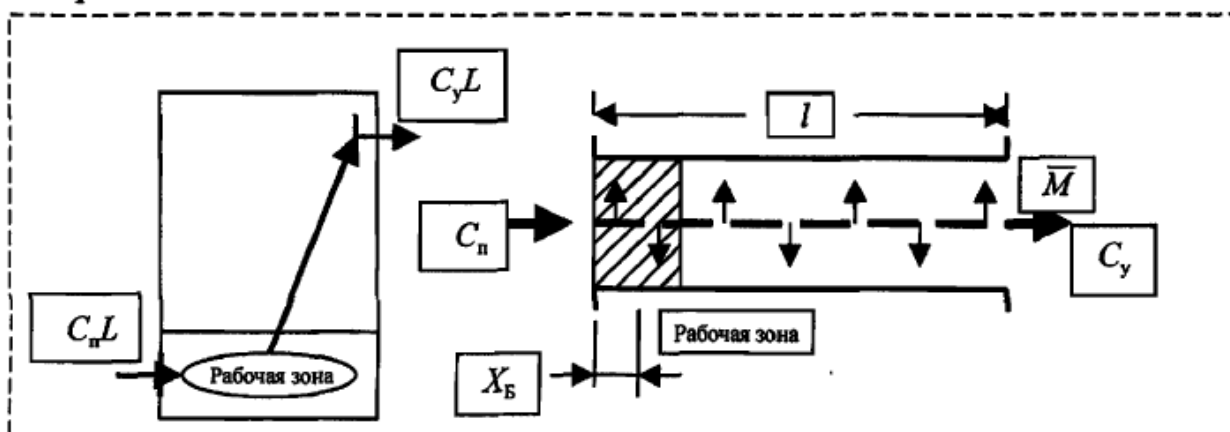
- А. Подача и удаление воздуха из верхней зоны;
- Б. Подача воздуха в рабочую зону и удаление из верхней зоны;
- В. Подача воздуха из верхней зоны, удаление – из рабочей зоны.

Как видно из рис. 2.11, воздух проходит разный путь l и путь до рабочей зоны X_{pz} , ассимилируя по пути вредность.

Вариант А



Вариант Б



Вариант В

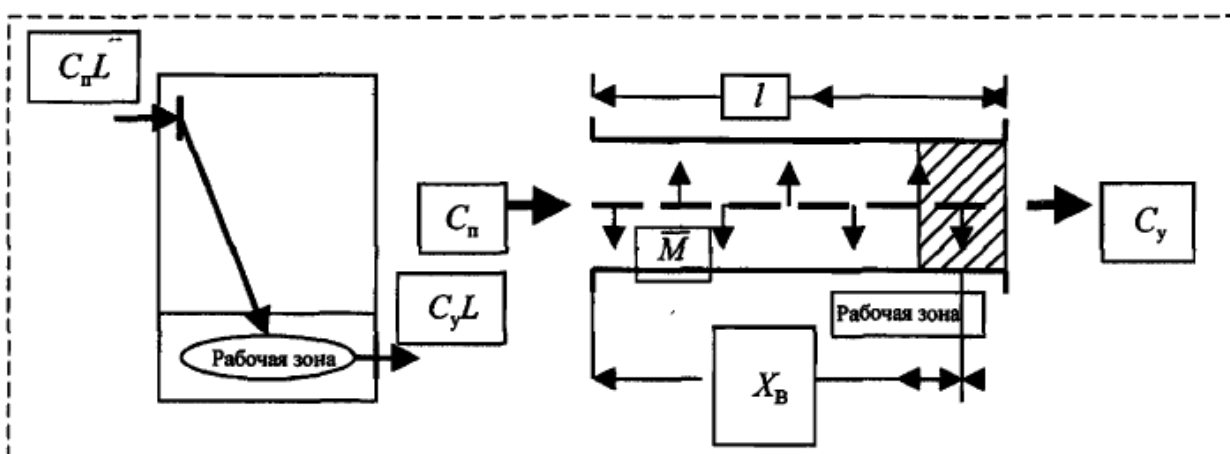


Рис. 2.11. Схематическое представление вентиляционного процесса: а - в виде движения воздуха в помещении; б - в виде движения воздуха в канале с равномерно распределенно вредностью

Полная разность концентрации $\Delta C = C_y - C_n$ в мг/м^3 определяется в соответствии с (2.11) как отношение массы вредности $M_{\text{вр}}$, мг/ч , к расходу воздуха L в $\text{м}^3/\text{ч}$:

$$\Delta C = \frac{M_{\text{вр}}}{L}.$$

На рис. 2.12 показаны графики изменения концентрации вредности по пути движения. Концентрация вредности в приточном воздухе одинаковая для всех вариантов. Из графиков видно, что для обеспечения концентрации в рабочей зоне вариант Б соответствует наибольшей разности концентрации ΔC , у варианта А величина ΔC меньше, а самый малый перепад ΔC у варианта В.

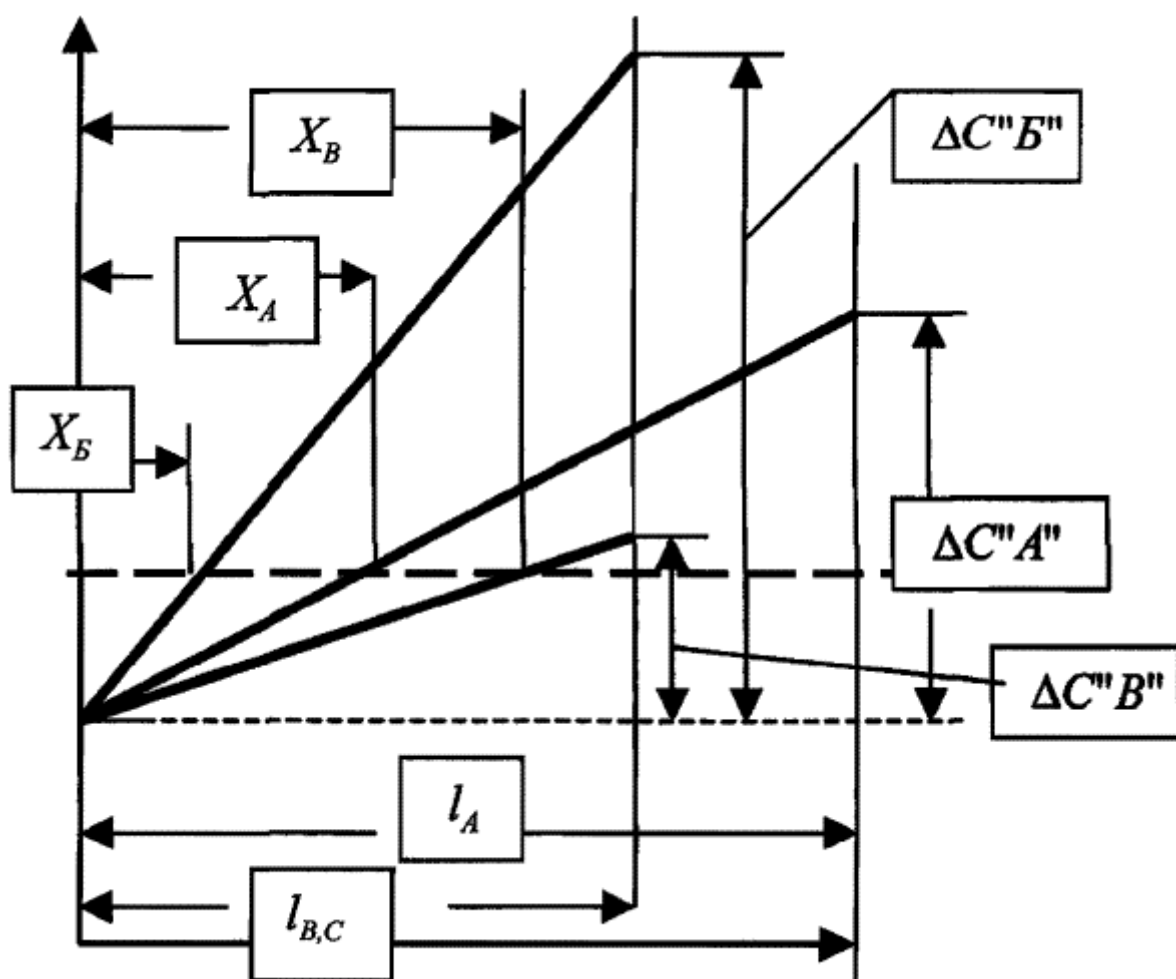


Рис. 2.12. Диаграмма величины перепада концентрации вредности при разных способах организации вентиляционного процесса

Из сказанного следует, что вариант подачи воздуха в рабочую зону и удаления из верхней зоны требует наименьшего расхода воздуха, при подаче и удалении воздуха из верхней зоны требуемый расход воздуха возрастает, и наибольший расход воздуха соответствует удалению воздуха из рабочей зоны при подаче в верхнюю зону. Изложенные представления о вентиляционном процессе при ассимиляции газовых вредностей справедливы также и для процесса ассимиляции системой вентиляции избыточной теплоты и влаги. Для этих случаев диаграмма на рис. 2.12 будет построена точно также для температуры и влажности воздуха.

Однако в системе кондиционирования температура приточного воздуха может быть произвольной, что может внести некоторые коррективы в представления о вентиляционном процессе.

2.2. Балансы вредностей в помещении, определение воздухообмена по теплоизбыткам и влаге, по газовым выделениям и по кратности.

Санитарная норма воздуха

Исходными для определения воздухообмена являются величины тепловой, влажностной и газовой нагрузки на систему вентиляции, а определяющим – распределение температуры и концентрации вредностей в объеме помещения. В значительной мере это относится к температуре и концентрации вредностей в уходящем воздухе.

В помещении может иметь место сочетание разных схем вентиляционного процесса. Рассмотрим одну из типовых схем организации воздухообмена, представленную на рис. 2.21. Схема включает общеобменный приток в вытяжку в верхней зоне и местный отсос из рабочей зоны.

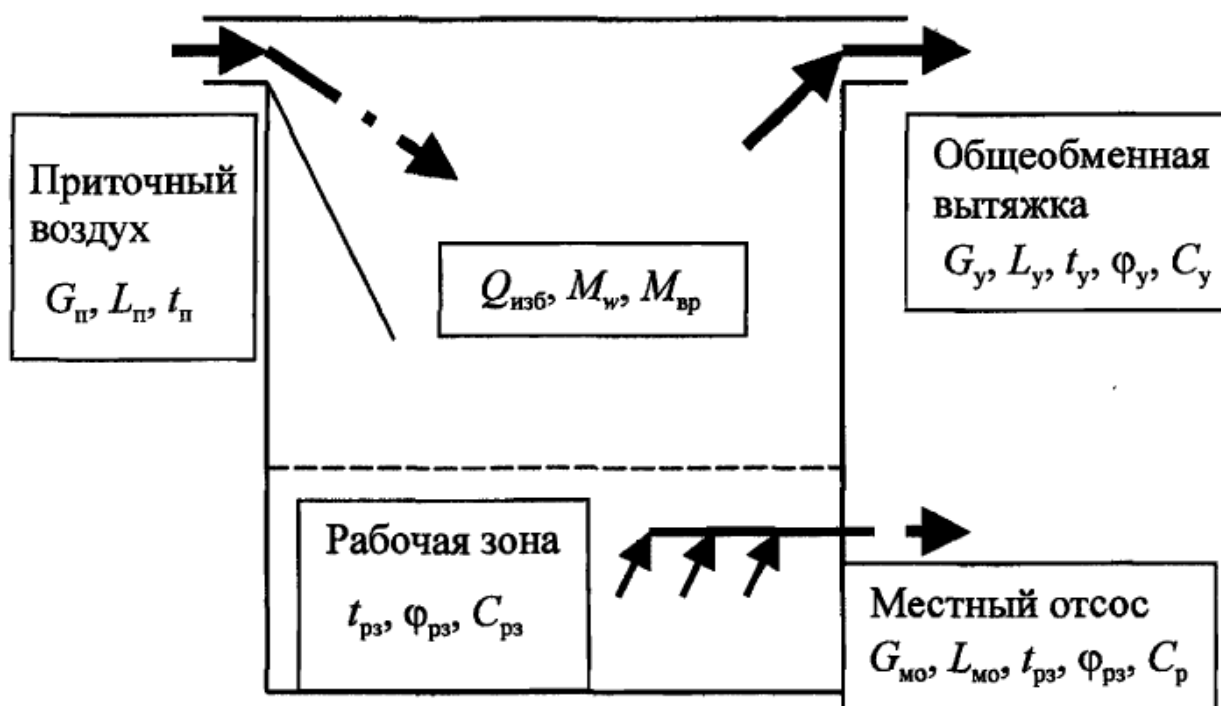


Рис. 2.21. К составлению балансовых уравнений воздухообмена в помещении

Воздухообмен, т.е. производительность по воздуху общеобменных систем вентиляции и (или) кондиционирования, определяется из уравнений баланса по теплоте, влаге и газовым вредностям.

Баланс по явной теплоте имеет вид

$$G_n c_{\theta} t_n + 3,6 \cdot Q_{я}^{изб} = G_{мо} c_{\theta} t_{pz} + G_y c_{\theta} t_y \quad (2.21)$$

Уравнение баланса по явной теплоте дополним уравнением баланса по воздуху

$$G_n = G_y + G_{мо}. \quad (2.22)$$

В балансовых уравнениях две неизвестных: G_n, G_y . Расход воздуха в местном отсосе $G_{мо}$ в кг/ч определяется заранее:

$$G_{мо} = 3600 \rho A_{мо} V_{мо}, \text{ кг/ч} \quad (2.23)$$

где $A_{мо}$ – площадь рабочего проема местного отсоса, м^2 ;

$V_{мо}$ – скорость воздуха в проеме, м/с ; зависит от вида местного отсоса и удаляемой вредности в местном отсосе.

Совместное решение уравнений (2.21) и (2.22) позволяет определить искомую величину G_y , кг/ч

$$G_y = \frac{3,6Q_{я}^{изб} - G_{мо}c_{\theta}(t_{pz} - t_n)}{c_{\theta}(t_y - t_n)}.$$

Величина $G_{пр}$ определяется из уравнения (2.23). Аналогично находят величины расхода воздуха из уравнений баланса влаги и полной теплоты. Разница состоит лишь в том, что в уравнение баланса влаги входят соответствующие значения влагосодержания воздуха d в г/кг, а в уравнение баланса по полной теплоте – соответствующие значения теплосодержания воздуха I в кДж/кг

$$G_n d_n + M_w \cdot 10^3 = G_{мо} d_{мо} + G_y d_y \quad (2.24)$$

;

$$G_n I_n + 3,6Q_n^{изб} = G_{мо} I_{мо} + G_y I_y. \quad (2.25)$$

Балансовые уравнения (2.24) и (2.25) написаны в традиционных символах. Корректнее следовало бы подставить в уравнения вместо избытков явной и полной теплоты $Q_{я}^{изб}$, $Q_n^{изб}$, Вт, и влагопоступлений в помещение M_w , кг/ч, максимальные величины тепловой нагрузки на систему по явной и полной теплоте и влаге W_c^M .

Вообще нет надобности в составлении балансов одновременно по явной, полной теплоте и влаге. Можно показать, что результат при расчете воздухообмена должен быть одинаков для всех трех случаев. Расхождения в практических расчетах объясняются лишь их неточностью.

В частном случае, при $G_{мо} = 0$, т.е. при наличии только общеобменного притока и общеобменной вытяжки, что характерно для основной части помещений в жилых и общественных зданиях, из (2.21) и (2.22) получаем

$$G_n = G_y = \frac{3,6Q_{я}^{изб}}{c_{\theta}(t_y - t_n)} = \frac{3,6Q_n^{изб}}{I_y - I_n} = \frac{M_w \cdot 10^3}{d_y - d_n}.$$

Отсюда имеем, что $\frac{3,6Q_n^{изб}}{M_w} = \frac{\Delta I}{\Delta d} \cdot 10^3 = \varepsilon$, где ε - коэффициент луча процесса. В данном случае речь идет конкретно о вентиляционном процессе, т.е. процессе изменения состояния воздуха в помещении.

В последнее выражение входят заранее известные величины, что и позволяет изобразить соответствующий процесс на I-d - диаграмме (подробнее см. п. 3.2, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий).

Воздухообмен из условия ассимиляции газовой вредности определяется для каждой i -й вредности по формуле:

$$L_i = \frac{M_{вр.i}}{C_y - C_n}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2.26)$$

Пример расчета воздухообмена по избыткам явной и полной теплоты, влаги и по газовым выделениям приведен в приложении (п. 5.4, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий). Концентрация вредности в уходящем воздухе равной предельно допустимой концентрации вредного вещества в воздухе рабочей зоны. В свою очередь, концентрация вредности в приточном воздухе не должна превышать 0,3 от ПДК рабочей зоны.

При одновременном выделении в рабочую зону помещения нескольких вредностей, не обладающих однонаправленностью токсикологического воздействия на человека, в качестве расчетной величины принимается наибольшая из полученных по формуле (2.26).

Вещества однонаправленного действия близки по своему химическому составу, например различные кислоты, различные спирты, различные щелочи, различные ароматические углеводороды (толуол и ксилол, бензол и толуол) и т.д. При одновременном поступлении в рабочую зону помещения нескольких подобных веществ расчетный воздухообмен определяется суммированием величин, полученных по формуле (2.22) для каждого вещества.

В помещениях вспомогательного назначения воздухообмен принято рассчитывать по кратности. Кратность воздухообмена n показывает, сколько раз в течение часа вентиляционный воздух заменяет воздух в объеме помещения

$$n = \frac{L}{V},$$

L – расход приточного воздуха, м³/ч,

V – объем помещения, м³.

Кратность принимается со знаком «плюс», что означает приток воздуха, и со знаком «минус» – для вытяжки. Одним из важных показателей воздухообмена в помещении служит санитарная норма, т.е. минимально допустимое количество наружного воздуха, которое необходимо подавать в помещение. Санитарная норма L_0 устанавливается для одного человека и равна при постоянном пребывании в помещении 60 м³/ч и при временном (менее 2 ч) пребывании – 20 м³/ч, а при повышенных физических нагрузках – 80 м³/ч. Результаты расчета воздухообмена по кратности и санитарной норме обычно записывают в таблицу (табл. 2.1).

Санитарная норма служит не только основным санитарно-гигиеническим показателем, но и представляется важным экономическим параметром, который определяет минимально неизбежные расходы на обеспечение микроклимата помещения. В идеале надо стремиться к доведению требуемого воздухообмена, который устанавливается из условия ассимиляции тепло-влагоизбытков, до минимально необходимого, т.е. до санитарной нормы. Это достигается использованием в здании возможно полного комплекса мер по снижению тепловой нагрузки и согласованной работой систем отопления-охлаждения и вентиляции.

Таблица 2.1

Расчетный воздухообмен общеобменной вентиляции
по кратности в помещениях здания

№ помещения	Наименование помещения	Размеры помещения, м, или его площадь, м ²	Объём помещения, V, м ³	Количество людей в помещении, N _{чел}	Нормативная кратность воздухообмена n, ч ⁻¹ , или нормативный воздухообмен на 1 человека L ₀ , м ³ /(ч·чел)		Расчётный воздухообмен, м ³ /ч	
					Приток	Вытяжка	Приток	Вытяжка
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Итого:

Дисбаланс:

Примечание. Количество людей в колонке 5 указывается в том случае, если для данного помещения в литературе указывается нормативный воздухообмен на 1 человека, а не кратность.

При определении расчетного воздухообмена систем кондиционирования воздуха исходной величиной является температура приточного воздуха. С точки зрения минимизации расхода приточного воздуха желательно принимать минимально возможную температуру. Ограничение минимального значения температуры воздуха связано с воздухораспределением. Температура воздуха в струе на входе в рабочую зону не должна существенно отличаться от температуры рабочей зоны (рис. 2.22). Задача выбора воздухообмена усложняется еще и тем, что скорость воздуха в струе не может сильно превышать

подвижность в рабочей зоне. Приведенные на рис. 2.22 значения корректирующих величин k и Δt нормируются.

Таким образом, задача определения расхода воздуха становится неопределенной и должна решаться последовательным приближением и на основе расчета воздухораспределителей. Практическое решение задачи состоит в использовании рекомендуемого значения температуры приточного воздуха (подробнее см. в п. 3.7-3.8, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий).

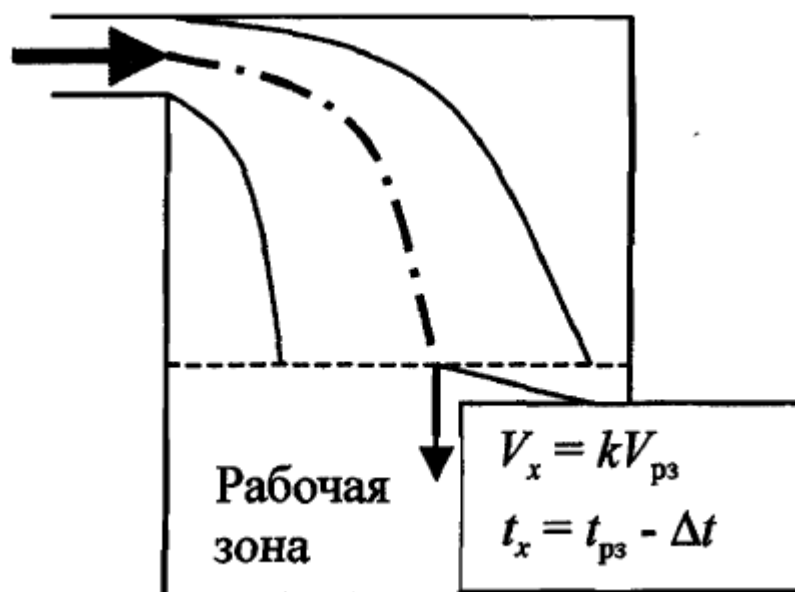


Рис. 2.22. К определению условий входа струи в рабочую зону

Воздухообмен обычно принято определять из рассмотрения расчетного теплого, холодного, а иногда и переходного периодов. Чаще всего за расчетный принимают расход воздуха для теплого периода года. Это представляется обоснованным, так как именно теплый период года наиболее напряженный с точки зрения обеспечения требуемых параметров приточного воздуха, что связано с охлаждением и осушкой наружного воздуха. Если расход воздуха остается неизменным в течение года, то для холодного периода года следует определить требуемую температуру приточного воздуха. Для этого надо составить баланс по явной теплоте в помещении для холодного периода года,

например, подстановкой в уравнение (2.21) соответствующих значений температур и нагрузки на систему по явной теплоте.

Рассмотренный случай относится к так называемому качественному регулированию системы, когда расход воздуха остается неизменным, а меняется температура приточного воздуха. Подобное регулирование осуществляется в течение всего годового цикла эксплуатации системы. С учетом энергосбережения более целесообразным представляется количественное регулирование, основанное на уменьшении воздухообмена. Возможность уменьшения расхода приточного воздуха возникает в годовом цикле по мере снижения холодильной нагрузки на систему при переходе от расчетного теплого периода к расчетному холодному.

Что касается температуры приточного воздуха, желательно, чтобы ее значение приближалось к температуре воздуха рабочей зоны, что соответствует равенству нулю тепловой нагрузки на систему. В этом случае система вентиляции или кондиционирования воздуха не выступает в роли системы отопления-охлаждения, а выполняет свое основное назначение. При этом воздухообмен может сократиться до минимально допустимого и не возникает никаких проблем с воздушораспределением. Поддержание нулевого значения тепловой нагрузки на систему возлагается на регулирование параллельной системы отопления. Однако это касается только холодного периода года, когда система отопления работает, и случая, когда отопительные приборы оборудованы автоматическими терморегуляторами. В других случаях температура притока определяется по условиям, рассмотренным в п. 3.2-3.3, Ю.Я. Кувшинов, О.Д. Самарин Основы обеспечения микроклимата зданий.

2.3 Воздушные завесы шиберного и смешивающегося типа

2.3.1. Определение воздушной завесы, основные элементы

2) постоянного действия (монтируются у постоянно открытых проемов), часто

используются в качестве приточной или вытяжной установки, воздушно-отопительного агрегата.

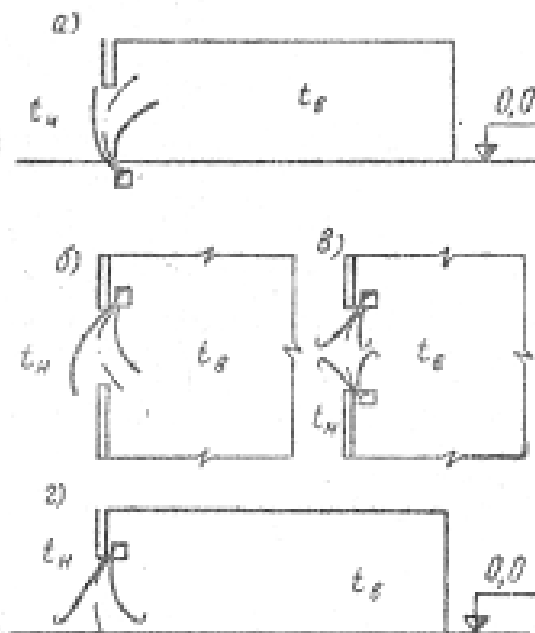


Рис. 2.3.2. Схемы воздушных завес с различным направлением воздушной струи
а – направление струи снизу – вверх; б – боковая односторонняя завеса (план); в – боковая двусторонняя завеса (план); г – направление плоской струи сверху вниз.

По направлению струи:

1) «снизу вверх» (подача воздуха через горизонтальную щель, расположенную внизу проема) (рис. 2.3.2, а);

2) с горизонтальным направлением струи (одно- и двусторонние); воздух подаётся через щель приточных воздуховодов, расположенных с одной (рис. 2.3.2, б) или с двух (рис. 2.3.2, в) сторон проема;

3) с направлением струи сверху вниз (приточный воздуховод, расположен горизонтально у верхней кромки проема) (рис. 2.3.2, г);

По месту воздухозабора и температуре подаваемого воздуха t_p воздушные завесы можно разделить на четыре вида:

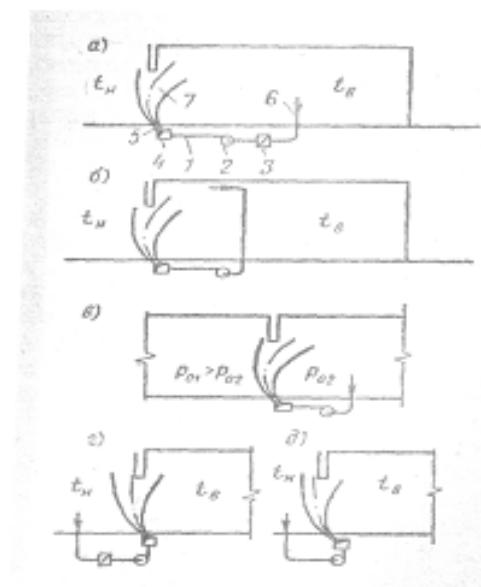


Рис. 2.3.3. Схемы воздушных завес с различными способами организации воздухозабора и различной температурой подаваемого воздуха.

1 – воздуховод; 2 – вентагрегат; 3 – воздухонагреватель; 4 – воздуховод равномерной раздачи; 5 – целевой насадок с лопатками; 6 – воздухозабор; 7 – струя завесы; p_{01} – избыточное давление в первом помещении; p_{02} – избыточное давление во втором помещении.

1) с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха – $t_3 > t_b$ (рис 2.3.3. а);

2) с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха – $t_3 = t_b$ (2.3.3. б,в);

3) с наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха – $t_3 > t_n$ (2.3.3. г) ;

4) с наружным воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха – $t_3 = t_n$ (2.3.3. д) ;

Большинство действующих завес имеют периодический характер работы, а количества подаваемого воздуха измеряются тысячами кубических метров воздуха в час. Они должны быть спроектированы таким образом, чтобы их работа не влияла на вентиляционный режим помещения, проём которой они обслуживают.

Работающая завеса всегда забирает часть воздуха из помещения:

- если для подачи в завесу из помещения удаляется расход L_0 , то общей количество удаляемого из помещения воздуха равно L_0 плюс эжектируемый струей воздух;
- если воздухозабор завесы – наружный, из помещения забирается воздушной завесой только эжектированный струей воздух.

Принцип исключения влияния работы воздушной завесы на вентиляционный режим от помещения: в помещение необходимо возвращать такое же количество воздуха, которая забирается завесой из помещения.

2.3.2. Конструктивные схемы воздушных завес шибберного типа, достоинства и недостатки

Для ворот в наружных стенах целесообразно устройство завес с подачей воздуха снизу вверх, так как наибольшая скорость воздуха в струе имеет место на отметке пола, где разность давлений по обе стороны проёма максимальна. Недостатки этого типа завес существенны: транспорт или изделие при пересечении проема частично перекрывают струю, а холодный воздух прорывается через незащищённую часть проёма выше изделия или транспортного средства. Для этих завес велика опасность засорения приточной щели сыпучими материалами от проходящего транспорта и заливания подающего воздух канала осадками. Струи двухсторонних завес с боковой подачей как бы обволакивают пересекающее проём транспорт или изделие, предотвращая прорыв. Завесы этого вида получили наиболее широкое распространение. Воздушные завесы с подачей воздуха сверху вниз устраивают у проёмов во внутренних ограждениях или кожухах технологического оборудования. Недостатком воздушных завес традиционной конструкции является определённая степень индивидуальности, что мешало наладить их серийное производство.

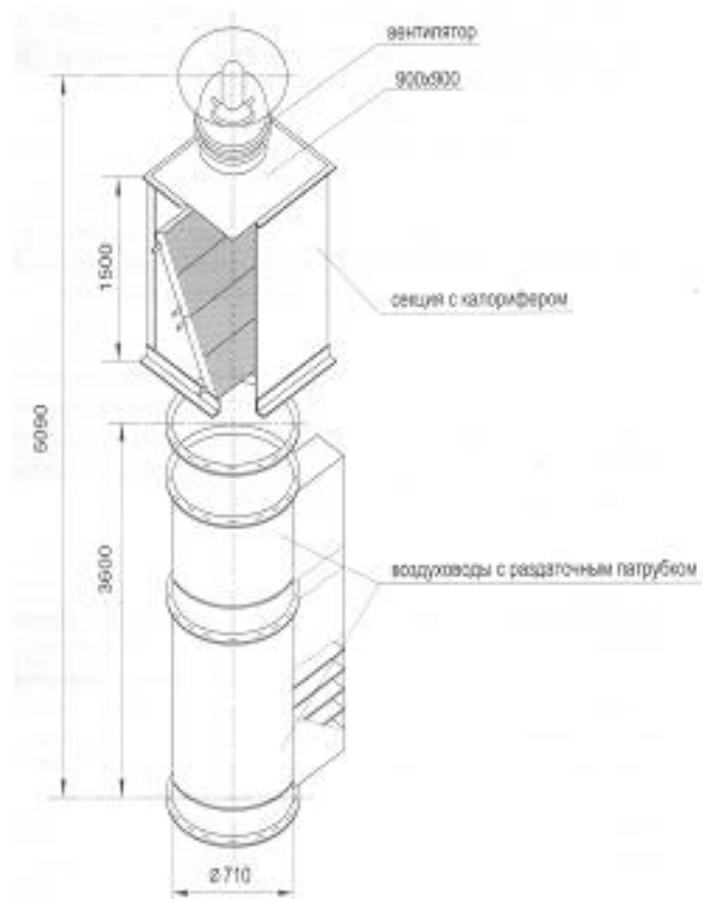


Рис. 2.3.1. Конструкция несущего стояка воздушной завесы заводского изготовления

В настоящее время серийно изготавливаются и широко применяются завесы с двухсторонней подачей воздуха, монтируемые из двух несущих стояков (рис.2.3.5.).

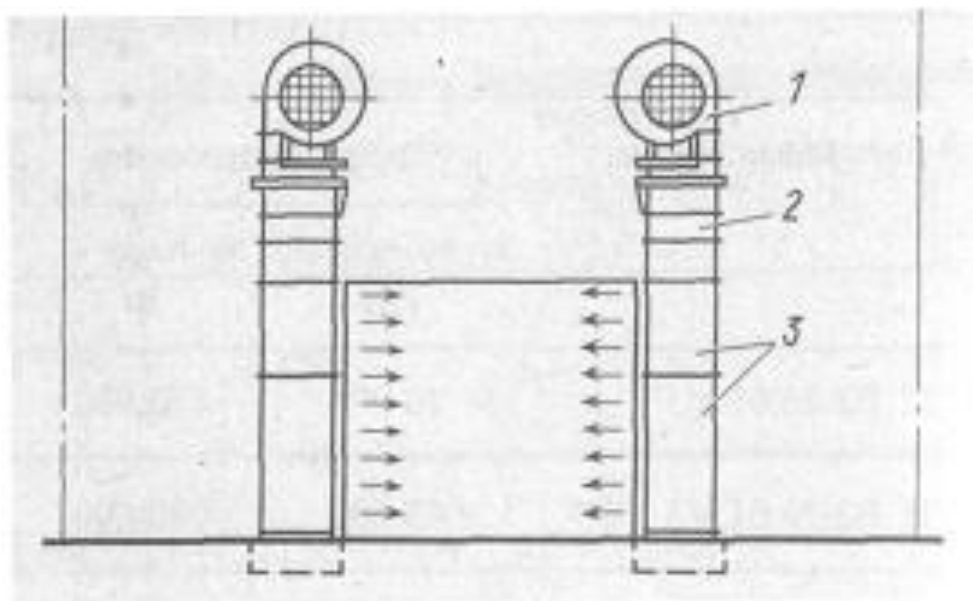


Рис. 2.3.5. Воздушная завеса с двухсторонней подачей воздуха, монтируемая из 2-х несущих стояков

1 – вентиляционный агрегат; 2 – воздушонагреватель; 3 – воздуховод равномерной раздачи

Воздушные завесы с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха устраивают в помещениях с постоянными рабочими местами вблизи ворот или с повышенными требованиями к воздушной среде помещения.

2.3.5. Нормативные требования к устройству воздушных завес согласно СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция, кондиционирование

Случаи, в которых необходимо устройство воздушных завес. Нормы предусматривают устройство воздушных и воздушно-тепловых завес:

а) в районах с расчётной температурой равной и ниже ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) по параметрам «Б», у постоянно открытых проемов, у ворот и проемов в наружных стенах, не имеющих тамбуров, которые открываются более пяти раз в смену или бывают открытыми в смену не менее чем на 40 мин;

б) у наружных дверей вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий:

- при проходе через двери 400 и более человек в час при расчётной температуре по параметрам Б ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$)....($-25\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- то же 250 человек и более при расчётной температуре по параметрам Б ($-26\text{ }^{\circ}\text{C}$)....($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- то же 100 человек и более при расчётной температуре по параметрам Б ниже ($-40\text{ }^{\circ}\text{C}$);

в) у наружных дверей, ворот и проемов помещений с мокрым режимом.

Параметры наружного воздуха для расчёта воздушной струи. Воздушные и воздушно-тепловые завесы у наружных проемов, ворот и дверей рассчитываются на параметры Б холодного периода года с учетом ветрового давления. Скорость ветра при этом не может быть принята более 5 м/с. Тепловая

мощность воздухоподогревателей подбирается на параметры «Б», но должна быть проверена на параметры «А» в холодный период года, если скорость ветра при параметрах «Б» меньше, чем при параметрах «А». Предельные температуры воздуха, подаваемого воздушной струей.

- температура воздуха завесы, обслуживающей входные двери, не должна превышать 50 °С;

- температура воздуха завес, обслуживающих ворота в наружных ограждениях производственных зданий, не должна превышать 70 °С на расстоянии 10 см от плоскости приточного отверстия.

Предельные скорости выпуска воздуха воздушными завесами, м/с:

8 – у наружных дверей;

25 – у ворот производственных зданий и технологических проемов.

Минимальные температуры воздуха, °С, части струи воздушной завесы, возвращающейся в помещение:

по СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция, кондиционирование» не должна быть менее, °С:

12 – для производственных помещений при легкой работе и работе средней тяжести;

12 – для вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий;

5 – для производственных помещений при тяжелой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 6 м и менее от дверей, ворот и проемов.

по СНиП 2.04.05 – 91 (2000) «Отопление, вентиляция, кондиционирование» не должна быть менее, °С:

14 – при лёгкой работе;

12 – при работе средней тяжести;

8 – при тяжёлой работе

5 – при тяжёлой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 3 м и менее от наружных стен и 6 м и менее от дверей, ворот и проёмов в них.

2.3.3. Расчёт воздушных завес шиберующего типа

Наружный воздух поступает в помещение через проём в наружном ограждении под действием разности давлений внутри и снаружи здания. Воздушная завеса является дополнительным сопротивлением проходу воздуха через проём, которое можно оценить коэффициентом местного сопротивления ζ или коэффициентом расхода

$$\mu = \sqrt{\frac{1}{\zeta}}.$$

Если известны: коэффициент расхода разность давлений воздуха по обе стороны проёма, возможно рассчитать прочие конструктивные параметры завесы: ширину воздуховыпускной щели, угол выпуска воздуха относительно плоскости ворот и расход воздуха на завесу.

При работе воздушной завесы воздух всегда поступает в помещение. Минимальное количество поступающего в помещении воздуха равно расходу воздуха, отобранного из помещения воздушной завесой. В случае забора воздуха из помещения в помещение возвращается $G_з$ и $G_{пом}$. Если воздух для завесы забирается снаружи, в помещение возвращается $G_{пом}$. Если количество воздуха, подаваемое завесой $G_з$, невелико, или завеса спроектирована неправильно, количество прорывающегося в помещение воздуха будет существенно большим.

Струя завесы, как и все струи, эжектирует в себя окружающий воздух: наружный и воздух помещения. В произвольном поперечном сечении завесы расход воздуха состоит из 3-х компонентов:

$$G_{пр} = G_з + G_{пом} + G_n$$

$G_з$ – расход воздуха, подаваемого через приточную щель завесы; $G_{пом}$ – количество воздуха помещения, сэжектированного завесой; G_n – количество сэжектированного наружного воздуха.

Эти особенности работы воздушной завесы не учитываются существующими инженерными методиками расчёта воздушных завес. В

инженерной методике эффективность работы воздушной завесы оценивается отношением расхода воздуха, подаваемого в завесу, к расходу воздуха, поступающего в помещение

$$q = \frac{G_{\text{завесы}}}{G_{\text{проход}}}. \quad (2.3.1)$$

$G_{\text{завесы}}$ – расход воздуха, подаваемого в воздушную завесу, кг/ч; $G_{\text{проход}}$ – количество воздуха, проникающего через проём, кг/ч.

Для аэродинамического расчёта величину q следует выбирать с учётом особенностей устройства воздухозабора. В случае внутреннего воздухозабора количество поступающего в помещение воздуха больше, а величина q меньшей. Обычно q принимается в пределах от 0,5 до 1.

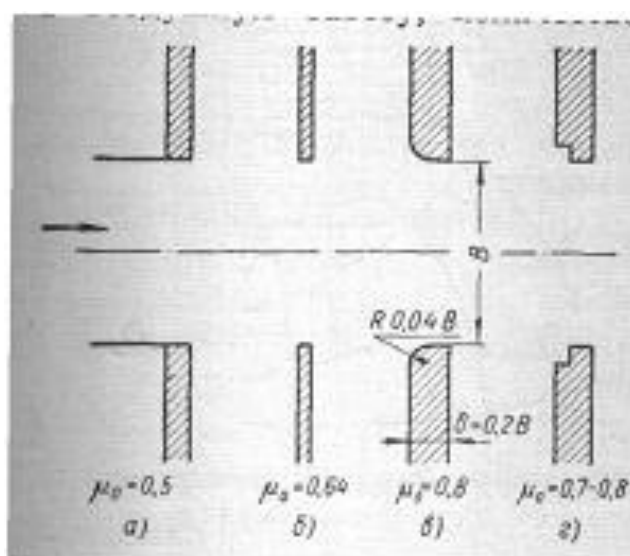


Рис. 2.3.1. Варианты оформления кромок ворот и коэффициенты расхода проёмов, не защищённых воздушной завесой

а – проём с распахнутыми створками ворот, наиболее распространённый; б – проём в тонкой стенке; в – проём с закруглёнными входными кромками; г – проём с конструктивными отступами

Количество проникающего в помещение воздуха через проём, защищённый воздушной завесой, зависит от величин коэффициента расхода проёма при отсутствии неработающей воздушной завесы μ_0 и коэффициента расхода в условиях, когда завеса работает, $\mu_{\text{пр}}$. Коэффициент расхода проёма при

неработающей завесе зависит от оформления кромок отверстия проёма (рис. 2.3.1.).

Варианты формирования струй неправильно сконструированных и рассчитанных завес представлены на рис 2.3.1.а. На рисунках 2.3.1.а и б струи воздушной завесы поступают в помещение полностью, что не правильно, и является следствием неверного выбора угла наклона вектора оси завесы к плоскости проёма ворот и скорости выпуска воздуха из щели. Рис. 2.3.1.в представляет струйные течения правильно спроектированной завесы с двухсторонней подачей. В помещение поступает только часть воздуха струй завесы. Работа неправильно спроектированной воздушной завесы представлена на рис. 2.3.1.г. Величина угла α завышена, что привело к налипанию струи на поверхность земли. Существуют критические углы α , превышение которых приводит к налипанию струи на грунт. Рис. 2.3.1.д демонстрирует работу завесы, у которой завышены угол α и скорость выпуска воздуха. На рис. 2.3.1.е – работа завесы, щель которой излишне глубоко расположена вглубь помещения.

Как показали эксперименты, удовлетворительная работа завесы обеспечивается выпуском воздуха в плоскости ворот, а величина q меньше предельной, указанной в таблице 2.3.1.

Таблица 2.3.1

$F_{щ}/F_v$	Угол α в град.			
	0	30	45	60
1/20	0,3	0,86	1,5	2,8
1/30	0,25	0,7	1,2	2,3
1/40	-	0,6	1,0	2,0

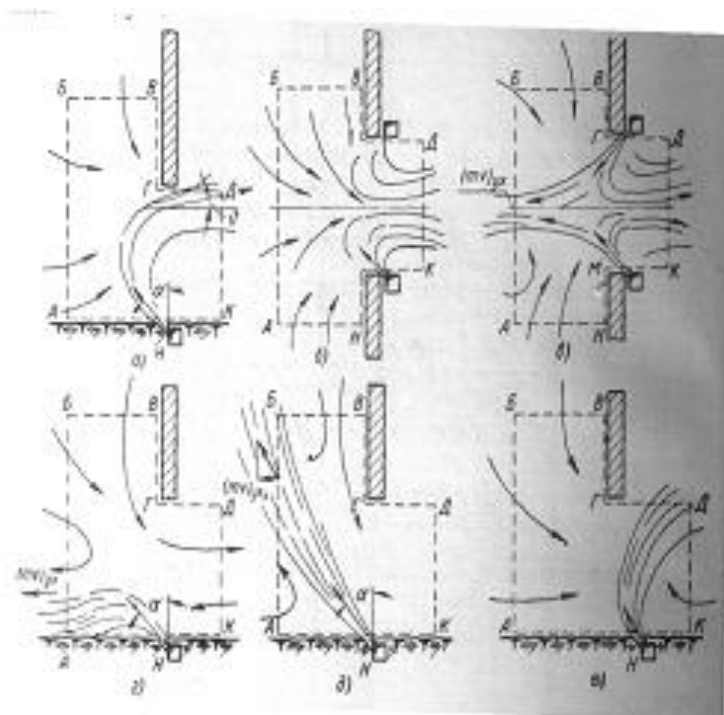


Рис. 2.3.2. Различные случаи истечения воздуха из воздушной завесы

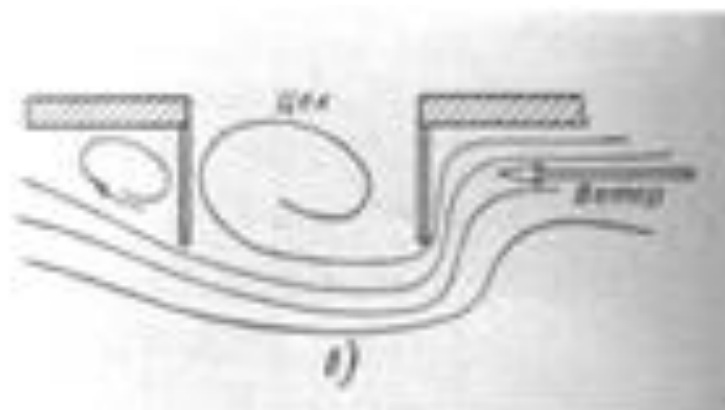


Рис. 2.3.3. Защита завесы от действия ветра, параллельного с фасадом направления

Воздушные завесы работают в холодный период года при низких температурах наружного воздуха. Струя воздушной завесы разграничивает холодный наружный воздух и теплый воздух помещения. Ось струи делит струю на 2 половины: граничащую с воздухом помещения и наружным воздухом.

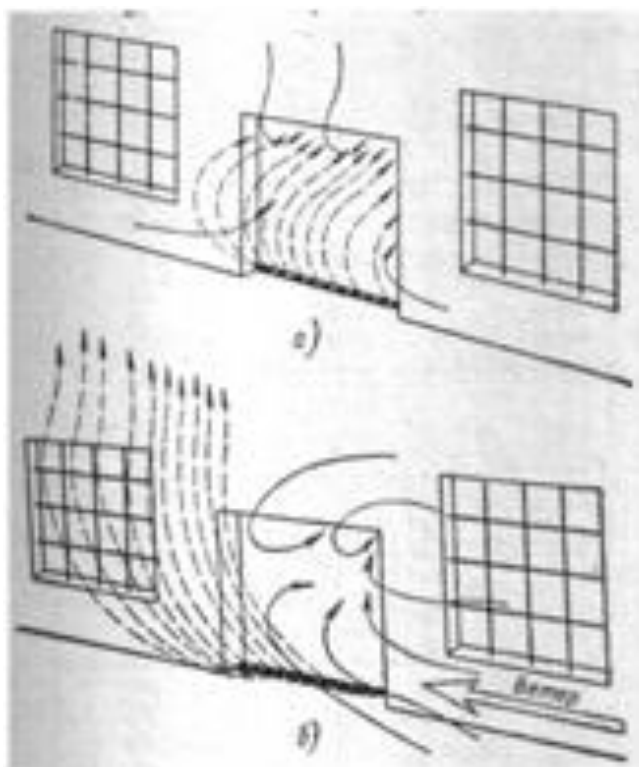


Рис. 2.3.4. Влияние ветра, параллельного наружной стене направления, на течение струй воздушной завесы

а. течение струй воздуха воздушной завесы при отсутствии ветра; 2 – течение струй воздушной завесы при ветре вдоль фасада здания

Это приводит к тому, что граничащая с воздухом помещения часть струи имеет более высокую среднюю температуру, нежели у граничащей с наружным воздухом. В излагаемой здесь инженерной методике это обстоятельство не учитывается, хотя в помещение поступает более нагретая часть воздушной струи.

Зависимость между q , μ_0 и $\mu_{пр}$ получена из рассмотрения уравнения количества движения и уравнения Бернулли применительно к работе воздушной завесы.

Характер формирования струй воздушной завесы зависит от конструкции завесы, скорости выпуска воздуха и угла наклона оси струи относительно плоскости защищаемого завесой проёма. В стандартных завесах угол α обычно составляет 30° .

Между количеством поступающего в помещение воздуха q и аэродинамическими характеристиками проёма в отсутствии работы завесы μ_0 , при работе завесы μ существует зависимость.

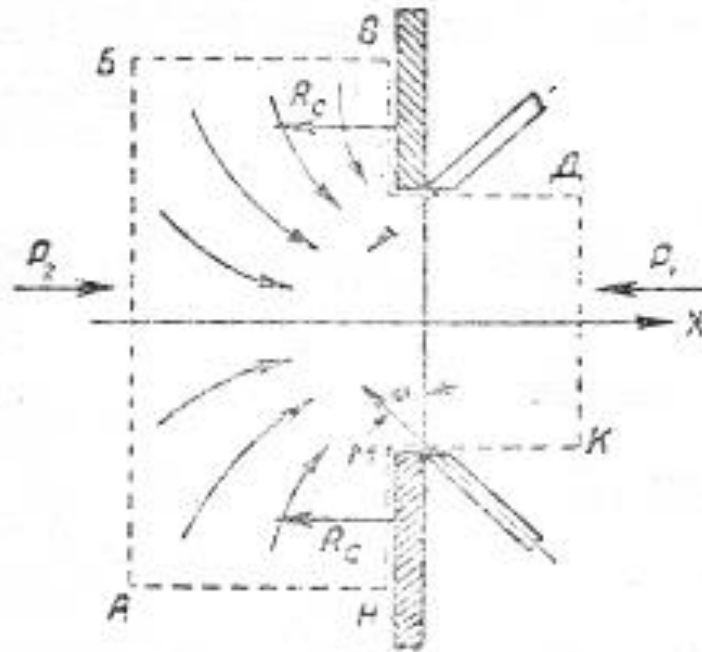


Рис. 2.3.5. К применению уравнения количества движения для расчёта воздушной завесы

Для получения указанной выше зависимости q , μ_0 и μ проводится контрольная поверхность АБВГДКМН (рис. 2.3.5.): снаружи здания на таком расстоянии от ворот, где скорости движения воздуха близки нулю (без учёта действия ветра), а внутри здания – через сжатое сечение струи воздуха, проходящего через ворота. Количество движения по плоскости НАБВ равно нулю, а на плоскости ДК:

$$F_{\text{в}} \mu \psi \cdot v_{\text{сж}} \rho_{\text{см}} \cos \vartheta$$

на плоскости МК (при двухсторонней завесе и на плоскости ГД):

$$- F_{\text{ц}} v_{\text{з}} \rho_{\text{з}} \sin \alpha$$

Знак «минус» означает, что проекция скорости направлена навстречу оси x .

Действующие силы: сила давления на плоскость АБ, площадью F равна FP_2 , сила реакции стен ВГ и МН – $(F - F_a)$ и сила давления на плоскость ДК – $(-F_{\text{в}}P_1)$. Реакция горизонтальной поверхности земли и объёмные силы не учитываются,

так как проекции этих сил на ось x равны нулю. Приравнявая приращения количеств движения действующим силам и пренебрегая силами трения, получим:

$$F_{\text{в}} \mu \psi v_{\text{сж}}^2 \rho_{\text{см}} \cos \vartheta + F_{\text{щ}} v_3 \sin \alpha = P_2 F - R(F - F_{\text{в}}) - P_1 F_{\text{в}} \quad (2.3.2)$$

В этом уравнении:

$F_{\text{в}}$ – площадь ворот;

$F_{\text{щ}}$ – суммарная площадь щелей для выхода плоской струи завесы;

F – площадь плоскости АБ;

μ – коэффициент расхода воздуха через ворота, защищённые завесой;

ψ – поправочный коэффициент на количество движения при неравномерном поле скоростей:

$v_{\text{сж}}$ – средняя скорость в сжатом сечении над воротами;

v_3 – начальная скорость выхода из щели воздухораспределителя воздушной завесы;

ρ_3 – плотность воздуха, выходящего из щели завесы;

$\rho_{\text{см}}$ – плотность смеси наружного и воздуха завесы;

R – среднее реактивное давление стены в пределах плоскостей ВГ и МН.;

α – угол между начальным направлением струи и плоскостью ворот;

ϑ – угол между направлением вектора оси струи $v_{\text{сж}}$ и осью x .

Далее учитывается, что соотношение $\psi \cos \vartheta \approx 1$

Уравнение Бернулли для сечений АБ и ДК

$$P_2 = P_1 + \frac{v_{\text{сж}}^2}{2} \rho_{\text{см}} (\varphi + \zeta_{\text{см}}). \quad (2.3.3)$$

где φ – коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей;

$\zeta_{\text{см}}$ – коэффициент, учитывающий потерю энергии при смешивании потоков наружного воздуха и воздуха завесы.

Решая совместно уравнения (18.2) и (18.3) и поделив обе части равенства на $F_{\text{в}} v_{\text{сж}}^2 \rho_{\text{см}}$, получим:

$$\mu + \frac{F_6 v_3 \rho_3}{F_2 v_{сж}^2 \rho_{см}} \sin \alpha = \frac{\varphi + \zeta_{см}}{2} + \frac{P_2 - R}{F_2 v_{сж}^2} (F - F_6) \quad (2.3.4)$$

R – реактивное давление стены в районе проёма по абсолютному значению меньше давления в окружающей атмосфере, что объясняется значительными по величине скоростями движения воздуха вдоль стены около защищаемых завесой ворот.

Величины φ , $z_{см}$, R , входящие в правую часть уравнения (2.3.4), не могут быть найдены теоретически определяются экспериментально.

Проведя преобразования уравнения (2.3.4), введя некоторые константы, определённые экспериментально, получим

$$q^2 \mu^2 \frac{F_6}{F_{щ}} \frac{\rho_{см}}{\rho_3} \sin \alpha + \mu - \mu_0 = 0 \quad (2.3.5)$$

Решая уравнение (2.3.5) относительно μ и беря положительное значение корня, получим

$$\mu = \frac{\sqrt{1 + 4\mu_0 q^2 D} - 1}{2q^2 D}, \quad (2.3.6)$$

где $D = \frac{F_6}{F_{щ}} \frac{\rho_{см}}{\rho_3} \sin \alpha$.

Уравнение (2.3.6) может применяться для вычислений.

Решая уравнение (2.3.5) относительно q , будем иметь

$$q = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu - \mu_0}{\frac{F_6}{F_{щ}} \frac{\rho_{см}}{\rho_3} \sin \alpha}} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\mu - \mu_0}{D}}, \quad (2.3.7)$$

F_6 – площадь защищаемого завесой проёма, м²; $F_{щ}$ – площадь приточной щели, м²; $\rho_{см}$ – плотность воздуха в завесе после смешивания с наружным и воздухом помещения; ρ_3 – плотность воздуха, подаваемого в завесу; α – угол между осью струи и плоскостью защищаемого проёма.

Данная формула получена для рационально устроенных воздушных завес. В справочной литературе приводится таблица коэффициенты расхода проёмов μ завес шиберного типа для боковой и завесы с нижней подачей воздуха. Данные приведены для ворот с раздвижными и распашными створками и относительной площади

$$\overline{F} = \frac{F_{\text{ворот}}}{F_{\text{цели}}},$$

равной 10, 20, 30, 40.

Общий расход, подаваемый завесой шиберного типа, определяется по формуле:

$$G_s = 5100 \cdot q \mu F_s \sqrt{\Delta p \cdot \rho}. \quad (2.3.8)$$

Формула справедлива для помещений, в которых приток полностью компенсируется вытяжкой.

Если имеет место дисбаланс $\Delta G_{\text{мех}}$ между притоком и вытяжкой, общий расход, подаваемый воздушной завесой, предлагается определять как:

- при заборе воздуха для воздушной завесы из обслуживаемого помещения

$$G_z = \Delta G_{\text{мех}} \frac{q}{1-q} \frac{\mu F_s}{\Sigma(\mu_n F_n) + \Sigma(\mu_s F_s)}$$

- при заборе воздуха для завесы снаружи

$$G_z = \Delta G_{\text{мех}} q \frac{\mu F_s}{\Sigma(\mu_n F_n) + \Sigma(\mu_s F_s)}$$

$\Sigma(\mu_n F_n)$ – сумма произведений коэффициентов расхода открытых приточных проёмов и их площадей, м^2 ; $\Sigma(\mu_s F_s)$ – сумма произведений коэффициентов расхода одновременно открытых проёмов, оборудованных воздушными завесами и их площадей, м^2 .

Примечание. Величина $\Delta G_{\text{мех}}$ не должна превышать однократного воздухообмена. Требуемая температура воздуха, подаваемого завесой, определяется как

$$t_3 = t_n + \frac{t_{смещ} - t_n}{q(1 - Q_{отн})} \quad (2.3.9)$$

где $Q_{отн}$ - отношение теплоты, теряемое с воздухом, уходящем через открытый проём наружу к тепловой мощности завесы; принимается по графику в зависимости от отношения площади проёма к площади щели. Требуемая тепловая мощность калориферов воздушно-тепловой завесы

$$Q_3 = 0,278 \cdot c_{возд} (t_3 - t_{нач}) \quad (2.3.10)$$

$t_{нач}$ – температура воздуха на отметке входа воздуха в калорифер или всасывающее отверстие вентилятора.

Наиболее сложно определить разность давлений между наружным воздухом и воздухом помещения. Нормы требуют, чтобы завеса проектировалась на совместное действие гравитационного давления и действие ветра. Это давление определяется расчётом воздушного режима здания и требует применения компьютера. Для однопролётного цеха производственного здания этот расчёт несложен и может быть выполнен с помощью вычислительной системы Excel как при безветрии. так при действии ветра.

В методиках для ручного счёта, представленных в справочной литературе, предлагаются формулы расчёта гравитационного давления для зданий без аэрационных проёмов и с аэрационными проёмами, как открытыми. так и закрытыми. Расчётная разность давлений, учитывающая действие ветра, для ориентировочных расчётов равна

$$\Delta p = \Delta p_{zp} + k_1 \cdot \Delta p_e \quad (2.3.11)$$

$\Delta p_{zp} = 9,81 h_{расч} (\rho_n - \rho_e)$ – гравитационная составляющая разности давлений;

$h_{расч}$ – условная высота помещения, по величине которой рассчитывается гравитационное давление; конкретное значение зависит от конструктивных особенностей здания, м.

$$\Delta p_e = K_{aэр} \frac{v_e^2}{2} \rho_n - \text{давление ветра;}$$

k_1 – поправочный коэффициент на ветровое давление, учитывающий степень герметичности здания.

2.3.4. Воздушные завесы смешивающегося типа или тёплые тамбуры

Более точное название этого устройства – тёплый тамбур. В тамбур, пристроенный у входной двери, подаётся нагретый воздух в количестве, обеспечивающем в нём расчётную температуру смеси врывающегося и подаваемого в тамбур воздуха. Процесс смешивания поступающего в здание воздуха и нагретого не создаёт дополнительного сопротивления на пути врывающегося воздуха, в тамбуре происходит эффективное смешивание его с нагретым воздухом завесы в пределах тамбура. Количество врывающегося в здание воздуха можно уменьшить, применяя конструкции входов с минимальным коэффициентом расхода (см. таблицу 2.3.4).

Таблица 2.3.4

Коэффициент расхода μ для тамбуров

Конструкция входа	μ
Одинарные двери	0,7
Двойные двери с тамбуром, прямой проход	0,65
Тройные двери с тамбуром, прямой проход	0,6
Двойные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,55
Тройные двери с тамбуром, зигзагообразный проход	0,4
Вращающиеся двери	0,1

Примечание. При числе последовательно расположенных дверей больше 3-х, их коэффициент расхода можно принимать, с незначительным запасом, как для тройных дверей.

Тёплые тамбуры устраивают не только в гражданских, но и производственных зданиях. Длина и ширина тамбура должна быть больше ширины ворот, ширина тамбура – не менее, чем на 1 метр. Воздушно-тепловые завесы смешивающегося типа или тёплые тамбуры следует предусматривать:

- у наружных дверей вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий в зависимости от расчётной температуры наружного воздуха в холодный период года (параметры «Б») и числа людей, проходящих через двери в течение часа:

при температуре от (-15) до (-20) °С	400 и более человек
при температуре от (-26) до (-40) °С	250 и более человек
при температуре (-40) °С и ниже	100 и более человек

- при обосновании у наружных дверей, если к вестибюлю примыкают помещения без тамбура, оборудованные системами кондиционирования воздуха;

- у наружных дверей помещений с мокрым режимом.

Предельная температура воздуха, подаваемого в тёплый тамбур наружных дверей общественных зданий, не должна превышать 50 °С, и 70 °С для ворот и технологических проёмов, если не установлены другие температуры по технологическим требованиям. Скорость выпуска воздуха не должна превышать 8 м/с.

Выпуск воздуха в тёплый тамбур должен предусматриваться в 2-х сторон в непосредственной близости от открываемых дверей, так чтобы потоки воздуха завесы не прерывались открытыми створками дверей. Выпуск воздуха должен производиться горизонтальными струями. Высота воздуховыпускных отверстий принимается в пределах от 0,1 до 1,6 м от пола, ширина определяется расчётом. Забор воздуха для завесы производится, как правило, под потолком вестибюля или иного помещения, в которое встроен тёплый тамбур. Наружный воздух забирают при совмещении воздушно-тепловой завесы с приточной вентиляцией. Подача нагретого воздуха зависит от места расположения воздухозабора. Если воздух отбирается из помещения, подавать его следует в тамбур (внутренний при тройных дверях), при заборе наружного воздуха – в вестибюль или иное помещение, в которое встроен.

Количество воздуха, стремящееся проникнуть в здание и покинуть его как через открытую дверь с тамбуром или ворота, можно определять по формуле

$$G_3 = 5100 k_2 \mu_{\text{вх}} F_{\text{вх}} \frac{t_{\text{см}} - t_{\text{н}}}{t_3 - t_{\text{см}}} \sqrt{\Delta p \rho_{\text{н}}} \quad (2.3.12)$$

k_2 – поправочный коэффициент для учёта числа проходящих людей, места забора воздуха для завесы, типа вестибюля; μ – коэффициент расхода, зависящий от конструкции входа; $F_{\text{вх}}$ – площадь одной открываемой створки наружных входных дверей, м².

3. Аэродинамические основы организации воздухообмена в помещении

3.1. Стратификационные явления в объёме помещения, определение параметров удаляемого воздуха для расчёта воздухообмена на основе уравнений воздушно-теплового баланса

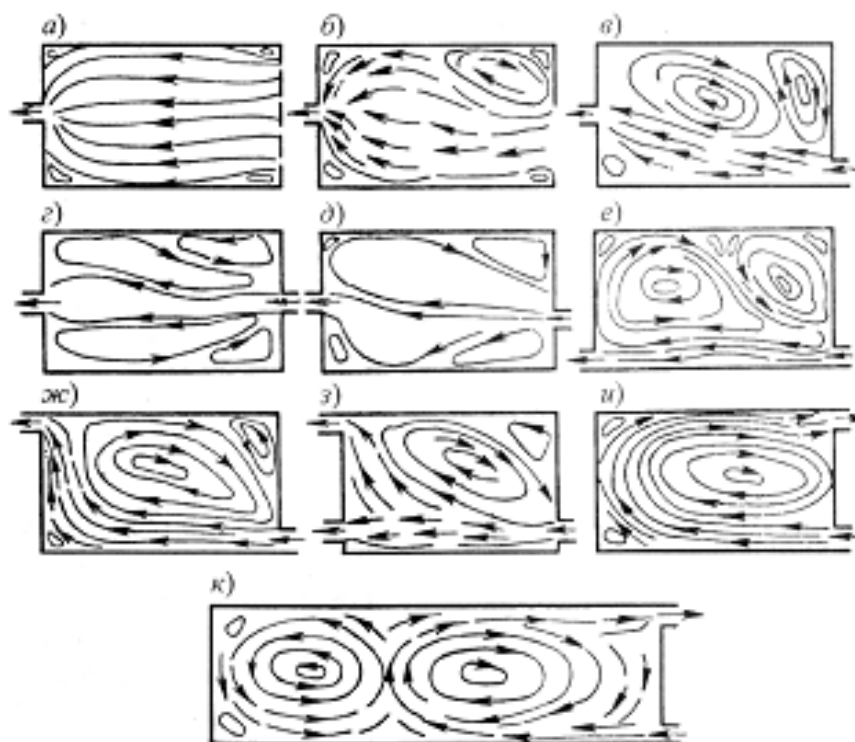


Рис. 3.1. Схемы движения воздуха в модели вентилируемого здания

Рабочая зона помещения должна полностью проветриваться. Экспериментально было установлено, что взаимное расположение приточных и вытяжных отверстий определяет характер движения воздуха в помещении.

На рис.3.1 представлены схемы движения воздуха в помещении, полученные В. В. Батуриным и В. И. Ханжонковым, которые дают возможность составить качественное представление о движении воздуха при различном взаимном расположении приточных и вытяжных отверстий. Особенность движения воздушных масс состоит в том, что приточные и вытяжные отверстия соединены воздушными потоками, а меж ними располагаются объёмы с вихревым движением воздуха. Обмен между свежим воздухом приточных струй и зонами циркуляции затруднён; поэтому зоны циркуляции представляют собой застойные зоны. Наилучшее проветривание имеет место в случаях 3.2а и 3.2б, худшими являются варианты 3.2з и 3.2и.



Рис. 3.2. Распределение температуры воздуха по высоте помещения с естественным расслоением воздуха в виде «температурного перекрытия» или «тепловой подушки»

В помещениях иногда наблюдается «температурное перекрытие» или «тепловая подушка» — слой перегретого относительно температуры рабочей зоны воздуха под потолком. (рис 3.2). Одной из причин образования «тепловой подушки» может быть завышенная температура приточного воздуха при использовании вентиляции к качестве воздушного отопления. Температура рабочей зоны, при этом остаётся достаточно низкой.

Стратификационные явления затрудняют выбор расчётных параметров удаляемого воздуха, которые являются исходными данными для определения общеобменного воздухообмена.

Применяются нескольких способов определения параметров удаляемого воздуха:

а) через температурный градиент по высоте помещения

$$t_y = t_{p.z.} + (\text{grad } t) \cdot (H_{\text{пом}} - h_{p.z.}) \quad (3.9)$$

где t_y – температура удаляемого из верхней зоны помещения воздуха, °С;

$t_{p.z.}$ – расчётная температура рабочей зоны помещения, °С;

$\text{grad } t$ – градиент повышения температуры воздуха по высоте помещения, °С/м, изменяется в пределах от 0,5 до 1,5;

$H_{\text{пом}}$ и $h_{p.z.}$ – соответственно, высота помещения и рабочей зоны, м.

Если применены схемы организации воздухообмена «сверху – вверх» или «сверху – вверх», то температуру уходящего воздуха можно принимать равной температуре рабочей зоны.

Для промышленных зданий параметры удаляемого воздуха определяются через:

температурный коэффициент воздухообмена

$$K_t = \frac{t_y - t_0}{t_{p.z.} - t_0} \quad (3.10)$$

концентрационный коэффициент воздухообмена

$$K_c = \frac{C_y - C_0}{C_{p.z.} - C_0} \quad (3.11)$$

коэффициент воздухообмена по влагосодержанию

$$K_d = \frac{d_y - d_0}{d_{p.z.} - d_0} \quad (3.12)$$

где t , C , d – соответственно, температура, °С, C – концентрация, мг/м³ и d – влагосодержание, г/кг;

индексы «у.», «р.з.» и «о» – относятся к воздуху: удаляемому, рабочей зоны и приточному.

Численные значения коэффициентов воздухообмена приводятся в справочно-нормативной литературе.

Параметры верхней зоны помещения через коэффициент воздухообмена определяются по формуле

$$t_{y.} = t_{p.z.} + K_t(t_{p.z.} - t_o) \quad (3.13)$$

Гражданские здания.

Практика вентиляции выработала схемы размещения приточных и вытяжных устройств в помещении, ставшие общепринятыми.

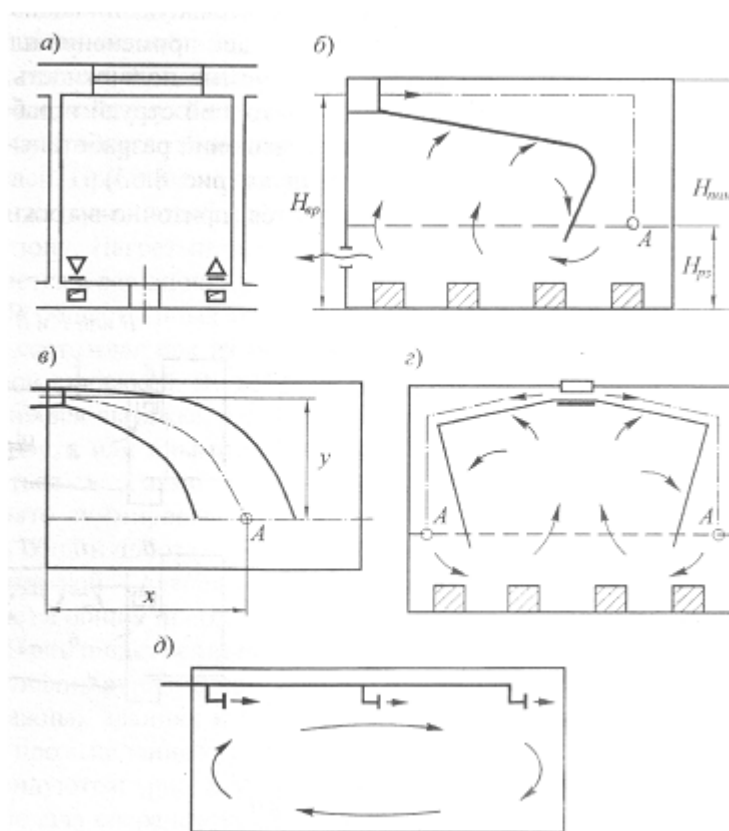


Рис. 3.2. Схемы размещения приточных и вытяжных устройств в помещениях различного назначения гражданских зданий. а – пример размещения приточных и вытяжных решёток при малой кратности воздухообмена; б – подача воздуха настилающимися струями в помещение высотой до 4-х метров; в – подача воздуха нестеснённой струей через воздухоприточную щель в помещения более 4-х метров; г – подача воздуха в помещение плафонами, создающими настилающиеся полные веерные струи; д – приточная система с сопловой подачей воздуха для помещений малой высоты и большой площади.

Если из помещения производится только вытяжка (жилые здания), вытяжная решетка может располагаться в любой внутренней стене под

потолком. В случаях, когда нормами предусматривается устройство приточно-вытяжной вентиляции с кратностью воздухообмена не превышающей $1 \div 2$ крат, подбор воздухораспределителя обычно не производится, но разность температуры притока и рабочей зоны не должна превышать $3 \div 4$ °С, а приточную и вытяжную решетки разносят на максимальное расстояние друг от друга с тем, чтобы воздушным потоком было охвачена возможно большая площадь помещения.(рис.3.2а).

В случае большей кратности воздухораспределитель приходится подбирать, а приточную струю рассчитывать с тем, чтобы обеспечить приемлемые подвижность и температурный перепад в месте поступления приточной струи в рабочую зону. В помещениях высотой до 4-х метров используются струи, настилающиеся на потолок. Предпочтительное осуществление вытяжки при этой схеме вентиляции – через вытяжные решётки в той же стене, что и приточные. (рис.3.2б).

Если высота помещений превышает 4 метра, возможна воздухоподача нестеснённой струёй через воздухоприточную щель.(рис.3.2в)

В помещениях такой же высоты, но большой площади часто применяют подачу притока через плафоны в потолке, создающие настилающиеся полные веерные струи. (рис.3.2г)

Офисные помещения могут иметь значительную площадь при относительно небольшой высоте, исключающей применение плафонов ввиду невозможности обеспечить требуемые подвижность воздуха и температурный перепад между приточной струёй и рабочей зоной в пределах норм. Для подобных помещений разработаны системы вентиляции с сопловой подачей воздуха.(рис.3.2д)

Зрительные залы обычно оборудуются приточно-вытяжными системами с рециркуляцией.(рис 3.3).

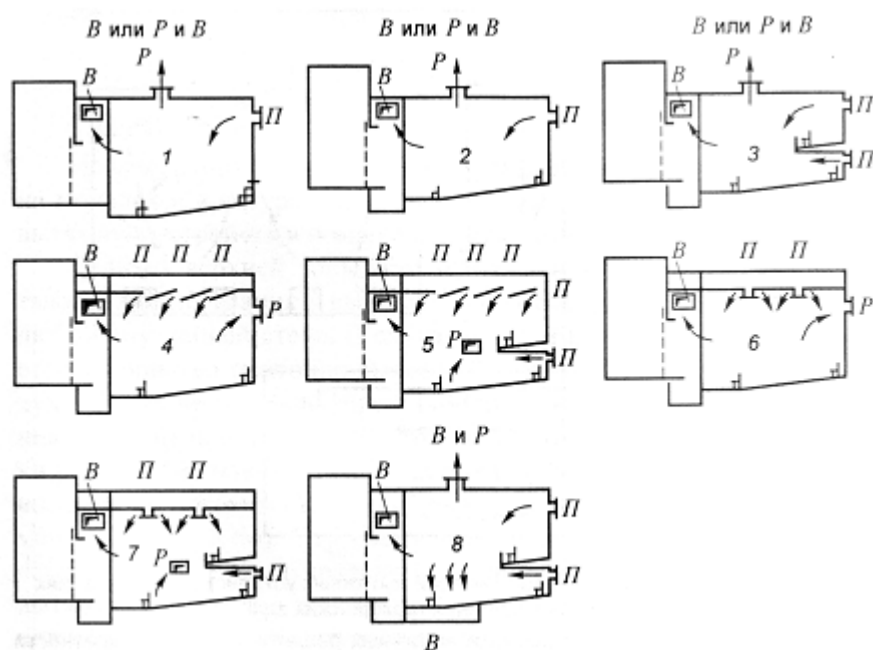


Рис. 3.3. Схемы вентиляции зрительных залов.

П – приток; Р – рециркуляция; В – вытяжной.

Последнее время в гражданских зданиях получил распространение способ подачи охлаждённого приточного воздуха в рабочую зону с малыми скоростями (в пределах $0,3 \div 0,4$ м/с) с помощью специальных сетчатых воздухораспределителей. Способ получил название «вытеснительная вентиляция». При этом на полу помещения формируется слой охлаждённого воздуха, подобный «тепловой подушке», затопляющий рабочую зону. Нагретые, ассимилировавшие теплоизбытки слои поднимаются в верхнюю зону.

Воздухообмен во многих помещениях определяется по упрощенной методике. Если для помещения задаётся кратность только по вытяжке, это означает, что непосредственно в данном помещении необходимо предусмотреть вытяжную решетку, а компенсирующий вытяжку приток может поступать из коридора или соседнего помещения.

В общественных и гражданских зданиях устраивается вентиляция, состоящая как из механических систем так и систем с естественной вытяжкой. В некоторых помещениях нормами предусматривается только вытяжка. Во избежание излишне большой инфильтрации в здание вся вытяжка, должна компенсироваться системами приточной механической вентиляции.

Исключение составляют жилые здания, вытяжка из помещений которых по существующим нормам компенсируется естественным притоком через окна.

3.3. Изменение разности гравитационных давлений при перемещении по вертикали вверх – вниз относительно контрольной плоскости

Между 3-мя контрольными плоскостями (рис. 3.1) АВ, CD и EF выделяются внутри помещения и снаружи столбы воздуха с площадью основания 1 м². Сила веса такого столба воздуха, воспринимаемая контрольными плоскостями АВ или CD, численно равна гидростатическому давлению.

Сила веса столба воздуха

$$F_{\text{гидростат}} = g \cdot \rho \cdot H \cdot 1 \text{ м}^2 \text{ или } g \cdot \rho \cdot H$$

Гидростатическое давление

$$p_{\text{гидростат}} = g \cdot \rho \cdot H$$

H – высота выделенного столба воздуха, м.

На некоторой отметке, обозначенной плоскостью АВ, снаружи помещения чувствительный барометр покажет давление $p_{\text{атм}}$. (рис 3.1).

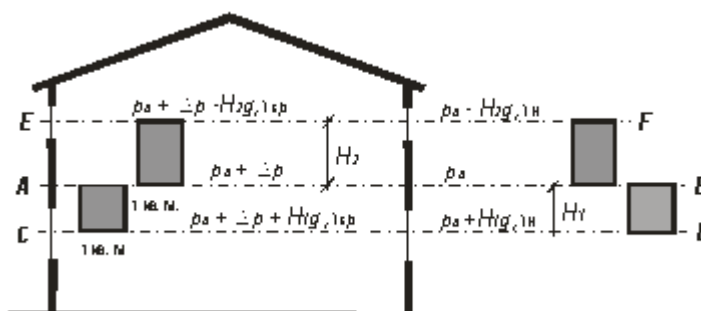


Рис. 3.1. К вопросу определения гравитационного давления для случая проветривания помещения под действием разности плотностей воздуха внутри и снаружи

На той же отметке, но внутри отапливаемого помещения, он покажет давление $p_{\text{атм}} - \Delta p$, так как в помещении воздух менее плотный и вес этого столба меньше.

Таким образом, по обе стороны стены на одной и той же отметке существует разность давлений Δp .

Вес столба воздуха между плоскостями CD и AB снаружи помещения, опирающегося на плоскость CD – $g \cdot \rho_n \cdot H_1$, вес такого же столба, но внутри помещения – $g \cdot \rho_v \cdot H_2$. Манометр в плоскости CD снаружи помещения покажет

$$p_{\text{атм}} + g \cdot \rho_n \cdot H_1$$

Тот же манометр в плоскости CD, но внутри помещения покажет

$$p_{\text{атм}} + \Delta p + g \cdot \rho_v \cdot H_1$$

Если от величины давления внутри цеха в плоскости CD вычесть давление снаружи

$$(p_{\text{атм}} + \Delta p + g \cdot \rho_v \cdot H_1) - (p_{\text{атм}} + g \cdot \rho_n \cdot H_1) = \Delta p - g \cdot H_1 (\rho_n - \rho_v)$$

Вывод. Если температура в помещении превышает температуру воздуха снаружи, то во всякой плоскости, лежащей ниже контрольной на расстоянии H_1 по вертикали, разность гравитационных давлений будет меньше на величину $g \cdot H_1 (\rho_n - \rho_v)$.

Определим давление на уровне контрольной плоскости EF, рассмотрев столбы воздуха между плоскостями EF и AB.

Барометрическое давление в плоскости EF снаружи будет равно

$$p_{\text{атм}} - g \cdot \rho_n \cdot H_2$$

Давление в помещении в той же плоскости

$$p_{\text{атм}} + \Delta p - g \cdot \rho_v \cdot H_2$$

Разность давлений внутри и снаружи в плоскости EF

$$(p_{\text{атм}} + \Delta p - g \cdot \rho_v \cdot H_2) - (p_{\text{атм}} - g \cdot \rho_n \cdot H_2) = \Delta p + g \cdot H_2 (\rho_n - \rho_v)$$

Вывод. Если температуры в помещении превышает температуру воздуха снаружи, то во всякой плоскости, лежащей выше контрольной на расстоянии H_2 по вертикали, разность гравитационных давлений в этой плоскости будет больше на величину $g \cdot H_2 (\rho_n - \rho_v)$.

Для расчёта естественного воздухообмена в цехе под действием гравитационных сил следует пользоваться таким правилом: разность гравитационных давлений внутри и снаружи помещения по направлению вверх

от любой горизонтальной плоскости увеличивается, а по направлению вниз уменьшается.

Предельная величина разности гравитационных давлений для помещения равна

$$g \cdot H_{\text{здания}} (\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) \quad (3.19)$$

$H_{\text{здания}}$ – высота отапливаемой части здания, на протяжении которой имеет место разность плотностей воздуха, в расчётах аэрации H – разность отметок между осями приточных и вытяжных проёмов.

3.6. Распределение гравитационного давления и разности гравитационных давлений по высоте помещения. Понятие нейтральной зоны

Если в стенке помещения с повышенной относительно с окружающей помещению атмосферой температурой воздуха устроить два отверстия, вверху и внизу помещения, то, как свидетельствует опыт, в нижнее отверстие воздух начнёт поступать, а через верхнее – выходить из помещения. Этот факт свидетельствует: в плоскости верхнего отверстия давление в помещении превышает наружное, нижнего – меньше наружного. Если двигаться по вертикали от нижнего отверстия к верхнему, разность давлений изменяет знак, а это означает существование плоскости, в которой разность давлений равна нулю, получившая название нейтральная плоскость или нейтральная зона (см. рис. 3.2).

Примечание. Эпюры разности давлений внутри и снаружи построены по всей высоте стены. На графике отрицательные значения разности давления откладываются внутрь помещения, положительные – во вне. Такой способ построения позволяет по графику определить направление движения воздуха через неплотности в ограждениях. Ниже нейтральной плоскости наружный воздух поступает в помещение (инфильтрация), выше – воздух помещений перетекает наружу (эксфильтрация).

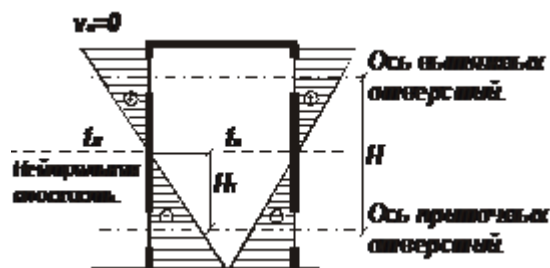


Рис. 3.2. Эпюра разности гравитационных давлений по обе стороны ограждения, возникающей под действием разности плотностей воздуха внутри и снаружи помещения

Эпюра давлений, представленная на рис. 3.2 может применяться в расчётах естественного проветривания (аэрации). В некоторых случаях изменчивость разности гравитационных давлений по высоте приводит к сложностям в решении задач, а предпочтительным является постоянное значение избыточного давления по всей высоте здания. В этом случае применяют способ построения эпюры давления от условного нуля. Гидростатическое давление помещения выносится наружу, а в помещении задаётся постоянное по высоте давление, величина которого выбирается таким образом, чтобы алгебраическом сложении сумма этих давлений равнялась разности гравитационных давлений.

По высоте эпюры давления строятся в пределах отапливаемой части здания. Наиболее часто в качестве условного нуля принимают отметку пола или потолка.

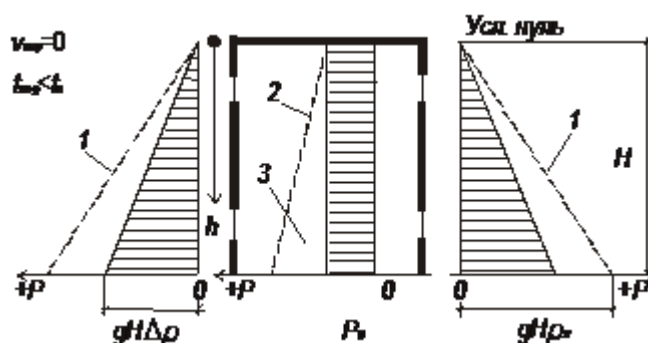


Рис. 3.3. Эпюра давления при действии на здание гравитационных сил, построенная от условного нуля. За условный нуль принята отметка потолка последнего этажа. 1 – аэростатическое давление снаружи; 2 – то же внутри помещения; 3 – треугольная часть эпюры давления внутри помещения, характеризующая аэростатическое давление.

Последовательность построения эпюры давления. Вычисляются: высота заглубления нейтральной плоскости относительно потолка H_2 и величина давления

$$P_o = + g \cdot H_2 \cdot \Delta\rho$$

– основание прямоугольной части эпюры давления внутри помещения трапецевидной формы и аэростатическую составляющую

$$P_b = + g \cdot H \cdot \Delta\rho.$$

После чего выносим треугольную часть внутреннего аэростатического давления во вне помещения и вычитаем из аэростатического давления наружного воздуха. Оставшаяся часть постоянного по высоте давления должна учитываться и при определении внутреннего давления в помещении и при действии ветра.

Поскольку разности гравитационных давлений, вызывающие приток и вытяжку, расходуются на преодоление аэродинамических сопротивлений приточного и вытяжного отверстий, то, изменяя соотношение аэродинамических сопротивлений этих отверстий, можно изменять положение нейтральной плоскости по высоте.

Приточные и вытяжные отверстия делятся на высокие и низкие. Высокие отверстия пересекает нейтральная плоскость, разделяющая его на части. Нижняя относительно нейтральной зоны часть отверстия или проёма работает на приток, верхняя – на вытяжку. Работа таких отверстий характеризуется 3-мя видами расходов

- расходом верхней части на вытяжку;
 - расходом нижней части на приток;
 - результатирующим расходом, равным алгебраической сумме этих расходов;
- в целом, высокое отверстие может быть приточным, вытяжным или иметь нулевой расход, если расходы на приток и вытяжку в нём одинаковы.

Низкие отверстия, независимо от их фактической высоты, полностью располагаются либо выше, либо ниже нейтральной плоскости, и характеризуются только одним видом расхода: приток, либо вытяжка.

При воздействии ветра на здание нейтральная плоскость исчезает, появляется внутреннее давление, превышающее атмосферное или меньшее его.

В расчётах противодымной вентиляции применяются эпюры давлений, построенные от условного нуля, за который принимается отметка пола 1-го этажа.

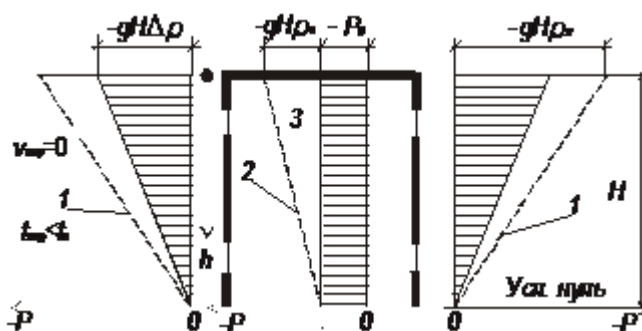


Рис. 3.4. Эпюра давления при действии на здание гравитационных сил, построенная от условного нуля. За условный ноль принята отметка потолка последнего этажа. 1 – аэростатическое давление снаружи; 2 – то же внутри помещения; 3- треугольная часть эпюры давления внутри помещения, характеризующая аэростатическое давление.

Поскольку за условный ноль принята отметка пола 1-го этажа, давление на этом участке принимается равным атмосферному. В направлении вверх аэростатическое давление уменьшается, образуется вакуум, поэтому все выражения имеют отрицательный знак. Эпюра повторяет предыдущую, но перевёрнута на 180° . Постоянное по высоте давление p_0 также имеет отрицательное значение. В этом случае приточные отверстия находятся под разрежением, а на отметке вытяжного отверстия давление в помещении превышает давление на заветренной стороне здания.

При воздействии ветра нейтральная плоскость исчезает и в помещении возникает избыточное давление.

3.7. Обтекание здания ветром. Зона аэродинамического следа.

Аэродинамический коэффициент здания. Эпюры давлений на поверхностях ограждений здания, возникающих вследствие действия ветра

Обтекание зданий потоком воздуха является сложным физическим процессом. При обдувании ветром перед зданием и за ним образуется область так называемого отрывного течения, или зона аэродинамического следа (АС). Структура воздушной массы в АС отличается от структуры набегающего потока. Эта область является застойной областью или застойной зоной, так как циркулирующий в ней воздух плохо обменивается массой с ветром.

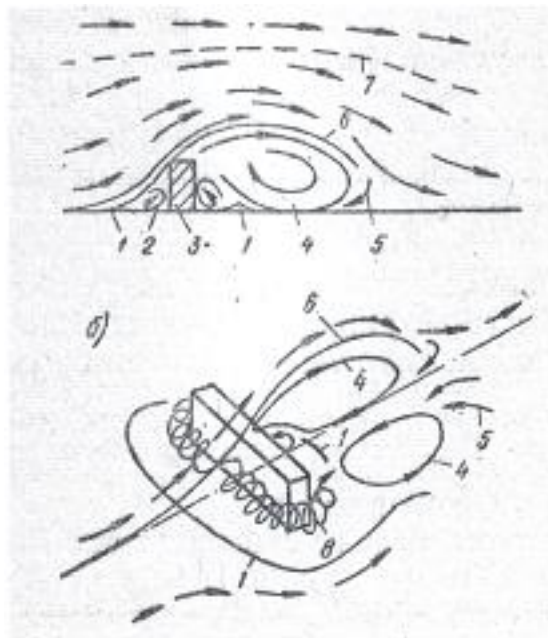


Рис. 3.5. Схема обтекания здания потоком воздуха. а – вертикальный разрез; б – схема движения воздуха в зоне аэродинамического следа.

Для вентиляции важно знать:

- распределение давления ветра на поверхности ограждающих конструкций;
- размеры зоны АС;
- особенности циркуляции воздуха в зоне АС.

Эти сведения позволяют решать вопросы размещения воздухозаборных устройств и вытяжных шахт, определять требуемую высоту вытяжных шахт, организовывать и рассчитывать аэрацию.

Из рассмотрения особенностей обтекания здания воздушным потоком следует:

- в зоне циркуляции у наветренной поверхности здания (рис. 3.5) поток ветра затормаживается, кинетическая энергия этой части потока переходит в потенциальную и статическое давление в этой части объёма превышает атмосферное;
- на заветренной стороне здания статическое давление в циркуляционной зоне меньше, чем в невозмущённом потоке ветра (вакуум).
- воздухозаборы следует устраивать на боковых фасадах, а на фронтальных в местах, примыкающих к торцам здания вблизи углов.

Давление ветра на здание, в плоскости приточных и вытяжных аэрационных проёмов определяют через аэродинамический коэффициент $K_{аэр}$.

Аэродинамический коэффициент равен (в долях единицы) части динамического давления ветра, преобразующейся в статическое давление воздуха на поверхности ограждения здания

$$p_{ст} = p_{ветр} = K_{аэр} \frac{v^2 \rho}{2} \quad (3.20)$$

На наветренной стороне здания $K_{аэр} > 0$, на заветренной $K_{аэр} < 0$.

Максимальная величина ветрового давления, действующего здание в целом

$$\Delta p_{ветра} = (K_{аэр}^{нав} - K_{аэр}^{зав}) \frac{v_{ветра}^2}{2} \rho_n \quad (3.21)$$

Давление в помещениях здания не равно атмосферному, оно либо превышает, либо меньше его.

Аэродинамические коэффициенты определяют экспериментально, продувкой моделей здания и элементов застройки в аэродинамических трубах

(рис. 3.6). По результатам экспериментов строятся эпюры аэродинамических коэффициентов (рис. 3.7).

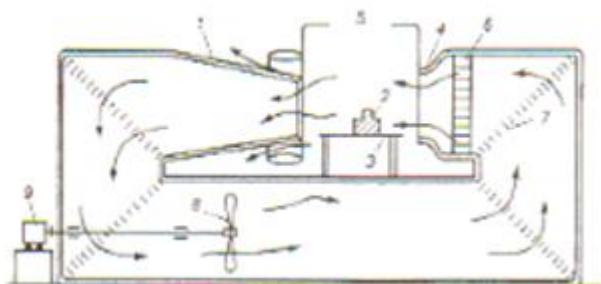


Рис. 3.6. Схема аэродинамической трубы.

1 – всасывающий патрубок; 2 – модель здания; 3 – подставка под модель; 4 – выходной патрубок аэродинамической трубы; 5 – рабочая часть трубы; 6 – спрямляющая поток решётка; 7 – поворотные лопатки; 8 – вентилятор; 9 – электродвигатель.

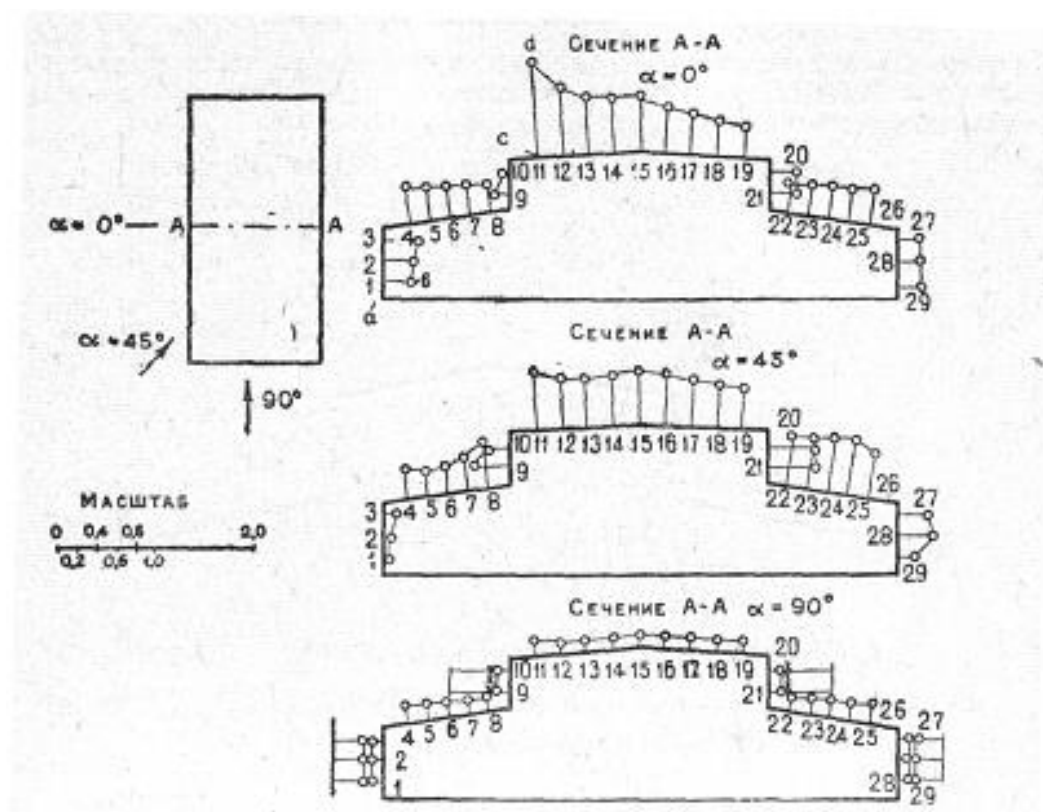


Рис. 3.7. Эпюры аэродинамических коэффициентов производственного здания при обдувании воздушным потоком различных направлений. Примечание: положительные значения аэродинамических коэффициентов здания откладываются внутрь контура, отрицательные – наружу.

Как следует из рис. (3.7), аэродинамические коэффициенты в разных точках одного и того же ограждения не одинаковы. Применительно к гражданским зданиям формы параллелепипеда условно принимают их постоянными и равными:

- наветренный фасад – (+0,8);
- заветренный фасад – (-0,6).

График давлений ветра на ограждения и внутри помещения при наличии одного приточного на наветренной стороне и одного вытяжного на заветренной стороне представлен на рис. 4:

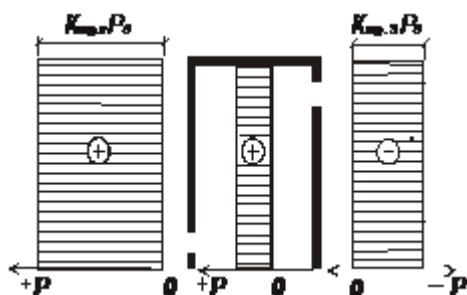


Рис. 3.8. Эпюры давлений, действующих на наружные ограждения снаружи и внутри, вызываемых действием ветра при равенстве температур воздуха в помещении и снаружи

Если температуры (и плотности воздуха) в помещении и снаружи неодинаковы, возникают гравитационные силы. График давлений внутри и снаружи помещения представлен на рисунке 3.9.

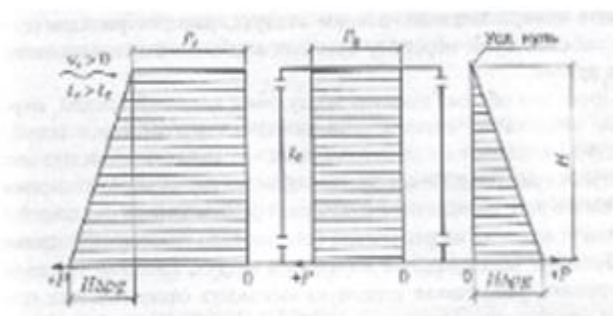


Рис. 3.9. Эпюры давления при действии на здание ветра и гравитационных сил, построенные от условного нуля.

В расчётах учитывается то обстоятельство, что силы давления ветра и гравитационные силы существуют независимо друг от друга. Есть ли нейтральная плоскость, нет ли её, гравитационные силы всё равно действуют на наружные ограждения и их необходимо учитывать

3.8 Пусконаладочные работы и эксплуатация систем вентиляции

3.8.1. Основные положения

После выполнения монтажных работ происходит сдача вентиляционных систем заказчику для их последующей эксплуатации, оформляемая соответствующими документами. Сдаче в эксплуатацию предшествует обкатка смонтированных систем, технические испытания с целью определения фактических параметров их работы и наладка, имеющая целью обеспечить проектные параметры работы или требуемый санитарно – гигиенический эффект в вентилируемых помещениях. В случае приёмки вновь смонтированных систем испытания проводят после окончания монтажно-строительных и отделочных работ до установки или при частичном монтаже технологического оборудования. Эти работы проводятся также после капитального ремонта вентиляционных систем, при котором производится частичная или полная замена воздуховодов и вентиляционного оборудования.

Техническим испытаниям предваряет визуальный осмотр с целью определения соответствия смонтированных систем и разработанным в проекте.

Обкатка должна подтвердить работоспособность смонтированных систем, отсутствие в них дефектов. Проводится визуальный осмотр вентиляционных систем с целью выявления отступлений от проекта в смонтированных системах. При обкатке вентиляторных агрегатов проверяют отсутствие задевания колесом кожуха на малых оборотах и при рабочей частоте вращения, соответствие фактического напряжения по фазам электродвигателей номинальному. По результатам обкатки составляются акты на сеть воздуховодов, смонтированное вентиляционное оборудование и выполненные работы по обкатке. Эти

документы являются основанием для поведения следующего этапа работ: техническим испытаниям и наладке.

Технические испытания подразделяются на обычные и испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха в помещении в течение года. Обычными испытаниями выявляют соответствие фактических параметров работы систем проектным показателям: фактическую тепловую производительность калориферов, обеспечение системами притока и вытяжки в соответствии с проектом в обслуживаемые помещения. Испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха в помещении определяют способность смонтированных систем обеспечивать расчётные параметры воздушной среды в обслуживаемых помещениях в пределах всего расчётного диапазона температур наружного воздуха. Обычные испытания проводят всегда перед сдачей систем в эксплуатацию. Испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха производят для помещений с высокими требованиями к параметрам воздушной среды, преимущественно кондиционируемым. В помещениях производственных предприятий подобные испытания производятся в случае, если отклонения параметров внутреннего воздуха от расчётных приводит невозможности получения продукции необходимого качества.

Если вентиляционные системы не обеспечивают проектных показателей работы, производится их наладка. По окончании наладки составляются технические паспорта на каждую вентиляционную установку, которые вместе с рабочими чертежами и другой необходимой документацией передаются заказчику.

В процессе технических испытаний проводится ряд испытаний:

- вентиляционного агрегата, определяются подача, полное давление и частота вращения рабочего колеса вентилятора;
- калориферов, определяют их действительную тепловую мощность, расход нагреваемого воздуха, разность температур воздуха до и после калорифера и его аэродинамическое сопротивление;

- фильтров и пылеуловителей, определяется расход очищаемого воздуха, эффективность и аэродинамическое сопротивление, а также фактическую воздушную нагрузку на единицу площади фильтрующей поверхности;

- плотность смонтированной сети воздуховодов проверяется сравнением фактической подачи воздуха вентилятором с суммой расходов по приточным или вытяжным устройствам. Если подача вентилятора превышает сумму расходов по этим устройствам, сеть воздуховодов или каналов не имеет надлежащей плотности. Этот дефект подлежит устранению;

Выполненные замеры часто свидетельствуют, что фактические параметры работы вентиляционных установок в той или иной степени не соответствуют проектным. Характерным является несоответствие величин объёмов притока и вытяжки в отдельных помещениях проектным значениям. Причины тому различные:

- несоответствие фактической характеристики вентилятора приведенной в каталоге,
- невозможность аэродинамической увязки ответвлений при помощи стандартных диаметров воздуховодов,
- ошибки в расчётах по подбору диаметров воздуховодов,
- несоответствия аэродинамических характеристик оборудования вентиляционных камер, приведенным в каталоге,
- в случае расчёта систем при помощи компьютера причиной ошибок может быть применение некорректно составленных программ или внесенных в расчётные программы изменений в процессе их длительной эксплуатации.

Сопоставление фактической подачи вентиляторов вентиляционных систем может привести к следующим результатам:

1. подача вентилятора соответствует проектной;
2. подача вентилятора меньше проектной;
3. подача вентилятора больше проектной.

В случае первого варианта приступают к непосредственному регулированию сети воздухопроводов. Во втором случае перед регулировочными работами необходимо обеспечить равенство фактической подачи расчётной. Это можно сделать путём замены вентиляционного агрегата или увеличением частоты вращения рабочего колеса смонтированного вентилятора. Если вентагрегат имеет клиноремённую передачу, шкив на валу электродвигателя заменяют на шкив большего диаметра. При этом надо иметь в виду, что увеличение потребляемой мощности возрастает в третьей степени относительно повышения частоты вращения рабочего колеса вентилятора и мощности установленного электродвигателя может оказаться недостаточной для новых условий работы.

Необходимую частоту вращения (рис. 3.8.1) определяют следующим образом:

1. определяются фактические расход $L_{\text{факт}}$ и потеря давления в сети $\Delta p_{\text{факт.}}$;
2. по фактическим расходу и потере давления вычисляется характеристика сопротивления сети $K_{i \text{ факт.}}$ как

$$K_{i, \text{ факт}} = \Delta p_{\text{факт.}} / L_{\text{факт.}}^2 \quad (3.8.1)$$

В этом случае фактическая зависимость давления от расхода описывается выражением

$$\Delta p = K_{i, \text{ факт}} L^2 \quad (3.8.2)$$

3. подставив в формулу (3.8.2) величину проектного расхода $L_{\text{проект.}}$ получим величину давления, которое должен обеспечить вентилятор, чтобы по смонтированной сети воздухопроводов перемещалось проектное количество воздуха

$$\Delta p_{\text{треб.}} = K_{i, \text{ факт}} L_{\text{проект.}}^2 \quad (3.8.3)$$

4. требуемая частота вращения, обеспечивающая $\Delta p_{\text{треб.}}$ может быть определена из известного соотношения (рис. 3.8.1)

$$\frac{n_{\text{факт.}}}{n_{\text{треб.}}} = \frac{L_{\text{факт.}}^2}{L_{\text{проект.}}^2} \text{ или } n_{\text{треб.}} = n_{\text{факт.}} \times \frac{L_{\text{проект.}}^2}{L_{\text{факт.}}^2} \quad (3.8.4)$$

Изменив частоту вращения вентилятора, можно приступить собственно к регулированию сети воздуховодов.

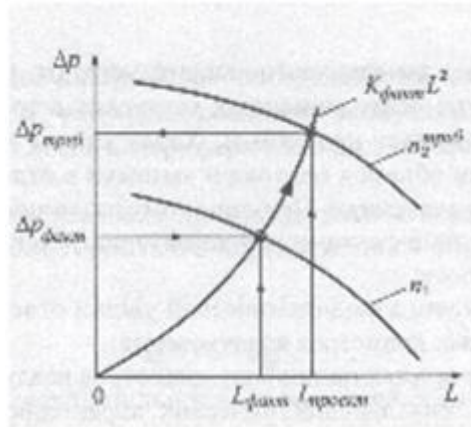


Рис. 3.8.1. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения расчётной подачи в условиях $L_{\text{проектное}} > L_{\text{факт.}}$

В третьем случае, как и в первом, можно сразу приступить к регулированию сети воздуховодов. Превышение фактической подачи над проектной свидетельствует обычно о завышенных сечениях воздуховодов. Это обстоятельство может быть использовано для снижения потребления электроэнергии путём качественного регулирования системы вентиляции. Заключается оно в снижении давления, развиваемого вентилятором до необходимой величины путём в уменьшении частоты вращения рабочего колеса.

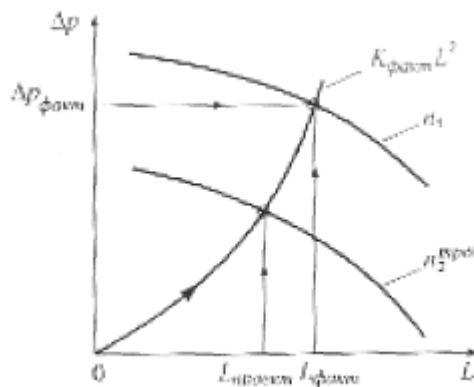


Рис. 3.8.2. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения расчётной подачи в условиях $L_{\text{проектное}} < L_{\text{факт.}}$

Необходимую частоту вращения определяют аналогично второму варианту. В графической форме изложенный выше расчёт представлен на рис. 3.8.2.

Если вентагрегат выполнен в исполнении 1 изменение частоты вращения возможно с помощью достаточно дорогого регулятора. В этом случае применяют количественное регулирование, которое состоит в приведении фактической характеристики сети воздухопроводов к проектной путём увеличения сопротивления с помощью диафрагм, устанавливаемых на ответвлениях сети воздухопроводов, в местах, указываемых на рабочих чертежах. Если такие места не предусмотрены, установка диафрагм производится в фланцевые соединения между двумя прокладками устанавливают. В последнее время для регулирования вентиляционных систем на ответвлениях устанавливаются дроссель-клапаны. Недостаток подобного регулирования – возможность разрегулировки в случае случайного изменения положения заслонки.

В системах пневмотранспорта и аспирации, перемещающих запылённый воздух или дисперсный материал, регулирование аэродинамических сопротивлений производится конусными диафрагмами.

Испытания на обеспечение расчётных параметров воздуха в помещении производятся после обычных технических испытаний и пусконаладочных работ, позволяющих обеспечить расчётные воздухообмены в помещении.. Измеряются и проверяются, соответствуют ли нормативным значениям:

- фактические значения температуры, и скорости движения воздуха как приточного, так и на постоянных рабочих местах;
- концентрации вредных паров и газов в воздухе рабочей зоны;
- величины температуры, допустимых запылённости и загазованности приточного воздуха и концентрации вредных веществ в выбрасываемом в атмосферу воздуха.

Проверка эффективности вентиляции должна проводиться как в тёплое, так и в холодное время года. Если состояние воздушной среды остаётся неудовлетворительным, это означает, что проект выполнен с серьёзными

ошибками. По результатам испытаний проводится повторное проектирование с внесением необходимых изменений в смонтированную систему вентиляции.

3.8.2. Приборы технического контроля работы систем вентиляции

В настоящее время промышленность выпускает совершенные приборы для измерения параметров воздуха: температуры, относительной влажности и скорости воздуха. Широкое применение получили электронные приборы для измерения температуры, относительной влажности и скорости воздуха. Ниже приводится краткое описание их. Действующими нормами предусмотрено использование в испытаниях вентиляционных систем термометров, психрометров, анемометров, приёмников полного давления и комбинированных приёмников для измерения статического, динамического и полного давления. Эти приборы применяются также в научно-исследовательской практике.

Температуру измеряют ртутными или спиртовыми термометрами и термопарами. В исследовательских работах применяют термометры с ценой деления шкалы 0,1 °С, технические измерения (температура теплоносителя, воздуха) – 0,5 и 1,0 °С

Кроме электронных применяют и традиционные измерительные приборы.

Относительная влажность воздуха измеряется также аспирационными психрометрами (психрометр Ассмана). Нормативными документами обстановка теплового комфорта оценивается результирующей температурой помещения, которая является комплексным показателем совместного действия на человека радиационной температуры помещения и температуры воздуха помещения. Результирующая температура измеряется с помощью шарового термометра, описание которого было дано в главе. Скорость движения в помещениях, в плоскости приточных и вытяжных решеток, в открытых проёмах окон, ворот и аэрационно-световых фонарей измеряются анемометрами: крыльчатыми и чашечными.

Давления в воздуховодах измеряют микроманометрами. Для отбора давления применяют приёмники давления, размеры которой определены ГОСТ 12.3.018 – 79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний»:

а) комбинированный приемник давления (более известный как трубка Пито) – для измерения динамических давлений потока при скоростях движения воздуха более 5 м/с, полного и статического давлений в установившихся потоках;

б) приемник полного давления – для измерения полных давлений потока при скоростях движения воздуха более 5 м/с (рис. 3.8.3).

Этим же ГОСТом устанавливаются точки в поперечном сечении воздуховодов, в которых надлежит производить измерения (рис.3.8.4).

Комбинированный приёмник давления является частью пневмометрической трубки (рис. 3.8.3), соединяемой с микроманометром резиновыми шлангами. Комбинированные приёмники давления известны как пневмометрические трубки или трубки Пито. Их изготавливают различной формы. Наибольшее применение в вентиляционной практике получили трубки МИОТ (Нагорского) и МИОТ (Хлудова).

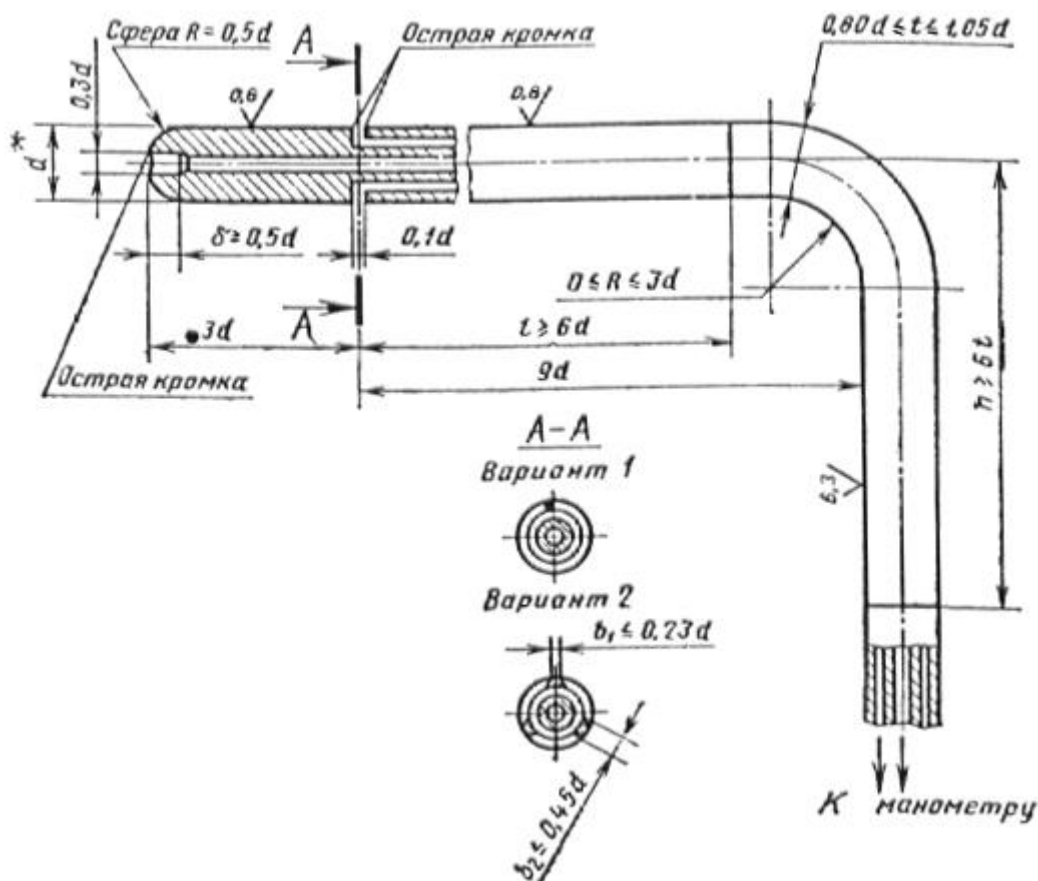


Рис.3.8.3. Комбинированный приёмник давления и координаты точек измерения давлений и скоростей воздуха в воздуховодах круглого и прямоугольного сечения. Рекомендуемые точки поперечного сечения, в которых производятся измерения скоростей при определении расходов в воздуховодах согласно ГОСТ 12.3.018 – 79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний».

Трубка Хлудова является изогнутой под углом 180° трубкой МИОТ, что позволяет измерять давления во всасывающих отверстиях (главным образом в местных отсосах).

При наладке вентиляционных систем через специальные отверстия (просверленные или специально устраиваемые при монтаже воздуховодов лючки) пневмометрическая трубка устанавливается перпендикулярно оси воздуховода так, чтобы отверстие, воспринимающее полное давление, было направлено навстречу потоку воздуха, а ось напорного конца была параллельна воздушному потоку.

Для измерения давления применяют микроманометр ММН, относящийся к жидкостным микроманометрам чашечного типа. Микроманометр состоит из

резервуара и стеклянной трубки, которая может устанавливаться под различными углами к горизонту. На планке, поддерживающей стеклянную трубку, имеются отверстия, соответствующие значениям постоянной прибора, равному 0,2, 0,3, 0,4, 0,6 и 0,8. Постоянная прибора равна произведению синуса угла наклона стеклянной трубки на плотность жидкости, заполняющей чашку микроманометра (подкрашенный этиловый спирт). На трубке прибора нанесены миллиметровые деления от 0 до 200 мм. Станина прибора в процессе измерения должна быть горизонтальной, что контролируется двумя уровнями: поперечным и продольным.

Действительное давление, зависящее от угла наклона трубки микроманометра, определяется по формуле

$$P_{\text{действ.}} = (H_{\text{изм.}} - H_0) K$$

где $H_{\text{изм.}}$ и H_0 – соответственно, показания микроманометра при измерении давления и начальное; K – характеристика прибора, зависящая от угла наклона стеклянной трубки к горизонту.

3.8.3. Эксплуатация вентиляционных систем

Правильная эксплуатация систем вентиляции имеет решающее значение для создания требуемых условий рабочих местах.

Для обслуживания и обеспечения бесперебойной работы вентиляции на предприятии предусматривается специальный штат работников. Общее техническое руководство осуществляют главный энергетик или главный механик предприятия. Непосредственно за работу вентиляционных установок отвечает энергетик или механик цеха. Он должен следить за своевременным ремонтом оборудования, сроками и качеством очистки фильтров, воздухопроводов, режимом работы вентиляционных установок и выполнением правил техники безопасности. Ответственность за правильность эксплуатации ведут начальники подразделений, которые должны иметь рабочую инструкцию по эксплуатации.

В отделе главного механика формируется служба эксплуатации систем вентиляции.

Для объективного учёта факторов, определяющих сложность ремонта и эксплуатации каждой установке присваивается категория сложности ремонта, определяемая числом ремонтных единиц. С учётом суммы ремонтных единиц всех вентиляционных установок назначается штатное расписание обслуживающего персонала и структура службы эксплуатации. Например, если вентиляционные системы цеха или иного объект насчитывают более 2000 ремонтных единиц – необходимо сформировать вентиляционное бюро; если менее 600 ремонтных единиц – обслуживание осуществляют бригадир с приданной ему бригадой.

Задачи службы эксплуатации:

своевременный пуск, остановка и регулярное обслуживание вентиляционных установок;

регулярное фиксирование в журналах по эксплуатации неисправностей и дефектов в работе вентиляционных установок;

проведение ремонтов и поддержание вентиляционного оборудования в работоспособном состоянии.

Каждая принятая к эксплуатации установка должна иметь: 1) технический паспорт; 2) журнал эксплуатации и ремонта; 3) инструкцию по эксплуатации. Каждую вытяжную или приточную установку, установку кондиционирования воздуха маркируют своим порядковым номером. Около номера ставят буквы ВУ, обозначающие вытяжную установку (например, ВУ-5 – вытяжная установка №5), или буквы ПУ, обозначающие приточную установку (например ПУ-5 – приточная установка №5). Номера и буквы наносят на кожухе вентилятора яркой несмываемой краской или на боковую стенку воздуховода, в котором установлен канальный или осевой вентилятор.

Существует периодичность выполнения плановых капитальных ремонтов вентиляционных систем.

Персонал, эксплуатирующий вентиляционные установки на промышленных предприятиях, должен быть снабжён специальной инструкцией, где приводятся сведения и специфике работы в цехе, характеру производственных процессов и режиму работы вентиляционных установок, а также об обязанностях обслуживающего персонала и указании о том, когда установки должны включаться и выключаться. При устройстве в помещении аэрации, в инструкции должны быть указания по её эксплуатации (степень открытия фрамуг, режим их открывания в летний, переходный и зимний периоды и т.д.)

Для каждой вентиляционной установки ведётся журнал эксплуатации. В журнал заносятся данные о режиме её работы, о дефектах в ней и жалобах со стороны работающих в цехе. Ответственность за состояние, и нормальное использование вентиляционных установок в цехе несёт начальник цеха. Вентиляционные установки промышленных предприятий должны работать в соответствии с графиком, составленным для каждого рабочего помещения. При выделении в помещении вредных паров газов и пыли пуск вентиляционных установок должен производиться за 15 минут до начала работ, а в остальных цехах – одновременно с началом работы. Выключаются системы через 15 минут после окончания работы.

Существуют нормы периодичности проведения определённого вида работ. Например нагрев корпуса подшипников вентиляторов проверяется ежедневно, раз в неделю проверяется состояние приводных ремней, степень вибрации, пополняется смазка через маслёрки в корпусе подшипников; Существуют также укрупнённые нормы времени в часах на осмотр, ремонт, чистку и технические испытания после проведения ремонтных работ.

3.9 Воздухораспределители систем вентиляции

Подача воздуха в помещения может выполняться при помощи нескольких типов воздухораспределителей, формирующих различные приточные струи.

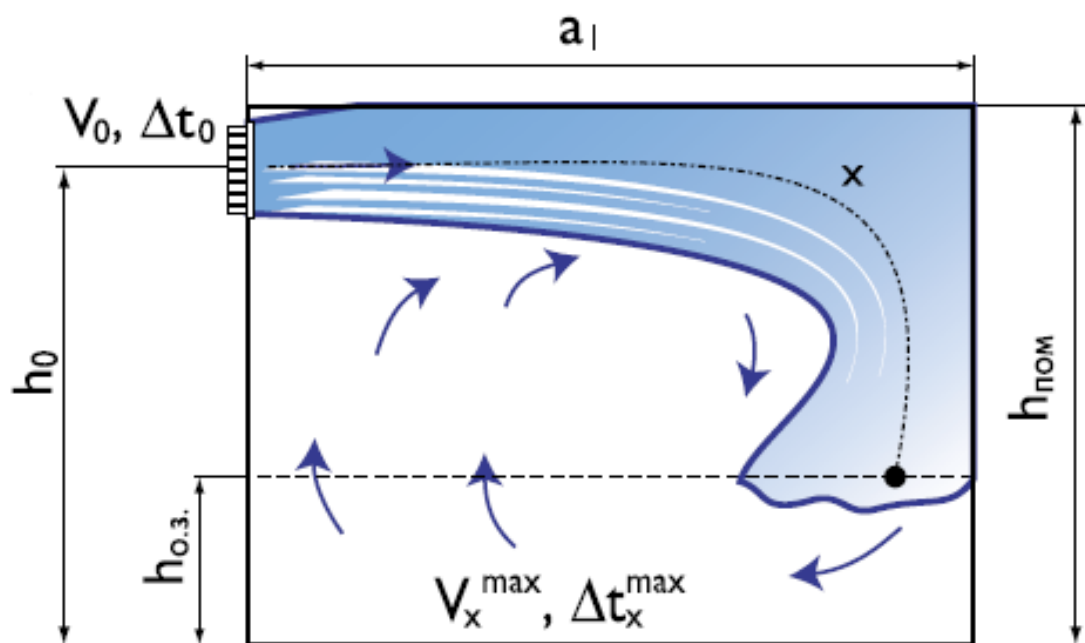


Рис. 3.9.1 Подача настилающимися на потолок струями (схема А)

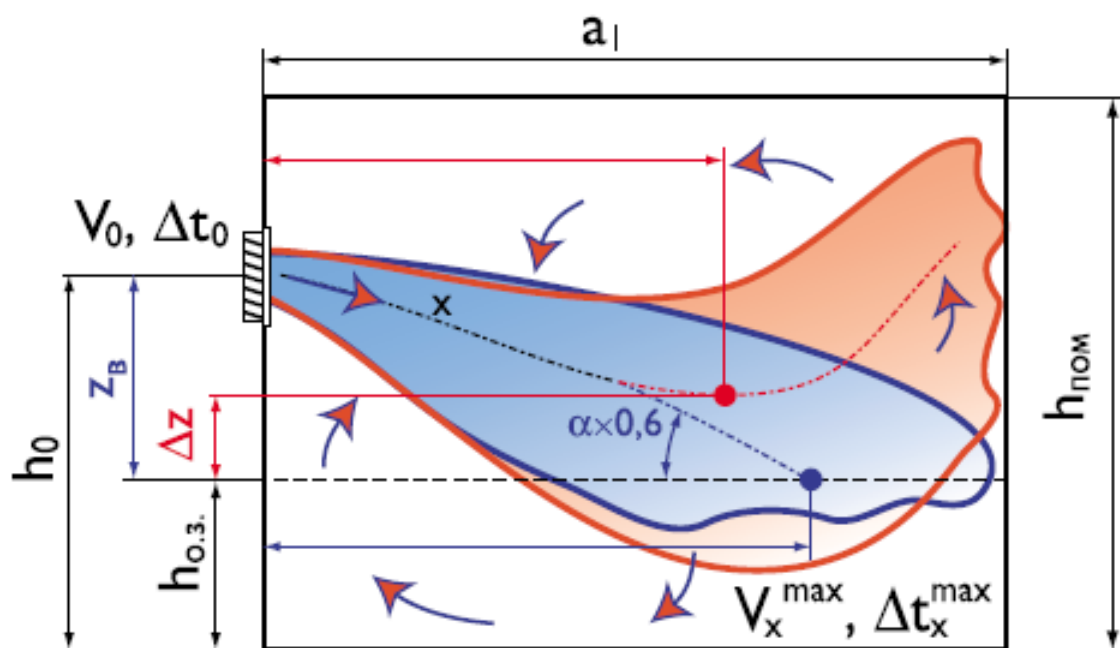


Рис. 3.9.2 Подача сверху вниз наклонными струями (схема Б)

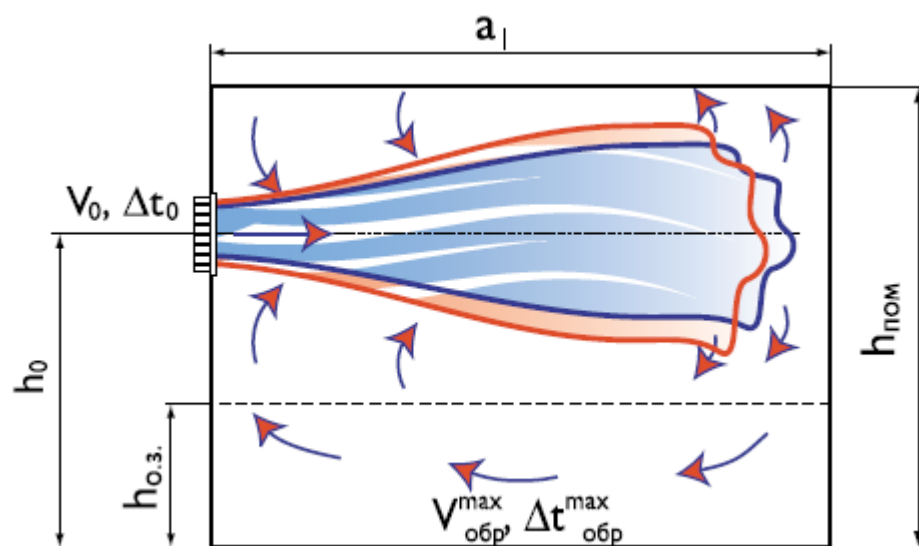


Рис. 3.9.3 Подача горизонтальными струями выше рабочей зоны (схема В)

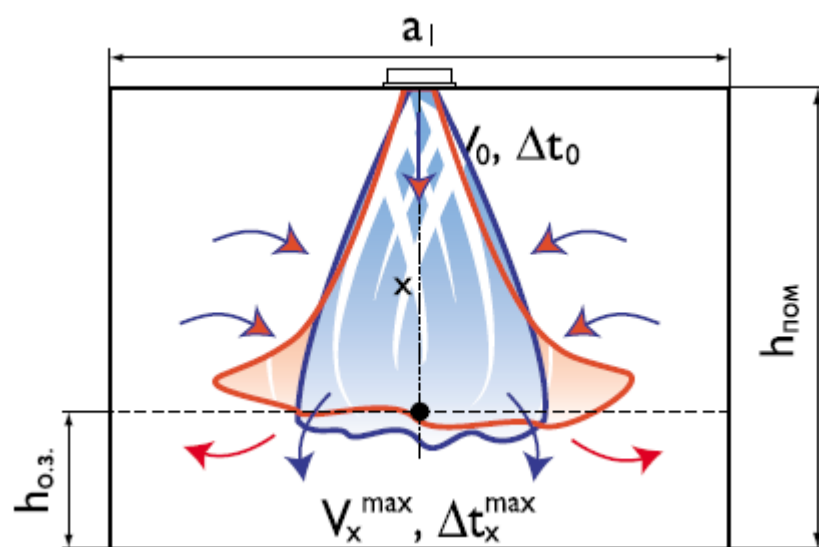


Рис. 3.9.4 Подача сверху вниз коническими, неполными веерными струями (схема Г)

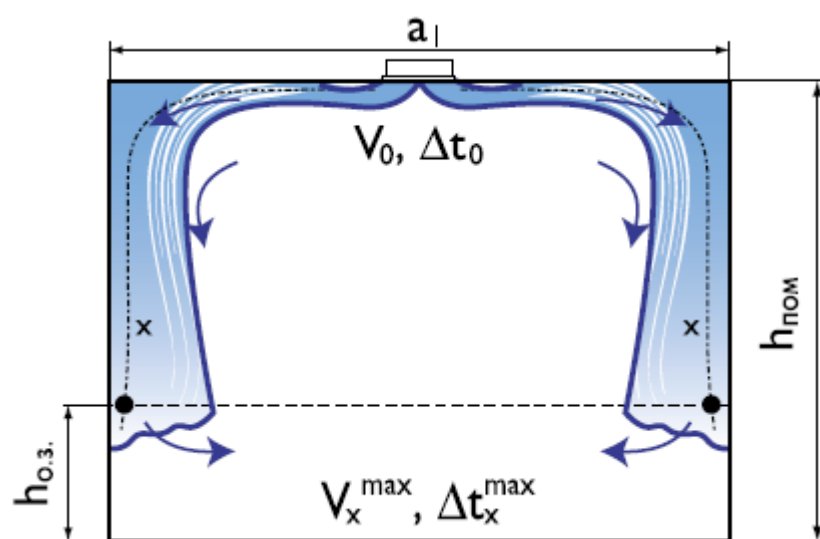


Рис. 3.9.5 Подача сверху вниз настилающимися веерными струями (схема Д)

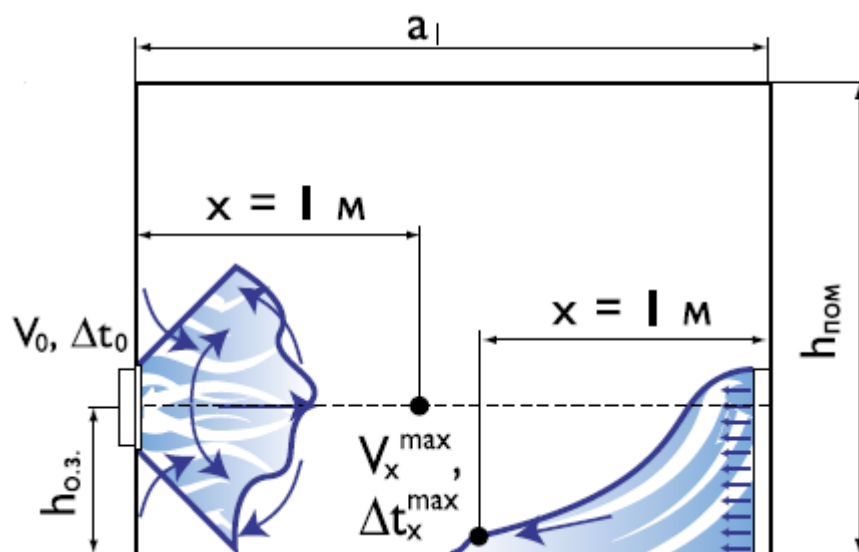


Рис. 3.9.6 Подача в рабочую зону быстрозатухающими и низкоскоростными потоками (схема Е)

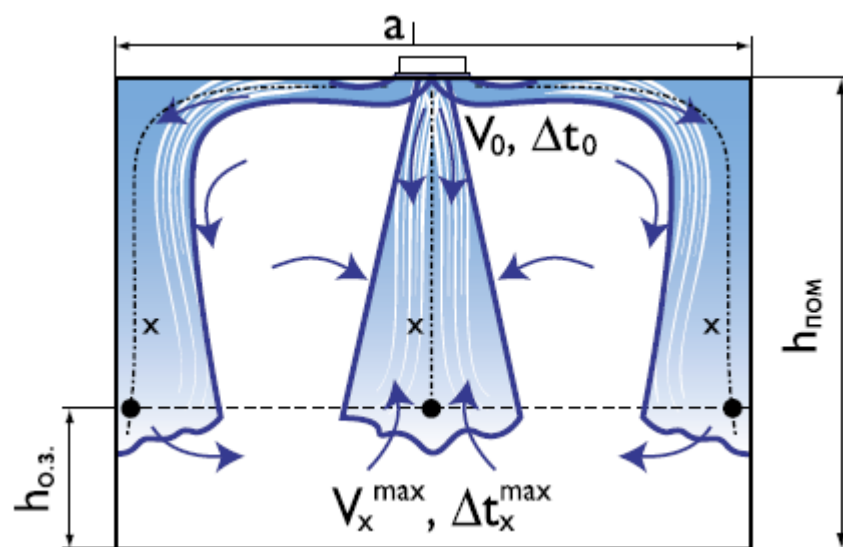


Рис. 3.9.7 Подача сверху вниз комбинированными струями

Основные типы воздухораспределителей (схема Ж)

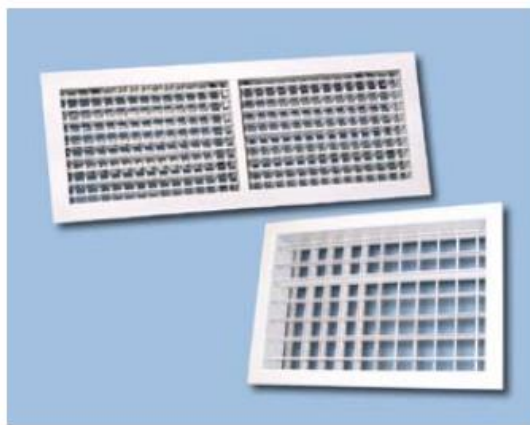


Рис. 3.9.8 Решетки с поворотными и неподвижными жалюзи



Рис. 3.9.9 Решетки, оснащенные камерами статического давления



Рис. 3.9.10 Щелевые решетки

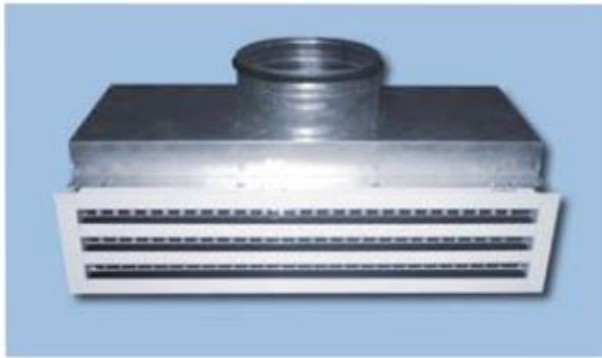


Рис. 3.9.11 Щелевые решетки, оснащенные камерой статического давления

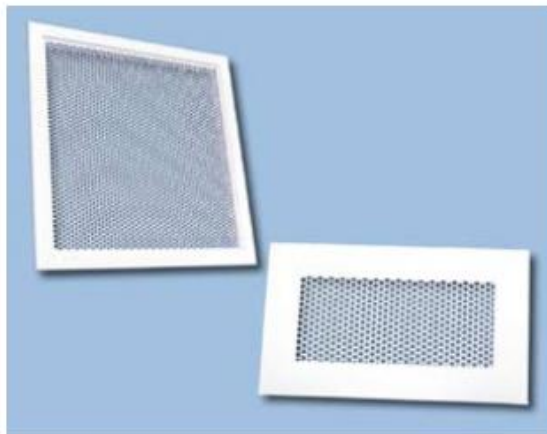


Рис. 3.9.12 Сотовые и перфорированные решетки



Рис. 3.9.14 Низкоскоростные быстрозатухающие воздухораспределители

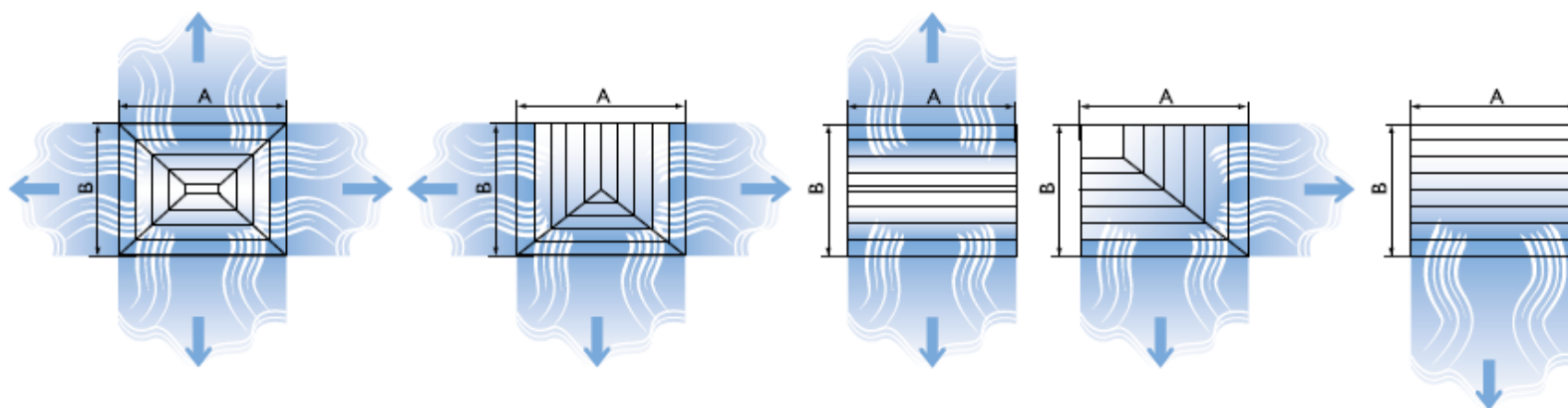
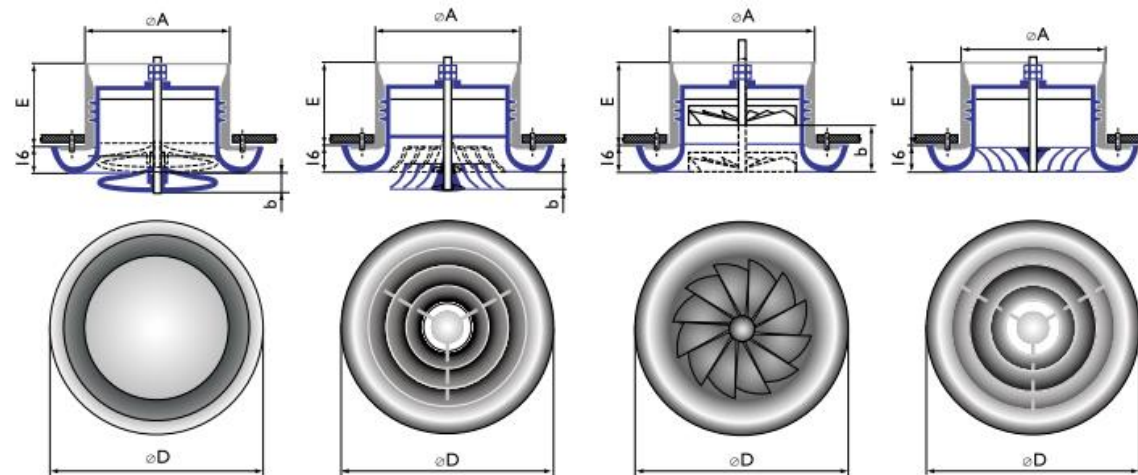


Рис. 3.9.15 Прямоугольные диффузоры



Схемы струй, формируемых диффузорами ДПУ-М, ДПУ-К, ДПУ-В, ДПУ-С

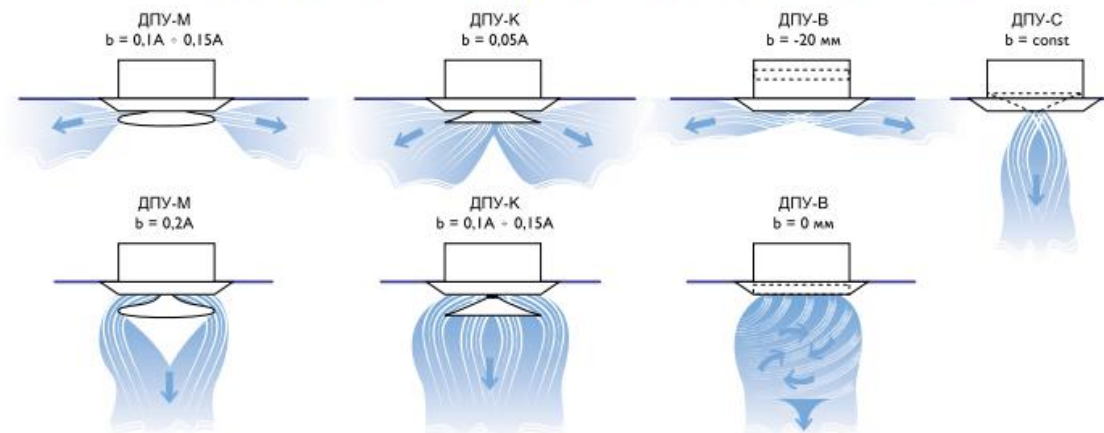


Рис. 3.9.16 Круглые диффузоры

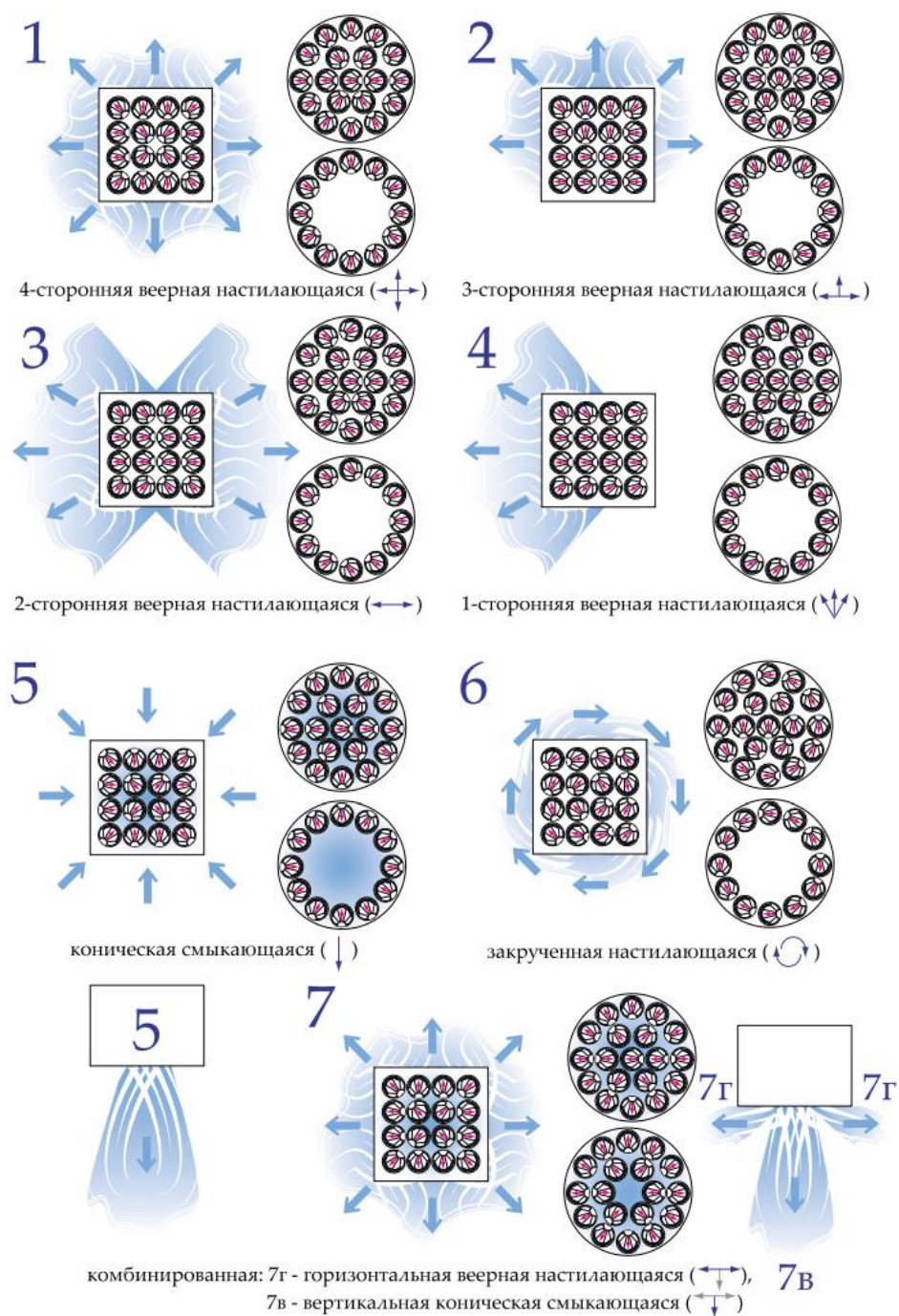
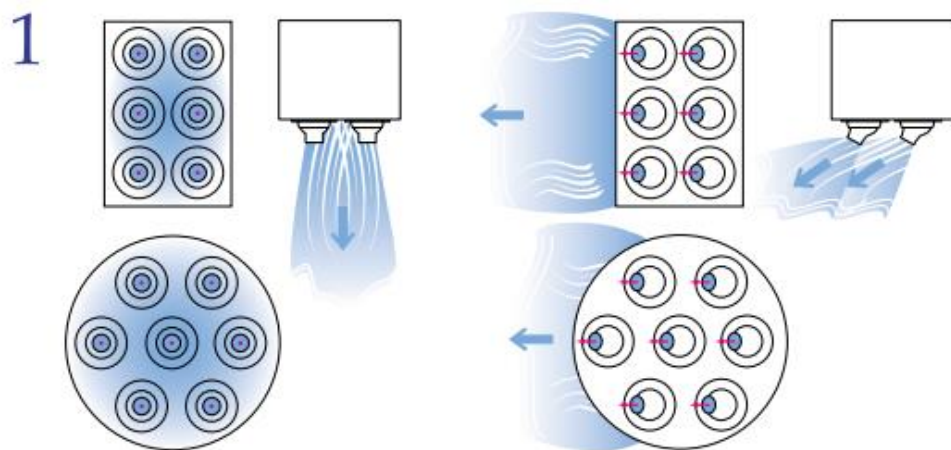
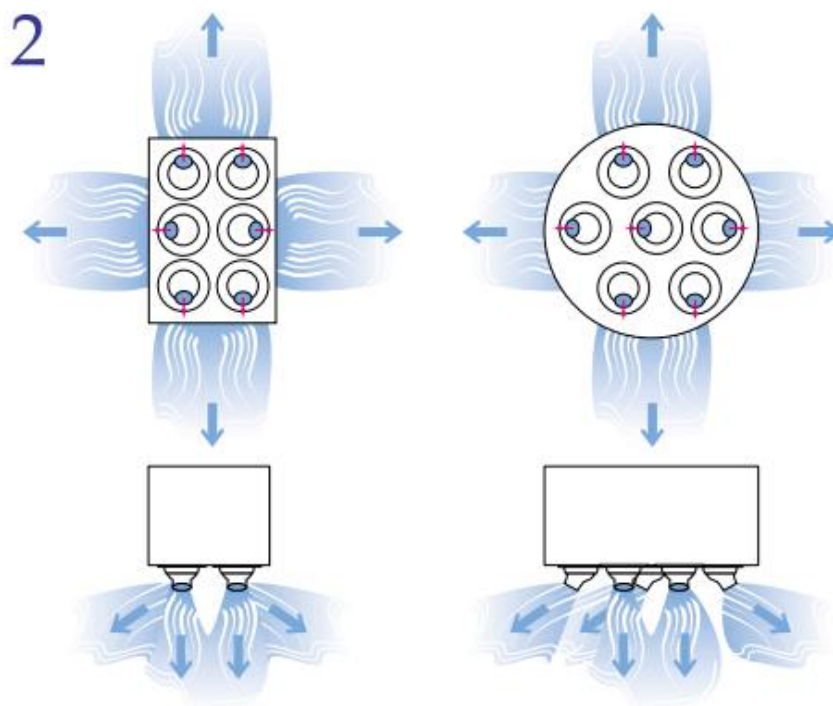


Рис. 3.9.17 Турбулизирующие панельные воздухораспределители



КОМПАКТНЫЙ ПОТОК



КОНИЧЕСКИЙ ПОТОК

Рис. 3.9.18 Панельные сопловые воздухораспределители

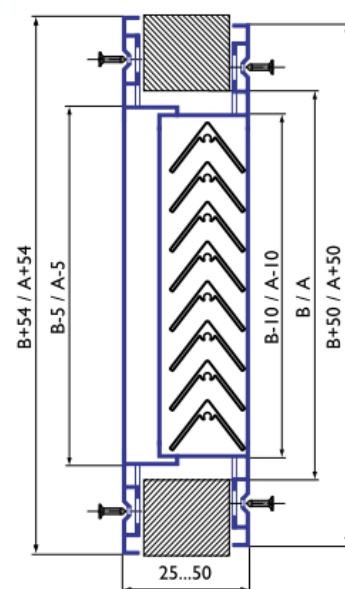


Рис. 3.9.19 Переточные решетки

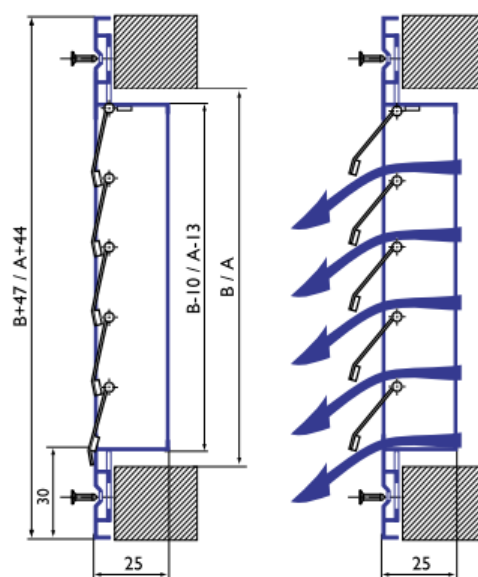


Рис. 3.9.20 Инерционные решетки

Воздух в вентилируемом помещении находится в непрерывном движении. Его движение индуцируется источниками и стоками воздуха и тепла, расположенными в помещении. Над тепловыми источниками возникают восходящие конвективные потоки нагретого воздуха, которые стремятся занять верхнюю часть помещения. Возле холодных поверхностей возникают ниспадающие конвективные потоки охлажденного воздуха, которые стремятся занять нижнюю часть помещения. Стоки воздуха возникают вблизи всасывающих отверстий вытяжной вентиляции.

Основное влияние на характер и интенсивность движения воздуха в вентилируемом помещении (схему циркуляции воздуха) оказывают приточные струи, формируемые воздухораспределителями (ВР). Назначение приточных струй – распределить свежий и специально подготовленный воздух в объеме вентилируемого помещения или его обслуживаемой (рабочей) зоне.

Приточной струей называется поток, образованный принудительным истечением воздуха из отверстия. Струя распространяется в направлении истечения как прямой относительно узкий поток с расширяющимися границами.

Приточная струя называется **свободной** (схемы Б, Г), если ограждения помещения и соседние струи не влияют на характер ее развития. Струю, распространяющуюся вдоль плоскости, называют **настильной** или **полуограниченной** (схемы А, Д, Ж), а струю, которая распространяется в относительно тесном помещении, – **стесненной**.

В зависимости от температуры струи по сравнению с температурой окружающего воздуха различают **изотермические** струи, имеющие ту же температуру, что и воздух в помещении, и **неизотермические** струи, имеющие температуру выше или ниже температуры воздуха в помещении.

Максимальные скорости движения V_x и избыточные температуры $\Delta t_x = |t_x - t_0|$ воздуха в струях располагаются на условных поверхностях максимальных

параметров (ПМП). Скорости и избыточные температуры воздуха уменьшаются к границам струи и по мере удаления струи от места истечения.

В зависимости от направления скорости истечения приточные струи можно разделить на **сосредоточенные** и **рассеянные**. Векторы скорости истечения сосредоточенных струй параллельны, векторы скорости истечения рассеянных струй расходятся. К сосредоточенным струям относятся компактные и плоские, рассеянными являются веерные струи, конические и комбинированные.

Компактные струи образуются при истечении воздуха из отверстий круглой или близкой к квадратной формы. ПМП представляет собой прямую линию, совпадающую с геометрической осью струи.

Веерные струи образуются при принудительном увеличении угла раскрытия струи. Различают полные веерные струи, у которых угол раскрытия составляет 360° , и неполные, у которых этот угол менее 360° . ПМП представляет собой плоскость, совпадающую с плоскостью принудительного угла раскрытия струи.

Конические струи образуются также при принудительном увеличении угла раскрытия струи. ПМП представляет собой коническую поверхность, причем, образующая конуса является аэродинамической осью струи. Коническая струя по мере удаления от начала истечения может трансформироваться в компактную, т.е. образуется коническая смыкающаяся струя, ось которой совпадает с геометрической осью воздухораспределителя.

Плоские струи образуются при истечении из вытянутых прямоугольных отверстий с отношением сторон $a_0/b_0 > 5$. ПМП представляет собой плоскость, совпадающую с геометрической плоскостью симметрии струи, параллельной большей стороне прямоугольного отверстия. Образующая при истечении из вытянутого прямоугольного отверстия струя рассчитывается как плоская на расстоянии $x < 6 \cdot a_0$ где a_0 – размер большей стороны прямоугольного отверстия; при $x > 6 \cdot a_0$ струя рассчитывается как компактная.

Максимальные параметры воздуха на основном участке находят по формулам для компактных, веерных и конических струй

$$V_x^{\max} = \frac{mV_0\sqrt{F_0}}{x} K_c K_\theta K_H \quad (3.9.1)$$

$$\Delta t_x^{\max} = \frac{n \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{F_0}}{x} \cdot \frac{K_\theta}{K_c K_H} \quad (3.9.2)$$

для плоских струй при $x < 6 \cdot a_0$

$$V_x^{\max} = \frac{m_1 V_0 \sqrt{b_0}}{x} K_c K_\theta K_H \quad (3.9.3)$$

$$\Delta t_x^{\max} = \frac{n_1 \cdot \Delta t_0 \cdot \sqrt{b_0}}{x} \cdot \frac{K_\theta}{K_c K_H} \quad (3.9.4)$$

Для плоских струй при $x > 6 \cdot a_0$ значения V_x и Δt_x определяют по формулам (3.9.1) и (3.9.2), где принимают $m = 2,45 \cdot m_1$; $n = 2,45 \cdot n_1$ и $F_0 = a_0 \cdot b_0$.

Изотермическими следует считать условия, при которых температура струи не отличается от температуры воздуха в помещении, а развитие струи происходит под воздействием инерционных сил ($K_H = 1$).

В неизотермических условиях развитие приточных струй происходит под влиянием инерционных и гравитационных сил, возникающих за счет разности плотностей воздуха в струе и в помещении. Соотношение этих сил влияет на форму траектории и значения максимальных параметров воздуха в струе ($K_H \neq 1$).

При подаче «охлажденного» воздуха, когда его температура ниже средней температуры воздуха в помещении, гравитационные силы могут «оторвать» приточную струю от потолка при подаче по схемам А, Д, Ж или увеличить угол наклона струи (схема Б), при этом расчетная длина струи уменьшается и она достигает рабочую зону с параметрами выше заданных (нормируемых).

При подаче нагретого воздуха, когда его температура выше средней температуры воздуха в помещении, гравитационные силы направлены вверх и стремятся «затормозить» приточную струю, возникает опасность ее

«всплывания» и, как следствие, недогрева обслуживаемой зоны. Учитывая этот факт, наиболее эффективными для работы СВ и КВ в режиме воздушного отопления являются схемы: Б – сверху вниз наклонными струями, В – горизонтальными струями выше рабочей зоны, Г – сверху вниз компактными, коническими и неполными веерными струями.

Предельное значение избыточной температуры приточной струи (как нагретой, так и охлажденной) $\Delta t_0^{\max}$, при котором обеспечивается сохранение расчетной схемы подачи, в общем виде определяется по формуле

$$\Delta t_x^{\max} = K \frac{(m \cdot V_0)^2 \cdot \sqrt{F_0}}{x^2 n} \quad (3.9.5)$$

где K – коэффициент, зависящий от типа струи, схемы подачи воздуха (А, Б, Г, Д, Е и Ж) и направления действия инерционных и гравитационных сил. Значения коэффициента K приведены далее в соответствующих формулах при рассмотрении каждой схемы.

Влияние гравитационных сил на значения максимальных параметров воздуха в струе V_x и Δt_x учитывается при условии свободного развития струи (схемы Б и Г) коэффициентом неизотермичности K_n , зависящим от геометрической характеристики струи H .

Геометрическая характеристика H – комплексный параметр, характеризующий неизотермичность струи, м. Для компактных, конических и веерных струй

$$H = \frac{5,45 \cdot m V_0 \sqrt[4]{F_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0}} \quad (3.9.6)$$

для плоских струй

$$H = 9,6 \cdot \sqrt[3]{b_0 \frac{(m V_0)^4}{(n \cdot \Delta t_0)^2}} \quad (3.9.7)$$

Величина K_n при наклонной подаче (схема Б) определяется по формуле $K_n = \cos(0,6a) x$

$$K_n = \cos(0,6\alpha) \times \sqrt{\cos^2(0,6\alpha) + \left[\sin(0,6\alpha) \pm \left(\frac{x_6}{H \cdot \cos(0,6\alpha)} \right)^2 \right]^2} \quad (3.9.8)$$

где $x_6 = \cos(0,6\alpha)$

Величина K_n при вертикальной подаче воздуха сверху вниз (схема Г) может быть рассчитана по следующим формулам

для компактных и конических струй

$$K = \sqrt[3]{1 \pm 3 \cdot \left(\frac{x}{H} \right)^2} \quad (3.9.9)$$

для неполных веерных струй

$$K = \sqrt[3]{1 \pm 1,5 \cdot \left(\frac{x}{H} \right)^2} \quad (3.9.10)$$

для плоских струй

$$K = \sqrt[3]{1 \pm 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{x}{H} \right)^3}} \quad (3.9.11)$$

В формулах (8–11) знак «+» соответствует подаче охлажденного воздуха, знак «−» – подаче теплого воздуха.

При вертикальной подаче теплого воздуха формулы 9–11 справедливы при значении $H^{хол} / \sqrt{F_0} \geq 14,7$. Если $H^{хол} / \sqrt{F_0} < 14,7$, то K_n определяется по графику в зависимости от параметра $H^{хол} / \sqrt{F_0}$ и от относительной дальности вертикальной струи $x / \sqrt{F_0}$ по рисунку 3.9.21.

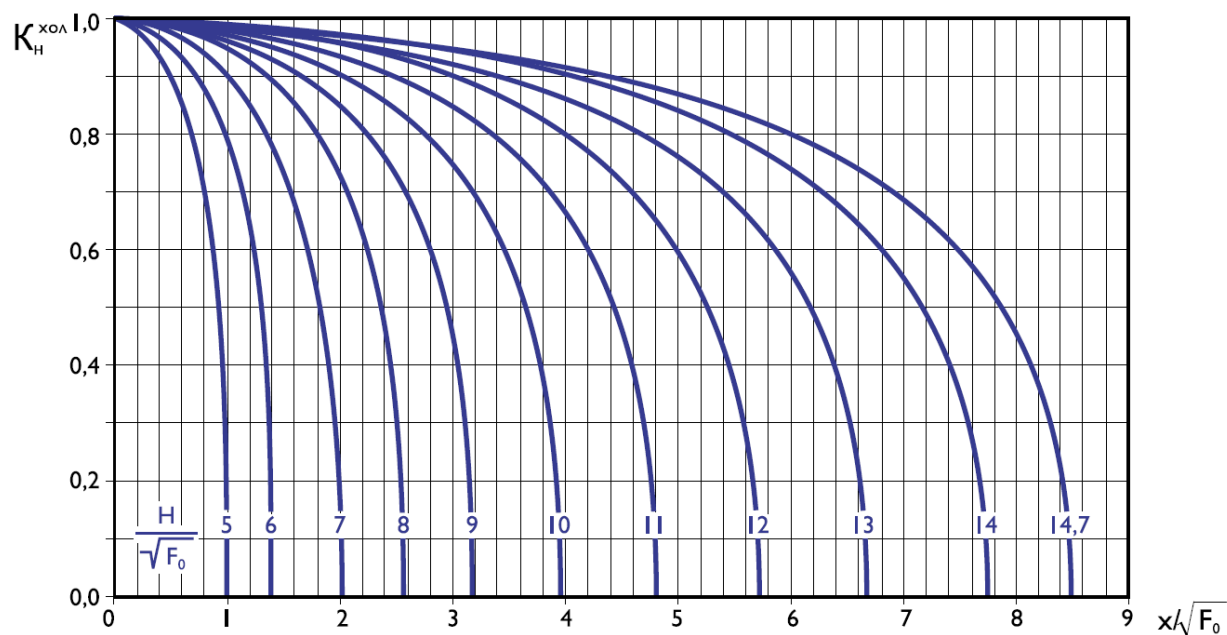


Рис. 3.9.21 График для определения коэффициента неизотермичности

Относительная дальнобойность вертикальной струи $x/\sqrt{F_0}$ также зависит от параметра $H^{хол}/\sqrt{F_0}$ и определяется по рисунку 3.9.22.

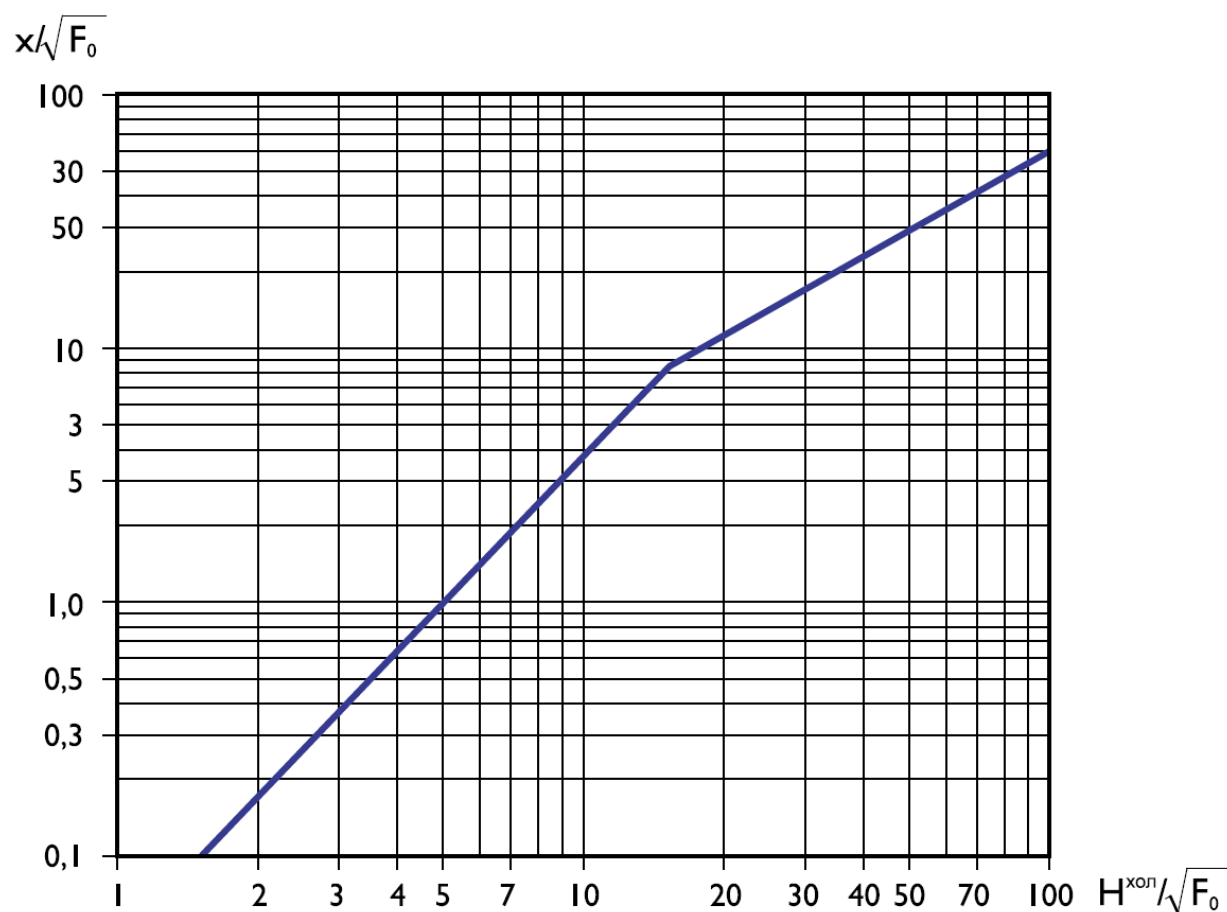


Рис. 3.9.22 График для определения дальнобойности вертикальной нагретой струи

Струя считается стесненной, если она испытывает тормозящее влияние индуцированного ею обратного (встречного) потока. Значения скорости воздуха в стесненной струе уменьшаются по сравнению со свободной струей. Избыточная температура падает медленнее, чем в свободной струе.

При подаче воздуха стесненными струями, затухающими в верхней зоне, рабочая зона омывается обратным потоком. Такая подача воздуха называется сосредоточенной (Схема В). Максимальная скорость воздуха в обратном потоке (в рабочей зоне) достигается на расстоянии от истечения, на котором струя имеет максимальную площадь поперечного сечения.

Максимальные значения скорости и избыточной температуры воздуха в обратном потоке следует определять по формулам

для компактных и неполных веерных струй

$$V_{обп}^{\max} = 0,78V_0 \cdot \sqrt{\frac{F_0}{b_1 \cdot h_{ном}}} \quad (3.9.12)$$

$$\Delta t_{обп}^{\max} = 1,4\Delta t_0 \cdot \sqrt{\frac{F_0}{b_1 \cdot h_{ном}}} \quad (3.9.13)$$

для плоских струй

$$V_{обп}^{\max} = 0,75V_0 \cdot \sqrt{\frac{b_0}{h_{ном}}} \quad (3.9.14)$$

Расстояние от истечения струи до места с максимальными значениями параметров в обслуживаемой зоне составит

для компактных и неполных веерных струй

$$x = 0,31m\sqrt{b_1 h_{ном}} \quad (3.9.15)$$

для плоских струй

$$x = 0,15m^2 h_{ном} \quad (3.9.16)$$

При подаче воздуха в помещение несколькими струями может происходить их взаимодействие. При взаимодействии параллельных струй увеличиваются значения параметров воздуха по сравнению с параметрами

одной струи. Если струи направлены навстречу друг другу, то скорости в суммарном потоке по сравнению с одной струей уменьшаются.

Не следует учитывать взаимодействие воздушных струй, когда ВР расположены относительно равномерно и подпитка струй идет встречным потоком, приводящим к уменьшению скорости воздуха в каждой струе, учитываемому коэффициентом стеснения K_c . Такой случай имеет место при сосредоточенной подаче воздуха.

Не следует учитывать взаимодействие и тогда, когда воздуховыпускные устройства (диффузоры, решетки) располагаются равномерно по площади потолка (схемы Г, Д, Ж).

Значение коэффициента взаимодействия можно определить по Справочнику проектировщика «Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2.» М., Стройиздат, 1992 г.

При настилении струи на потолок (схемы А, Д, Ж) ее дальноточность увеличивается в 1,4 раза, что учтено в значениях t , приведенных в таблицах рекомендуемых воздухораспределителей и их аэродинамических характеристик.

Воздухообмен в помещении следует организовывать таким образом, чтобы обеспечить оптимальные (или допустимые) параметры микроклимата и чистоту воздуха в обслуживаемой (рабочей) зоне помещения.

При выборе схем организации воздухообмена следует учитывать архитектурно-строительные решения здания и отдельных помещений, особенности технологического процесса, требования действующих нормативных документов.

Подачу приточного воздуха в помещения с постоянным пребыванием людей необходимо предусматривать таким образом, чтобы он не поступал через зоны с большим загрязнением в зоны с меньшим загрязнением.

Подача воздуха сверху вниз коническими смыкающимися и несмыкающимися струями (схема Г), веерными настиляющимися на потолок

струями (схема Д) и комбинированными (схема Ж) рекомендуется для помещений, как правило, с повышенной кратностью воздухообмена (более 10 1/ч) и особыми требованиями к равномерности распределения параметров воздуха по обслуживаемой зоне.

Для выполнения санитарно-гигиенических требований при входе воздушной струи в обслуживаемую (рабочую) зону или в обратном потоке воздуха, проходящем по обслуживаемой (рабочей) зоне, максимальная скорость движения и максимальная избыточная температура воздуха не должны превышать значений $V_x^{\max} \leq K_n V_{\text{норм}}$, $\Delta t_x^{\max} \leq \Delta t_{\text{норм}}$. Нормируемые скорость $V_{\text{норм}}$ и температуру $t_{\text{норм}}$ воздуха в рабочей зоне помещения следует принимать в соответствии с действующими нормативными документами «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование» - М, Госстрой РФ, 2004.

Значения коэффициента K_n избыточной температуры $\Delta t_{\text{норм}}$ представлены в приложениях П1 и П2 каталога воздухораспределителей компании "Арктос".

Размер «модуля» $a \times b$ обслуживаемого одним ВР, для схем подачи А, Б, В, Е должен удовлетворять условиям:

$$0,31 \leq \frac{a_1}{m \cdot \sqrt{b_1 \cdot h_{\text{ном}}}} \leq 0,62; \quad (3.9.17)$$

$$0,8 \leq \frac{b_1}{h_{\text{ном}}} \leq 3$$

При подаче воздуха по схемам Г, Д, Ж при выборе площади помещения, приходящейся на один ВР, требуется соблюдать условие:

$$\sqrt{a_1 \cdot b_1} = (1 \div 3,3) \cdot (h_0 - h_{\text{о.з.}}) \quad (3.9.18)$$

Шаг установки воздухораспределителей b_1 рекомендуется принимать от 2 до 6 метров.

Для помещений с повышенными требованиями к равномерности параметров воздуха в обслуживаемой зоне рекомендуется соблюдение условия:

$$\sqrt{a_1 \cdot b_1} = (1,25 \div 2,0) \cdot (h_0 - h_{o.з.}) \quad (3.9.19)$$

Исходными данными для выбора и расчета ВР являются:

- тип и назначение помещения;
- архитектурно-планировочные решения;
- удельные тепловые нагрузки;
- нормируемые параметры воздуха в обслуживаемой зоне.

Расчет ВР сводится к подбору их количества и размеров для обеспечения скоростей и перепадов температуры в месте внедрения струи в обслуживаемую зону, не превышающих нормируемые.

На первом этапе осуществляется подбор ВР без учета влияния стеснения, взаимодействия и неизотермичности. В этом случае по заданной воздушной нагрузке L_0 , выбранной схеме подачи и принятой избыточной температуре Δt_0 назначают «модуль» площади помещения $F_{o.з.} = a_1 b_1$ приходящийся на один ВР, и типоразмер F_0 . По номограмме I (стр. 174, каталог воздухораспределителей компании "Арктос") в зависимости от расчетной длины струи x согласно выбранной схеме и коэффициентов m и n определяются параметры воздуха в обслуживаемой зоне V_x , Δt_x и сопоставляются с нормируемыми. Далее полученные значения корректируются на поправки K_c , K_b , K_n , учитывающие влияние стеснения, взаимодействия и неизотермичности, и сопоставляются с нормируемыми:

$$V_x^{\max} = V_x K_c K_b K_n \quad (3.9.20)$$

$$\Delta t_x^{\max} = \Delta t_x \frac{K_b}{K_c K_n} \quad (3.9.21)$$

Коэффициент неизотермичности K_n рассчитывается по формулам (3.9.8-11) или по номограмме III (стр. 176, каталог воздухораспределителей компании "Арктос") и графику (стр. 171, каталог воздухораспределителей компании "Арктос"). Если $V_x^{\max} \leq K_n V_{\text{норм}}$, $\Delta t_x^{\max} \leq \Delta t_{\text{норм}}$, то расчет завершается. В противном случае следует изменить F_0 , V_0 или число ВР и $F_{o.з.}$ и повторить расчет.

Проверяется условие сохранения расчетной схемы – определение максимально допустимой избыточной температуры приточного воздуха $\Delta t_0^{\max}$ (Для теплого или холодного периода года) и сопоставление ее с заданной Δt_0 по формуле 3.9.5 или по номограмме II (стр. 175, каталог воздухораспределителей компании "Арктос") для соответствующих схем подачи.

Если полученное значение $\Delta t_0^{\max} \geq \Delta t_0$ то для принятых условий схема подачи сохраняется, и расчет завершается. Если полученное значение $\Delta t_0^{\max} < \Delta t_0$, то для принятых условий схема подачи не обеспечивается и необходимо изменить одно из условий – «модуль» площади помещения $F_{0.з.} = a_1 b_1$, тип, размер F_0 воздухораспределителя либо уменьшить значение Δt_0 и пересчитать воздушную нагрузку L_0 .

При работе системы вентиляции (кондиционирования) в режиме воздушного отопления можно принять $\Delta t_0^{\max} = \Delta t_0$ а недостающее тепло компенсировать электрическими или водяными тепловентиляторами.