П.Н. Каменев, Е.И. Тертичник

Вентиляция

Допущено
Министерством образования Российской Федерации
в качестве учебника для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по направлению «Строительство»
(специальность 290700 «Теплогазоснабжение и вентиляция»)



Издательство Ассоциации строительных вузов
МОСКВА 2008

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Рецензенты:

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»
Московского института коммунального хозяйства и строительства
(заведующий кафедрой профессор, кандидат технических наук
Е. М. Авдолимов)

Ученый секретарь ОАО «Гипрониавиапром»
кандидат технических наук *А. В. Куприянов*

Начальник отдела «Отопление и вентиляция»
ОАО «Гипрониавиапром» *Б. П. Кириллов*

Каменев П.Н., Тертичник Е.И.
Вентиляция. Учебное пособие. – М., Изд-во АСВ, 2008. – 624 с., 280 илл.

ISBN 978-5-93093-436-6

В книге рассмотрены теоретические основы вентиляции общественных и производственных зданий, даны рекомендации по проектированию и эксплуатации вентиляционных систем. Изложена физическая сущность явлений и процессов, связанных с вентиляцией, даны способы расчета вентиляционных систем, рекомендации по подбору оборудования. Сведения об оборудовании приведены лишь в той мере, в которой они необходимы при описании конструктивных особенностей вентиляции и использованы в расчетах вентиляционных систем.

Книга является учебником для студентов специальности «Теплогазоснабжение и вентиляция» строительных вузов. Она может быть полезной инженерам, занимающихся проектированием, монтажом, наладкой и эксплуатацией систем вентиляции в жилых, общественных и производственных зданиях.

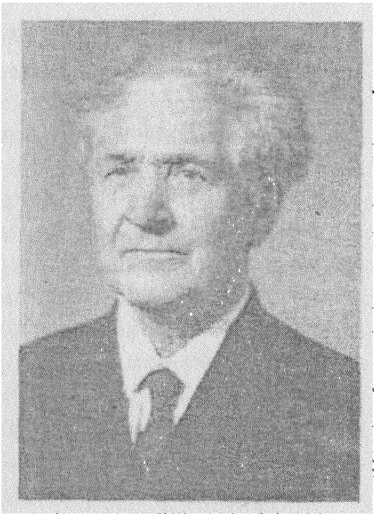
ISBN 978-5-93093-436-6



© Издательство АСВ, 200
© Каменев П. Н.,
Тертичник Е. И., 2008

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Профессор Петр Николаевич Каменев (1892 – 1973)



Профессор П.Н. Каменев является одним из отечественных ученых и инженеров, заложивших теоретические и методические основы дисциплин отопления и вентиляции. Петр Николаевич Каменев – автор неоднократно переиздававшихся учебников по вентиляции, на которых воспитывались многие поколения специалистов. Его исключительные жизненная активность, целеустремленность, трудоспособность, широта научных и инженерных интересов могут служить примером.

Петр Николаевич Каменев родился в 1892 г. в селе Пеньшитно близ г. Новосиль Тульской губернии в семье мещан. В 1907 г. окончил Ростовское-на-Дону городское пятиклассное училище и поступил в среднее техническое училище. В 1910 году его отец умер, и для продолжения учебы пришлось зарабатывать репетиторством. После окончания среднетехнического училища в 1912 г. поступил на механическое отделение Харьковского Технологического института и одновременно на работу в строительную контору инж. М. К. Компонийца в качестве чертежника.

В 1916 г., являясь студентом 4 курса, устраивается на завод Ливенского акционерного общества в Лисичанске в качестве техника, впоследствии был назначен начальником строительного отдела. В 1917 г. перешел на работу в контору по устройству центрального отопления и вентиляции инж. Г. Г. Барлаха в Харькове. В 1918г. окончил институт с отличием. С 1916 по сентябрь 1931 г. проектировал и руководил монтажом сантехнических систем и систем отопления в городах Сталино и в Харьков.

В 1931 г. был приглашен на должность профессора в Московский инженерно-строительный институт (МИСИ), а в декабре того же года назначен заведующим кафедрой «Промышленная вентиляция». С этого времени трудовая деятельность П.Н. Каменева неразрывно связана с кафедрой «Отопление и вентиляция» МИСИ. Одновременно он являлся старшим научным сотрудником института «Норм и Стандартов». В феврале 1934 г. дополнительно занял должность заведующего кафедрой «Промышленная вентиляция» в Горьковском инженерно-строительном институте.

В 1934 г. ВАК утвердил П.Н. Каменева в звании и. о. профессора, а в 1935 г. присвоил ученую степень кандидата технических наук без защиты диссертации.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

7 декабря 1938 г. в МИСИ им. В.В. Куйбышева П.Н. Каменев защитил докторскую диссертацию, написанную и на базе вышедшей в 1936 г. книги «Смешивание потоков», а в феврале 1939 г. ВАК СССР ему было присвоено ученое звание профессора.

Разработка теории струйных аппаратов с высоким коэффициентом полезного действия, кроме теоретического значения, имела успешное практическое применение. По проектам П. Н. Каменева были построены: гидроэлеватор на строительстве канала Москва-Волга, который перемещал до 3000 $м^3$ грунта в сутки, гидроэлеватор для выравнивания дна реки Волги, гидроэлеваторы водопроводной станции для водоснабжения г. Саратова и др.

В 1943 г. проф. П.Н. Каменев спроектировал водогрейные и паровые котлы, которые нашли широкое применение в строительной промышленности. Было изготовлено более 200 таких котлов.

В 1948 г. вышла из печати книга П.Н. Каменева «Расчет однотрубных систем водяного отопления», в которой были представлены номограммы для расчета однотрубных систем отопления и доказана большая, чем у двухтрубных систем, их гидравлическая устойчивость.

Много сил и энергии отдал П.Н. Каменев написанию неоднократно переиздававшихся учебников «Отопление и вентиляция» в двух частях, перерабатывая и дополняя их от издания к изданию.

Основные научные и методические труды:

1. Аналитический расчет сложного вентиляционного трубопровода (30 п.л.), 1929 г., Технокнига, Харьков.
2. Расчет воздуховодов и водоструйных аппаратов (35 п. л.), 1934 г., изд-во Стандартизация и рационализация.
3. Смешивание потоков (16 п. л.), 1936 г., ГОНТИ, Москва.
4. Динамика потоков промышленной вентиляции (36 п. л.), 1938 г., Стройиздат.
5. Дополнение к книге Мойер и Фитц «Кондиционирование воздуха» (15 п. л.), 1946 г., Пищепромиздат.
6. Расчет однотрубных систем водяного отопления (22 п. л.), 1948 г., изд-во Министерства коммунального хозяйства.
7. Гидроэлеваторы и другие струйные аппараты (28 п. л.), 1950 г., Машстройиздат.
8. Отопление и вентиляция. Ч. 1-я. Отопление. Учебник под редакцией П. Н. Каменева и при его участии (22 п. л.), 1956 г., Стройиздат.
9. Отопление и вентиляция. Ч. 2-я. Вентиляция (31 п. л.), 1959 г, Стройиздат.
10. Гидроэлеваторы в строительстве. 1964 г.

Научные труды П. Н. Каменева получили признание не только в нашей стране, но и за ее пределами.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ПРЕДИСЛОВИЕ

Вентиляция является одной из основных дисциплин, составляющих специальность «Теплогазоснабжение, вентиляция и кондиционирование воздуха». Ее основу составляют общетеоретические дисциплины: «Гидравлика», «Аэродинамика», «Термодинамика и теплопередача». Дисциплина «Вентиляция» тесно связана с другими специальными техническими дисциплинами, составляющими специальность «Теплогазоснабжение и вентиляция»: «Теоретические основы создания микроклимата в помещении», «Строительная теплофизика», «Насосы, вентиляторы и компрессоры», «Теплоснабжение», «Кондиционирование воздуха и холодоснабжение», «Газоснабжение», «Автоматизация и управление процессами теплогазоснабжения и вентиляции». Она включает в себя в сокращенном виде многие смежные элементы перечисленных дисциплин, а также вопросы экономики, использования вычислительной техники, производства монтажных работ, изучаемых в соответствующих курсах. Заметное место в современной вентиляции занимает информатика. Причины тому: усложнение расчетов, повышение требований к их точности, сокращение сроков выполнения проектов. Проектные работы, составление смет, выполнение чертежей, планирование работ и, в ряде случаев, представление выполненной работы заказчику в настоящее время производятся в электронной форме.

В учебнике широко использованы теоретические разработки одного из основоположников нашей специальности – профессора П. Н. Каменева и внесшего значительный вклад в развитие вентиляции и теории воздушного режима здания – профессора В. П. Титова.

При составлении учебника широко использованы материалы предыдущих учебников, составленных профессором П. Н. Каменевым, коллективом кафедры «Отопление и вентиляция» под общим руководством профессора В. Н. Богословского, а также труды основоположников дисциплины «Вентиляция»: профессоров В. В. Батурина, П. Н. Каменева, М. Ф. Бромлея и других.

Предыдущий учебник «Вентиляция», разработанный коллективом кафедры «Отопление и вентиляция» Московского инженерно – строительного института им. В. В. Куйбышева (МИСИ), вышел в свет в 1976 году. За этот период произошло возрождение рыночной экономики, что повлекло за собой глубочайшие изменения в экономике, в том числе и в области строительной индустрии. Коренным образом изменились нормативная база, соотношение в использовании отечественной и зарубежной техники. Появились новые виды вентиляционного оборудования, в некоторых случаях, не имевших аналогов в выпускавшейся в России продукции. Все это должно было найти отражение в учебнике при со-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

хранении общих принципов построения учебника, разработанных проф. П. Н. Каменевым.

Как и в предыдущих редакциях, в учебнике отсутствуют подробные описания постоянно модернизирующегося вентиляционного оборудования, справочные данные или зависимости приведены в той мере, в которой они входят в расчетные методики или примеры расчетов, приведенные в учебнике.

В учебнике с учетом современного состояния теории и практики прикладной аэродинамики, вычислительной техники изложены основы расчета, проектирования, наладки и эксплуатации вентиляционных систем в жилых, общественных и производственых зданий. Рассмотрены вопросы нормирования параметров внутреннего воздуха, свойства воздуха и процессы изменения его тепловлажностного состояния, балансы помещения по воздуху и различным видам вредных выделений. В связи с имеющей место тенденции перехода от физического к математическому моделированию повышенное внимание уделено теоретическим основам аэродинамики, струйным течениям. Предложены методики аналитического расчета аэрации однопролетных и многопролетных цехов способом последовательного приближения с применением персонального компьютера. Изложены вопросы аэродинамики вентиляционных систем, нагревания и охлаждения воздуха, конструирования приточно-вытяжной вентиляции, очистки удаляемого воздуха и защиты воздушного бассейна от загрязнения вентиляционными выбросами.

Изучение курса вентиляции предполагает хорошее усвоение материала, изучаемого ранее. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха устраиваются в самых различных зданиях и сооружениях, специалист по вентиляции должен обладать знаниями по архитектуре и строительству, учитывать особенности технологического процесса и архитектурно – планировочных решений зданий, чему также уделено внимание в курсе.

Авторы приносят благодарность профессору д.т.н. Ю. Я. Кувшинову за ценные замечания по содержанию рукописи.

Авторы выражает искреннюю признательность рецензентам – кафедре Теплогазоснабжения и вентиляции Московского института коммунального хозяйства и строительства (заведующий кафедрой, проф. к.т.н. Е. М. Авдолимов, доценты к.т.н. А.В. Китайцев и А.Т. Мелик-Аракелян), инженерам Б. П. Кириллову и А.В. Куприянову (ГИПРОНИИАВИАПРОМ) – за ценные советы и замечания, сделанные при рецензировании рукописи учебника.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 1

САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

§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. Обычными вредными выделениями для жилых и гражданских зданий являются тепло- и влагоизбытки, углекислый газ. В животноводческих помещениях к перечисленным вредным выделениям добавляется аммиак. Перечень вредных веществ, выделяющихся в воздух промышленных зданий, состоит из многих тысяч наименований. Среди них есть радиоактивные аэрозоли, канцерогенные вещества (сажа, аэрозоль никеля, диоксин и т.д.), пары и газы, как взрывоопасные, так и воздействующие на кожный покров и слизистые оболочки организма.

Основной задачей вентиляции является поддержание состояния воздушной среды, благоприятной для пребывания в помещении человека и выполнения технологических процессов.

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 нем человека. Примерами тому являются хлопкопрядильные цехи ткацких фабрик, в которых поддерживается относительная влажность воздуха, близкая к 100%, холодильные камеры для хранения овощей с круглогодичной температурой 0–2°С и др.

Воздействие на человека вредных веществ, содержащихся в воздухе помещения, может вызвать заболевания, называемые «профессиональными», так как их причиной являются неблагоприятные условия на рабочих местах. Часто – это обычные заболевания (бронхит, ревматизм, астма, цирроз печени) «профессиональное происхождение» которых подтверждается более частой наблюдаемостью ее у работников данного производства по сравнению с населением

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

данного района, поселка, города. Это могут быть и специфические заболевания, в природе не встречающиеся. К ним относится лучевая болезнь. Из профессиональных заболеваний наиболее распространены *пневмокониозы* – следствие отложения и накопления пыли в легких. Пневмокониозы различают по видам вдыхаемой пыли.

Силикоз возникает при вдыхании в течение длительного времени пыли, содержащей двуокись кремния. Признаком заболевания является выделение гнойной мокроты, силикоз часто является причиной заболевания туберкулезом легких.

Асбестоз – следствие вдыхания волокнистой асбестовой пыли. Симптомы: приступообразный кашель, резкая слабость, сероземлистая окраска кожных покровов, осложнение – рак легких.

Существуют также пневмокониозы от вдыхания цементной и пыли стекловаты.

Поэтому, *второй задачей вентиляции является борьба с профессиональными заболеваниями путем обеспечения требуемых нормами условий на рабочих местах.*

Вредные вещества, выбрасываемые в атмосферу вытяжными вентиляционными установками, загрязняют ее и служат причиной серьезного ущерба человеческому здоровью, животному и растительному миру. Борьба с этим видом загрязнений ведется путем:

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

Третья задача вентиляции – защита атмосферного воздуха от загрязнения вредными веществами, содержащимися в вентиляционных выбросах.

§2. Гигиенические параметры микроклимата вентилируемого помещения

Человеческий организм постоянно вырабатывает теплоту, которая должна отдаваться окружающей среде. В противном случае произойдет перегрев организма и ухудшение самочувствия. В особо тяжелых случаях перегрева (например, в «горячих цехах» металлургического и иных производств) может произойти так назы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ваемый «тепловой удар», сопровождающийся потерей сознания и судорогами.

Различают три категории видов трудовой деятельности:

а) при *легком труде* полное потребление кислорода менее 0,5 л/мин, не более чем в 2 раза превышает его потребление в состоянии покоя, а полная теплопродукция организма не превышает 175 Вт. К этой категории относят сидячую работу.

б) в случае труда средней степени тяжести потребление кислорода в 2–4 раза превышает его потребление в состоянии покоя, составляя 0,5–1 л/мин, полная теплопродукция составляет 175–300 Вт. К этой категории относят немеханизированный труд, рукоделие и т.д.

в) при тяжелом труде полное потребление кислорода в 4–8 раз превышает его потребление в состоянии покоя, составляя 1–2 л/мин, полное производство теплоты составляет 350–700 Вт.

Отдача тепла происходит путем излучения и конвекции. Теплота расходуется также на испарение с поверхности кожи, нагрев вдыхаемого воздуха и принимаемой пищи. В случае нормального теплообмена все вырабатываемое тепло отдается окружающей среде, система терморегуляции не испытывает напряжения и свое самочувствие человек оценивает как комфортное.

Интенсивность теплоотдачи определяется совместным действием температуры, относительной влажности и подвижности окружающего воздуха, а также температурой поверхностей ограждений помещения.

Наиболее важные сочетания параметров воздуха и окружающей среды:

- температура воздуха и окружающих поверхностей, оценивается *результирующей температурой*;
- температура воздуха и относительная влажность воздуха, оцениваются *эффективной температурой;*
- температура воздуха, скорость воздушного потока, относительная влажность воздуха, оцениваются *эквивалентной эффективной температурой.*

Кроме того, теплоотдача организма определяется сочетаниями параметров:

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

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Результирующая, эффективная, эквивалентная эффективная температуры используются в действующих нормативно-технических документах или являются основой для выбора расчетных параметров воздушной среды помещения.

Результирующую температуру принято определять как среднюю арифметическую между температурой воздуха и радиационной температурой помещения

$$t_{рез} = 0{,}5(t_в + t_R). \tag{1.1}$$

Более точно она может быть определена по формуле:

$$t_{рез} = 0{,}557t_в + 0{,}443t_R, \tag{1.2}$$

где $t_{рез}$, $t_в$, t_R – соответственно, результирующая температура помещения, температура воздуха и радиационная температура помещения °С.

Понятие радиационной температуры помещения подробно рассматривалось в курсе «Строительная теплофизика».

Профессором В.Н. Богословским были предложены соотношения между температурой воздуха и радиационной температурой, соответствующие комфортному самочувствию человека при легкой работе для теплого:

$$t_R = 36 - 0{,}5t_в \tag{1.3}$$

и холодного:

$$t_R = 29 - 0{,}57t_в \tag{1.4}$$

периодов года.

Результирующую температуру помещения измеряют с помощью шарового термометра.

Межгосударственный стандарт ГОСТ 30494-96 «Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях» предусматривает применение двух разновидностей шарового термометра:

- обычный шаровой термометр для измерения результирующей температуры; в виде зачерненной снаружи (степень черноты 0,95) полой сферы, изготовленной из меди или другого теплопроводного материала, внутри которой помещен либо стеклянный термометр, либо термоэлектрический преобразователь;
- шаровой термометр для определения «локальной асимметрии результирующей температуры», вызванной наличием в помещении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

поверхностей с высокими температурами; прибор изготавливается в виде полой сферы, у которой одна половина имеет зеркальную поверхность (степень черноты не выше 0,05), а другая – зачерненную поверхность (степень черноты не ниже 0,95).

Этот стандарт нормирует внутренний микроклимат в жилых и общественных зданиях по четырем параметрам: температуре воздуха, результирующей температуре, относительной влажности и скорости движения воздуха.

В США Американским обществом по отоплению и вентиляции (ASHRAE) были произведены многочисленные исследования самочувствия человека при различных сочетаниях температуры, относительной влажности и скорости воздуха. Опыты проводились над людьми, одетыми в обыкновенную одежду, или обнаженными до пояса. Производились опрос и регистрация мнений о самочувствии при воздействии искусственно создаваемых температуре, относительной влажности и подвижности воздуха.

Выполненные исследования явились основой учения об эквивалентных и эквивалентных эффективных температурах.

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 определенной скорости.

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

На рис. 1.1 представлена диаграмма эффективной и эквивалентной эффективной температуры для легко одетого человека по данным Хьюстена, Яглоу и Мюллера. На диаграмме указаны температурные шкалы по сухому и мокрому термометрам и поле эффективных температур, линии равных скоростей (изотахи) соответствующие различным значениям скорости воздуха. Поле кривых эффективных температур имеет собственную шкалу температур по сухому термометру, которой пользуются при определении эффективных эквивалентных температур.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

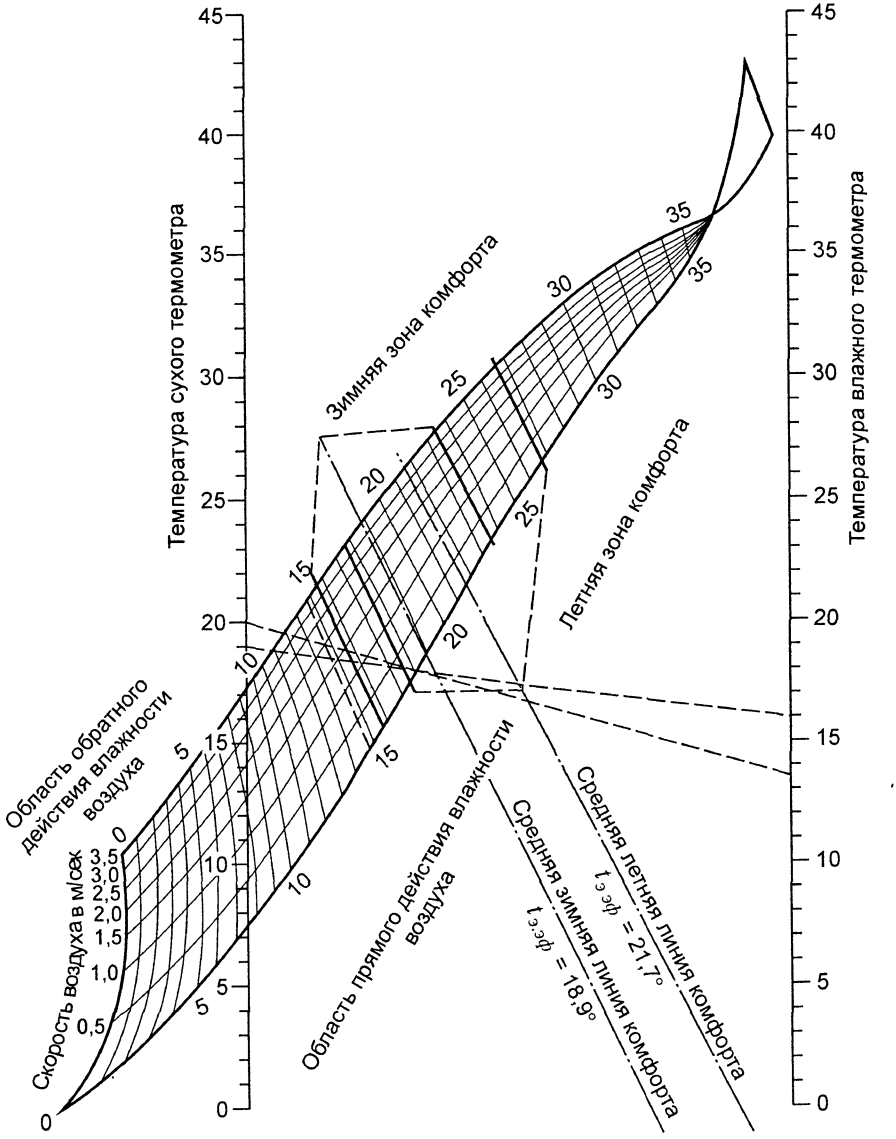


Рис. 1 1 Диаграмма эффективной и эквивалентной эффективной температуры для легко одетого человека по данным Хьюстена, Яглоу и Мюллера

В табл. 1.1 приведены оценки самочувствия человека, соответствующие различным значениям эффективной температуры.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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	То же	То же
30	Тепло	Нормальная терморегуляция теплоотдачи организма путем потоотделения	То же
25	Комфорт	Регуляция мышечным кровообращением	Нормальная
20	Прохладно	Повышенную явную теплоотдачу приходится регулировать с помощью одежды	Нормальная
15	Холодно	Сужение кровеносных сосудов ног и рук	Сухость слизистой оболочки и кожи
10	Очень холодно	То же	Боли в мышцах, нарушение периферийного кровообращения

Пример. Неподвижный воздух имеет параметры: $t = 20°C$, $\varphi = 50\%$, $p_{бар} = 99325$ Па (745 мм. рт. ст). Определить по диаграмме рис. 1.1 эффективную температуру.

Решение. На $I–d$ диаграмме (рис. 2.1) проводим линию постоянного теплосодержания ($I = \text{const}$) до встречи с кривой $\varphi = 100\%$; находим температуру мокрого термометра $t_м = 13{,}7°C$. Точки, соответствующие температурам сухого и мокрого термометра (рис. 1.1), соединяем прямой линией. Находим точку встречи этой линии с линией, соответствующей скорости воздуха $v = 0$, и получаем точку, которая отвечает эффективной температуре $t_{эффект} = 18°C$ по температурной шкале поля эффективных температур.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Следует отметить, что этой эффективной температуре могут отвечать бесчисленное количество комбинаций температуры и относительной влажности воздуха.

Проведем через полученную точку $t_{эффект} = 18°C$ любую прямую до пересечения со шкалами температур по сухому и мокрому термометрам. Например ту же эффективную температуру имеет воздух при температурах сухого термометра 19°С и мокрого термометра 16°С. Указанные значения температур сухого и мокрого термометров имеет воздух с относительной влажностью равной $\varphi = 74\%$.

Пример. Воздух с температурой по сухому термометру $t_{сух} = 18°C$ и относительной влажностью $\varphi = 50\%$ движется со скоростью 2 м/с. Барометрическое давление 99325 Па (745 мм рт. ст.). Определить эквивалентную эффективную температуру.

Решение. По $I–d$ диаграмме (рис. 2.1) находим соответствующую температуру мокрого термометра $t_{мокр} = 13{,}7°C$.

Зная параметры по сухому и мокрому термометрам проводим прямую, соединяющую $t_{сух}$ и $t_{мокр}$ и на ней находим точку, отвечающую скорости 2 м/с. Эта точка указывает величину эффективной эквивалентной температуры, равную 14,7°С.

На рис. 1.2 представлены диаграммы комфортного самочувствия по Фангеру для нормально и легко одетых людей. Комфортное самочувствие определяется для трех степеней физической активности и сочетания параметров воздушной среды: температура и скорость воздуха, радиационная температура помещения. Диаграммы позволяют выбрать расчетную подвижность воздуха в производственных помещениях с повышенной радиационной температурой на рабочем месте, расположенном вблизи нагретых поверхностей.

Исследования самочувствия путем эксперимента на людях с последующей статистической обработкой результатов опроса были трудоемким и дорогостоящим процессом, поэтому в Европе получили применение методы *кататермометрического измерения,* основанные на моделировании теплообмена человека и окружающей среды с помощью специального прибора.

Кататермометр представляет собой продолговатый термометр особой конструкции, резервуар которого наполняется ртутью или спиртом. При измерениях кататермометр погружают в воду с температурой 50–70°С и выдерживают в ней до тех пор, пока мениск спирта или ртути не достигнет верхней расширенной части термометра. Некоторые разновидности кататермометров имеют градуировку на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

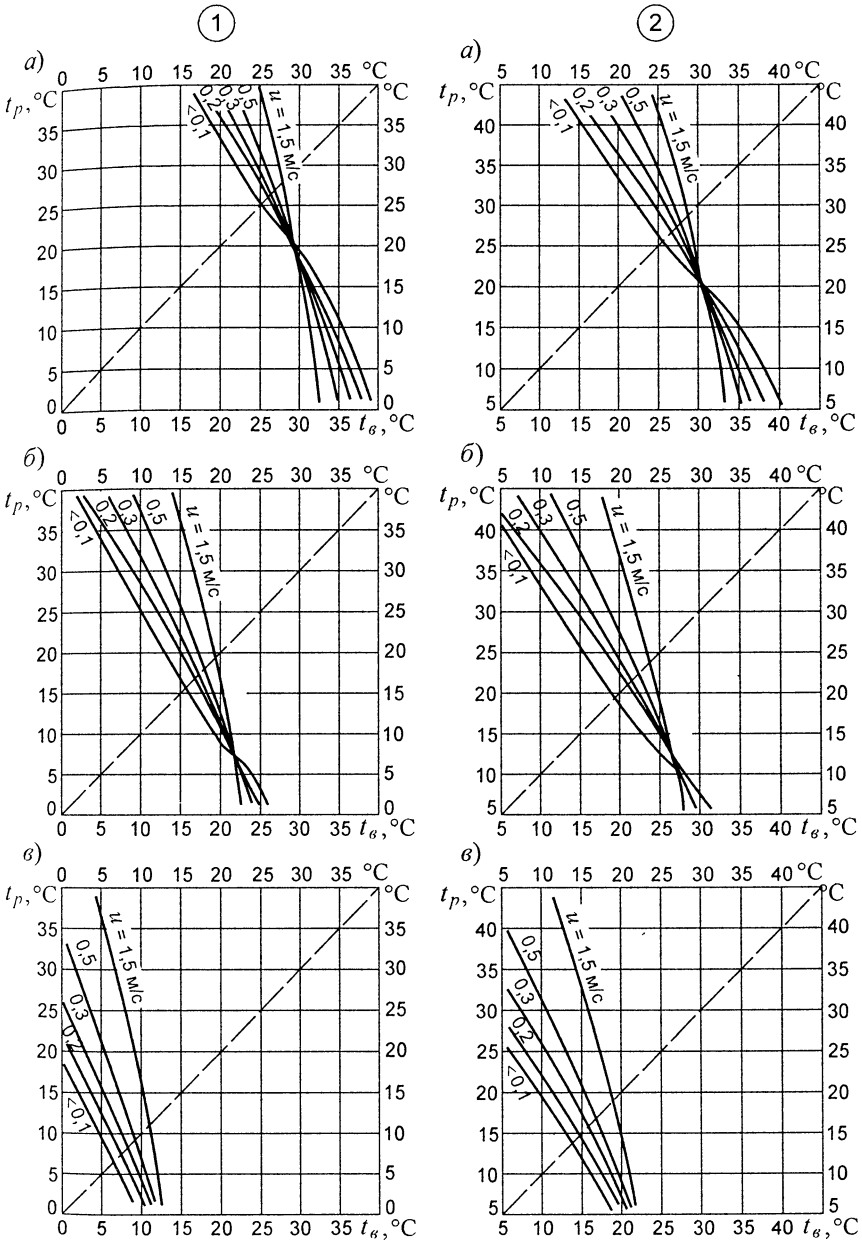


Рис 1 2 Диаграмма комфорта Фангера для нормально (1) и легко (2) одетых людей
$t_р$ – радиационная температура; $t_в$ – температура воздуха; u – скорость движения воздуха, *а* – состояние покоя, *б* – средняя физическая активность, *в* – высокая физическая активность

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

два значения температуры: 38 и 35°С, что соответствует средней температуре прибора во время проведения эксперимента в 36,5°С, близкой к нормальной температуре человека. После нагрева кататермометр вытирают и определяют время, за которое мениск проходит от значения шкалы «2» или 38°С до значения «1» или 35°С. Поскольку за время охлаждения термометр отдает одно и то же количество теплоты q, ее значение обычно выгравировывается на термометре. Отношение этого количества тепла q к времени охлаждения τ и есть значение A, обозначенное словом «Ката»:

$$A = q/\tau. \tag{1.5}$$

В практике применяют три типа кататермометров: сухой, смоченный (резервуар обматывается влажной тканью) и посеребренный (резервуар кататермометра посеребрен). Все три типа, как в отдельности, так и в комбинации, используется для определения различных комплексных показателей. Например, для измерения радиационной температуры вместо шарового термометра можно применить два кататермометра: сухой и посеребренный. Радиационная температура t_R определяется по формуле:

$$t_R = 100\sqrt{91{,}76\frac{\Delta A}{\Delta C} - 273}, \tag{1.6}$$

где ΔA – разность величин Ката сухого и посеребренного кататермометров; ΔC – разница между коэффициентами излучения сухого и посеребренного кататермометров.

Качественная оценка теплоощущения, оцениваемого как по сухому, так и по мокрому кататермометрам, приведено в табл. 1.2.

Таблица 1 2

Теплоощущения, оцениваемые с помощью сухого и смоченного термометров

Теплоощущение	Значения Ката	
	сухого	смоченного
Очень жарко	3	10
Жарко	3–4	10–12
Приятно	4–6	12–18
Прохладно	6–9,5	18–20
Холодно	выше 9,5	выше 20

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Измеренные значения Ката позволяют определять общую подвижность воздуха, м/с, в точке проведения эксперимента, воспользовавшись формулой Бредфорда:

$$v = \left(\frac{\frac{A}{36{,}5 - t_в} - 0{,}105}{0{,}508} \right)^2, \qquad (1.7)$$

где A – величина Ката, $t_в$ – температура воздуха;

или формулой Вейса:

$$v = \frac{\left(\frac{A - 0{,}14}{0{,}48} \right)^2}{36{,}5 - t_в}. \qquad (1.8)$$

Здоровье человека зависит также от содержания вредных паров, газов и пыли в воздухе помещения. Концентрация этих веществ в рабочей зоне помещений ограничивается *предельно – допустимой концентрацией* или *ПДК.*

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

Изложенные выше краткие сведения о гигиенических основах нормировании параметров внутренней среды будут полезны будущим инженерам в области теплогазоснабжения и вентиляции.

§3. Классификация систем вентиляции

Основная цель вентиляции – поддержание допустимых условий в помещении – достигается *организацией воздухообмена. Под воздухообменом принято понимать удаление загрязненного и подача в помещение чистого воздуха.* Воздухообмен создается работой приточных и вытяжных систем. Традиционно предпочтение отдается наиболее простым, но обеспечивающим заданные условия способам вентиляции. При проектировании вентиляционных систем стремятся к уменьшению их производительности путем уменьшения поступления теплоизбытков и иных вредных выделений в воздух помещения. Несовершенный технологический процесс может явиться причиной невозможности обеспече-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ния требуемых параметров воздуха в рабочей зоне средствами вентиляции.

Вентиляционной системой называют совокупность устройств для обработки, транспортирования, подачи или удаления воздуха.

По назначению системы вентиляции разделяются на *приточные и вытяжные. Приточные системы* подают воздух в помещение. Системы, удаляющие воздух из помещения принято называть *вытяжными*. Своим совокупным действием приточные и вытяжные системы организуют приточно-вытяжную вентиляцию помещения.

В технической литературе часто можно встретить понятие *вентиляционной установки.* Этот термин применяют к вентиляционным системам, использующим в качестве побудителя тяги вентилятор. Вентиляционной установкой называют часть вентиляционной системы, в которую не включены сеть воздуховодов и каналов, по которым транспортируется воздух, а также устройства для подачи (воздухораспределители) и удаления воздуха (вытяжные решетки, местные отсосы). *Приточная вентиляционная установка* состоит из воздухозаборного устройства, утепленного клапана, фильтра для очистки воздуха от пыли, воздухоподогревателя и вентиляционного агрегата, состоящего из вентилятора и электродвигателя. В некоторых приточных установках фильтр может отсутствовать. *Вытяжная вентиляционная установка* включает в себя устройства для очистки вентиляционных выбросов от загрязняющих их веществ и вентиляционного агрегата. Если очистка удаляемого в атмосферу воздуха не требуется, что характерно для гражданских зданий и некоторых производственных помещений, очистное устройство отсутствует и вентустановка состоит из вентагрегата. В последнее время стали применять *приточно-вытяжные вентиляционные установки*, компонуя в одном агрегате приточную и вытяжную установки. Это стало возможным в связи с разработкой и промышленным производством панельно-каркасных приточных и вытяжных установок, конструкция которых предусматривает возможность такого совмещения. Основная причина применения приточно-вытяжных агрегатов – необходимость утилизировать теплоту удаляемого воздуха. В приточно-вытяжном агрегате часто используется общий поверхностный теплообменник, передающий теплоту удаляемого воздуха холодному приточному. Кроме того, приточно-вытяжные агрегаты требуют меньших площадей для размещения, нежели раздельные приточные и вытяжные установки.

Если вентилируется весь объем помещения или его рабочая зона при наличии рассредоточенных источников вредных выделений,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

вентиляцию называют *общеобменной* приточно-вытяжной вентиляцией. Удаление воздуха непосредственно от выделяющего вредные выделения оборудования или подача притока непосредственно на рабочие места или в определенную часть помещения называется *местной вентиляцией*. Местная вытяжная вентиляция более эффективна, нежели общеобменная, так как удаляет вредные выделения с большей концентрацией по сравнению с общеобменной, но более дорога, так как требует большего количества воздуховодов и устройства *местных отсосов*.

По способу организации вентиляции помещения различают *централизованные* и *децентрализованные* системы вентиляции. В централизованных системах вентиляции приточные и вытяжные вентиляционные установки обслуживают группу помещений или здание в целом. В случае вентиляции помещений большой площади предпочтительной может оказаться децентрализованная схема вентиляции несколькими приточно-вытяжными агрегатами. Этот способ организации вентиляции позволяет обойтись без разветвленной сети воздуховодов. Типичным вентиляционным агрегатом для такого рода вентиляции является Hoval, Operating Modes LHW, описание которого дано в главе 9 учебника.

По способу побуждения движения воздуха системы подразделяют на *системы с механическим побуждением* (с применением вентиляторов, эжекторов и пр.) и системы с *гравитационным побуждением* (действие сил гравитации, ветра).

Воздух в вентилируемые помещения может подаваться (или удаляться) через разветвленную сеть воздуховодов, (такие системы называются *канальными*) или через проемы в ограждениях (такая вентиляция называется *бесканальной*).

В помещениях гражданских или производственных зданий устраивается *приточно-вытяжная вентиляция.*

Наиболее широко применяются канальные системы с механическим побуждением. Приточная система вентиляции с механическим побуждением может быть выполнена с *рециркуляцией. Рециркуляцией называют подмешивание удаляемого воздуха к приточному.* Рециркуляция бывает полной и частичной. Частичная рециркуляция применяеся в системах обычной вентиляции в рабочее время, так как в помещение необходим приток наружного воздуха. Минимальное количество наружного воздуха не должно быть меньше санитарной нормы. Применение рециркуляции позволяет экономить расход теплоты зимой.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В помещениях гражданских и производственных зданий могут быть устроены следующие системы.

Приточно-вытяжная вентиляция прямоточная. Применяется преимущественно в производственных помещениях, в которых применение рециркуляции запрещено. Причиной запрета могут являться выделение в воздух помещения токсичных паров и газов, болезнетворных бактерий и т.д. Расход теплоты на подогрев приточного воздуха максимален (рис. 1.3).

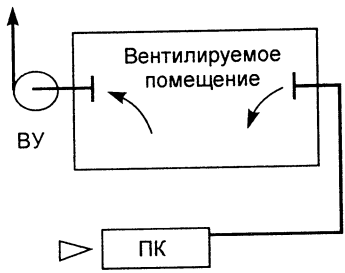


Рис 1 3 Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с механическим побуждением
ПК – приточная камера, ВУ – вытяжная вентиляционная установка

Приточно-вытяжная вентиляция с частичной рециркуляцией. Применяется для вентиляции гражданских и производственных помещений с теплоизбытками при отсутствии выделения в воздух токсичных паров и газов, резких запахов и т.п. (рис. 1.4).

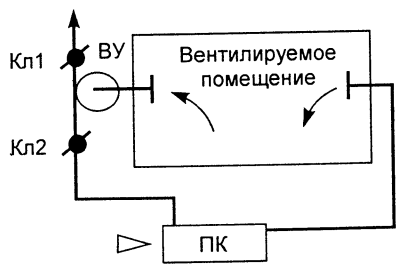


Рис 1 4 Приточно-вытяжная система вентиляции с частичной рециркуляцией удаляемого воздуха
ПК – приточная камера, ВУ – вытяжная вентиляционная установка,
Кл1 – клапан, регулирующий количество воздуха, удаляемого в атмосферу,
Кл2 – клапан, регулирующий количество рециркуляционного воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Приточно-вытяжная система с полной рециркуляцией. Применяется в случае работы системы вентиляции в режиме воздушного отопления в нерабочее время. Является специальным видом вентиляции, применяемой в космических кораблях, на космических станциях, подводных лодках и т.п. (рис. 1.5).

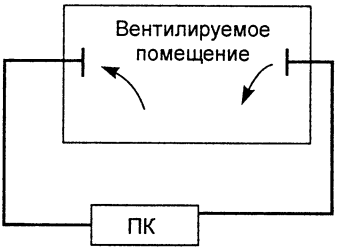


Рис. 1 5. Приточно-вытяжная система вентиляции
с полной рециркуляцией
ПК – приточная камера

Аварийные системы вентиляции для одноэтажных зданий часто состоят из приточной камеры, подающей в помещение при внезапном поступлении большого количества токсичных или взрывоопасных веществ неподогретый наружный воздух. Загрязненный воздух удаляется через специальный проем в ограждении или вытяжную шахту (рис. 1.6).

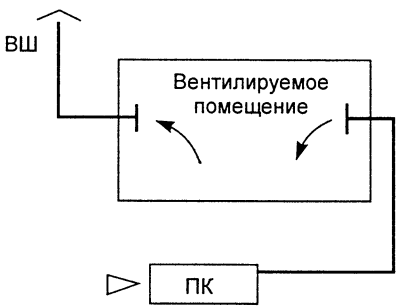


Рис 1 6. Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции
с механическим побуждением и вытяжкой «на выдавливание»
(вариант аварийной системы вентиляции)

ПК – приточная камера, ВШ – вытяжная шахта, канал, отверстие,
работающее «на выдавливание»

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Приточная бесканальная система вентиляции с механическим побуждением осуществляется путем установки вентилятора, обычно осевого, в приточном проеме. Применяется для вентиляции производственных и вспомогательных помещений с небольшим количеством работающих и в случае отсутствия в них постоянных рабочих мест. Проветривание может производиться как в теплый, так и в холодный периоды года периодически. Иногда применяется в качестве дополнительного проветривания к основным работающим системам. Воздух удаляется через открытый проем.

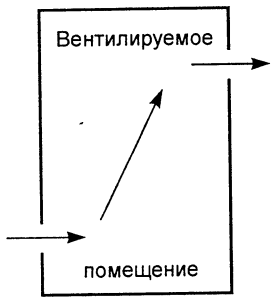


Рис. 1.7. Приточно-вытяжная система бесканальной вентиляции с естественным (гравитационным, под действием ветра) побуждением (аэрация)

Приточно-вытяжная общеобменная бесканальная вентиляция с естественным побуждением применительно к производственным зданиям получила, название *аэрация* (рис. 1.7). Аэрация производится через специальные аэрационные приточные и вытяжные проемы с регулирующими устройствами, позволяющими изменять величину воздухообмена или полностью прекращать его. Широко применяется для удаления теплоизбытков из производственных помещений.

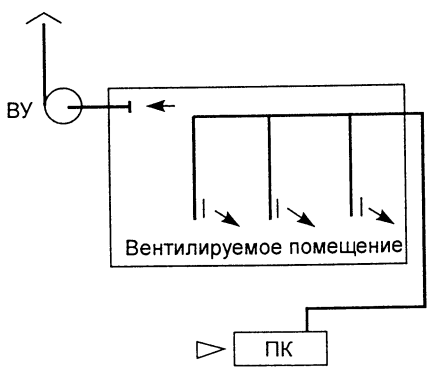


Рис. 1 8 Приточная местная канальная вентиляция (воздушное душирование)
ПК – приточная камера, ВУ – вытяжная вентиляционная установка

Приточная местная канальная вентиляция применяется в производственных помещениях. Служит для подачи притока по сети воздуховодов на постоянные загазованные или подвергающиеся тепловому облучению рабочие места. Более известна как *воздушное душирование наружным воздухом*. Приточный воздух предварительно обрабатывается (нагревается или охлаждается адиабатически, или с применением искусственного холода) (рис. 1.8).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Приточная местная бесканальная вентиляция с механическим побуждением является разновидностью воздушного душирования рабочих мест внутренним воздухом помещения. Производится специальным вентиляционным агрегатом, называемым *аэратор*, струя воздуха от которого направлена на рабочее место. Душирование внутренним воздухом допускается применять в случае, если воздух помещения существенно не загазован (рис. 1.9).

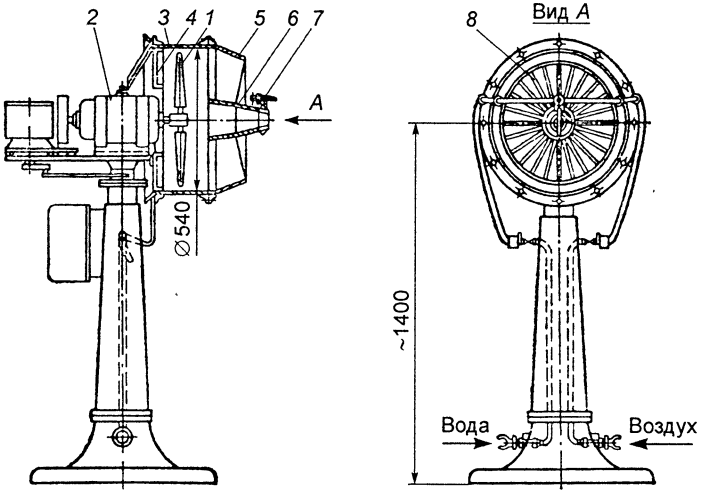


Рис. 1.9 Приточная местная вентиляционная установка с механическим побуждением (аэратор)

1 – осевой вентилятор, *2* – электродвигатель, *3* – конфузор; *4* – сетка; *5* – конфузор, *6* – обтекатель; *7* – пневматическая форсунка; *8* – направляющие лопатки

Приточная местная бесканальная вентиляция с естественным побуждением самостоятельно применяется достаточно редко. Осуществляется путем устройства вблизи постоянного рабочего места дополнительного аэрационного проема, воздушный поток из которого поступает непосредственно на рабочее место. Применяется в сочетании с аэрацией.

Вытяжная общеобменная бесканальная с механическим побуждением, осуществляется обычно крышными вентиляторами, устанавливаемыми в отверстиях в крыше. Приток поступает через открытые окна или специальные аэрационные проемы в стенах.

Вытяжная общеобменная канальная с естественным побуждением характерна для жилых и гражданских зданий. Приток в помещения поступает через притворы окон и другие неплотности в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

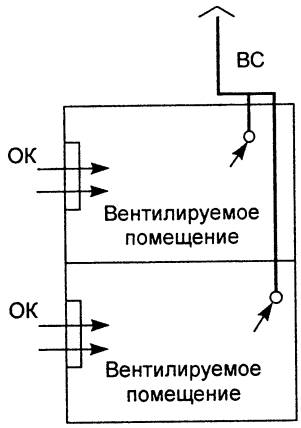


Рис. 1.10. Приточно-вытяжная общеобменная вентиляция с естественным побуждением

ОК – окна в наружных стенах; ВС – сеть вытяжных вентиляционных каналов вытяжной системы с гравитационным побуждением

ограждающих конструкциях. В технической литературе эта система вентиляции называется: *приточно-вытяжная система вентиляции с гравитационным побуждением и неорганизованным притоком* (рис. 1.10).

Вытяжная местная канальная с механическим побуждением применяется в промышленных зданиях для удаления вредных веществ от мест их выделения через специальные укрытия – *местные отсосы*. Перед выбросом в атмосферу удаляемый воздух обычно очищают от вредных примесей.

Прямоточная приточно-вытяжная система с общеобменным притоком и местной вытяжкой (рис. 1.11) применяется в производственных помещениях без выделений в воздух вредных паров и газов (например, деревообрабатывающие цехи).

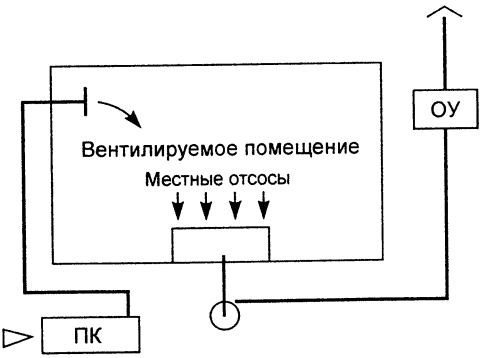


Рис 1 11 Прямоточная приточно-вытяжная система вентиляции с общеобменным притоком и местной вытяжкой (через местные отсосы)

ПК – приточная камера; ОУ – очистное устройство

Вытяжная местная канальная с естественным побуждением применяется и в промышленных зданиях для удаления нагретого загрязненного воздуха от технологических печей, оборудования и т.п.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Смешанная система вентиляции. Местные приточные и вытяжные системы самостоятельно применяются редко. Часто они являются составляющими *смешанной системы вентиляции*, в которой могут иметь место воздушное душирование, местная гравитационная вытяжка, местная механическая вытяжка. Обязательной составляющей являются также общеобменный механический или естественный воздухообмен. Смешанную систему вентиляции применяют по двум причинам:

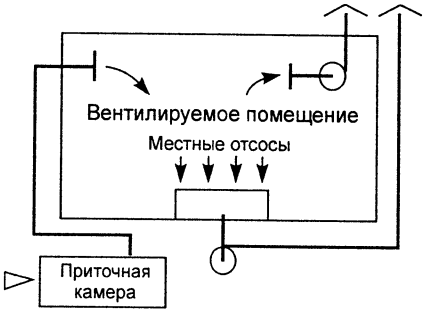


Рис. 1.12. Смешанная приточно-вытяжная система вентиляции (общеобменный приток, местная и общеобменная вытяжка)

1) эффективность местных отсосов не является абсолютной, какая – то часть вредных выделений от укрытых источников поступает в воздух помещения;

2) экономически нецелесообразно, а технически часто просто бывает невыполнимым устройство местной вытяжки от всех источников вредных выделений, поэтому в воздух помещения поступают вредные выделения от незащищенных местными отсосами источников.

Задача общеобменного воздухообмена при смешанной вентиляции состоит в удалении поступивших в объем помещения вредных выделений от незащищенных и, частично, от защищенных местными отсосами источников.

Наличие приведенных выше различных конструктивных решений вентиляции позволяет выбирать для каждого случая наиболее оптимальный вариант.

Сплит-системы вентиляции. Теплоизбытки эти системы удаляют с помощью холодильной машины, состоящей из двух блоков: наружного и внутреннего. В наружном смонтированы: холодильная машина, конденсатор и вентилятор воздушного охлаждения. Во внутреннем – испаритель и вентилятор, обеспечивающий циркуляцию

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

воздуха через испаритель. Подача санитарной нормы воздуха обеспечивается либо устройством специальной приточно-вытяжной системы вентиляции, либо применением частичной рециркуляции (рис. 1.13).

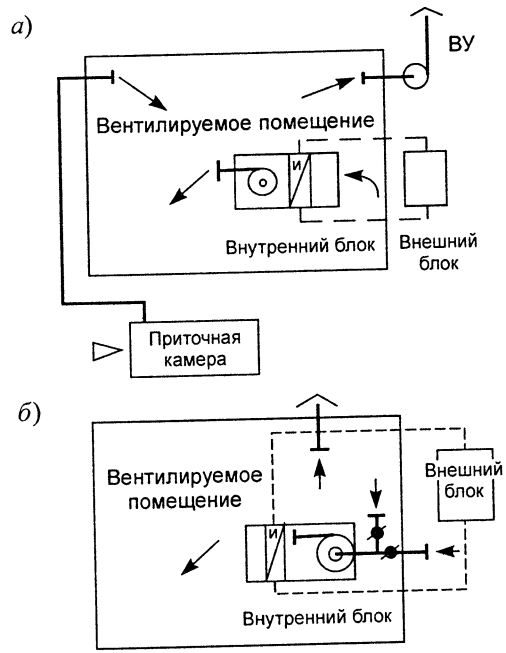


Рис 1.13. Сплит-системы вентиляции

а – сплит-система вентиляции с приточно-вытяжной установкой;
б – сплит-система вентиляции с частичной рециркуляцией приточного воздуха
ВУ – вытяжная установка; И – испаритель

§4. Расчетные параметры наружного воздуха для систем вентиляции

Вентиляционные расчеты принято проводить для трех периодов года. По СНиП 2.04.05-91:

- теплый (летний) период года > 8°С
- переходный 8°С
- холодный (зимний) период года < 8°С.

СНиП 41-01-2003 границей между расчетными периодами предлагает температуру 10°С.

В действующих нормах расчетные характеристики тепловлажностного состояния наружного воздуха устанавливаются для двух категорий параметров климата: А и Б. Параметры категории Б соот-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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

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

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

В переходный период года температуре воздуха, равной 8°С, согласно норм, соответствует энтальпия 22,5 кДж/кг, температуре +10°С – 26,5 кДж/кг.

Вентиляцию для зданий сельскохозяйственного назначения рассчитывают на параметры А и в теплый, и в холодный периоды. При обосновании, допускается принимать для холодного периода года температуру наружного воздуха на 2°С на выше установленных для параметров А.

Нормы чистоты приземного слоя воздуха рассматриваются в главе 11.

§5. Нормируемые параметры воздуха помещений

В помещениях гражданских зданий системами вентиляции поддерживаются *допустимые параметры* воздушной среды, представленные в табл. 1.3. Системы кондиционирования воздуха призваны поддерживать *оптимальные параметры* воздушной среды помещения. Системами вентиляции может поддерживаться один из оптимальных параметров воздуха, если это экономически обосновано.

Температура внутреннего воздуха помещения в теплый период года зависит от температуры наружного воздуха, так как вентиляционные камеры не оборудуются воздухоохладителями. Температура воздуха в помещении не должна превышать 28°С для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей. Если температура наружного воздуха по параметрам А превышает 25°С расчетная температура воздуха в помещении не должна превышать 33°С.

В местностях с температурой наружного воздуха в теплый период года по параметрам Б +30°С и более температуру воздуха в помещениях следует повышать на 0,4°С сверх указанной в табл. 1.3 на каждый градус повышения температуры более 30°С. Подвижность воздуха в помещении также должна увеличиваться на 0,1 м/с на каждый градус превышения температуры в рабочей или обслу-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

живаемой зоне помещений относительно температуры, указанной в табл. 1.3. Однако максимальная скорость движения воздуха в помещениях в теплый период года не должна превышать 0,5 м/с.

Таблица 1.3

Допустимые параметры воздуха в жилых и общественных зданиях

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

В нормативной литературе существуют и другие рекомендации по этому поводу.

В теплый 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 расчетной температуры против указанной в табл. 1.3, но не ниже 14°С – для общественных и административно-бытовых помещений с пребыванием людей в уличной одежде.

Нормируемые параметры относительной влажности воздуха в помещении на практике носят рекомендательный характер, так как вентиляционные установки не располагают аппаратами для регулирования влажности воздуха помещения. Расчетную относительную влажность применяют для расчета общеобменного воздухообмена по влагоизбыткам.

Концентрацию вредного вещества в воздухе помещения при определении воздухообмена следует принимать равной предельно до-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

пустимой концентрации (ПДК) в случае, когда выделяется один вид вредного выделения. Если в воздух помещения одновременно поступает несколько вредных веществ, фактические концентрации их в рабочей зоне должны отвечать соотношению:

$$\frac{C_1}{\text{ПДК}_1}+\frac{C_2}{\text{ПДК}_2}+\ldots+\frac{C_n}{\text{ПДК}_n}\le 1, \qquad (1.9)$$

где C_1, C_2, …, C_n – фактические концентрации вредных примесей в воздухе, мг/м^3; ПДК_1, ПДК_2, …, ПДК_n – предельно-допустимые концентрации вредных веществ в рабочей зоне.

Если в воздух помещения поступают взрывоопасные пары или газы, для определения предела взрываемости газовоздушной смеси можно воспользоваться формулой Ле-Шателье:

$$\chi_{см}=\frac{100}{\frac{n_1}{\chi_1}+\frac{n_2}{\chi_2}+\ldots+\frac{n_n}{\chi_n}}, \qquad (1.10)$$

где n_1, n_2, …, n_n – содержание отдельных газов в смеси % (по объему); χ_1, χ_2, …, χ_n – нижние пределы взрываемости соответствующих газов по объему, %.

Стандарт ГОСТ 30494-96 для жилых и общественных зданий нормирует *условия в помещении по температуре воздуха, результирующей температуре, относительной влажности и скорости воздуха*. Понятие результирующей температуры рассматривалось в §2 настоящей главы.

Помещения общественных зданий классифицируются ГОСТ по восьми категориям:

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

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

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

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

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Категория 3в – помещения с массовым пребывание 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 и т.д.).

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

Нормами предусмотрены диапазоны допустимых параметров внутренней среды общественных зданий.

Допустимые значения температур, относительной влажности и скорости воздуха в помещениях гражданских зданий по ГОСТ 30494-96 представлены в табл. 1.4.

Для производственных зданий нормами предусмотрены температуры *на постоянных рабочих местах и вне постоянных рабочих мест*. Это позволяет принимать технические решения, позволяющие экономить теплоту и электрическую энергию (табл. 1.5).

Таблица 1.4

Допустимые нормы температур, относительной влажности и скорости воздуха в обслуживаемой зоне помещений общественных зданий

Период года	Наименование помещения или категория	Температура воздуха, °С	Результирующая температура, °С	Относительная влажность не более, %	Скорость движения воздуха не более, м/с
Холодный	1 категория	18–24	17–23	60	0,3
	2 категория	18–23	17–22	60	0,3
	3а категория	19–23	19–22	60	0,3
	3б категория	12–17	13–16	60	0,3
	3в категория	16–22	15–21	60	0,3
	4 категория	15–21	14–20	60	0,3
	5 категория	20–24	19–23	60	0,2
	6 категория	14–20	13–19	НН	НН
Теплый	Помещения с постоянным пребыванием людей	18–28	19–27	65	0,5

Примечание: НН – параметры не нормируются

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Оптимальные и допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура, °С					Относительная влажность, %		Скорость движения, м/с	
		оптимальная	допустимая				оптимальная	допустимая на рабочих местах постоянных и непостоянных, не более	оптимальная, не более	допустимая на рабочих местах постоянных и непостоянных*
			верхняя граница		нижняя граница					
			на рабочих местах							
			постоянных	непостоянных	постоянных	непостоянных				
Холодный	Легкая – Iа	22-24	25	26	21	18	40-60	75	0,1	Не более 0,1
	Легкая – Iб	21-23	24	25	20	17	40-60	75	0,1	Не более 0,2
	Средней тяжести – IIа	18-20	23	24	17	15	40-60	75	0,2	Не более 0,3
	Средней тяжести – IIб	17-19	21	23	15	13	40-60	75	0,2	Не более 0,4
	Тяжелая – III	16-18	19	20	13	12	40-60	75	0,3	Не более 0,5
Теплый	Легкая – Iа	23-25	28	30	22	20	40-60	55 (при 28°С)	0,1	0,1-0,2
	Легкая – Iб	22-24	28	30	21	19	40-60	60 (при 27°С)	0,2	0,1-0,3
	Средней тяжести – IIа	21-23	27	29	18	17	40-60	65 (при 26°С)	0,3	0,2-0,4
	Средней тяжести – IIб	20-22	27	29	16	15	40-60	70 (при 25°С)	0,3	0,2-0,5
	Тяжелая – III	18-20	26	28	15	13	40-60	75 (при 24°С)	0,4	0,2-0,6

* Большая скорость движения воздуха в теплый период года соответствует максимальной температуре воздуха, меньшая – минимальной температуре воздуха. Для промежуточных величин температуры воздуха скорость его движения допускается определять интерполяцией; при минимальной температуре воздуха скорость его движения может приниматься также ниже 0,1 м/с – при легкой работе и ниже 0,2 м/с – при работе средней тяжести и тяжелой.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В *холодный период* следует придерживаться нижнего предела нормируемого диапазона температур для помещений без теплоизбытков. При наличии теплоизбытков, в помещениях возможно поддерживать более высокую температуру в пределах расчетного диапазона путем снижения расчетного воздухообмена. Это обеспечит рациональное использование теплоизбытков для целей создания в помещении более благоприятных условий пребывания и труда. Нормы позволяют обеспечивать на постоянных рабочих местах расчетные условия местными отопительными или вентиляционными установками.

С целью экономии теплоты температуру воздуха в рабочей зоне производственных помещений с полностью автоматизированным технологическим оборудованием, функционирующим без присутствия людей, возможно принимать:

а) для теплого периода года при наличии избытков теплоты – на 4°С выше температуры наружного воздуха по параметрам А;

б) для холодного периода года и переходных условий + 10°. При наличии избытков теплоты – экономически целесообразную температуру. Подвижность воздуха в таких производственных помещениях обычно не нормируется.

§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 (участки промывки деталей в бензине или органических растворителях; окрасочные отделения и цехи), пламени и искр (котельные, кузнечные, термические цехи). В зависимости от особенностей технологического процесса производственного помещения, системы вентиляции должны соответствовать определенным 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 учетом особенностей технологических процессов.

К взрывопожароопасной категории А относятся помещения, в которых находятся горючие газы, легковоспламеняющиеся жидко-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

сти с температурой вспышки не более 28°С в таком количестве, что могут образовывать взрывоопасные парогазовоздушные смеси, при воспламенении которых развивается расчетное избыточное давление взрыва в помещении, превышающее 5 кПа. Вещества и материалы, способные взрываться и гореть при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом в таком количестве, что расчетное избыточное давление взрыва в помещении превышает 5 кПа.

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

К пожароопасной категории В1–В4 относятся помещения, в которых находятся горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть, при условии, что помещения, в которых они имеются в наличии или обращаются, не относятся к категориям «А» и «Б».

К категории Г относятся помещения, в которых находятся негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени; горючие газы, жидкости и твердые 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 путем сравнения расчетного максимального значения удельной временной пожарной нагрузки с величиной нормативной удельной пожарной нагрузки.

Указанные категории производственных помещений накладывают ограничения на предельную температуру применяемого теплоносителя, предписывают к обязательному исполнению некоторых конструктивных решений отопления и вентиляции. Например, в помещениях категории А и Б с выделением горючей пыли температура воды в системах отопления не может быть выше 110°С и 130°С. Не допускается размещать в помещениях подвалов оборудование сис-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тем помещений категорий А и Б, а также оборудование систем местных отсосов взрывоопасных смесей и т.д.

В объеме производственного помещения определенной взрывопожароопасной категорийности могут находиться производственные участки повышенной взрывоопасности или вентиляционные установки, перемещающие смеси воздуха и взрывоопасных паров или газов. Проектирование вентиляции в указанных случаях должно проводиться в соответствии с «Правилами устройства электроустановок» (ПУЭ).

Классификация вредных веществ по классам опасности. Нормами установлены классы опасности вредных веществ, представленные в табл. 1.6.

Таблица 1.6

Классы опасности вредных веществ

Класс опасности	Характеристика класса опасности	Примеры вредных веществ, соответствующих данному классу опасности
1	Чрезвычайноопасные	Радиоактивные вещества
2	Высокоопасные	Анилин, бензол, сероводород
3	Умеренноопасные	Метиловый спирт, камфара
4	Малоопасные	Аммиак, бензин, керосин, СО

Несмотря на краткость и качественный характер классификация способствует надежному улавливанию вредных выделений, влияя, например, на выбор величины вытяжки через рабочий проем вытяжного шкафа. В табл. 1.7, в качестве примера, приведены рекомендуемые скорости воздуха в рабочих проемах окрасочных камер, в зависимости от класса опасности паров растворителя.

Таблица 1.7

Рекомендуемые скорости воздуха в проемах окрасочных камер в зависимости от класса опасности вредных выделений

Метод нанесения лакокрасочного покрытия	Класс опасности лакокрасочного материала	Рекомендуемая скорость воздуха в рабочем проеме, м/с
Пневматическое распыление	1	1,3
	2 и 3	1,0
	4	0,7

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 2

СВОЙСТВА ВОЗДУХА И ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОГО СОСТОЯНИЯ

В технике вентиляции и кондиционирования воздуха приходится решать задачи двух видов:

а) определение потребности в теплоте и влаге для подогрева и увлажнения наружного воздуха в вентиляционной приточной камере или кондиционере с целью получения требуемых параметров притока;

б) определение изменения температуры t, относительной влажности φ, влагосодержания d приточного воздуха при ассимиляции им в помещении теплоты в количестве Q, кДж, и влаги G, кг, выделенных людьми и технологическим оборудованием.

Настоящий раздел содержит расчетные формулы и зависимости, позволяющие решать перечисленные выше задачи, а также определять расходы теплоты и влаги, необходимые для перехода, от одних температур t°С, относительной влажности воздуха φ% и влагосодержания, отнесенного к 1 кг сухой части воздуха, d, кг/кг, к другим значениям.

§ 7. Свойства влажного воздуха

Окружающий нас атмосферный воздух является смесью газов. Он практически всегда бывает влажным. Водяные пары, в отличие от других составляющих смеси, могут находиться в воздухе как в перегретом, так и в насыщенном состоянии. Содержание водяных паров в воздухе изменяется, как в процессе влажностной обработки его в приточных камерах и кондиционерах, так и при ассимиляции воздухом влаговыделений в помещении. Сухая часть влажного воздуха обычно содержит (по объему) около 78% азота, 21% кислорода, 0,03% углекислоты и незначительное количество инертных газов (аргон, неон, гелий, ксенон, криптон), водорода, озона и др. Указанные компоненты составляю сухую часть воздуха, прочая часть воздушной массы – водяные пары.

Воздух рассматривается как *смесь идеальных газов*, что позволяет использовать для получения расчетных формул законы термодинамики.

Согласно закону Дальтона, каждый газ смеси, составляющей воздух, занимает весь объем, имеет свое парциальное давление p_i, но одинаковую температуру с прочими газами смеси, а сумма этих давлений равна полному барометрическому давлению B, Па, воздуха:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$B = \sum p_i. \tag{2.1}$$

В расчетах вентиляции влажный воздух рассматривают как бинарную смесь (смесь двух газов), состоящую из водяных паров (молярная масса $M_п = 18$ кг/моль) и сухой части воздуха, – условно-однородного газа с молярной массой $M_{с\,в} = 29$ кг/моль.

Барометрическое давление B, в этом случае, согласно (2.1), равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_{с\,в}$ и водяного пара $p_п$:

$$B = p_{с\,в} + p_п. \tag{2.2}$$

Характеристическое уравнение Клапейрона для m_i, кг, массы произвольного i-го газа в воздушной смеси имеет вид:

$$p_i = \frac{m_i R T}{M_i V}, \tag{2.3}$$

где m_i – масса i-го газа, кг; R – универсальная газовая постоянная; M_i – молярная масса i-го газа, кг/моль; T – абсолютная температура воздуха, К; V – объем, занимаемый воздухом, м^3.

Универсальная газовая постоянная в системе СИ $R = 8314{,}4$ Дж/(моль·К).

Для получения расчетных формул более удобно применять характеристическое уравнение Клапейрона, написанное относительно G, кг, i-го газа:

$$P_i V = G_i R_i T. \tag{2.4}$$

Газовая постоянная сухой части воздуха $R_{с\,в} = R/M_{с\,в} = 8314{,}4/29 = 286{,}7$ Дж/кг; соответственно, водяных паров $R_п = 8314{,}4/18 = 461{,}9$ Дж/кг·°С.

Плотность сухой части воздуха и водяного пара. Запишем уравнение (2.4) в виде:

$$\frac{P_i}{R_i T_i} = \frac{G_i}{V}. \tag{2.5}$$

Плотность есть отношение массы газа к объему им занимаемому, или: $\rho = G_i/V$. Тогда уравнение (2.5) приобретает вид

$$\rho = \frac{P_i}{R_i T}. \tag{2.6}$$

В случае абсолютно сухого воздуха его парциальное давление равно барометрическому давлению B, а универсальная газовая постоянная $R_{с\,в} = 286{,}7$ Дж/кг; откуда

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\rho = \frac{B}{286,7T}.$$

Если барометрическое давление равно одной физической атмосфере $B = 101325$ Па (760 мм рт. ст.)

$$\rho_{св} = \frac{101325}{286,7T} = \frac{353,4}{T} \approx \frac{353}{T}. \qquad (2.7)$$

Если барометрическое давление равно 99325 Па (745 мм. рт. ст), что характерно для значительной части территорий страны:

$$\rho_{св} = \frac{99325}{286,7T} \approx \frac{346,4}{T}. \qquad (2.8)$$

Плотность водяного пара определяется аналогично.

При давлении в 1 атм

$$\rho_{п} = \frac{101325}{461,9T} = \frac{219,4}{T}. \qquad (2.9)$$

При давлении 99325 Па, (745 мм рт. ст.)

$$\rho_{п} = \frac{99325}{461,9T} = \frac{215}{T}. \qquad (2.10)$$

Плотность влажного воздуха $\rho_{вв}$ может быть определена как плотность сухого воздуха и водяного пара, находящихся в смеси под своими парциальными давлениями

$$\rho_{вв} = \frac{p_{св}}{R_{св}T} + \frac{p_{п}}{R_{п}T} = \frac{B - p_{п}}{R_{св}T} + \frac{p_{п}}{R_{п}T},$$

$$\rho_{вв} = \frac{B}{R_{св}T} - \frac{p_{п}}{T}\left(\frac{1}{R_{св}} - \frac{1}{R_{п}}\right). \qquad (2.11)$$

Если барометрическое давление равно одной физической атмосфере 101325 Па:

$$\rho_{вв} = \frac{101325}{286,7T} - \frac{p_{п}}{T}\left(\frac{1}{287,6} - \frac{1}{461,9}\right)$$

или

$$\rho_{вв} = \frac{353}{T} - 1,312 \cdot 10^{-3}\frac{p_{п}}{T}. \qquad (2.12)$$

Из формулы (2.12) следует важный вывод о том, что *плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха.*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При обычных условиях в помещении, когда давление водяного пара равно приблизительно 15 мм рт. ст., доля второго члена в формуле (2.12), учитывающая разницу плотности влажного и сухого воздуха, при прочих равных условиях составит всего 0,75% величины $\rho_{св}$. Поэтому в инженерных расчетах считают $\rho_в = \rho_{св}$ и применяют для определения плотности влажного воздуха формулы (2.7) и (2.8).

При изменении влажности воздуха в вентиляционных процессах масса его сухой части остается неизменной, поэтому принято массу водяных паров, содержащихся в воздухе, относить *к 1 кг сухой части воздуха.*

Абсолютная влажность воздуха d', кг/м^3. Влажность воздуха характеризуется массой содержащегося в нем водяного пара. Массу водяного пара в килограммах, приходящегося на 1 кг сухой части влажного воздуха, называют влагосодержанием воздуха d', кг/кг. Величина d' равна:

$$d' = \frac{\rho_п}{\rho_{св}} = \frac{R_{св} p_п}{R_п p_{св}} = \frac{286,7}{461,9}\frac{p_п}{p_{св}} = 0,622\frac{p_п}{B - p_п}. \qquad (2.13)$$

Значение d' обычно бывает малой величиной, неудобной в практическом применении, поэтому в расчетах принимают влагосодержание d в граммах влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха; тогда формула (2.13) приобретает вид:

$$d = 622\frac{p_п}{B - p_п}. \qquad (2.14)$$

Относительная влажность воздуха. Влагосодержание воздуха может быть различным, однако его максимальная величина при данной температуре строго определено полным насыщением воздуха водяными парами. В связи с этим для характеристики степени увлажненности пользуются показателем *относительной влажности воздуха* φ. Величина φ равна отношению парциального давления $p_п$ водяного пара во влажном воздухе к парциальному давлению $p_{нп}$ водяного пара в насыщенном состоянии при одной и той же с воздухом температуре.

$$\varphi = \frac{p_п}{p_{нп}}. \qquad (2.15)$$

Иногда относительной влажностью воздуха называют отношение массы водяных паров во влажном воздухе к весу водяных паров в воздухе при той же температуре и полном насыщении: $\varphi' = d_{вп}/d_{нас}$. Однако это определение не совсем точно, так как $\varphi' \neq \varphi$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При относительной влажности 100% воздух полностью насыщен водяными парами, и его называют *насыщенным влажным воздухом*, а водяные пары, содержащиеся в этом воздухе, находятся в насыщенном состоянии. Если $\varphi < 100\%$, воздух содержит водяные пары в перегретом состоянии и его называют *ненасыщенным влажным воздухом.*

Давление водяного пара, находящегося в насыщенном состоянии, зависит только от температуры. Его величину определяют экспериментальным путем и приводят в специальных таблицах. Имеется ряд формул, аппроксимирующих зависимость $p_{н\,п}$, Па, или мм рт. ст. от температуры t °С.

Например, для области положительных температур от 0°С и выше давление насыщенного водяного пара, Па, приблизительно выражается зависимостью:

$$p_{н\,п} = 479 + (11{,}52 + 1{,}62t)^2. \qquad (2.16)$$

Пользуясь понятием относительной влажности воздуха φ, влагосодержание воздуха можно определить как:

$$d = 622\frac{\varphi p_{н\,п}}{B - \varphi p_{н\,п}}. \qquad (2.17)$$

Теплоемкость сухого воздуха $c_{с\,в}$ **и теплоемкость водяного пара** $c_п$ в обычном для вентиляционного процесса диапазоне температур можно считать постоянными и равными:

$$c_{с\,в} = 1{,}005 \text{ кДж/(кг·К)}; \quad c_п = 1{,}8 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Здесь и далее теплоемкость и энтальпия рассматриваются применительно к 1 кг сухой части воздуха и поэтому являются удельными величинами.

Теплосодержание (энтальпия) 1 кг сухого воздуха равно

$$I_{с.в} = c_{с\,в}t, \qquad (2.18)$$

где t – температура воздуха в °С.

Энтальпию сухого воздуха $I_{с\,в}$ при $t = 0$°С принимают равной 0.

Удельная теплота парообразования для воды при $t = 0$°С равна 2500 кДж/кг.

Теплосодержание (энтальпия) водяного пара $I_п$ в воздухе при произвольной температуре t составляет:

$$I_п = 2500 + 1{,}8t. \qquad (2.19)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Энтальпия влажного воздуха I складывается из энтальпии сухой его части и энтальпии водяного пара. Энтальпия I, отнесенная к 1 кг сухой части влажного воздуха, кДж/кг, при произвольной температуре t и влагосодержании d равна:

$$I = 1{,}005t + (2500 + 1{,}8t)\frac{d}{1000}. \qquad (2.20)$$

Если воздуху передается *явное тепло*, он нагревается, его температура повышается. При нагреве энтальпия влажного воздуха изменяется в результате изменения температуры сухой части и водяного пара. При поступлении в воздух водяных паров с той же температурой от внешних источников (изотермическое увлажнение) ему передается *скрытая теплота* парообразования. Энтальпия воздуха при этом также возрастает, но вследствие прибавления к энтальпии сухой части воздуха энтальпии водяного пара. Температура воздуха при этом почти не меняется, что и послужило причиной введения этого термина.

В общем случае, энтальпия влажного воздуха состоит из явной и скрытой теплоты, поэтому энтальпию иногда называют *полной теплотой.*

Кроме характеристик тепловлажностного состояния свойства воздуха оценивают содержанием в нем газов и паров вредных веществ. Содержание вредных веществ в мг обычно относят к 1 $м^3$ воздуха, и измеряют в $мг/м^3$.

Значительное влияние на самочувствие человека оказывает содержание в воздухе пахнущих веществ, степень его озонирования, содержания в нем отрицательно заряженных легких ионов кислорода и пр. Освещение этих вопросов дается в специальной литературе.

§8. Графический способ расчета процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха. $I-d$ диаграмма влажного воздуха

На основе уравнений (2.14) и (2.20) проф. Л.К. Рамзиным в 1918 г. была составлена $I-d$ диаграмма, широко используемая в расчетах вентиляции, кондиционирования воздуха. Диаграмма строится в косоугольной системе координат, угол между осями абсцисс и ординат составляет 135°. Это сделано для того, чтобы изотермы и линии изоэнтальпий не накладывались друг на друга, кроме того косоугольная система координат позволила расширить на диаграмме область ненасыщенного влажного воздуха, что делает ее удобной для графических построений процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха (рис. 2.1).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

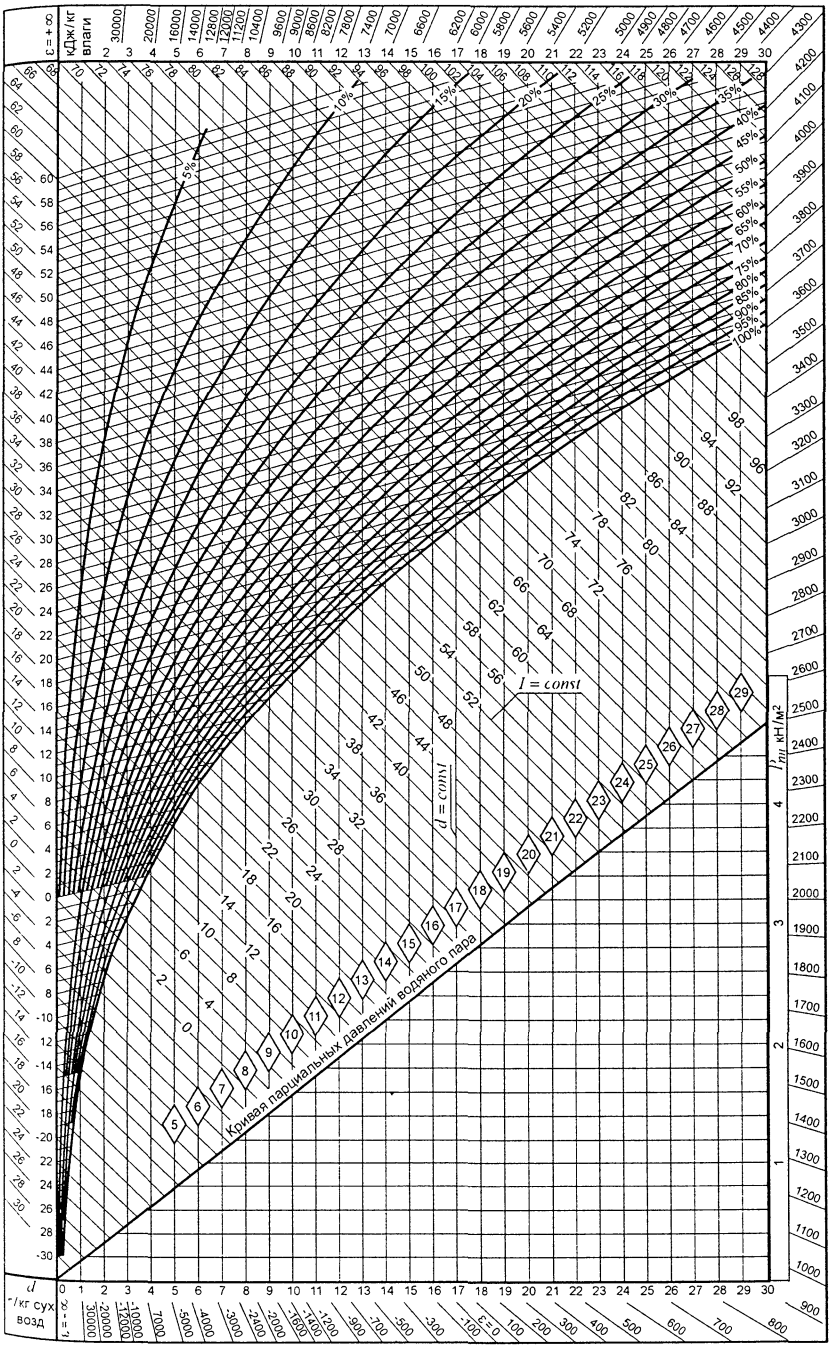


Рис 2 1 $I-d$ диаграмма

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

По оси ординат диаграммы отложены значения энтальпии воздуха I, кДж/кг, по оси абсцисс, направленной под углом 135° к оси ординат I, отложены значения влагосодержания d, г/кг. Линиями постоянных значений энтальпии $I = \text{const}$ и влагосодержания $d = \text{const}$ образована косоугольная координатная сетка, на которую нанесены изотермы $t = \text{const}$ и линии постоянных значений относительной влажности воздуха $\varphi = \text{const}$.

В нижней части $I–d$ диаграммы расположена кривая, имеющая самостоятельную ось ординат. Она позволяет определить парциальное давление водяного пара, соответствующее определенному значению d влажного воздуха.

Диаграмма позволяет для любой точки в области ненасыщенного воздуха, не проводя никаких вычислений, определить все параметры, состояния влажного воздуха: I, d, t, φ, p_n. Положение расчетной точки состояния влажного воздуха может быть задано на диаграмме сочетанием любых двух из перечисленных параметров. Прочие три параметра могут быть определены по $I–d$ диаграмме как производные.

Заметим, что имеется подобная же $I–x$ диаграмма Молье, в которой изотерма $t = 0$°С направлена горизонтально, причем величины влагосодержания, обозначенные как x откладываются в кг/кг сух. возд.

Построение изотерм (рис. 2.2). Напишем уравнение теплосодержания влажного воздуха (2.20) в другом виде:

$$I = 2{,}5d + 1{,}005t + \frac{1{,}8td}{1000}. \qquad (2.21)$$

Рассмотрим зависимость теплосодержания от влагосодержания при $t = 0$°С. В этом случае уравнение (2.21) упростится и останется только первое слагаемое

$$I_1 = 2{,}5d.$$

Задаваясь несколькими значениями d, проводя вычисления и нанося полученные результаты на диаграмму, можно получить прямую изотермы $t = 0$°С. В $I–d$ диаграмме эта зависимость выражается прямой линией oo, (рис. 2.2), проходящей через начало координат. Например, влагосодержанию $d = 3$ кг/кг соответствует энтальпия 7,5 кДж/кг.

Масштаб теплосодержаний и влагосодержаний в $I–d$ диаграмме Л К. Рамзина принят таким, при котором изотерма $t = 0$°С направлена вверх под небольшим углом к горизонтали. Это сделано для уве-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

личения размеров рабочего поля ненасыщенного влажного воздуха и, естественно, увеличения точности расчетов по диаграмме.

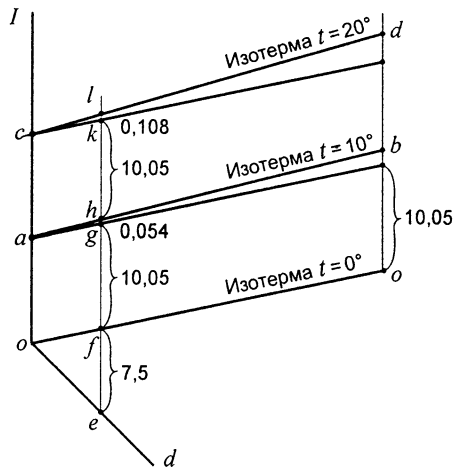


Рис. 2.2. Построение изотерм в $I-d$ диаграмме

Построим изотермы для других температур. Если $d=0$ уравнение (2.21) упростится и останется только второе слагаемое:

$$I_2 = 1{,}005t,$$

с помощью которого определяется положение изотерм на оси ординат с шагом в 1°С. Для определения положения точек изотерм температур $t \neq 0$°С при других значениях $d > 0$, пользуются уравнением (2.20). Вычисления производятся при температуре изотермы и различных значениях влагосодержаний. Полученные точки соединяют прямыми.

Особенность уравнения (2.21) следующая. Если не учитывать теплоту, расходуемую на подогрев водяного пара, то уравнение (2.21) будет иметь вид:

$$I = 2{,}5d + 1{,}005t.$$

Построение с помощью этого уравнения прямых с выбранным произвольным шагом изменения температуры позволяет получить параллельные относительно друг друга изотермы, отстоящие друг от друга на расстоянии $1{,}005\Delta t$ (Δt – разность температур рассматриваемых изотерм). Составляющая $1{,}8td/1000$ делает изотермы непараллельными, при этом, чем выше температура влажного воздуха, тем более отклоняется вверх изотерма.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таким образом, можно сделать следующий вывод. *В I–d диаграмме изотермы непараллельны и чем выше температура влажного воздуха, тем больше отклоняются вверх его изотермы.*

Построение кривой парциальных давлений водяных паров. На основании уравнения (2.14) можно написать $dB - dp_n = 622p_n$, откуда

$$p_n = \frac{dB}{622 + d}. \qquad (2.22)$$

Принимая $B = 99325$ Па (745 мм рт. ст.) для любого выбранного влагосодержания d, по формуле (2.13) соответствующее парциальное давление водяного пара.

Пусть $d_1 = 7{,}75$ г/кг сухого воздуха; подставляя d_1 получим:

$$p_{n1} = \frac{7{,}75 \cdot 99325}{622 + 7{,}75} = 1222{,}3 \text{ Па}.$$

На рис. 2.3 внизу откладываем отрезок *1–1*, соответствующий значению p. Аналогично для $d = 15$ г/кг сухого воздуха получим $p = 2338{,}9$ Па соответствующий на рисунке отрезку *2–2*. Соединив полученные точки плавной кривой, построим кривую парциальных давлений для $\varphi = 100\%$.

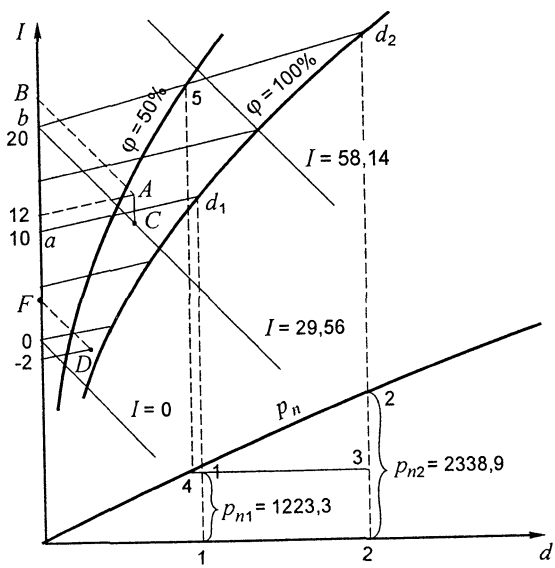


Рис 2 3 Построение линии парциальных давлений и кривых $\varphi = \text{const}$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Построение кривых $\varphi = \text{const}$. Построение начинается с кривой значений относительной влажности воздуха, соответствующей 100%.

Для построения точки $\varphi = 100\%$ необходимо задаться температурой t_1, определить по формуле (2.16) или таблицам величину парциального давления насыщенного водяного пара, рассчитать по формуле (2.14) величину d_1 и на пересечении прямых $t_1 = \text{const}$ и $d_1 = \text{const}$ получим точку $\varphi_1 = 100\%$. Кривую $\varphi_1 = 100\%$ получают путем соединения плавной кривой нескольких точек $\varphi = 100\%$, соответствующих нескольким температурам.

Кривая для некоторого произвольного значения φ строится в той же последовательности: задаются температурой t_1 определяют парциальное давление водяного пара φP_1, пересчитывают его в d_2 по формуле (2.14) и на пересечении $t_1 = \text{const}$ и $d_2 = \text{const}$ получим точку выбранного значения φ для температуры t_1

Линия $\varphi = 100\%$ разделяет поле $I-d$ диаграммы на две части. Выше этой линии расположена область ненасыщенного влажного воздуха, в которой и производятся расчеты изменения тепловлажностного состояния влажного воздуха. Линия $\varphi = 100\%$ соответствует состоянию насыщенного водяными парами. Ниже этой линии – область перенасыщенного водяными парами воздуха (воздуха в метастабильном состоянии, область тумана), которая может использоваться при расчете воздушного холодильного цикла (например, в турбодетандере).

Влияние барометрического давления на положение кривых φ определим с помощью несложного расчета.

Допустим, что заданы параметры влажного воздуха:
$t = 20°$ С и $\varphi = 100\%$. $B = 101325$ Па, влагосодержание этого воздуха $d = 14{,}67$ г/кг, если $B = 97992$ Па (735 мм рт. ст.), то $d = 15{,}18$ г/кг.

Вывод: с понижением барометрического давления влажного воздуха кривые φ на $I-d$ диаграмме располагаются ниже.

Построение линий $I = \text{const}$. Основное уравнение (2.20) записывается в виде:

$$d = \frac{I - 1{,}005t}{2{,}5 + 0{,}0018t}.$$

Задаются некоторым значением I, изоэнтальпию которой хотят построить, и, подставляя значения изотерм t_i, вычисляют величины d_i. Точки изоэнтальпий получают на пересечении $d_i = \text{const}$ и соответствующей изотермы t_i.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пользуясь $I-d$ диаграммой, легко получить еще два очень важных параметра тепловлажностного состояния воздуха: температуру точки росы воздуха t_p и температуру мокрого термометра воздуха $t_м$.

Температура точки росы t_p равна температуре насыщенного водяными парами воздуха при данном влагосодержании. Для получения этой температуры нужно на I–d диаграмме от точки A, соответствующей данному состоянию воздуха, опуститься по линии $d_A = \text{const}$ до пересечения с линией $\varphi = 100\%$. Точка пересечения линия $d_A = \text{const}$ и $\varphi = 100\%$. будет соответствовать значению точки росы t_p.

Температура мокрого термометра равна температуре насыщенного водяными парами воздуха при данной энтальпии. В $I-d$ диаграмме температуре $t_м$ соответствует точка пересечения линии $I_A = \text{const}$ с линией $\varphi = 100\%$. Это положение справедливо, если температура увлажняемого воздуха равна 0°С. В случае $t_м > 0$°С реальный процесс отклоняется вверх от $I = \text{const}$, т.к. каждый килограмм испарившейся воды вносит в воздух $4{,}187 t_м$, кДж, теплоты. При изменении влагосодержания от d_1 до $d_м$ увеличение теплосодержания 1 кг сухой части воздуха составляет $4{,}187 t_м (d_м - d_1)/1000$. Фактическое значение луча процесса адиабатического увлажнения равно:

$$\varepsilon = \frac{I_м - I_1}{d_м - d_1} = \frac{4{,}187 \cdot t_м (d_м - d_1)}{1000 \cdot (d_м - d_1)} = \frac{4{,}187 \cdot t_м}{1000},$$

где $d_м$ и d_1 – влагосодержание точки мокрого термометра и начальное.

Эта прямая располагается несколько выше линии $I = \text{const}$.

На рис. 2.4 приведены построения для определения температур t_p и $t_м$ воздуха, состоянию которого соответствует точка A.

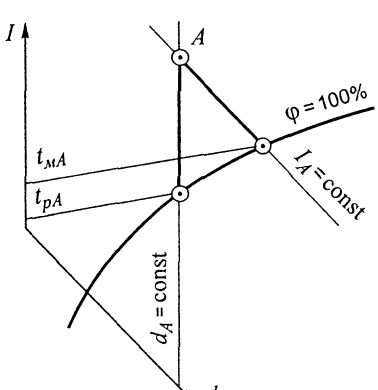


Рис 2.4 Определение по $I-d$ диаграмме температуры мокрого термометра $t_м$ и температуры точки росы t_p для тепловлажностного состояния воздуха в точке A

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§9. Расчеты процессов тепловлажностной обработки воздуха в *I–d* диаграмме и аналитическим способом

Необходимые параметры приточного воздуха получают в приточных камерах и установках кондиционирования воздуха (УКВ) с помощью калориферов, поверхностных воздухоохладителей и оросительных камер. При изображении элементарных процессов (нагрева, охлаждения, увлажнения и т.д.) точки, соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха, соединяют прямой линией. Эта линия характеризует процесс изменения параметров воздуха, ее называют *лучом процесса*. Направление луча процесса в *I–d* диаграмме определяют *угловым коэффициентом* ε. Если начальное состояние воздуха соответствует параметрам I_1 и d_1, а конечное – параметрам I_2 и d_2, то угловой коэффициент ε равен отношению (см. рис. 2.5):

$$\varepsilon = \frac{(I_2 - I_1)\cdot 1000}{d_2 - d_1}. \qquad (2.23)$$

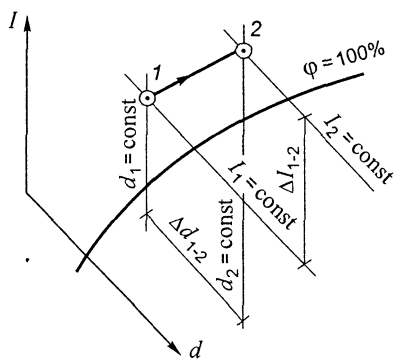


Рис 2.5. К определению направления луча процесса изменения состояния воздуха в *I–d* диаграмме

Единица величины ε в системе СИ – кДж/кг влаги.

Этот коэффициент характеризует направление изменения состояния воздуха и определяет соотношение изменений количества теплоты и влаги в воздухе. Луч процесса можно нанести на *I–d* диаграмму, если известны точки, соответствующие начальному или конечному состоянию воздуха, или известно значение углового коэффициента. Для облегчения такого построения на *I–d* диаграмме наносят направления «масштабных лучей», соответствующих угловым коэффициентам в *I–d* диаграмме от $-\infty$ до $+\infty$ кДж/кг. Масштабные лучи исходят

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

из начала координат ($I = 0$, $d = 0$), а значения их угловых коэффициентов нанесены на направлениях лучей по контуру основного поля I–d диаграммы. При изображении процесса изменения состояния воздуха необходимо сначала провести вспомогательный луч процесса через начало координат и соответствующее направление луча процесса, нанесенного по контуру основного поля. Затем через заданную точку начального состояния воздуха проводится линия луча процесса параллельно вспомогательному масштабному лучу.

Если на диаграмме «масштабные лучи» отсутствуют, то приходится производить построение луча процесса непосредственно из заданной точки A с характеристиками тепловлажностного состояния I_a и d_a. С этой целью от точки A откладывается некоторое приращение влагосодержания Δd, для которого вычисляется приращение энтальпии ΔI, определенное как:

$$\Delta I = \frac{\varepsilon \cdot \Delta d}{1000}.$$

На пересечении линий $I_a + \Delta I = \text{const}$ и $d_a + \Delta d = \text{const}$ получим точку A'. Прямая, проведенная через точки A и A' будет искомым лучом процесса.

В зависимости от соотношения ΔI и Δd угловой коэффициент ε может изменять свою величину и знак от 0 до $\pm\infty$. На рис. 2.6 показаны лучи процессов, соответствующие возможным изменениям.

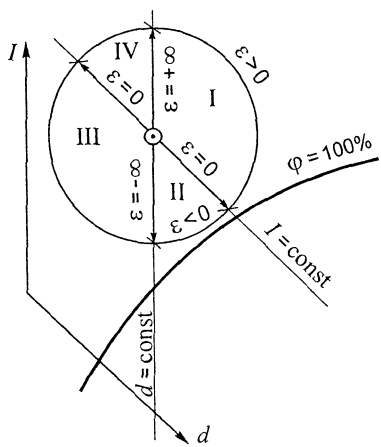


Рис 2 6 Характерные области значении показателя направления луча про́цесса изменения тепловлажностного состояния воздуха – углового коэффициента ε (I и III – ε > 0; II и IV – ε < 0)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При этом можно выделить четыре сектора с характерными изменениями ε. В секторе 1 лучи процесса имеют положительные приращения энтальпии ($+\Delta I$) и влагосодержания ($+\Delta d$) и их угловые коэффициенты ε изменяются от $+\infty$ ($d=\text{const}$) до 0 ($I=\text{const}$). В секторе 2 располагаются лучи, имеющие отрицательное приращение энтальпии ($-\Delta I$) и положительное приращение влагосодержания ($+\Delta d$). Здесь ε изменяется от 0 до $-\infty$. Лучи процессов, для которых ΔI и Δd имеют отрицательный знак и ε изменяется от $-\infty$ до 0 лежат в секторе 3. В секторе 4 приращения $+\varepsilon$ и $-\Delta d$ и ε изменяется от 0 до $+\infty$.

Процесс нагрева и охлаждения воздуха. Простейшим является *процесс нагрева воздуха* в результате контакта с сухой нагретой поверхностью, при котором он получает только явное конвективное тепло. При этом влагосодержание воздуха остается неизменным, поэтому в $I-d$ диаграмме процесс нагрева прослеживается снизу вверх по линиям $d=\text{const}$. Если воздух с параметрами, которым соответствует точка *1* (t_1, φ_1) (рис. 2.7) нагревать в калорифере, то этот процесс изобразится прямой, проведенной вертикально вверх из точки *1* по линии $d_1=\text{const}$. Чем больше тепла передается воздуху, тем больше он нагревается и тем выше по линии $d_1=\text{const}$ будет расположена точка, соответствующая состоянию нагретого воздуха. Если каждому килограмму сухой части влажного воздуха будет передано ΔI_1, кДж, тепла, то его конечному состоянию будет соответствовать точка 2 (см. рис. 2.7).

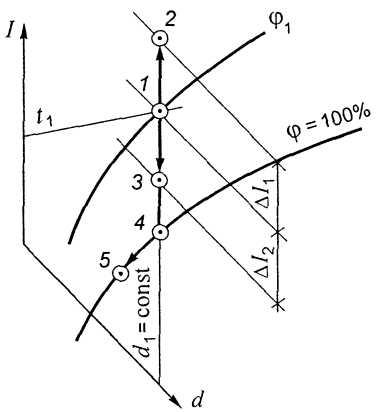


Рис 2 7. Изображение в $I-d$ диаграмме процессов нагрева и охлаждения воздуха

В *процессе охлаждения воздуха* от точки *1* до точки *3* в результате контакта с сухой холодной поверхностью он отдает только явное конвективное тепло. В $I-d$ диаграмме этот процесс прослеживается сверху вниз по линиям $d=\text{const}$. Например, при охлаждении воздуха, состоянию которого соответствует точка *1*, до состояния, которому отвечает точка *3* (см. рис. 2.7), каждым килограммом сухой части влажного воздуха будет отдано ΔI_2 кДж, тепла. Такой процесс охлаждения воздуха, может протекать до состояния, которому соответствует точка *4* (см. рис. 2.7) пересечения луча $d_1=\text{const}$ с линией $\varphi=100\%$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Эта точка отвечает температуре точки росы воздуха. При дальнейшем охлаждении водяные пары, содержащиеся в воздухе, конденсируются, и изменение его тепловлажностного состояния прослеживается вниз налево по линии ($\varphi = 100\%$, например, до точки *5*. Процесс охлаждения, протекающий по линии $\varphi = 100\%$, связан с отдачей не только явного, но и скрытого тепла конденсации.

Процессы нагрева и охлаждения в пределах $0 < \varphi < 100\%$ являются изовлажностными. Они протекают при $d = \text{const}$ и могут быть рассчитаны по приближенной формуле:

$$\Delta t / \Delta I \approx 0{,}98, \qquad (2.24)$$

где Δt – изменение температуры воздуха при изменении его энтальпии на ΔI.

Процесс адиабатического увлажнения воздуха. Тонкий слой воды или ее мелкие капли при контакте с воздухом приобретают температуру, равную температуре мокрого термометра. При контакте воздуха с водой, имеющей такую температуру, происходит процесс *адиабатического увлажнения воздуха*. В этом процессе энтальпия воздуха остается практически неизменной, и в $I-d$ диаграмме он прослеживается по линиям $I = \text{const}$ (направо вниз). Изменение состояния воздуха, которому соответствует точка *1* (рис. 2.8), при контакте его с водой, имеющей температуру мокрого термометра $t_м$ прослеживается по линии $I_1 = \text{const}$. например, до точки *2*, если воздух ассимилирует Δd_1 влаги на 1 кг сухой части влажного воздуха. Предельному состоянию воздуха в этом процессе при его полном насыщении водяными парами соответствует точка *3* пересечения луча процесса с кривой $\varphi = 100\%$.

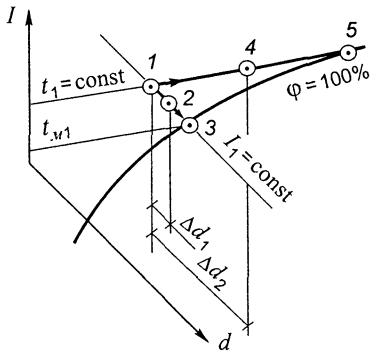


Рис 2 8 Изображение в $I-d$ диаграмме процессов адиабатического и изотермического увлажнения воздуха

В вентиляции часто используют способ адиабатического увлажнения воздуха рециркуляционной водой. Для этого в оросительной камере разбрызгивают воду, которую забирают из поддона этой же камеры. Вода, находясь в непрерывном контакте с воздухом, приобретает температуру, близкую к температуре мокрого

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

термометра. Небольшая ее часть (1–3%) испаряется и увлажняет воздух, проходящий через камеру. Реальный процесс, как было указано выше, несколько отклоняется вверх от линии $I = \text{const}$ (в результате внесения энтальпии воды при ее испарении, которая при температуре мокрого термометра $t_{w1} > 0$ не равна нулю), но это отклонение незначительно.

Процессы адиабатического увлажнения, протекающие по линиям $I = \text{const}$, могут быть рассчитаны по приближенной формуле:

$$\Delta t / \Delta d \approx 2{,}45, \qquad (2.25)$$

где Δt – изменение температуры воздуха при изменении его влагосодержания на Δd.

Процесс изотермического увлажнения воздуха. Если в воздух подавать водяной пар, имеющий температуру воздуха по сухому термометру, то он будет увлажняться без изменения своей температуры. *Процесс изотермического увлажнения воздуха паром* в $I–d$ диаграмме прослеживается по линиям $t = \text{const}$. При подаче пара в воздух с параметрами, которым соответствует точка *1* (см. рис. 2.8), состояние воздуха изменяется по линии $t_1 = \text{const}$ (слева направо). После увлажнения воздуха его состоянию может соответствовать произвольная точка на этой изотерме, например точка *4* при изменении влагосодержания на величину Δd_2. Предельному состоянию воздуха в этом процессе соответствует точка *5* пересечения луча процесса с кривой $\varphi = 100\%$.

В вентиляционной практике иногда используют *процесс увлажнения воздуха острым паром* с температурой более 100°С, т.е. значительно отличающейся от температуры воздуха. Однако в связи с тем, что явная часть энтальпии пара, ассимилируемого воздухом, незначительна, луч процесса идет с небольшим отклонением вверх от изотермы. Изменение энтальпии воздуха, в основном, определяется скрытым теплом водяного пара, температура воздуха в процессе увлажнения повышается немного.

В хлопкопрядильных цехах текстильных фабрик применяется *местное доувлажнение воздуха*. В воздухе помещения пневматическими форсунками распыляют воду, мелкие капли которой, находясь во взвешенном состоянии в воздухе, полностью испаряются. Испарение разбрызгиваемой воды происходит за счет теплоты воздуха помещения. Явное тепло воздуха идет на испарение и в виде энтальпии водяного пара возвращается в воздух. По существу, местное доувлажнение является процессом адиабатического увлажне-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

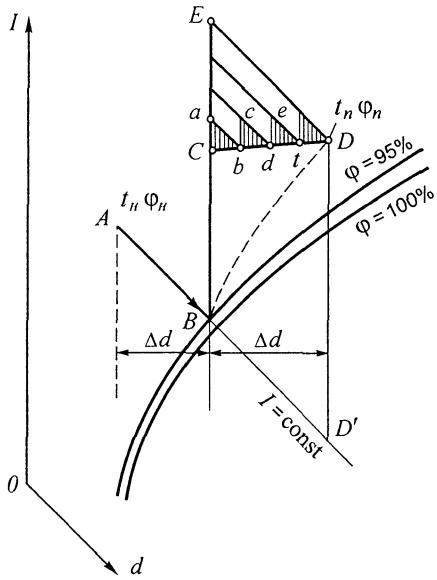


Рис. 2 9 Процессы камерного увлажнения (процесс AB) и местного доувлажнения воздуха в I–d диаграмме

ния воздуха, который идет при $I = \text{const}$. Однако в помещении понижения температуры не происходит, так как затраты тепла на доувлажнение в каждый момент времени компенсируются теплоизбытками в помещении. Если этот процесс разбить на бесконечно малые отрезки, в пределах которых малому тепловыделению соответствует столь же малое адиабатическое увлажнение, то в результате получим, как это было предложено проф. П.Н. Каменевым, что условный процесс местного доувлажнения в помещении с теплоизбытками можно изобразить в I–d диаграмме по линии $t = \text{const}$ (рис. 2.9).

Процессы изотермического увлажнения, протекающие по линиям $t = \text{const}$, можно рассчитывать по приближенной формуле:

$$\Delta I / \Delta d \approx 2{,}53, \qquad (2.26)$$

где ΔI – изменение энтальпии воздуха при изменении его влагосодержания на Δd.

Политропический процесс тепло- и влагообмена воздуха. Изменение состояния воздуха в вентиляционном процессе нередко связано с внесением в воздух или отнятием от него одновременно тепла и влаги. Таково изменение состояния воздуха в помещениях, где одновременно выделяются и явное тепло и водяные пары, в контактных аппаратах, где воздух одновременно охлаждается и осушается, и во многих других случаях. При произвольном соотношении количеств тепла и влаги, ассимилируемых воздухом, изменение его состояния можно изобразить в I–d диаграмме линиями, имеющими различные направления. Если потоку воздуха, содержащего сухую часть в количестве G, кг/ч, передать Q', кДж/ч тепла и W, кг/ч, влаги, то его энтальпия изменится на ΔI кДж/кг, так, что

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$Q' = G \cdot \Delta I, \tag{2.27}$$

а его влагосодержание изменится на $\Delta d'$, кг/кг, так, что

$$W = G \cdot \Delta d'. \tag{2.28}$$

Отношение правых и левых частей уравнений (2.27) и (2.28) есть показатель направления луча процесса изменения состояния воздуха в $I-d$ диаграмме – угловой коэффициент ε.

$$\varepsilon = Q'/W = \Delta I/\Delta d'. \tag{2.29}$$

Отношение Q'/W в уравнении (2.29) связано с определенным отношением $\Delta I/\Delta d'$, в котором ΔI и $\Delta d'$ соответствуют приращениям ординаты и абсциссы при изображении этого процесса в $I-d$ диаграмме. Отношение (2.29) определяет угол наклона луча процесса изменения состояния воздуха.

Если в $I-d$ диаграмме нанести два параллельных между собой отрезка *1–2* и *3–4*, то, как это видно из подобия треугольников (рис. 2.10), для них будут одинаковыми отношения

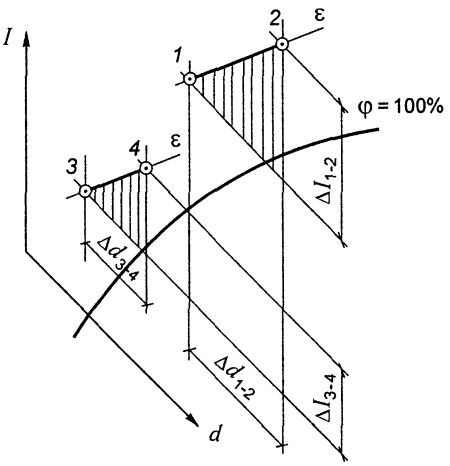


Рис. 2.10. Показатель ε двух параллельных лучей процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха в $I-d$ диаграмме

$$\Delta I_{1\text{-}2}/\Delta d_{1\text{-}2} = \Delta I_{3\text{-}4}/\Delta d_{3\text{-}4}, \tag{2.30}$$

а, следовательно, и показатель направления луча процесса ε. Отсюда можно сделать вывод, что одному и тому же углу наклона прямой в $I-d$ диаграмме соответствуют процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха с определенным соотношением ассимилированных количеств теплоты и влаги.

Изменение состояния воздуха в помещениях, а также при его обработке в специальных устройствах сводится к изменению его энтальпии, влагосодержания и других параметров. Зная начальное состояние и количество G воздуха, а также полные теплопоступления Q и влагопоступления W в воздух, можно, пользуясь угловым

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

коэффициентом ε и $I-d$ диаграммой, определить конечные параметры воздуха. В другом случае неизвестными, при прочих известных данных, могут быть количество воздуха, полное количество тепла, количество влаги и т.д. Политропический процесс с произвольным угловым коэффициентом ε включает все возможные процессы изменения тепловлажностного состояния воздуха.

Изовлажностный процесс нагрева соответствует

$$\varepsilon = +\Delta I / 0 = +\infty. \tag{2.31}$$

Изовлажностный процесс охлаждения соответствует

$$\varepsilon = -\Delta I / 0 = -\infty. \tag{2.32}$$

Процесс адиабатического увлажнения соответствует

$$\varepsilon = 0 / +\Delta d = 0. \tag{2.33}$$

Для процесса изотермического увлажнения по выражению (2.26) $\varepsilon \approx 2{,}53$.

Политропический процесс при произвольном значении ε приближенно можно рассчитать, пользуясь формулой:

$$\Delta t / \Delta I = 0{,}98 - 2{,}45 / \varepsilon. \tag{2.34}$$

В данном выражении ε имеет размерность кДж/г.

Процесс смешения воздуха. Наружный воздух, подаваемый в помещение, в ряде случаев, предварительно смешивают с рециркуляционным. Возможны и другие случаи, связанные с перемешиванием масс воздуха разного состояния. Процесс смешения воздуха в $I-d$ диаграмме изображается прямой, соединяющей точки, соответствующие состоянию смешиваемых масс воздуха. Точка смеси всегда располагается на этой прямой и делит ее на отрезки, длины которых обратно пропорциональны смешиваемым количествам воздуха. Если смешать воздух состояния *1* (рис. 2.11) в количестве G с воздухом состояния *2* в количестве nG, то точка

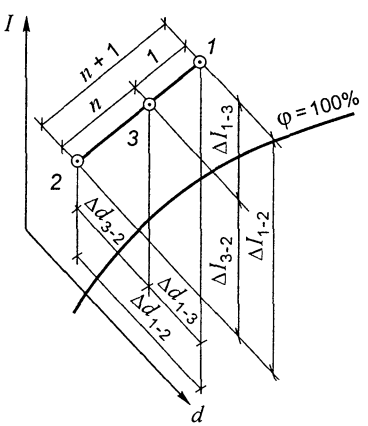


Рис 2 11. Изображение в $I-d$ диаграмме процесса смешения двух масс воздуха разного состояния

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

смеси *3* разделит отрезок *1–2* или его проекции ΔI_{1-2} и Δd_{1-2} на части *1–3*, *3–2* или ΔI_{1-3}, ΔI_{3-2} и Δd_{1-3}, Δd_{3-2} (см. рисунок), отношение длин которых равно:

$$\frac{1\text{-}3}{3\text{-}2}=\frac{\Delta I_{1\text{-}3}}{\Delta I_{3\text{-}2}}=\frac{\Delta d_{1\text{-}3}}{\Delta d_{3\text{-}2}}=\frac{G}{nG}=\frac{1}{n}. \qquad (2.35)$$

Таким образом, чтобы найти точку смеси, нужно отрезок *1–2* или его проекции разделить на $n+1$ часть и отложить от точки *1* одну часть, оставив n частей до точки *2*. Такое построение определит положение точки смеси *3*.

Возможен случай, когда точка смеси окажется в области ниже линии $\varphi=100\%$. Это значит, что при смешении будет образовываться туман (конденсация в мелкие капли водяных паров, содержащихся в воздухе). Если принять, что температура выпадающей влаги близка к температуре мокрого термометра, которой соответствует ($I_{3'}=\text{const}$) точка смеси *3'* (рис. 2.12), то действительные параметры точки смеси *3* будут соответствовать пересечению линий $I_{3'}=\text{const}$ и $\varphi=100\%$. Количество выпавшей из 1 кг воздуха влаги будет равно:

$$\Delta d=d_{3'}-d_3.$$

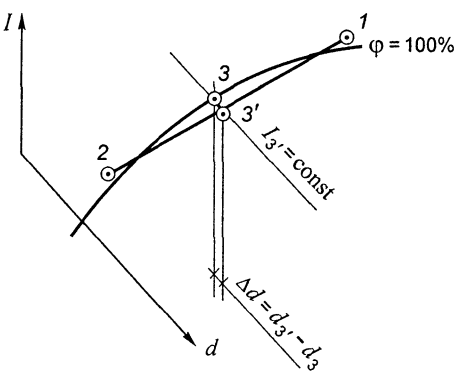


Рис. 2.12 Изображение в $I-d$ диаграмме процесса смешения воздуха при расположении точки смеси ниже линии $\varphi=100\%$

Описанное построение точки смеси достаточно трудоемко и не всегда обеспечивает приемлемую точность, поэтому для определения параметров точки смеси вычисляют, например, ее температуру.

Если смешать воздух состояния *1* в количестве G_1 с воздухом состояния *2* в количестве G_2, то можно составить балансовое уравнение явных теплосодержаний:

$$cG_1t_1+cG_2t_2=c(G_1+G_2)t_{cm},$$

откуда

$$t_{cm}=\frac{G_1t_1+G_2t_2}{G_1+G_2}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пересечение изотермы $t_{см}$ и прямой *1–2* определит положение точки смеси *C*.

Построение фактического процесса тепло- и влагообмена воздуха с водой в *I–d* диаграмме. В целях увлажнения или осушки, охлаждения или нагрева воздуха его вводят в контакт с водой.

Обычно предполагают, что тонкий слой воздуха на поверхности воды полностью насыщен водяными парами, а его температура равна температуре поверхности воды. Состояние воздуха в этом слое можно определить по температуре воды, считая его относительную влажность $\varphi = 100\%$. При таком предположении процесс тепло- и влагообмена воздуха с водой рассматривают как процесс смешения основного потока воздуха с тонким слоем насыщенного воздуха, контактирующего с водой. В процессе теплообмена температура воды несколько изменяется, поэтому для расчета берут некоторую промежуточную ее температуру. Параметры смеси на прямой, соединяющей точку, соответствующую состоянию воздуха, с точкой, определенной температурой воды на линии $\varphi = 100\%$, зависят от площади поверхности контакта, его продолжительности, а также от параметров воздуха и воды. В расчетах учитывают так называемый коэффициент орошения μ, равный количеству разбрызгиваемой воды, кг, приходящемуся на 1 кг обрабатываемого воздуха, а также направление луча процесса и конструктивные особенности камеры. Обычно принимают, что точка смеси, определяющая параметры воздуха после орошения, устойчиво может находиться на линии $\varphi = 90–95\%$, и из этого условия рассчитывают режим орошения.

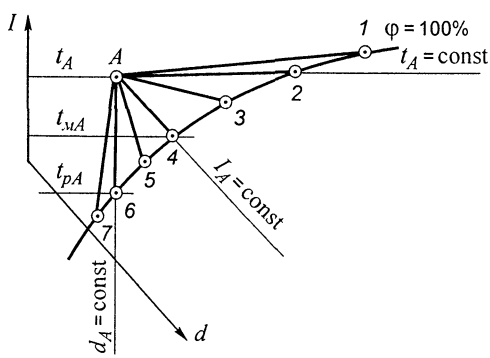


Рис 2 13 Изображение в *I–d* диаграмме характерных процессов тепло- и влагообмена воздуха с водой, имеющих разную температуру

Воздух, обмениваясь с водой теплом и влагой, претерпевает различные изменения. Характерные случаи изменения состояния воздуха при контакте его с водой, имеющей разную, но неизменную во времени температуру, представлены на рис. 2.13 и в табл. 2.1. Начальным параметрам воздуха соответствует точка *A*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 2.1

Соотношения температур воздуха t_A и воды $t_{вод}$	Характеристика процесса обработки воздуха
$t_{вод} > t_A$ (точка 1)	Увлажнение и нагрев воздуха. Испарение воды осуществляется целиком за счет ее собственной энтальпии
$t_{вод} = t_A$ (точка 2)	Воздух увлажняется изотермически, не изменяя своей температуры
$t_{мА} < t_{вод} < t_A$ (точка 3)	Происходит увлажнение и некоторое охлаждение воздуха
$t_{вод} = t_{мА}$ (точка 4)	Происходит адиабатическое увлажнение воздуха
$t_{рА} < t_{вод} < t_{мА}$ (точка 5)	Воздух несколько увлажняется и заметно охлаждается
$t_{вод} = t_{рА}$ (точка 6)	Происходит охлаждение воздуха при неизменном влагосодержании (сухое охлаждение)
$t_{вод} < t_{рА}$ (точка 7)	Воздух интенсивно охлаждается и осушается

Фактический процесс изменения температуры разбрызгиваемой воды с температурой ниже температуры точки росы поступающего в камеру воздуха при параллельном движении потоков воды и воздуха представлен на рис. 2.14.

В первый расчетный интервал времени малая часть орошаемого воздуха войдет в контакт с поверхностью капель и приобретет начальную температуру воды τ_1 и $\varphi = 100\%$. Эта часть воздуха смешивается остальной его массой, причем точка их смеси *2* будет находиться на прямой линии, соединяющей точку, соответствующую начальному состоянию воздуха *1* и точку на линии $\varphi = 100\%$, соответствующую началь-

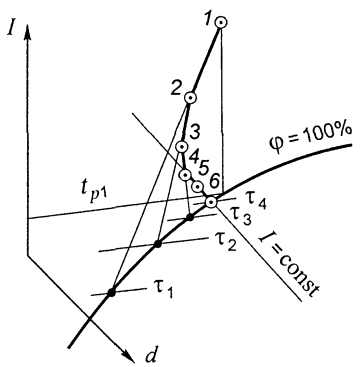


Рис 2 14 Изменение состояния воздуха при контакте с водой, имеющей начальную температуру ниже точки росы, обрабатываемого при параллельном токе воздуха и воды

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ной температуре воды τ_1. В начале второго расчетного интервала в результате теплообмена с воздухом температура воды повысится до τ_2, а воздух изменит свои параметры до точки смеси *2*. За второй интервал времени часть воздуха приобретет параметры τ_2 и $\varphi = 100\%$, и вновь образует смесь воздуха, состояние которой определится точкой *3*; вода повысит свою температура до τ_3 и т.д.

В начале процесса обмен явной и скрытой теплотой протекает интенсивно за счет большого перепада температур. После того как температура воды превысит температуру точки росы осушаемого воздуха, интенсивность теплообмена резко уменьшится: прекратится отдача скрытой теплоты конденсации и по мере возрастания температуры воды начнутся ее испарение, увлажнение воздуха и передача ему скрытой теплоты парообразования. Воздух будет отдавать явную теплоту воде, но часть теплоты будет возвращаться ему в виде энтальпии водяного пара. Изменение температуры воды и энтальпии в результате замедлится, но температура воды будет продолжать повышаться. Энтальпия слоя воздуха на поверхности воды и энтальпия очередной смеси движущегося воздуха будут приближаться друг к другу. В конце концов, вода приобретет температуру мокрого термометра смеси воздуха, энтальпия которой будет равна энтальпии воздуха на границе контакта с водой. Начиная с этого момента процесс увлажнения воздуха становится адиабатическим: воздух будет продолжать понижать свою температуру (точка *5*), не изменяя энтальпии, температура воды будет оставаться неизменной и равной температуре мокрого термометра. На рис. 2.14 точками *4*, *5*, и *6* показана последняя стадия изменения состояния воздуха.

Параметры воздуха после его контакта с водой. В расчете тепловлажностной обработки обычно нужно знать параметры воздуха после его контакта с водой (после оросительной камеры) и температуру воды, которая обеспечит заданное направление луча процесса. Конечные параметры воздуха определяет точка пересечения луча процесса (ε) изменения состояния воздуха в контактном аппарате, характеризуемого начальными параметрами *I* и *d*, с линией $\varphi_{ср} = 90...95\%$. Температура воды (промежуточная, условная) определится точкой пересечения этого луча с линией $\varphi = 100\%$. Точное значение φ определяется эффективностью оросительной камеры или иного контактного аппарата. Луч процесса проводится от точки начальных параметров воздуха до точки пересечения изотермы конечной температуры воды с линией $\varphi = 100\%$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Параметры воздуха на выходе из контактного аппарата могут быть также рассчитаны аналитически по приближенным формулам. Приближенные формулы для аналитического расчета определяют совместным решением следующей системы уравнений:

$$\frac{I_\varphi - I}{d_\varphi - d} = \varepsilon, \tag{2.36}$$

$$I_\varphi = C + Dd_\varphi. \tag{2.37}$$

В данной системе (2.36) есть уравнение луча процесса, а (2.37) – уравнение отрезка прямой, аппроксимирующей соответствующую линию постоянной относительной влажности в определенном диапазоне температур. Подставляя значение d_φ из уравнения (2.37) в уравнение (2.36), получаем формулу для определения энтальпии в точке пересечения:

$$I_\varphi = \frac{I - (C/D - d)\cdot\varepsilon}{1 - \varepsilon/D}. \tag{2.38}$$

По найденному значению I_φ определяем из формулы (2.37) влагосодержание в точке пересечения:

$$d_\varphi = \frac{I_\varphi - C}{D}. \tag{2.39}$$

Для определения температуры t_φ, соответствующей точке пересечения луча процесса и линии $\varphi = \text{const}$, запишем уравнение отрезков прямых, аппроксимирующих участки линии $\varphi = \text{const}$ в координатах I и t.

$$I_\varphi = A + Bt_\varphi, \tag{2.40}$$

откуда

$$t_\varphi = \frac{I_\varphi - A}{B}. \tag{2.41}$$

Числовые значения коэффициентов, входящих в формулы 2.37, 2.38, 2.39, 2.40 и 2.41 приведены в табл. 2.2.

Для расчетов всех процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха обычно используют графический метод построения процессов в $I-d$ диаграмме. Однако в некоторых случаях целесообразно пользоваться приближенными формулами. Погрешность вычислений по ним не выходит за пределы 3%, что вполне допустимо в инженерных расчетах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 2.2

Значения коэффициентов A, B, C, D

φ,%	A	B	C	D
При t_φ от 0 до 10°C				
100	9,42	1,97	–9,46	5,11
95	9,25	1,97	–9,67	5,32
90	8,37	1,88	–10,55	5,53
При t_φ от 10 до 20°C				
100	1,26	2,85	–0,63	3,95
95	0,84	2,27	–0,50	4,02
90	0,84	2,64	0,08	4,02
При t_φ от 20 до 30°C				
100	–28,05	4,27	7,41	3,39
95	–27,22	4,10	6,95	3,47
90	–26,38	3,98	6,47	3,52

Наряду с приведенными формулами для ручного счета существуют компьютерные программы, позволяющие проводить расчеты процессов тепловлажностной обработки воздуха и большей точностью и быстродействием.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 3

СВЕДЕНИЯ ПО ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ АЭРОДИНАМИКЕ

В настоящее время в практике вентиляционных расчетов все большее применение получают методы математического моделирования сложных движений воздуха: вблизи всасывающих отверстий местных отсосов, в каналах сложной формы, в объеме помещений. Математическое моделирование основано на решении дифференциальных уравнений теоретической аэродинамики. В эту область вентиляционной аэродинамики заметный вклад внесли В.И. Посохин, В.К. Хрущ, Н.Н. Беляев, В.Г. Шаптала, Г.Л. Окунева, И.Л. Гуревич, Р.Х. Ахмадеев, И.И. Конышев, К.И. Логачев и другие. В настоящей главе приведены эти уравнения и основные методы их решения.

§10. Основные понятия аэродинамики

Аэродинамика является механикой газообразной среды, в которой имеет место беспорядочное молекулярное движение.

Д'Аламбер и Эйлер предложили считать воздух сплошной средой, непрерывно заполняющей пространство. Это допущение, называемое постулатом о сплошности газообразной среды, позволило изучать поведение объемов воздуха, размер которых многократно превосходит размер молекул.

Движение воздуха может быть *установившимся* и *неустановившимся*. При неустановившемся движении плотность, давление, скорость и прочие характеристики в каждой точке потока изменяются во времени. В случае установившегося движения эти характеристики во времени не изменяются. В вентиляции рассматриваются преимущественно установившиеся течения.

Различают два режима течений: *ламинарное* и *турбулентное*.

На объемы воздуха действуют силы: *поверхностные и объемные*. Поверхностные действуют только на частицы, расположенные на поверхности некоторого объема, направлены по касательной, объемные – на каждую частицу объема, всегда перпендикулярны поверхности, ограничивающей рассматриваемый объем.

Напряжением объемной силы называется сила, приходящаяся на единицу объема, примером тому является объемный вес.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Напряжением поверхностной силы является сила, приходящаяся на единицу поверхности. Примером такого рода напряжения является касательное напряжение.

Траектория частицы фиксирует изменение положения частицы с течением времени.

Дифференциальное уравнение траектории частиц имеет вид:

$$\frac{dx}{v_x} = \frac{dy}{v_y} = \frac{dz}{v_z}, \qquad (3.1)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции скорости на ось координат.

Линия тока также отражает движение потока, но отличается от траектории. Траектория фиксирует положение и вектор скорости в фиксированный момент времени только одной частицы. Линия тока в тот же момент времени указывает направление движения многих частиц. Ряд линий тока даст картину движения воздуха в данный момент времени. При установившемся движении траектории частиц и линии тока совпадают.

Элементарная струйка ограничена поверхностью, составленной из траекторий, проходящих через достаточно малый контур (рис. 3.1). Различают элементарную и струйку конечного поперечного сечения. Под элементарной струйкой понимают бесконечно-тонкую струйку, по поперечному сечению которой плотность и скорость изменяются крайне незначительно и могут быть приняты постоянными. В струйке конечного поперечного сечения эти параметры могут изменяться.

Движущаяся частица вращается и деформируется. Вращение характеризуется скоростью вращения, деформация – скоростью линейной дефоромации и скоростью угловой деформации.

Скорость линейной деформации частиц определяется по деформации частицы в виде прямоугольного параллелепипеда с ребрами Δx, Δy и Δz, параллельными соответствующим осям (рис. 3.2).

Проекции скорости на ось координат:

$$i_x = \frac{\partial v_x}{\partial x}; \quad i_y = \frac{\partial v_y}{\partial y}; \quad i_z = \frac{\partial v_z}{\partial z}. \qquad (3.2)$$

Скорость угловой деформации частицы определяется по деформации углов граней параллелепипеда, образованного ребрами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Δy и Δz. Угловая скорость вращения ребра Δy составит $\Delta v_z/\Delta y$, а ребра $\Delta z - (\Delta v_y/\Delta z)$.

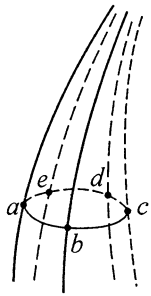


Рис 3 1. Элементарная струйка

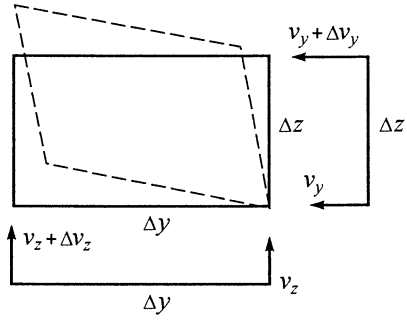


Рис. 3.2 Деформация грани параллелепипеда с ребрами Δy и Δz

Среднюю скорость угловой деформации рассматриваемой грани принято характеризовать полусуммой угловых скоростей.

$$\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta v_z}{\Delta y}+\frac{\Delta v_y}{\Delta z}\right).$$

Скорости угловой деформации частицы в плоскости, перпендикулярной одной из осей:

$$\varepsilon_x=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_z}{\partial y}+\frac{\partial v_y}{\partial z}\right),\quad \varepsilon_y=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_x}{\partial z}+\frac{\partial v_z}{\partial x}\right),\quad \varepsilon_z=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_y}{\partial x}+\frac{\partial v_x}{\partial y}\right). \quad (3.3)$$

Угловая скорость вращения частиц. При положительном направлении вращения средняя угловая скорость вращения грани характеризуется средним арифметическим из соответствующих угловых скоростей вращения ребер

$$\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta v_z}{\Delta y}-\frac{\Delta v_y}{\Delta z}\right).$$

Перейдя к пределу, получим:

$$\omega_x=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_z}{\partial y}-\frac{\partial v_y}{\partial z}\right),\quad \omega_y=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_x}{\partial z}-\frac{\partial v_z}{\partial x}\right),\quad \omega_z=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial v_y}{\partial x}-\frac{\partial v_x}{\partial y}\right). \quad (3.4)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Коэффициент 1/2 вводится для того, чтобы данные формулы аэродинамики не противоречили соответствующим формулам механики твердого тела.

§11. Уравнения аэродинамики

Уравнение расхода принято записывать в двух формах:

- через осредненные по поперечному сечению потока скорости:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2, \tag{3.5}$$

где ρ – плотность воздуха; v – осредненная скорость в поперечном сечении элементарной струйки; A – площадь поперечного сечения элементарной струйки.

- через осевую скорость: осевую v_{oc} с использованием равенства:

$$v_{cp} = k v_{oc},$$

где k – коэффициент поля скоростей.

В этом случае:

$$k_1 \rho_1 A_1 v_1 = k_2 \rho_2 A_2 v_2, \tag{3.6}$$

а коэффициент

$$k = \frac{v_{cp}}{v_{oc}} = \frac{1}{v_{oc} A} \int_A v da = \int_0^1 \overline{v} \overline{da},$$

где $\overline{v} = v / v_{oc}$ и $\overline{da} = da / A$.

Уравнение Бернулли. Получено при рассмотрении движения элементарного объема воздуха в струйке под действием привнесенных в нее теплоты, объемных и поверхностных сил. Известны несколько форм записи уравнения Бернулли:

- обобщенная форма:

$$X dx + Y dy + Z dz = \frac{dp}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + g dh, \tag{3.7}$$

где X, Y, Z – проекции ускорения на оси координат; dx, dy, dz – проекции расстояния ds, на которую перемещается центр тяжести объема потока; dp – изменение давлений, приложенных перпендикулярно плоскости поперечного сечения потока; ρ – плотность воздуха; g – ускорение силы тяжести; dh – элементарная потеря энергии на трение, отнесенная к единице массы воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• упрощенная, когда из объемных сил воздействует только сила тяжести:

$$z+\frac{p}{\rho g}+\frac{v^2}{2g}+h=\text{const}. \qquad (3.8)$$

Уравнение количества движения получено путем приложения к выделенному объему воздуха в элементарной струйке (рис.3.3) уравнения импульса сил: импульс результирующей силы равен геометрической разности количеств движения.

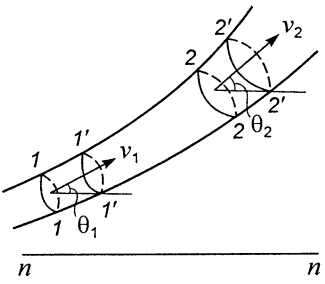


Рис 3 3 Струйка с векторами скорости в сечениях и углами наклона их к линии $n-n$

$$R_n=\beta_2\rho_2 A_2 v_{2,cp}^2\cos\theta_2-\beta_1\rho_1 A_1 v_{1,cp}^2\cos\theta_1, \qquad (3.9)$$

где β – коэффициент Буссинеска; θ – угол между линией $(n-n)$ и направлением вектора скорости.

Уравнение неразрывности получено рассмотрением поведения параллелепипеда, построенного около некоторой точки A с координатами x, y, z в воздушном потоке. Проекции скорости точки на оси координат составляют v_x, v_y, и v_z (рис. 3.4). Учитывая, что в разных точках параллелепипеда скорости различны, скорость в конце ребра Δx будет равно $v_x+\Delta v_x$, в конце ребра Δy – $(v_y+\Delta v_z)$, в конце ребра Δz – $(v_z+\Delta v_z)$..

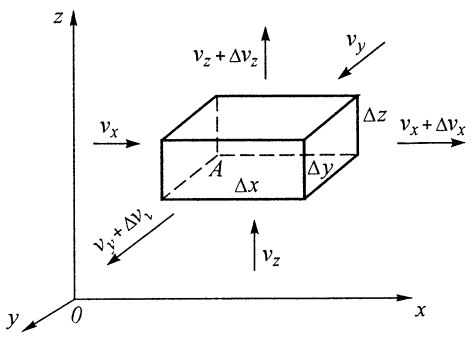


Рис 3 4 Элементарный параллелепипед с различными скоростями на гранях

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вследствие различия скоростей в начале и конце каждого ребра последние за промежуток времени dt получают приращения, а именно ребро длиной Δx превратится в ребро длиной $\Delta x + \Delta v_x dt$; ребро длиной $\Delta y - (\Delta y + \Delta v_y dt)$, и ребро длиной $\Delta z - (\Delta z + \Delta v_z dt)$. Приращение объема параллелепипеда за тот же промежуток времени составит:

$$d(\Delta W) = (\Delta x + \Delta v_x dt)(\Delta y + \Delta v_y dt)(\Delta z + \Delta v_z dt).$$

Произведя преобразования и пренебрегая бесконечно малыми величинами высших порядков, получим:

$$d(\Delta W) = \Delta v_x \Delta y \Delta z dt + \Delta v_y \Delta x \Delta z dt + \Delta v_z \Delta x \Delta y dt.$$

Разделив обе части этого равенства на произведение $\Delta x \Delta y \Delta z dt$, в пределе получим уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \qquad (3.10)$$

Уравнения движения применяют в виде:

1) уравнений Эйлера, не учитывающих действие сил вязкости;

2) уравнений Навье-Стокса, учитывающих их.

Уравнение движения описывает поведение элементарного объема воздуха под воздействием силы R, вызывающей ускорение a. Аналогично предыдущему случаю, около некоторой точки А в воздушном потоке с давлением p и координатами x, y, и z, проекции скорости которой на оси координат составляют v_x, v_y и v_z, строится малый объем ΔW в виде параллелепипеда из элементарных приращений координат Δx, Δy и Δz (рис. 3.5).

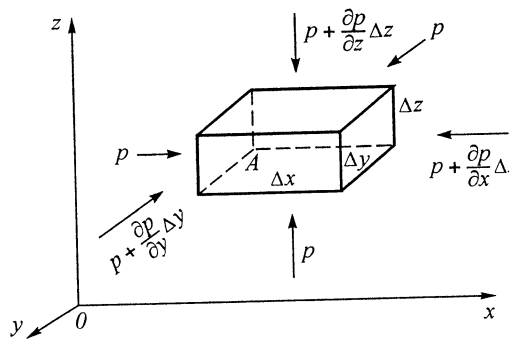


Рис 3 5 Элементарный параллелепипед с различными давлениями на гранях

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Принимается, что на противоположных гранях построенного объема будут давления:

$$p \text{ и } p+\frac{\partial p}{\partial x}\Delta x,\quad p \text{ и } p+\frac{\partial p}{\partial y}\Delta y,\quad p \text{ и } p+\frac{\partial p}{\partial z}\Delta z,$$

а проекции массовых сил ускорения равны X, Y, Z. Проекции нормальных и поверхностных сил и ускорения равны:

1) нормальных

$$R_{x,пов} = p\Delta y\Delta z - \left(p+\frac{\partial p}{\partial x}\Delta x\right)\Delta y\Delta z = -\frac{\partial p}{\partial x}\Delta x\Delta y\Delta z;$$

2) объемных

$$R_{x,об} = \Delta MX,$$

где ΔM – масса параллелепипеда;

3) ускорения

$$a_x = \frac{dv_x}{dt}.$$

Уравнение, составленное из проекций сил на ось абсцисс, имеет вид:

$$-\frac{\partial p}{\partial x}\Delta x\Delta y\Delta z + \Delta MX = \Delta M\frac{\partial v_x}{\partial t}.$$

Разделив все члены равенства на массу параллелепипеда $\Delta M = \rho\Delta x\Delta y\Delta z$ и перейдя к пределу, получим:

$$X - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dv_x}{dt}. \qquad (3.11)$$

По аналогии проекции уравнения движения на другие оси:

$$Y - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{dv_y}{dt},\quad Z - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{dv_z}{dt}. \qquad (3.12)$$

Входящие в уравнения проекции скорости при установившемся движении являются только функциями координат пространства, поэтому:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial x}\frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial y}\frac{dy}{dt} + \frac{\partial v}{\partial z}\frac{dz}{dt} = v_x\frac{\partial v_x}{\partial z} + v_y\frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если пренебречь силами вязкости, получим *уравнения движения Эйлера*:

$$X - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x} = v_x\frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y\frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_x}{\partial z}, \tag{3.13}$$

$$Y - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial y} = v_x\frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y\frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_y}{\partial z}, \tag{3.14}$$

$$Z - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial z} = v_x\frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y\frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}. \tag{3.15}$$

При учете сил вязкости уравнения движения принимают более сложную форму:

$$X - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right) = v_x\frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y\frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_x}{\partial z}, \tag{3.16}$$

$$Y - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial y} + \nu\left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}\right) = v_x\frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y\frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_y}{\partial z}, \tag{3.17}$$

$$Z - \frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial z} + \nu\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right) = v_x\frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y\frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z\frac{\partial v_z}{\partial z}. \tag{3.18}$$

Эти уравнения носят название уравнения движения Навье–Стокса.

§12. Простейшие течения

Закономерности простейших течений используются для расчета течений более сложных. Сложное течение представляют как результат взаимодействия потоков простейших течений, которыми моделируется сложное течение.

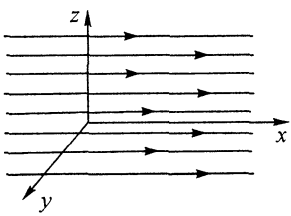


Рис. 3 6 Однородный поступательный поток

Однородный поступательный поток. Частицы движутся прямолинейно и параллельно друг другу. Если (рис. 3.6) положительное направление оси абсцисс совпадает с направлением движения потока, проекции скорости составят:

$$v_x = \text{const}, \quad v_y = 0, \quad v_z = 0.$$

Из уравнений следует: скорость однородного поступательного потока не зависит от координат точки, в таком потоке нет деформации и вращения частиц.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пространственный источник–точка. Движение воздуха к вытяжным отверстиям бесконечно малого размера принято называть ***стоком.***

Точечный сток *представляет собой точку бесконечно-малых размеров в пространстве, через которую осуществляется отсос воздуха.*

Точечный источник *– точка, через которую осуществляется приток воздуха* (рис. 3.7).

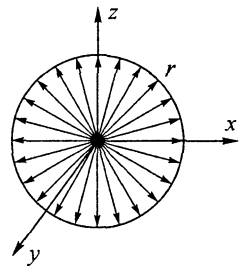


Рис. 3.7 Пространственный источник–точка

Моделью свободных точечных стока или источника является бесконечно маленький шарик с большим количеством отверстий на поверхности, через которые отсасывается или подается воздух, истекающий или подтекающий равномерно, прямолинейно и перпендикулярно поверхности шарика с объемным расходом *L*. Такое нереальное течение называется **пространственным течением из точки.** Если через трубочку производить отсос воздуха, течение называется **пространственным точечным стоком.** Возможно истечение из точки в плоскость (рис. 3.8). Такого рода источник называется ***плоский источник–точка*** или ***плоский сток–точка***.

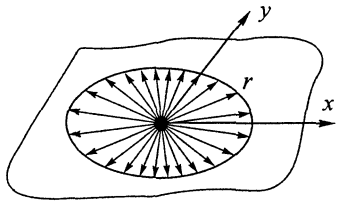


Рис. 3.8. Плоский источник–точка

Приняв за начало прямоугольных координат источник–точку, опишем сферу радиусом *r*. Применяя уравнение расхода к источнику–точке и сфере можно записать:

$$L = 4\pi r^2 v.$$

Скорость в любой точке, удаленной от точечного источника (стока) на расстояние r, равна:

$$v = \frac{L}{4\pi r^2}. \qquad (3.19)$$

Уравнение 3.19 свидетельствует: скорость вблизи точечного источника (стока) обратно пропорциональна квадрату расстояния любой точки от пространственного источника–точки.

Проекции скорости на оси координат описывается равенствами:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$v_x = v\cos\Theta_x, \quad v_y = v\cos\Theta_y, \quad v_z = v\cos\Theta_z,$$

где Θ_x, Θ_y, Θ_z – углы между скоростью v и осями координат.

Так как $\cos\Theta_x = x/r$, $\cos\Theta_y = y/r$, $\cos\Theta_z = z/r$,

$$r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2},$$

проекции скорости на оси координат равны:

$$v_x = \frac{L}{4\pi}\cdot\frac{x}{\left(x^2+y^2+z^2\right)^{3/2}}, \quad v_y = \frac{L}{4\pi}\cdot\frac{y}{\left(x^2+y^2+z^2\right)^{3/2}}, \quad v_z = \frac{L}{4\pi}\cdot\frac{z}{\left(x^2+y^2+z^2\right)^{3/2}}. \tag{3.20}$$

Из уравнений (3.20) следует: рассматриваемом потоке имеет место деформация, но вращение частиц не происходит.

Пример расчета.

Следует рассчитать скорость воздуха и ее проекции на оси координат, в точке *1* с координатами $x_1 = 0{,}5$ м; $y_1 = 0{,}4$ м; $z_1 = 0{,}3$ м. Точечный сток размещен в центре осей координат. Расход воздуха точечного источника $L_0 = 1{,}8$ м^3/с.

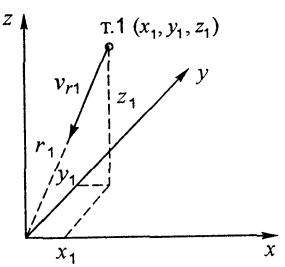


Рис. 3.9 К расчету скорости в точке, находящейся на расстоянии *r* от точечного источника

Решение.

• Расстояние от центра осей координат до точки *1*

$$r = \sqrt{x_1^2 + y_1^2 + z_1^2} = \sqrt{0{,}5^2 + 0{,}4^2 + 0{,}3^2} = 0{,}707 \text{ м}.$$

• Скорость в точке *1*

$$v_{r1} = \frac{L_0}{4\pi r^2} = \frac{1{,}8}{4\pi\cdot 0{,}707^2} = 0{,}2866 \text{ м/с}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• Проекции скорости v_{r1} на оси координат

$$v_x = v_{r1}\frac{x_1}{r} = 0{,}2866\frac{0{,}5}{0{,}707} = 0{,}203 \text{ м/с}.$$

$$v_y = v_{r1}\frac{y_1}{r} = 0{,}2866\frac{0{,}4}{0{,}707} = 0{,}162 \text{ м/с}.$$

$$v_z = v_{r1}\frac{z_1}{r} = 0{,}2866\frac{0{,}3}{0{,}707} = 0{,}122 \text{ м/с}.$$

Увеличение скорости стока без изменения расхода воздуха можно вызвать уменьшением угла подтекания воздуха к стоку, ограничивая ее непроницаемыми поверхностям. Этот прием применяется при проектировании местных отсосов.

Так, для стока из полупространства (сток воздуха через тонкую трубку, заделанную заподлицо в плоскую стенку), скорость движения воздуха, равная

$$v = L_0/(2\pi R^2) \tag{3.21}$$

будет в два раза больше по сравнению со свободным стоком.

Формулы (3.19) и (3.21) можно записать в обобщенном виде для определения скорости подтекания воздуха к точечному стоку:

$$v = L_0/(\varphi R^2) \tag{3.22}$$

где φ – телесный угол (табл. 3.1), представляющий собой отношение открытой части сферической поверхности F к квадрату ее радиуса R, то есть:

$$\varphi = F/R^2. \tag{3.23}$$

Таблица 3.1

Значения телесных углов в зависимости от вида поверхности, ограничивающей подтекание воздуха к точечному источнику (стоку)

Поверхности, ограничивающие подтекание воздуха к стоку	φ
Отсутствуют	4π
Плоская стенка	2π
Грани прямого двухгранного угла	π
Грани прямого трехгранного угла	$\pi/2$
Боковая поверхность конуса с углом β при вершине	$2\pi[1 - \cos(\beta/2)]$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Скорость воздуха вблизи ***плоского источника–точки*** определяют из условия: все частицы, расположенные на окружности радиусом r с центром в источнике, обладают одинаковыми скоростями, направленными перпендикулярно окружности (рис. 3.8). Применяя уравнение расхода, имеем:

$$L = 2\pi r v,$$

где L – расход воздуха в плоском источнике–точке.

Отсюда:

$$v = L/2\pi r\,. \qquad (3.24)$$

Вывод: *скорость обратно пропорциональна расстоянию любой точки от плоского источника–точки.*

Если сориентировать ось координат так, чтобы ось Z совпала с осью плоского источника–точки, тогда:

$$v_x = v\cos\Theta_x, \quad v_y = v\cos\Theta_y,$$

$$\cos\Theta_x = x/r, \quad \cos\Theta_y = y/r,$$

$$r = \sqrt{x^2 + y^2},$$

а проекции скорости окажутся равными:

$$v_x = \frac{L}{2\pi}\cdot\frac{x}{x^2+y^2}, \quad v_y = \frac{L}{2\pi}\cdot\frac{y}{x^2+y^2}\,. \qquad (3.25)$$

Вывод: *течение вблизи плоского источника–точки происходит с деформацией, но без вращения.*

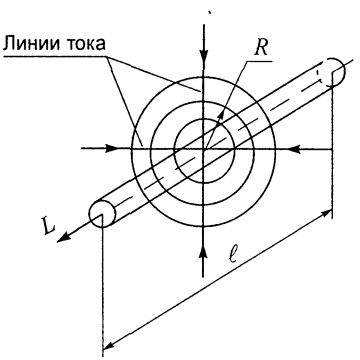


Рис 3 10 Схема линейного стока (источника)

Линейный сток (источник) представляет собой пространственный воздушный поток, направленный к бесконечно длинной прямой линии, в которой он и поглощается. Модель линейного стока (рис. 3.10) можно представить в виде тонкой трубочки со множеством отверстий на поверхности, через которые отсасывается воздух.

Линии равных скоростей в случае линейного стока располагаются на цилиндрической поверхности.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Скорость движения воздуха в произвольной точке пространства определяется уравнением:

$$v = L/(2\pi Rl), \tag{3.26}$$

где L – секундный расход воздуха стока, R – расстояние от произвольной точки пространства до линейного стока, l – длина линейного стока.

Скорость воздуха в произвольной точке вблизи линейного стока, ограниченного с одной стороны плоской стенкой, равна:

$$v = L/(\pi Rl). \tag{3.27}$$

Если линейный сток расположен в ребре двухгранного угла, грани которого составляют плоский угол φ радиан, то

$$v = L/(\varphi Rl). \tag{3.28}$$

Пример расчета.

Линейный сток длиной 10 м размещен над плоскостью на отметке $z_0 = 0{,}3$ м, $x = y = 0$. Объем удаляемого воздуха – 14,6 м^3/с. Найти зависимость проекции скорости на ось x на различных расстояниях от линейного стока (координаты: $x_1 = var$; $y_1 = 0$, $z_1 = 0$) (рис. 3.11).

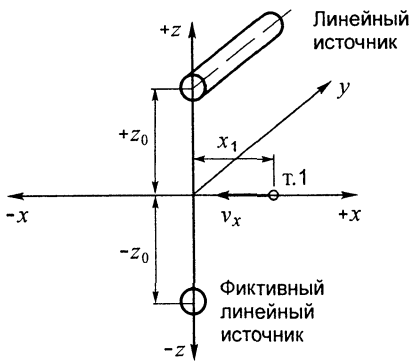


Рис 3.11. Размещение линейного стока над плоскостью

Решение.

Задача решается как плоская. Полученное значение проекции осевой скорости, в этом случае, будет наблюдаться вблизи середины линейного стока. Для выполнения условия равенства нулю подтекания воздуха через плоскость, проходящую через оси x, y, на оси z с координатой $(-z_0)$ размещается второй фиктивный линейный сток такой же производительности и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

длины. В этом случае формируется скоростное поле, при котором расход воздуха через плоскость x, y, равен нулю.

Проекция скорости на ось x равняется удвоенной скорости этой проекции, вычисленной для одного стока.

Алгоритм расчета включает последовательность формул:

$$r_1 = \sqrt{(x_1 - x_0)^2 + (z_1 - z_0)^2}, \quad v_{r1} = \frac{L_0}{2\pi l r_1}, \quad v_x = 2v_{r1}\frac{x_i - x_0}{r_1}.$$

Последовательно задаваясь значениями x, вычисляем значения v_x, которые заносим в таблицу. Подобный расчет и построение графика (рис. 3.12) быстро и легко выполняется с помощью таблиц Excel. Результаты расчета и график представлены ниже:

№№ п/п	x_1	v_x
0	0	0
1	0,05	0,251
2	0,10	0,465
3	0,15	0,620
4	0,20	0,715
5	0,25	0,762
6	0,30	0,775
7	0,35	0,765
8	0,40	0,745
9	0,45	0,715

№№ п/п	x_1	v_x
10	0,50	0,6830
11	0,55	0,6510
12	0,60	0,6200
13	0,65	0,5900
14	0,70	0,5610
15	1,00	0,4260
16	2,00	0,2270
17	5,00	0,0930
18	10,0	0,0460
19	15,0	0,0049

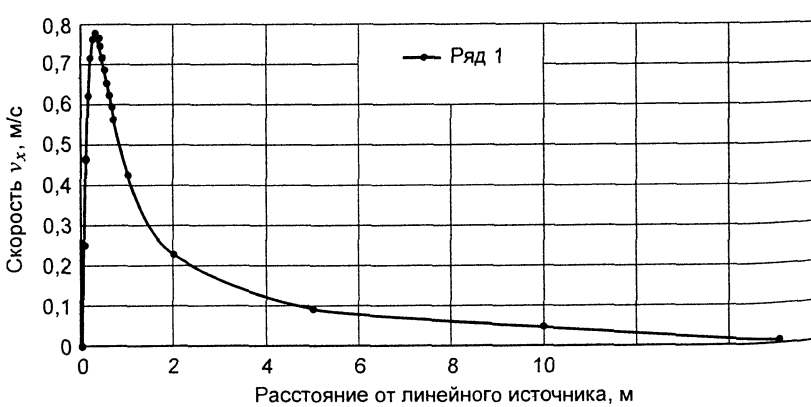


Рис 3.12. Зависимость изменения скорости в плоскости xy на различных расстояниях от линейного источника, подвешенного на расстоянии 0,3 м от этой плоскости

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§13. Потенциал скорости и уравнение Лапласа для трехмерных безвихревых потоков

Непосредственное интегрирование уравнений Навье–Стокса является сложной задачей. Поэтому часто задачи течения потоков решаются путем интегрирования уравнений неразрывности. Расчеты на основе этого уравнения несколько упрощаются, если ввести потенциал скорости.

Потенциал скорости описывает потенциальные безвихревые стационарные течения. Так как вихревая составляющая отсутствует, проекции угловых скоростей на оси координат равны нулю.

$$\omega_x = \omega_y = \omega_z = 0.$$

Из формул угловых скоростей вращения следуют равенства:

$$\frac{\partial v_z}{\partial y} = \frac{\partial v_y}{\partial z}, \quad \frac{\partial v_x}{\partial z} = \frac{\partial v_z}{\partial x}, \quad \frac{\partial v_y}{\partial x} = \frac{\partial v_x}{\partial y}.$$

Наличие таких равенств является условием того, что выражение (3.29) является полным дифференциалом некоторой функции φ

$$d\varphi = v_x dx + v_y dy + v_z dz. \tag{3.29}$$

Вместе с тем, полный дифференциал можно выразить через частные производные:

$$d\varphi = \frac{\partial \varphi}{\partial x} dx + \frac{\partial \varphi}{\partial y} dy + \frac{\partial \varphi}{\partial z}.$$

Сопоставляя в последних двух равенствах правые их части, можно получить зависимости:

$$v_x = \frac{\partial \varphi}{dx}, \quad v_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}, \quad v_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z}.$$

Полная производная функции φ по направлению линии тока даст скорость воздуха:

$$\frac{d\varphi}{ds} = \frac{\partial \varphi}{\partial x}\frac{dx}{ds} + \frac{\partial \varphi}{\partial y} \cdot \frac{dy}{ds} + \frac{\partial \varphi}{\partial z} \cdot \frac{dz}{ds} = \\ = v_x \cos\Theta_x + v_y \cos\Theta_y + v_z \cos\Theta_z. \tag{3.30}$$

Сумма членов правой части последнего равенства равна скорости воздуха и потому

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\frac{d\varphi}{ds} = v. \qquad (3.31)$$

Из механики твердого тела известно, что производная потенциала сил по направлению равна ускорению. Поэтому по аналогии с потенциалом сил функцию φ назвали потенциалом скорости, а движения без вращения – потенциальным течением.

Необходимо отметить, что поскольку потенциал скорости является функцией только координат, то в каждой точке он будет иметь вполне определенное значение. *Поверхности, проведенные в среде таким образом, что все их точки имеют одинаковые значения потенциала скорости, называются эквипотенциальными поверхностями.*

В случае плоских течений точки с одинаковыми значениями потенциала, образуют линии, иногда называемыми эквипотенциалями.

Эквипотенциальные поверхности всегда перпендикулярны векторам скорости. Векторы же скорости, и касательные к линиям тока, будут взаимно перпендикулярны.

Если в уравнение неразрывности ввести потенциал скорости, можно получить уравнение поля потенциала, называемое **уравнением Лапласа.**

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} + \frac{d^2\varphi}{dy^2} + \frac{d^2\varphi}{dz^2} = 0. \qquad (3.32)$$

Интегрированием уравнения определяется зависимость потенциала скорости от координат $\varphi = \varphi(x, y, z)$. Дифференцирование потенциала по расстоянию позволяет получить скорость в любой точке и построить поле скоростей потока.

Постановка задачи с введением в уравнение движения потенциала скорости не учитывает действие сил вязкости, вихревое движение частиц, что заставляет относиться к результатам расчета с известной долей осторожности и обязательно проверять экспериментом полученные расчетом результаты.

§14. Плоские безвихревые течения, функция тока

Дальнейшим упрощением задачи расчета скоростного поля воздушного потока в некотором сечении является переход от трехмерной задачи к плоскому течению. Плоским считается движение воздушного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

потока, при котором воздух движется параллельно некоторой плоскости, при этом в параллельных ей плоскостях все явления совершенно одинаковы. Такой поток двухмерен, а скорость в данной точке будет функцией только двух координат. Плоское течение можно рассчитывать, решая уравнение Лапласа для двухмерной области. Результатом расчета является сетка эквипотенциалей, по которой можно построить поле скоростей. Картина течения будет более полной, если на рассматриваемую область наложить сетку линий **функции тока ψ.**

Физический смысл функции тока определяется выражением:

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0 \qquad (3.33)$$

или

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} = -\frac{\partial v_y}{\partial y}.$$

Поэтому выражение $(v_x dy - v_y dx)$ является полным дифференциалом некоторой функции $\psi = \psi(x, y)$, и будет справедливо равенство

$$d\psi = v_x dy - v_y dx. \qquad (3.34)$$

Вместе с тем полный дифференциал выражается через частные производные следующим образом:

$$d\psi = \frac{\partial \psi}{\partial x} dx + \frac{\partial \psi}{\partial y} dy. \qquad (3.35)$$

Проекции скорости на оси координат:

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial x}, \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial y}. \qquad (3.36)$$

Необходимо отметить, что ψ является функцией координат, поэтому в каждой точке потока она имеет вполне определенное значение. По своему физическому смыслу *линии равного значения функции ψ являются линиями тока* и они перпендикулярны эквипотенциальным линиям. По своей величине *функция тока численно равна расходу воздуха.*

§ 15. Комплексный потенциал

Комплексный потенциал вводится для решения плоских задач с использованием комплексного переменного.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

С этой целью объединяются потенциал скорости и функции тока, а также координаты точки в комплексные величины:

$$w = \varphi + i\psi, \quad z = x + iy,$$

где $i = \sqrt{-1}$.

Первая величина рассматривается как функция второй величины $w = w(z)$. Функция w называется комплексным потенциалом, а аргумент z – комплексной координатой точки. Введение такой зависимости позволяет уменьшить число переменных.

Комплексный потенциал w рассматривается как функция двух переменных x и y, его дифференциал равен:

$$dw = \frac{\partial w}{\partial x}dx + \frac{\partial w}{\partial y}dy = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + i\frac{\partial \psi}{\partial x}\right)dx + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial y} + i\frac{\partial \psi}{\partial y}\right)dy. \quad (3.37)$$

Свойства потенциала скорости и функции тока, состоящие в том, что частные производные от этих функций течения по координатам дают проекции скорости, позволяют написать следующие два равенства:

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{d\psi}{dy}, \quad \frac{d\varphi}{dy} = -\frac{d\psi}{dx}.$$

Эти равенства в математике носят название условий Коши–Римана. Они выражают собой необходимое и достаточное условие существования производной от комплексной функции по комплексному аргументу.

Используя последние два равенства, можно написать:

$$dw = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + i\frac{\partial \psi}{\partial x}\right)dx + \left(-\frac{\partial \psi}{\partial x} + i\frac{\partial \varphi}{\partial x}\right)dy =$$

$$= \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + i\frac{\partial \psi}{\partial x}\right)(dx + idy) = \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} + i\frac{\partial \psi}{\partial x}\right)dz$$

или

$$\frac{dw}{dz} = \frac{\partial \varphi}{\partial x} + i\frac{\partial \psi}{\partial x}. \quad (3.38)$$

Таково будет выражение для производной от комплексной функции по комплексному аргументу, если соблюдаются условия Коши–Римана. Кроме того, производная от комплексного потенциала по комплексному аргументу равна комплексной скорости.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§16. Методы решения дифференциальных уравнений аэродинамики

Наложение потоков.

Для разыскивания неизвестного нам сложного движения потока необходимо определить из каких простых известных потоков, одновременно действующих в рассматриваемом пространстве, может быть образован искомый сложный поток. Таких составляющих сложное течение потоков может быть несколько.

При всей простоте метода наложения потоков довольно сложно определить, каким образом следует наложить элементарные потоки, чтобы получить картину интересующего нас течения, особенно в случаях, когда речь идет о течениях в каналах сложной формы, например в местных отсосах. Н.Я. Фабрикант разработал обобщенный метод наложения потоков, который позволяет решать указанную задачу. Он сводится к решению интегральных уравнений Фредгольма 2-го рода. За рубежом этот метод получил название метода граничных интегральных уравнений (ГИУ) или метода граничных элементов, основанного на разработках русского математика С.Г. Михлина. Обобщенный метод наложения потоков есть частный случай метода ГИУ, поскольку последний охватывает более широкий круг задач.

Если сложный поток состоит из нескольких потоков, скорости в одной и той же точке складываются по правилу векторов (по правилу параллелограмма). Поэтому можно написать следующее векторное равенства:

$$\overline{v} = \overline{v}_1 + \overline{v}_2 + \overline{v}_3 + \ldots + \overline{v}_n , \qquad (3.39)$$

где $\overline{v}$ – вектор скорости искомого сложного потока;

$\overline{v}_1 + \overline{v}_2 + \overline{v}_3 + \ldots + \overline{v}_n$ – векторы скорости известных простых потоков.

Ранее написанное равенство можно представить также в виде трех равенств, связывающих проекции скорости на оси координат:

$$v_x = v_{x1} + v_{x2} + v_{x3} + \ldots + v_{xn}, \qquad (3.40)$$

$$v_y = v_{y1} + v_{y2} + v_{y3} + \ldots + v_{yn}, \qquad (3.41)$$

$$v_z = v_{z1} + v_{z2} + v_{z3} + \ldots + v_{zn}. \qquad (3.42)$$

Для получения проекций скорости в конкретной точке исследуемого потока достаточно выполнить алгебраическое сложение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

проекций скорости элементарных течений. Такое сложение выполняется для каждой оси координат.

Изложенный общий метод наложения потоков может быть несколько упрощен для движений воздуха, рассчитываемых с использованием функции тока. В этих случаях вместо составления трех проекций скоростей достаточно составить сумму функций течения отдельных составляющих потоков:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \ldots + \varphi_n. \tag{3.43}$$

При плоском течении независимо от наличия или отсутствия в нем вращения частиц функция тока неизвестного потока равна сумме функций токов составляющих потоков

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3 + \ldots + \psi_n. \tag{3.44}$$

При плоском движении без вращения частиц комплексный потенциал неизвестного потока равен сумме комплексных потенциалов составляющих потоков

$$w = w_1 + w_2 + w_3 + \ldots + w_n. \tag{3.45}$$

Однако для построения потока этих проекций скорости недостаточно, а необходимо еще знать, как проходит линия тока. Построение их может быть проведено по уравнению семейств линии тока, полученному в результате интегрирования дифференциального уравнения

$$\frac{dx}{v_x} = \frac{dy}{v_y} = \frac{dz}{v_z}. \tag{3.46}$$

Метод источников (стоков) применяется для вычисления скоростей в рассматриваемых точках как пространственных, так и плоских потоков. Он основан на том, что на значительном удалении от местного отсоса величина скорости изменяется согласно закономерностям стока. В плоскости воздухоприемного отверстия размещаются, например, точечные стоки. Скорость на расстоянии r от точечного пространственного стока составит:

$$v = \frac{L}{4\pi r^2},$$

где L – расход отсасываемого воздуха; r – расстояние от источника до рассматриваемой точки.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Для плоского течения выражение скорости имеет вид:

$$v = \frac{L}{2\pi r^2}.$$

Пример расчета.

Рассчитать скорость на оси x (рис. 3.13), расположенной в центре прямоугольного отверстия размерами $2a \times 2b$ в бесконечной стене, тремя способами:

1) согласно закономерностям для точечного стока;

2) по аналитическому решению И.А. Шепелева;

3) методом сложения скоростных полей нескольких точечных стоков, размещенных в плоскости всасывающего отверстия (метод суперпозиции).

Скорость во всасывающем отверстии $v_0 = 5$ м/с, $2a = 600$ мм; $2b = 200$ мм, телесный угол ψ в рассматриваемом случае равен 2π. Площадь отверстия

$$f_0 = 0{,}6 \times 0{,}3 = 0{,}12 \text{ м}^2.$$

Секундный расход

$$L_0 = v_0 f_0 = 5 \times 0{,}12 = 0{,}6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

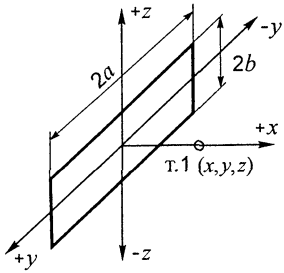


Рис. 3 13 К расчету скорости на оси x прямоугольного отверстия

Расчет в первом случае ведем для единичного точечного стока, размещенного в центре осей координат по формуле:

$$v_x = v_{r(y=0,\, z=0)} = \frac{L_0}{2\pi r^2},$$

где $r = x$ при $y = 0$ и $z = 0$.

Во втором случае расчет проводим по формуле И.А. Шепелева:

$$v_x = v_0 \frac{2}{\pi} \operatorname{arctg} \frac{a}{x\sqrt{\left(\frac{x}{b}\right)^2 + \left(\frac{x}{a}\right)^2 + 1}}.$$

В третьем случае разбиваем четвертую часть отверстия размером $a \times b$ на три ячейки одинакового размера, в центре которого помещаем точечный сток. Осевая скорость определится как сумма проекций на ось x скоростей для каждого точечного стока по формуле

$$v_x = 4\left(\frac{\Delta L}{2\pi}\right)\sum_1^3 \frac{x_i}{\left(x_i^2 + y_i^2 + z_i^2\right)^{1.5}}.$$

Расчет проводим, задаваясь различными значениями x, результаты расчета приведены в таблице.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица расчета осевой скорости

Способ расчета	Координата x_i							
	1	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,05	0
точечный сток	0,096	0,15	0,266	0,596	2,36	9,54	38,2	∞
по Шепелеву И.А.	0,09	0,14	0,248	0,546	1,82	3,56	4,41	4,999
методом суперпозиции	0,093	0,143	0,246	0,51	1,43	2,7	3,15	$\rightarrow 0$

Примечание: величина скорости по И.А. Шепелеву для $x \rightarrow 0$ вычислялось при значении $x = 1 \times 10^{-5}$.

Вывод: способы расчета по точечному единичному стоку и методом суперпозиции дают приемлемые по точности результаты при $x \geq 0{,}2$.

Экспериментальные исследования распределения скоростей около всасывающих отверстий показывают, что действительная картина поля скоростей вблизи всасывающих отверстий заметно отличается от картины поля скоростей, определенной с применением понятия стока. Достаточное для многих практических расчетов совпадение наблюдается на расстоянии от отверстия $x \geq d_0$ или $x \geq 2B_0$, где d_0 – диаметр круглого отверстия, $2B_0$ – ширина щелевого отверстия.

При щелевидных отверстиях большое влияние на распределение скоростей оказывают торцы щели, так как в этих местах движению воздуха присуще скоростное поле, более похожее на поле точечного стока, нежели линейного. Вблизи отверстий конечных размеров закономерности течения воздуха зависят от формы отверстия и соотношения его сторон.

Метод и вихревой и магнитной аналогии может быть применен для расчетов потоков с вихревой структурой, что является его достоинством. Метод основан на отождествлении поля скоростей воздушного потока с полем магнитной индукции. Вихревая составляющая потока и потенциальное течение соотносятся с помощь закона Био–Савара. Применительно к задачам вентиляции этим методом исследовались пространственные факелы всасывания. Используя закон Био–Савара, были получены формулы для расчета осевой скорости воздуха для круглого, прямоугольного, треугольного и для круглого переменного сечения полубесконечного отсасывающего патрубка.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Методы расчета плоских потоков применяются весьма широко вследствие больших трудностей интегрирования дифференциальных уравнений трехмерных потоков. Они позволяют получить скоростные поля на равноудаленном расстоянии от торцевых стенок. В частности, плоским условно можно считать движение воздуха в поперечном сечении центральной части протяженного помещения, где влияние торцевых стен минимально

Плоское движение с вращением частиц имеет, как известно, функцию тока. Введение функции тока в уравнение неразрывности приводит к тождеству:

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial x\partial y}=\frac{\partial^2\psi}{\partial y\partial x},$$

так как частные производные не зависят от порядка интегрирования.

Вследствие этого при решении задач на плоское движение с вращением частиц приходится прибегать к уравнениям движения. Подставив в первые два уравнения Навье–Стокса величины:

$$v_x=\frac{\partial\psi}{\partial y},\quad \frac{\partial v_x}{\partial x}=\frac{\partial^2\psi}{\partial y\partial x},\quad \frac{\partial v_x}{\partial y}=\frac{\partial^2\psi}{\partial y^2},$$

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2}=\frac{\partial^3\psi}{\partial^2 x dy},\quad \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}=\frac{\partial^3\psi}{\partial y^3},$$

$$v_y=-\frac{\partial\psi}{\partial x},\quad \frac{\partial v_y}{\partial x}=-\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2},\quad \frac{\partial v_y}{\partial y}=-\frac{\partial^2\psi}{\partial x\partial y},$$

$$\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2}=-\frac{\partial^3\psi}{\partial x^2},\quad \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2}=-\frac{\partial^3\psi}{\partial x\partial y}.$$

Получим:

$$X-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}+\nu\left(\frac{\partial^3\psi}{\partial^2 x\partial y}+\frac{\partial^3\psi}{\partial y^3}\right)=\frac{\partial\psi}{\partial y}\cdot\frac{\partial^2\psi}{\partial x\partial y}-\frac{\partial\psi}{\partial x}\cdot\frac{\partial^2\psi}{\partial x\partial y},\qquad (3.47)$$

$$Y-\frac{1}{\rho}\cdot\frac{\partial p}{\partial x}-\nu\left(\frac{\partial^3\psi}{\partial^3 x}+\frac{\partial^3\psi}{\partial x\partial y^2}\right)=-\frac{\partial\psi}{\partial y}\cdot\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2}+\frac{\partial\psi}{\partial x}\cdot\frac{\partial^2\psi}{\partial x\partial y}.\qquad (3.48)$$

Проинтегрировав систему этих дифференциальных уравнений, можно найти функцию $\psi=\psi(x, y)$.

Графическим способом построения линий тока, достаточно простым, можно воспользоваться для построения плоских течений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

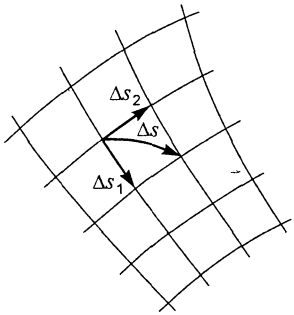


Рис 3.14. Сетка, образованная наложением двух семейств линий тока

Если имеются два течения с построенными семействами линий тока, то семейство линий тока одного потока накладывается на семейство линий тока другого потока (рис. 3.14).

В результате получается сетка, образованная линиями тока, в которых стороны клеток в сетке линий тока изображают в определенном масштабе векторы скорости накладываемых потоков. Тогда, очевидно, диагональ любой клетки будет в том же масштабе изображать векторы скорости результирующего потока. Поэтому, линии тока сложного течения выявятся в результате последовательного соединения точек пересечения линий тока накладываемых потоков.

Аналоговые вычислительные устройства активно использовались до широкого внедрения в практику научных исследований персональных компьютеров. Плоские потенциальные течения рассчитывались методом электродинамической аналогии (ЭГДА). Из электропроводной бумаги вырезалась модель, соответствующим образом реализовывались граничные условия и определялась скорость потока $v(x, y)$ в искомой точке модели (x, y). В частности, этим методом профессором И.Н. Логачевым были построены поля скоростей во всасывающих факелов местных отсосов от промышленных ванн при их различном расположении относительно ограждающих конструкций.

Конформное отображение течений применяется для исследования течений воздуха в каналах сложной формы и местных отсосах. Применим для расчета как безотрывных, так и отрывных течений. Образующаяся за точкой отрыва вихревая зона методами конформных отображений исследована быть не может. Метод позволяет решать только плоские задачи.

В зависимости от выбранной области течения с известным комплексным потенциалом, точнее, в зависимости от ее формы, различают конформное отображение на полуполоску, верхнюю полуплоскость и т.д. В инженерных расчетах часто применяется отображение верхней полуплоскости на внутреннюю область многоугольника (рис. 3.15). Направление обхода области выбирается таким образом, чтобы она все время находилась слева, если двигаться против часовой стрелки. Отображение верхней полуплоскости на многоугольную область осуществляется с помощью формулы Кристоффеля–Шварца.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

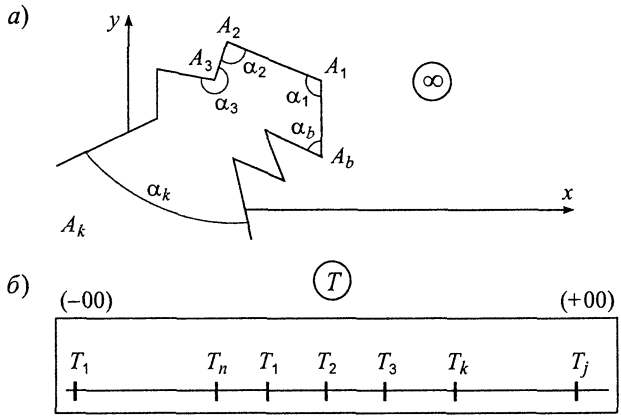


Рис. 3.15. Многоугольная плоскость (*а*) и верхняя полуплоскость (*б*), на которую она отражена

Конформное отображение безотрывного течения. Комплексный потенциал $w = F(z)$ некоторой области течения разыскивается на плоскости комплексного переменного $z = x + iy$. Для решения этой задачи рассматривается новая область на плоскости другого комплексного переменного $u = \xi + i\eta$ с известным нам комплексным потенциалом $w = F(u)$ с целью определения отображающей функции, аналитической функции, которая отображает все точки области течения на плоскости z в точки области течения на плоскости u. Эта функция находится с помощью известных в математике формул конформных отображений, или устанавливая новые формулы конформных отображений. При этом для определения вида формулы используют граничные условия течения. Допустим, такая функция найдена в виде:

$$u = f(z).$$

Тогда, подставив ее в выражение известного комплексного потенциала, получим:

$$w = F[f(z)].$$

Найденная таким образом функция и явится разыскиваемым комплексным потенциалом.

Если известен комплексный потенциал разыскиваемого течения, то не представляет труда определить проекции скорости по формуле:

$$\frac{dw}{dz} = v_x - iv_y.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Известен *метод годографа*, при котором связь устанавливается между скоростью на плоскости z и комплексным потенциалом течения на плоскости u. Эта связь во многих случаях очень проста, однако для ее установления необходимо располагать сведениями о характере скоростного поля на плоскости z.

Исследование течений с отрывом струй можно выполнить с помощью метода Н.Е. Жуковского. Для определения неизвестного двухмерного движения воздуха на плоскости $z = x + iy$ Н.Е. Жуковский рассматривает новое двухмерное движение воздуха на верхней полуплоскости:

$$u = \xi + i\eta$$

Новое движение воздуха выбирается таким образом, чтобы в самом общем случае течение было вызвано различным числом источников и стоков. Их взаимное расположение устанавливается по числу потоков, струй и взаимному расположению в разыскиваемом течении.

Комплексный потенциал нового течения выражается в виде. аналитической функции

$$w = F(u).$$

Он равен сумме известных комплексных потенциалов элементарных движений, вызванных источниками и стоками.

Связь между разыскиваемым и новым движениями воздуха устанавливается при помощи конформного отображения. В качестве отображающей функции принимается функция

$$\vartheta + i\theta = f(u),$$

причем

$$\vartheta = \ln\frac{v_0}{v},$$

где v_0 и v – скорости течения на плоскости z соответственно на контуре струи и в любой точке потока; θ – угол между вектором скорости в рассматриваемой точке потока u и действительной осью плоскости z.

При составлении аналитических зависимостей для комплексного потенциала и отображающей функции Н.Е. Жуковский рекомендует руководствоваться следующими правилами.

Комплексный потенциал определять по формуле:

$$\varphi + i\psi = \Phi_1(u) + \frac{L_1}{\pi}\ln\frac{u-\gamma_1}{\beta_1} + \frac{L_1}{\pi}\ln\frac{u-\gamma_1}{\pi} + \ldots\ldots, \qquad (3.49)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где $\Phi_i(u)$ – алгебраическая рациональная целая функция с действительными коэффициентами; при потоке с конечным расходом протекающей жидкости равна нулю, при бесконечном расходе не должна быть выше второй степени; в отдельных случаях может постоянное; L, β, γ – действительные величины, причем L – расход воздуха источника или стока; β – величина, позволяющая в определенном месте иметь потенциал скорости, равный нулю, а также обусловить определенную систему отсчета линии тока; γ – абсцисса центра источника или стока.

Отображающая функция в случае прямолинейных границ течения отыскивать по формуле:

$$\vartheta + i\theta = m\int \frac{f(u)du}{\sqrt{(u-\omega_1)(u-\omega_2)\cdots}}. \qquad (3.50)$$

При этом $m = 1$ или $m = i$ в зависимости от того, чему соответствует ось ξ на плоскости z – твердой стенке или контуру струи. Неизвестная функция, стоящая под интегралом в числителе:

$$f(u) = \Phi_2(u) + \frac{A_1}{u-e_1} + \frac{A_2}{u-e_2} + \cdots, \qquad (3.51)$$

где $\Phi_2(u)$ – целая рациональная функция; A и e – действительные величины, из которых A – некоторый коэффициент; e – абсцисса на плоскости u, соответствующая точке излома границ потока, то есть соответствующая вершине угла стенок на плоскости z.

Величины ω_1, ω_2 – абсциссы на плоскости u, соответствующие краям твердой стенки, с которой сбегают струи.

Входящие в последнее равенство неизвестные коэффициенты определяют по формуле:

$$A_i = -\frac{\Delta\theta}{m\pi}\sqrt{(e_i-\omega_1)(e_i-\omega_2)\cdots}, \qquad (3.52)$$

где θ – угол излома стенки на плоскости z.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 4

ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИКИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВОЗДУХОВОДОВ И КАНАЛОВ

Аэродинамический расчет воздуховодов имеет целью:

- определение размеров поперечного сечения воздуховодов и каналов, потерь давления на отдельных участках и в системе в целом для перемещения некоторого количества воздуха (*прямая задача*);
- определение расходов воздуха в участках сети при заданных размерах воздуховодов и известном перепаде давления в системе (*обратная задача*).

В аэродинамических расчетах воздуховодов и каналов воздух считается несжимаемой средой, так как максимально возможное изменение давления в системах вентиляции не превышает 5% атмосферного. Расчет ведется по величине *избыточных давлений*, принимая за условный нуль атмосферное давление на уровне вентиляционной системы.

В приточных воздуховодах избыточное давление положительно, в вытяжных имеет место вакуум, оно меньше атмосферного.

§17. Виды давлений в сети воздуховодов

Воздушный поток в воздуховоде и канале *характеризуется статическим, динамическим и полным* давлениями. Эти давления можно измерить микроманометром с помощью отборников статического и полного давлений (рис. 4.1). Отборник статического давления может быть выполнен в виде штуцера, закрепленного на стенке прямолинейного участка воздуховода, в сечении с установившемся, характерным для данного скоростного режима полем скоростей. С полостью канала или воздуховода штуцер соединяется просверленным в стенке отверстием диаметром менее 1 мм. Отборник полного давления выполняется в виде трубки, изогнутой под углом 90°, введенной в воздуховод таким образом, чтобы один из отрезков трубки был параллелен направлению потока, и направлен отверстием навстречу ему, а другой вышел бы за пределы воздуховода. В трубке Пито оба отборника давлений объединены. Штуцер полного давления маркируется знаком «+», статического – знаком «–».

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

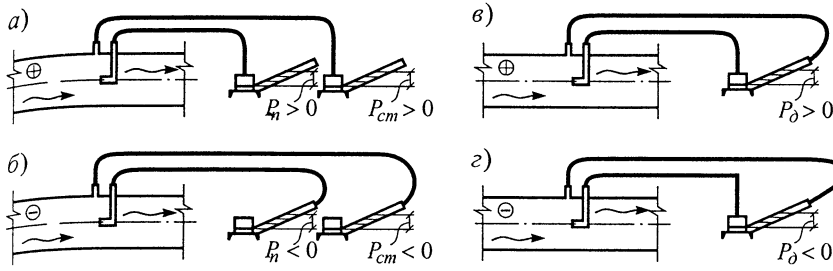


Рис 4.1. Схема измерения давлений в воздуховодах

а – полного и статического в нагнетательном воздуховоде, *б* – то же во всасывающем воздуховоде, *в* и *г* – динамического в нагнетательном и всасывающем воздуховодах

Статическое давление $p_{ст}$, Па, определяет потенциальную энергию 1 м^3 воздуха в рассматриваемом сечении воздуховода, оно равно давлению на стенке воздуховода, параллельной воздушному потоку. Может быть измерено путем присоединения штуцера статического давления на воздуховоде или трубки Пито к микроманометру.

Динамическое давление – это кинетическая энергия потока, отнесенная к 1 м^3 воздуха. При скорости движения воздуха в сечении v динамическое давление, Па, равно:

$$p_д = \frac{v^2}{2}\rho. \qquad (4.1)$$

Используется для вычисления скорости воздушного потока.

$$v = \sqrt{2p_д/\rho}. \qquad (4.2)$$

Измеряется динамическое давление трубкой Пито или отборниками полного и статического давления, присоединенными к микроманометру по дифференциальной схеме (рис. 4.1*в*,*г*).

Полное давление измеряется отборником полного давления и равно сумме статического и динамического давлений.

$$p_п = p_{ст} + p_д. \qquad (4.3)$$

Кинетическая энергия способна переходить в потенциальную и наоборот, например, в случаях, когда диаметры воздуховодов изменяются при неизменном количестве перемещаемого воздуха. Рассмотрим график изменения полного, динамического и статического давлений в трубе Вентури (рис. 4.2). Из курса термодинамики известно, что движение воздушного потока происходит из мест с большим значе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

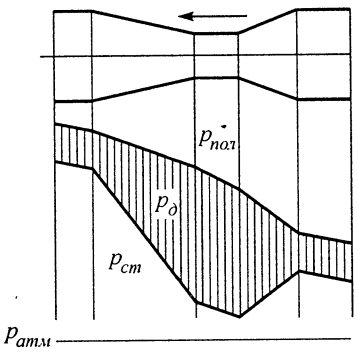


Рис 4.2. График изменения полного, динамического и статического давлений в трубе Вентури

нием потенциала переноса к местам с меньшим его значением. Из приведенного на рис. 4.2 графика следует, что в конфузоре в направлении движения потока динамическое давление возрастает, а в диффузоре в том же направлении возрастает статическое давление и уменьшается динамическое. Лишь только полное давление воздушного потока уменьшается в направлении движения воздуха.

Из изложенного выше следует вывод: *расчет потерь давления в вентиляционной сети, состоящей из воздуховодов различных диаметров необходимо вести по величине потерь полного давления.*

§18. Распределение давлений в сети вентиляционных воздуховодов, присоединенных к вентилятору

Распределение давлений в системе вентиляции необходимо знать для выполнения работ по наладке и регулированию вентиляционной системы, при определении расходов на отдельных участках сети воздуховодов и при решении других вентиляционных задач.

Профессор П.Н. Каменев предложил строить эпюры давлений воздуховодах, присоединенных к вентилятору от абсолютного нуля давлений (абсолютного вакуума), что позволило выполнять построение эпюр давлений для всасывающей и нагнетательной частей сети одинаково. При построении эпюр давлений надо иметь ввиду, что микроманометр измеряет избыточное, относительно атмосферного давления: разрежение (отрицательное, во всасывающем воздуховоде) и напор (положительное, в нагнетательном).

Распределение давлений в системах вентиляции с механическим побуждением движения воздуха. Рассмотрим сеть, состоящую из всасывающего и нагнетательного воздуховодов постоянного сечения, присоединенных к вентилятору через конфузор и диффузор (рис. 4.3). Параллельно осям воздуховодов проводим параллельные линии: линию атмосферного давления (условный нуль), и ниже линию абсолютного вакуума (абсолютный нуль). Построение начинаем с нагнетательного воздуховода. В сечении I–I статическое давление равно атмосферному давлению (условный нуль). Полное давле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ние в этом сечении, согласно формулы (4.3), равно динамическому давлению $p_д$, определяемому по формуле (4.1). В сечении II–II статическое давление $p_{ст,\,II} > 0$, т.к. численно равно потерям давления на трение между сечениями II–II и I–I). При постоянном сечении воздуховода скорость воздуха и динамическое давление в нем не изменяется и поэтому линия статического давления – прямая. Линия полного давления также прямая, параллельная линии $p_{ст}$, так как динамическое давление по длине воздуховода постоянно. Расстояние между линиями статического и полного давления по вертикали равно динамическому давлению $p_{д,\,I}$.

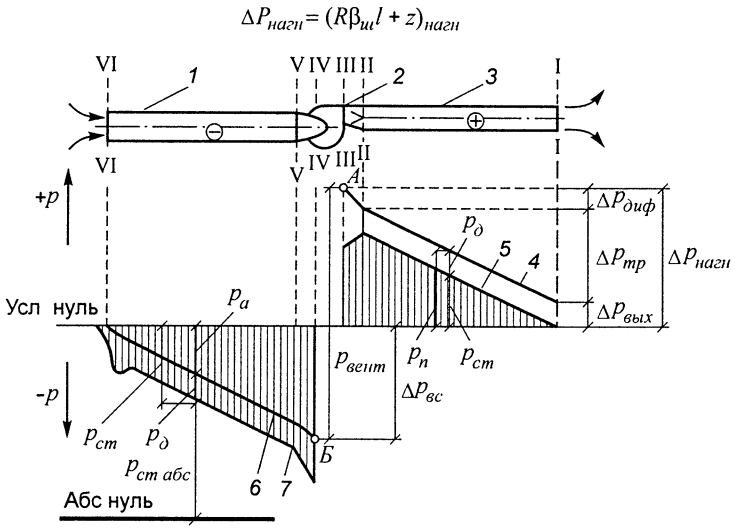


Рис 4 3. Схема распределения давлений в всасывающем и нагнетательном воздуховодах, присоединенных к вентилятору

1 – всасывающий воздуховод, *2* – вентилятор, *3* – нагнетательный воздуховод, *4* – линия полного давления нагнетательной стороны; *5* – линия статического давления там же, *6* – линия полного давления всасывающей стороны; *7* – линия статического давления там же, I-VI – номера сечений (остальные обозначения даны в тексте)

В конфузоре и диффузоре, расположенных между сечениями II–II и III–III, происходит изменение скорости потока. В конфузоре, в направлении движения воздуха скорость потока воздуха возрастает, увеличивается и динамическое давление, в диффузоре оно уменьшается. Максимальная величина полного давления на выхлопе из вентилятора определяется т. *А*, минимальная величина его – в

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

плоскости всасывающего отверстия (точка *Б*). Полное давление, развиваемое вентилятором равно сумме этих давлений.

Давление, создаваемое вентилятором в сечении III–III, расходуется на преодоление сил трения $\Delta p_{тр}$ и потерь в местных сопротивлениях присоединенной к нему сети. Теряемое при выпуске воздуха в атмосферу динамическое давление в приточных воздуховодах учитывается сопротивлением воздухораспределителя или приточной решетки, в выхлопных – сопротивлением зонта, цилиндрической трубы ($\zeta_0 = 1{,}1$) или цилиндрической трубы с конфузором в случае «факельного выброса» ($\zeta_0 = 4{,}5$). Общие потери давления со стороны нагнетания равны:

$$\Delta p_{наг} = (\beta R l + z), \qquad (4.4)$$

где β – поправка на шероховатость материала воздуховода, который может быть изготовлен не из листовой стали с коэффициентом шероховатости 0,1 мм, для которого составляются расчетные таблицы, а из другого материала; R – удельная потеря на трение; l – длина; z – потери в местных сопротивлениях.

Статическое и полное давления вне воздуховода со стороны всасывания, при условии неподвижности воздуха, равно атмосферному (условный нуль). В непосредственной близости от отверстия в пределах всасывающего факела поток воздуха уже обладает кинетической энергией, но полное давление равно атмосферному (условный нуль), а величину динамического давления $p_д$ необходимо откладывать вниз от линии условного нуля. Далее, в направлении к вентилятору аэродинамические потери будут возрастать, их величина откладывается вниз от условного нуля, определяя положение точек линии полного давления. Линия статического давления располагается ниже линии полного давления на величину динамического давления. Резкое понижение линии статического давления после сечения VI–VI объясняется сужением потока на входе в воздуховод вследствие образования кольцевой вихревой зоны вблизи стенки воздуховода. Между сечениями V–V и IV–IV установлен конфузор с поворотом. Снижение линии статического давления между этими сечениями происходит вследствие увеличения как скорости потока в конфузоре, так и потерь давления.

§19. Определение потерь давления в воздуховодах и каналах

Потери давления в сетях вентиляционных воздуховодов и каналов определяют в соответствии с законами гидравлики.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Потери давления на трение вычисляют по формуле Дарси.

Формула Дарси воздуховодов с произвольной формой поперечного сечения и длиной l.

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l\Pi}{4f} \cdot \frac{v^2}{2} \rho . \quad (4.5)$$

$\lambda_{тр}$ – коэффициент трения; Π – периметр, м; f – площадь поперечного сечения, м^2.

Круглого сечения:

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho . \quad (4.6)$$

Коэффициент сопротивления трения в зависит от режима движения воздуха, оцениваемого числом Рейнольдса Re, и абсолютной шероховатости стенок воздуховода:

$$\lambda_{тр} = f\,[\mathrm{Re}, (K/d)] ,$$

где Re – критерий Рейнольдса; K – абсолютная шероховатость (высота выступов шероховатости), мм; d – диаметр воздуховода, мм.

В расчетах вентиляционных воздуховодов и каналов распространение получила формула, предложенная А.Д. Альтшулем:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11 \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{k}{d} \right)^{0{,}25} . \quad (4.7)$$

Формула дает достоверные результаты для всех областей турбулентного режима движения воздуха и приближенные для ламинарного и переходного. Величины K и d в формуле (4.7) принимают в одинаковой размерности. Значения K приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Абсолютная шероховатость k стенок воздуховодов из различных материалов

Материал стенок воздуховода	K, мм
Листовая сталь	0,1
Винипласт	0,1
Асбестоцементные плиты или трубы	0,11
Фанера	0,12
Шлакоалебастровые плиты	1,0
Кирпич	4,0
Штукатурка (по металлической сетке)	10,0

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Потери давления в местных сопротивлениях пропорциональны динамическому давлению воздуха в воздуховоде:

$$\Delta p_{м\,с} = \zeta \frac{v^2}{2} \rho . \qquad (4.8)$$

Коэффициент ζ (дзета) носит название *коэффициента местного сопротивления*. В ответвлениях тройников возможно отрицательное значение коэффициента ζ. Это означает, что при данных соотношениях расходов в ответвлении и стволе тройника происходит эжекция (подсасывание) воздуха в ответвлении основным потоком. Поэтому в расчетах аэродинамических потерь коэффициент местного сопротивления принимается со знаком минус и данная потеря вычитается из общих потерь давления.

При вычислении потерь давления необходимо знать, к какой скорости относится табличное значение коэффициента ζ. Обычно это наибольшая скорость в суженном сечении участка или скорость в сечении участка с меньшим расходом (в тройнике). В таблицах коэффициентов местных сопротивлений обычно указывается, к какой скорости относится ζ. Коэффициенты местного сопротивления тройников, рассчитанные по методике проф. П.Н. Каменева, относятся к скорости v_3, после смешивания потоков.

Потери давления в местных сопротивлениях участка, обозначаемые z, равны:

$$z = \sum \zeta \frac{v^2}{2} \rho , \qquad (4.9)$$

где Σζ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

Общие потери давления на участке воздуховода длиной l при наличии местных сопротивлений в этой методике вычисляются по формуле:

$$\Delta p_{уч} = \Delta p_{тр} + z. \qquad (4.10)$$

Существует несколько методик по определению общих потерь давления в сети воздуховодов.

Способ расчета по удельной потере на трение и в местных сопротивлениях.

Применяется для решения прямых задач. В излагаемом способе расчета потери давления на трение, Па, в прямолинейном воздуховоде длиной l, м, принято определять по выражению:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\Delta p_{тр} = Rl, \qquad (4.11)$$

где R – удельная потеря давления на трение, Па/м; l – длина воздуховода, м.

Величина R получена путем несложного преобразования формулы (4.6):

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho = \left(\frac{\lambda_{тр}}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \rho \right) l = Rl, \qquad (4.12)$$

где $R = (\lambda_{тр} \rho v^2)/2d$ – удельная потеря на трение, отнесенная к единице длины, служит для вычисления значений R при составлении расчетных таблиц и номограмм (рис. 4.4 и 4.5).

Расчетные таблицы и номограммы составляют для стальных стандартных воздуховодов круглого сечения при давлении воздуха 98 кПа (1 ат) и температуре 20°С.

Из курса гидравлики известно, что толщина пограничного слоя вблизи стенки зависит от числа Рейнольдса. При малых значениях Re неровности шероховатости могут полностью размещаться в пограничном слое, в этом случае возникает эффект «гидравлически гладких труб». С увеличением Re толщина пограничного слоя уменьшается, шероховатость выступает за пределы пограничного слоя и все более и более начинает влиять на величину потерь давления. Для нестальных воздуховодов зависимость удельной потери на трение от Re будет отличаться от такой же зависимости для стали. Поэтому к табличному значению удельных потерь давления на трение делают поправку (табл. 4.2):

$$R_ш = R\beta_ш. \qquad (4.13)$$

Таблица 4.2

Поправки на шероховатость $\beta_ш$

v, м/с	$\beta_ш$ при $K_ш$, мм			
	1,0	1,5	4,0	10,0
0,2	1,04	1,06	1,15	1,31
0,6	1,11	1,16	1,33	1,60
1,0	1,16	1,23	1,46	1,77
2,0	1,25	1,35	1,65	2,04
3,0	1,32	1,43	1,77	2,20
4,0	1,37	1,49	1,86	2,32
5,0	1,41	1,54	1,93	2,41

v, м/с	$\beta_ш$ при $K_ш$, мм			
	1,0	1,5	4,0	10,0
6,0	1,44	1,58	1,98	2,48
7,0	1,47	1,61	2,03	2,54
8,0	1,49	1,64	2,06	2,58
9,0	1,51	1,66	2,10	2,62
10,0	1,53	1,68	2,12	2,66
11,0	1,54	1,70	2,15	2,69
12,0	1,56	1,71	2,17	2,72

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

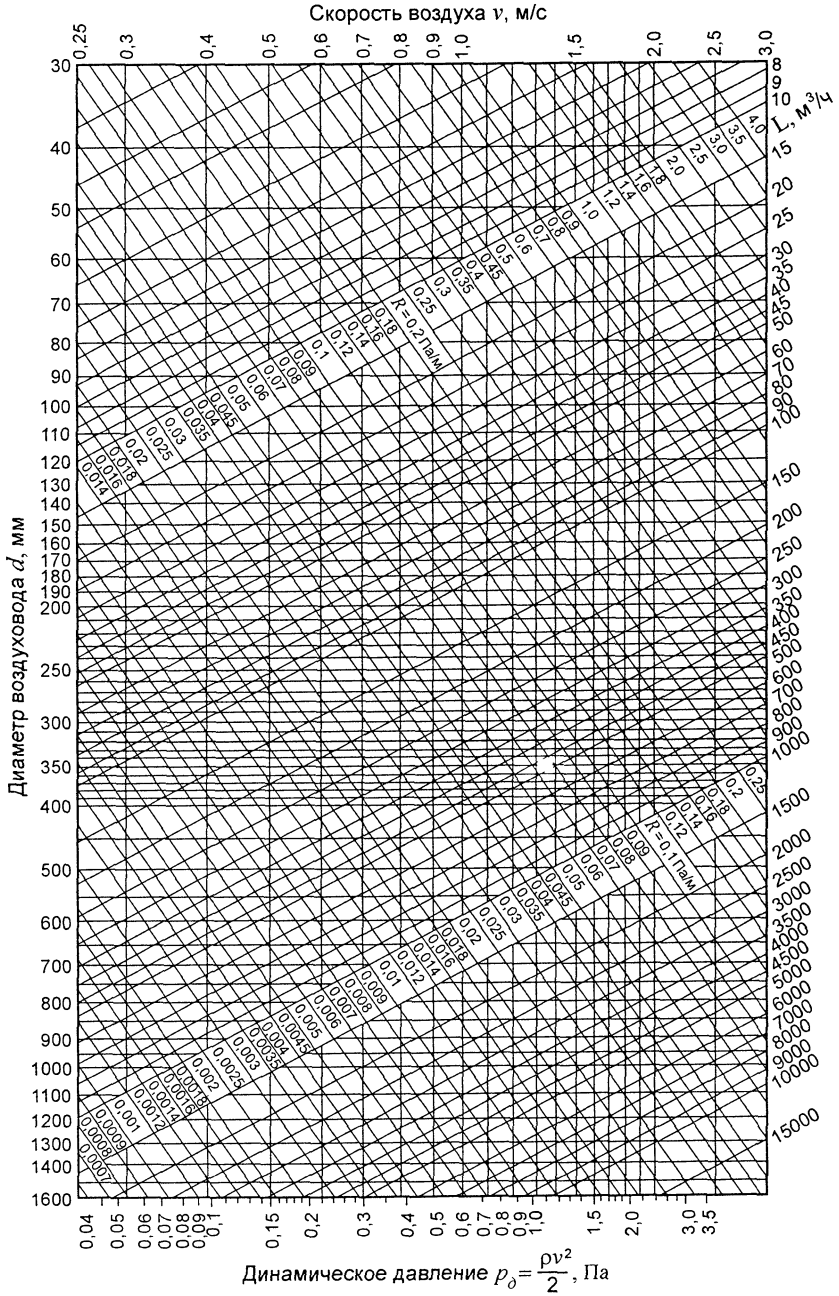


Рис 4.4. Номограмма для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах (K = 0,1 мм) в диапазоне скоростей 0,25–3,0 м/с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

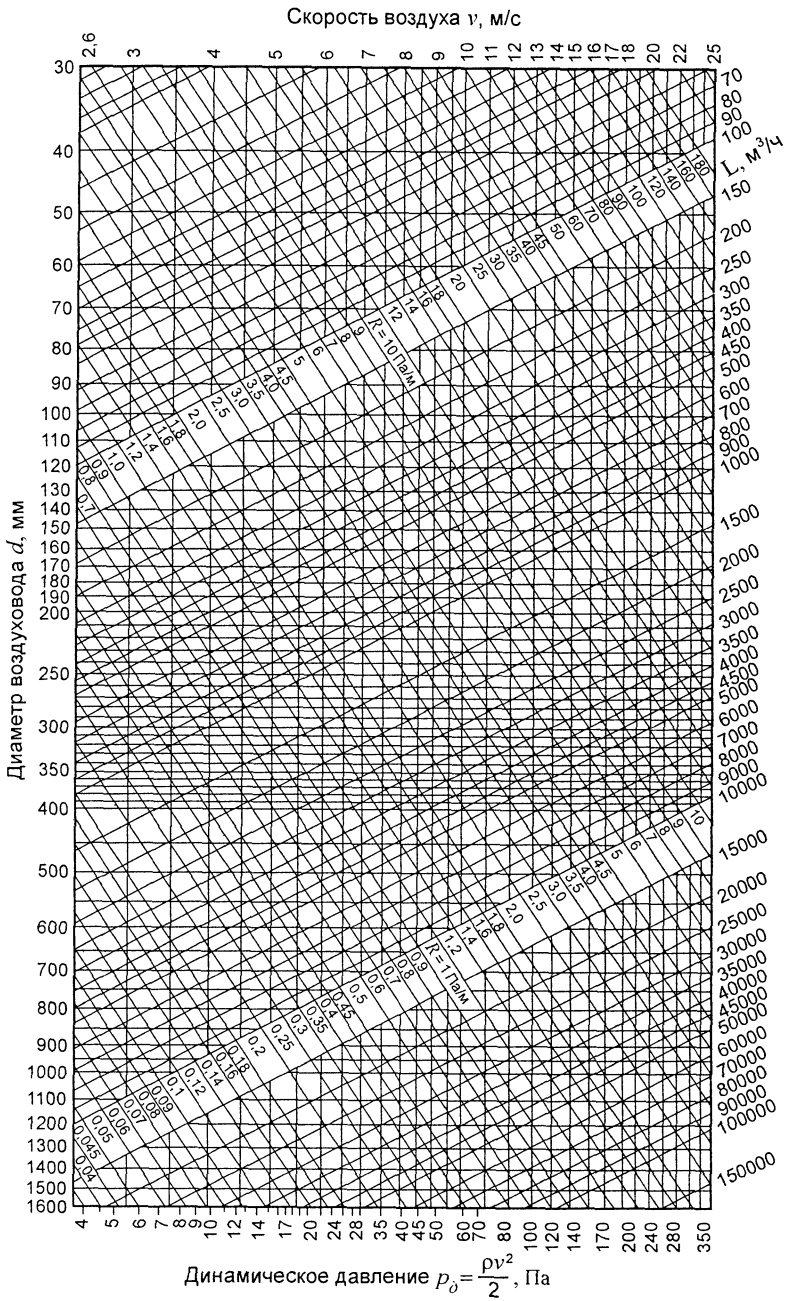


Рис 4 5 Номограмма для определения потерь давления на трение в круглых воздуховодах (K = 0,1 мм) в диапазоне скоростей 3,0–25 м/с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расчетные таблицы используют для расчета не только круглых воздуховодов, но и каналов (воздуховодов) квадратного и прямоугольного сечений. Удельная потеря на трение для этих воздуховодов определяется по таблицам для круглых воздуховодов с помощью *эквивалентного диаметра*, при котором потери давления на трение в круглом и прямоугольном (квадратном) воздуховодах равны. Для нестальных воздуховодов и каналов вводят поправку на шероховатость $\beta_ш$.

Существует три вида эквивалентных диаметров, с помощью которых можно определить удельную потерю на трение: по скорости – d_v, по расходу – d_L, по площади поперечного сечения – d_f. Каждый из этих диаметров определенным образом связан с размерами поперечного сечения прямоугольного воздуховода a и b и для каждого имеется свой способ пользования расчетной таблицей или номограммой. Конечный результат (потери давления на трение в прямоугольном (квадратном) воздуховоде), естественно, не зависит от способа определения эквивалентного диаметра.

Наибольшее применение получил эквивалентный диаметр по скорости – d_v, так как он вычисляется по несложной формуле.

Эквивалентный по скорости диаметр d_v определяется из условия равенства удельных потерь на трение в круглом R и прямоугольном $R_{пр}$ воздуховодах при одинаковых скоростях в них.

Потери на трение в прямоугольном воздуховоде по формуле (4.5)

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \frac{2l(a+b)}{4ab} \cdot \frac{v^2}{2} \rho . \qquad (4.14)$$

Потери на трение в эквивалентном круглом воздуховоде по формуле (4.6)

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d_v} \cdot \frac{v^2}{2} \rho . \qquad (4.15)$$

Приравняв выражения (4.14) и (4.15), получим:

$$d_v = \frac{2ab}{a+b} . \qquad (4.16)$$

Для квадратного воздуховода: $d_v = a$.

Правило. Чтобы найти значение удельной потери на трение прямоугольного или квадратного воздуховода по таблице или номограмме, составленной для круглых воздуховодов, необходимо определить R по эквивалентному диаметру d_v и фактиче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ской скорости в прямоугольном воздуховоде, не принимая во внимание фактический расход воздуха.

Эквивалентные диаметры обычно имеют произвольные размеры, не стандартные, поэтому удельную потерю на трение определяют интерполяцией.

Эквивалентный по расходу диаметр d_L определяется из условия $R = R_{пр}$ при равенстве расходов в круглом и прямоугольном воздуховодах ($L = L_{пр}$).

Скорости в воздуховодах выражают через секундный расход воздуха, подставляют их в формулы (4.14) и (4.15), приравнивают и получают:

$$d_L = \sqrt[5]{\frac{32a^3b^3}{a+b}}. \qquad (4.17)$$

Формула достаточно сложна для вычислений, поэтому и не получила широкого применения в практике расчетов.

Правило. Чтобы найти значение удельной потери на трение прямоугольного или квадратного воздуховода по таблице или номограмме, составленной для круглых воздуховодов, необходимо определить *R* по эквивалентному диаметру d_L и фактическому расходу в прямоугольном воздуховоде, не принимая во внимание фактическую скорость воздуха.

В некоторых руководствах по аэродинамическому расчету воздуховодов применяется *диаметр, эквивалентный по площади поперечного сечения* d_f. Значение d_f определяется из условия равенства площадей поперечного сечения прямоугольного (квадратного) и круглого воздуховодов: $ab = \pi d_f^2/4$, откуда:

$$d_f = 2\sqrt{\frac{ab}{\pi}}. \qquad (4.18)$$

Значение $R_{пр}$ в этом случае определяют по формуле:

$$R_{пр} = mR, \qquad (4.19)$$

где R – табличное значение удельной потери на трение, принятое при d_f и при v или L (по фактическим скорости или расходу); m – коэффициент учета формы воздуховода, определяемый по дополнительной таблице или графику.

Способ характеристик, предложенный проф. С.Е. Бутаковым, позволяет решать как *прямую, так и обратную задачи*. Аналогичен способу характеристик, применяющемуся в расчетах систем отопле-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ния. Заключается в определении характеристик сопротивления каждого участка и последующем их сложении с учетом параллельного или последовательного расположения участков. Характеристикой сопротивления автор назвал коэффициент пропорциональности K_i в уравнении

$$\Delta p_i = K_i L_i^2, \tag{4.20}$$

где Δp_i потери давления на участке i, Па; L_i – расход воздуха через участок i, м^3/ч. Значение K_i можно определить через коэффициенты трения и местных сопротивлений.

Метод динамических давлений. *Применяется для решения прямых и обратных задач.* Удобен для аэродинамического расчета систем пневмотранспорта древесных отходов и систем аспирации с центральным сборником отходов, так как в них практически отсутствуют тройники, коэффициент местного сопротивления которых изменяется с изменением расхода. Это позволяет точно подбирать диаметр ответвления на заданную величину потерь давления, что бывает необходимым при аэродинамической увязке ответвлений вентиляционных систем указанного вида.

Для получения расчетной формулы сумма потерь на трение и в местных сопротивлениях участка воздуховода могут быть записаны как:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м\,с} = \frac{\lambda}{d} \cdot l \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho + \zeta \frac{v^2}{2} \rho = \left(\frac{\lambda}{d} l + \zeta \right) \frac{v^2}{2} \rho . \tag{4.21}$$

Значения λ/d приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Значения λ/d для металлических воздуховодов систем аспирации и пневмотранспорта

d, мм	Значения λ/d при скорости воздуха, м/с							
	0,1–3	3,1–6	6,1–9	9,1–12	12,1–15	15,1–18	18,1–21	21,1–25
80	0,418	0,318	0,280	0,257	0,245	0,237	0,231	0,225
100	0,316	0,240	0,212	0,198	0,189	0,183	0,178	0,173
140	0,208	0,158	0,141	0,133	0,129	0,123	0,120	0,117
160	0,176	0,133	0,121	0,114	0,109	0,106	0,103	0,100
200	0,133	0,101	0,093	0,088	0,084	0,081	0,079	0,077
315	0,075	0,060	0,055	0,052	0,050	0,048	0,047	0,045
400	0,056	0,045	0,041	0,039	0,038	0,036	0,035	0,034

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В расчетных таблицах каждому диаметру воздуховода дается несколько значений λ/d, соответствующих различным диапазонам изменения скорости (табл. 4.3), что обеспечивает достаточную точность инженерных расчетов.

В аэродинамических расчетах часто приходится подбирать диаметр ответвления на расчетную величину давления $\Delta p_{расч}$. Для этого при уже рассчитанном диаметре определяют требуемую величину динамического давления как:

$$\Delta p_д^{тр} = \frac{\Delta p_{расч}}{\frac{\lambda}{d} l + \sum \zeta}. \qquad (4.22)$$

Далее вычисляем скорость, соответствующую этому давлению

$$v_{тр} = \sqrt{\frac{2\Delta p_д^{тр}}{\rho}} \qquad (4.23)$$

и проверяем по табл. 4.3, находится ли $v_{тр}$ в диапазоне скоростей, для которого принято значение λ/d в формуле (4.22). Если вычисленное значение не соответствует этому значению, производится пересчет по формуле (4.22) с значением λ/d, соответствующим $v_{тр}$, вычисленном по (4.23). Затем по уточненному значению $\Delta p_д^{тр}$ вычисляются $v_{тр}$ и $d_{тр}$.

§20. Теория смешивания потоков профессора П.Н. Каменева. Аналитическое определение коэффициентов местного сопротивления тройников

Теория смешивания потоков позволяет выполнить точный расчет потерь давления и коэффициентов местного сопротивления в тройниках, рассчитывать сети вытяжных воздуховодов с наименьшим аэродинамическим сопротивлением и предлагает формы тройников, обеспечивающих наименьшие потери давления при смешивании потоков.

Теория смешивания потоков.

Исходными данными для определения гидравлических потерь при смешивании двух потоков являются: скорости и расходы Q, диаметры всех трех участков тройников, а также углы α, образуемые осями ответвлений с магистралью (рис. 4.6).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

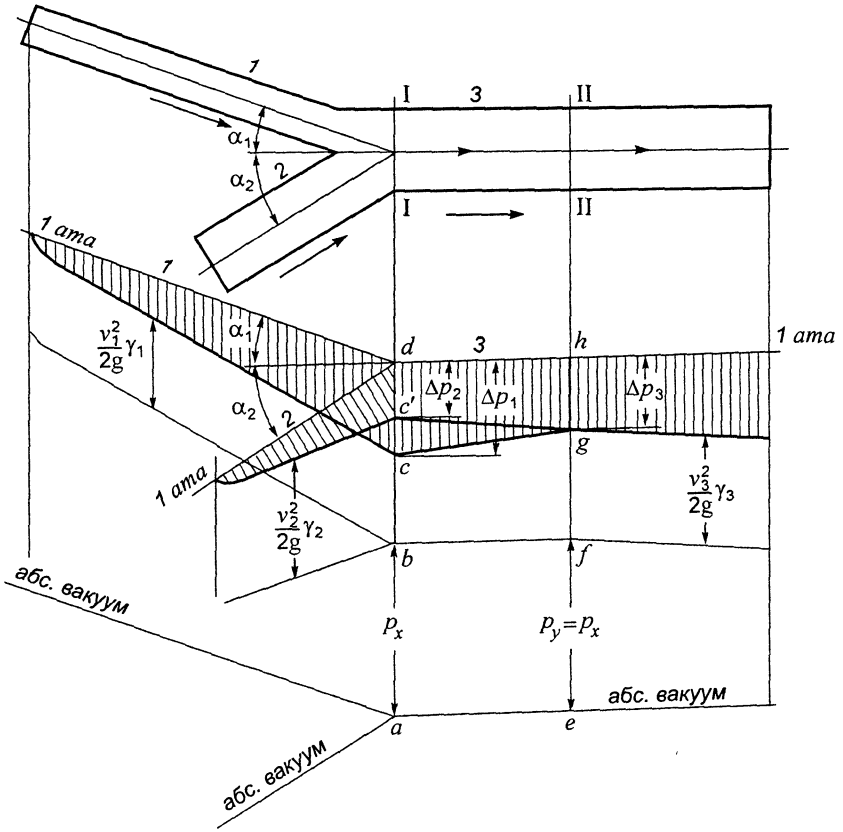


Рис. 4.6. Схема давлений во всасывающем воздуховоде при постоянстве вакуума по длине смесительной камеры (когда $v_3 = v'_3$, ординаты db и hf одинаковы)

Исходной предпосылкой теории смешивания потоков является следующее положение: если изменять диаметр d_3 основного участка, то может быть найден такой диаметр воздуховода после слияния потоков d'_3 и соответствующая ему скорость v'_3 (наивыгоднейшая скорость смешивания потоков), при которых потери при смешивании потоков будут минимальными.

Из этого положения следует, что, в зависимости от действительной скорости на третьем участке, определяемой выбранным диаметром d_3, возможны три случая смешивания:

$$1)\ v'_3 = v_3,\ \ 2)\ v'_3 < v_3 \ \text{и}\ \ 3)\ v'_3 > v_3.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

А. Скорость после смешивания потоков равна скорости на основном участке, $v_3' = v_3$.

За начало смешивания потоков принимается плоскость I–I, (рис. 4.6) проходящая через точку пересечения осей смешивающихся потоков ответвлений и основного участка. Длина участка смешивания зависит от многих факторов и точно, в настоящее время, определена быть не может. Конец этого участка условно обозначен сечением II–II. *Условием получения наименьших потерь при смешивании потоков является постоянство статического давления на всем протяжении участка смешивания.* Поэтому v_3, определенное

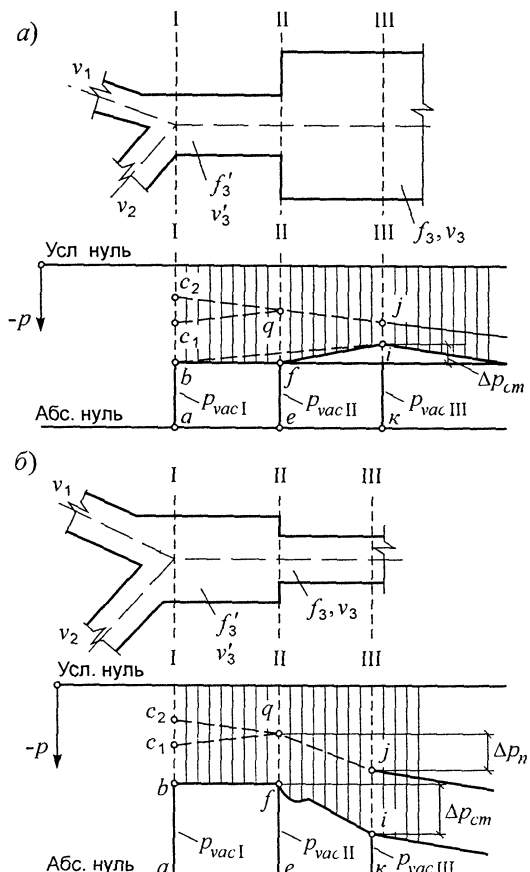


Рис 4 7 Схема давлений во всасывающем воздуховоде, когда вакуум по длине смесительной камере изменяется

а – случай $v_3' > v_3$; *б* – случай $v_3' < v_3$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

из условия постоянства статического давления на всем участке смешивания потоков, является наивыгоднейшей скоростью смешивания потоков v_3'. Исходя из этого положения статическое давление в сечениях I–I и II–II равно p_x. В этом случае баланс энергий потоков до и после смешивания может быть записан как, Вт:

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} + Q_1 p_x + \frac{m_2 v_2^2}{2} + Q_2 p_x = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} + Q_3 p_x = \\ = \frac{m_3 (v_3')^2}{2} + Q_3 p_x + \Delta E, \tag{4.24}$$

где m и Q – секундные расходы массы и объема воздуха, ΔE – потери энергии при смешивании потоков.

Потеря полной энергии от смешивания потоков, ΔE равна:

$$\Delta E = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_3 (v_3')^2}{2}. \tag{4.25}$$

Рассмотрим количества давления в обоих потоках. Разложим векторы количеств движения первого и второго потоков по двум направлениям: по направлению, перпендикулярному оси третьего участка и по направлению этой оси. Проекция количеств движения этих потоков на плоскость, перпендикулярную направлению 3-го участка: $m_1 v_1 \sin\alpha_1$ и $m_2 v_2 \sin\alpha_2$ уничтожатся в силу сопротивления стенок воздуховода. Проекция количеств движения смешивающихся потоков по направлению основного участка равны $m_1 v_1 \cos\alpha_1$ и $m_2 v_2 \cos\alpha_2$.

Применяя закон количеств движения, и учитывая, что статическое давление по длине тройника постоянно, равно разности количеств движения до и после смешивания потоков, получим:

$$m_3 v_3' - (m_1 v_1 \cos\alpha_1 + m_2 v_2 \cos\alpha_2) = 0, \tag{4.26}$$

где m_1 и m_2 – секундные массы в ответвлениях *1* и *2*.

Откуда:

$$v_{3,\text{наивыгод}} = v_3' = \frac{m_1 v_1 \cos\alpha_1 + m_2 v_2 \cos\alpha_2}{m_3}. \tag{4.27}$$

Минимальные потери при смешивании потоков равны:

$$A = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_3 (v_3')^2}{2}. \tag{4.28}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Б. Смешивание потоков при $v_3' > v_3$, по П.Н. Каменеву, происходит в 2 этапа:

1) смешение происходит при наивыгоднейшей скорости смешивания v_3', то есть в воздуховоде с площадью поперечного сечения воздуховода f_3' от сечения I–I до II–II при постоянном статическом давлении;

2) происходит внезапное расширение сечения воздуховода с f_3' до f_3, перестроение скоростного поля происходит между сечениями II–II до III–III (рис. 4.7).

Потери в первом периоде определяются уравнением (4.28). Во втором – потеря давления при внезапном расширении потока по Борда:

$$\Delta p_3 = \frac{(v_3 - v_3')^2}{2}\rho. \qquad (4.29)$$

Полная потеря энергии при внезапном расширении потока:

$$\frac{m_3(v_3 - v_3')^2}{2}. \qquad (4.30)$$

Полная потеря давления $Б$ при смешивании потоков в условиях, когда $v_3' > v_3$, составит:

$$Б = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_3 (v_3')^2}{2} + \frac{m_3 (v_3 - v_3')^2}{2}. \qquad (4.31)$$

В. Смешивание потоков при $v_3' < v_3$ можно представить состоящим из двух последовательных процессов:

1) смешение происходит при v_3';

2) происходит внезапное сужение потока при изменении сечения воздуховода с f_3' до f_3.

В этом случае поток после смешивания с минимальными потерями не помещается в геометрическую форму основного участка.

Значение коэффициента местного сопротивления внезапного сужения аналитически не определено. С достаточной для практических расчетов точностью кривую рис. 4.8 можно аппроксимировать выражением:

$$\zeta_{вх} \approx 0{,}525\left(1 - \frac{v_3'}{v_3}\right). \qquad (4.32)$$

В этом случае дополнительная потеря удельной энергии на вход определится как

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\Delta p_{вх} = 0{,}525\left(1 - \frac{v_3'}{v_3}\right)\frac{v_3^2}{2}\rho \qquad (4.33)$$

или

$$\zeta_{вх}\frac{m_3 v_3^2}{2}.$$

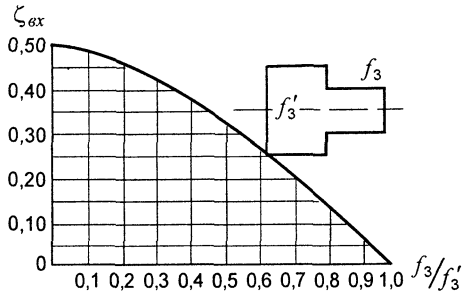


Рис. 4.8. Коэффициенты местных сопротивлений входа при внезапном сужении потока

Обозначив потери в тройнике при смешивании потоков как B, получим:

$$B = \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} - \frac{m_3 (v_3')^2}{2} + \zeta_{вх}\frac{m_3 v_3^2}{2} \qquad (4.34)$$

Аналитическое определение коэффициентов местных сопротивлений при смешивании потоков.

Если $v_3' = v_3$, то, отнимая от полного абсолютного давления в *первом участке* до смешивания потоков в основном участке (сечение I–I, ордината *ac*, см. рис. 4.6) полное абсолютное давление после смешивания (сечение II–II, ордината *eg*) и приравнивая эту потерю произведению ζ первого участка на динамическое давление по третьему участку, получим:

$$\left(p_x + \frac{v_1^2}{2}\rho\right) - \left[p_x + \frac{(v_3')^2}{2}\rho\right] = \zeta_1'\frac{(v_3')^2}{2}\rho,$$

отсюда

$$\zeta_1' = \left(\frac{v_1}{v_3'}\right)^2 - \left(\frac{v_3'}{v_3'}\right)^2,$$

$$\zeta_1' = \left(\frac{v_1}{v_3'}\right)^2 - 1. \qquad (4.35)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Точно так же для второго участка

$$\left(p_x+\frac{v_2^2}{2}\rho\right)-\left[p_x+\frac{(v_3')^2}{2}\right]=\zeta'\frac{(v_3')^2}{2},$$

$$\zeta_2'=\left(\frac{v_2}{v_3'}\right)^2-1. \qquad (4.36)$$

В практике проектирования и монтажа применяют стандартные размеры круглых, прямоугольных и квадратных воздуховодов, поэтому условие $v_3'=v_3$ удается соблюсти далеко не всегда.

Если $v_3'>v_3$, то к коэффициентам ζ_1' и ζ_2' следует прибавить $\zeta_{доп}$ вследствие внезапного расширения потока. Приравнивая потерю при внезапном расширении во время смешивания потоков произведению дополнительного коэффициента местного сопротивления на динамическое давление по третьему участку, получим:

$$\Delta p=\frac{(v_3'-v_3)^2}{2}\rho=\zeta_{доп}\frac{v_3^2}{2}\rho,$$

откуда дополнительный к. м. с.

$$\zeta_{доп}=\left(\frac{v_3'}{v_3}-1\right)^2. \qquad (4.37)$$

Общие к. м. с. равны

$$\zeta_1=\zeta_1'+\zeta_{доп}\ \text{и}\ \zeta_2=\zeta_2'+\zeta_{доп}. \qquad (4.38)$$

где ζ_1' и ζ_2' определяются по формулам (4.35) и (4.36), а $\zeta_{доп}$ по (4.37).

Если $v_3'<v_3$, то к. м. с. ζ_1' и ζ_2' следует прибавлять дополнительный к. м. с. на вход $\zeta_{вх}$, который определяется по рис. 4.8 или по формуле 4.32.

В этом случае полный к. м. с. равен

$$\zeta_1=\zeta_1'+\zeta_{вх}\ \text{и}\ \zeta_2=\zeta_2'+\zeta_{вх}. \qquad (4.39)$$

§21. Наивыгоднейшие формы тройников при смешивании и разделении потоков

Наименьшие потери в тройниках будут иметь место при одинаковых скоростях в ответвлениях и при наименьшем угле между ответвлениями. В тройниках, расположенных близко к вентилятору, ввиду сравнительно больших скоростей в ответвлениях, вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

званных требованиями аэродинамической увязки воздуховодов, получается значительная разница в скоростях смешивающихся потоков магистрали и ответвлений, поэтому при определении наивыгоднейшей формы тройника, прежде всего, возникает вопрос о форме тройника, при которой потери от смешивания будут наименьшими.

Если скорость $v_3' > v_3$, то для уменьшения потерь от внезапного расширения смешавшегося потока после сечения I следует сделать диффузор с меньшим диаметром d_3' и с большим диаметром d_3, вычисленным для суммарного расхода смешавшихся потоков $L_1 + L_2$ при скоростях, соответственно, v_3' и v_3 (рис. 4.9).

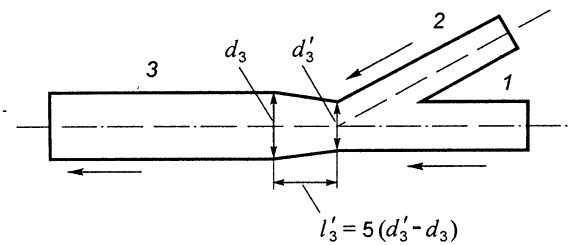


Рис 4.9. Наивыгоднейшая форма тройника, когда $v_3' > v_3$

Если $v_3' < v_3$, то следует после слияния потоков предусмотреть в тройнике конфузор (рис. 4.10).

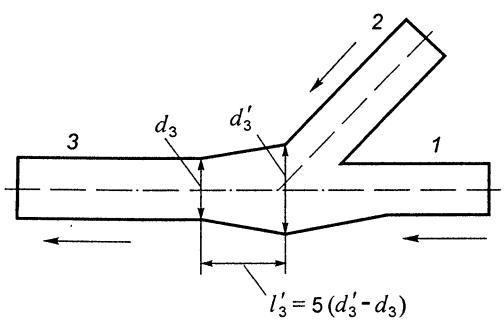


Рис 4 10. Наивыгоднейшая форма тройника, когда $v_3' < v_3$

Наивыгоднейшая форма тройника, когда одно ответвление расположено под углом 90° к магистрали, представлено на рис. 4.11.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Наивыгоднейшие формы штанообразного тройника при $\alpha_1 = \alpha_2 = 60°$ указаны на рис. 4.12.

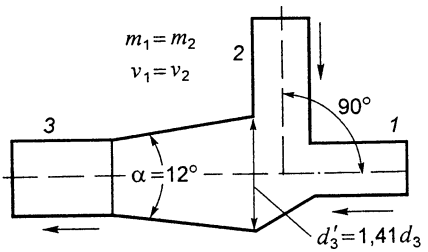


Рис 4 11. Наивыгоднейшая форма тройника, когда одно ответвление расположено под углом 90° к магистрали

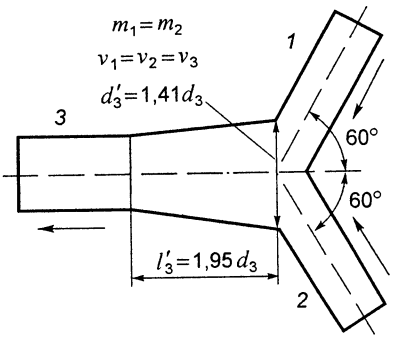


Рис 4 12 Наивыгоднейшая форма тройника штанообразной формы

Деление потока в тройнике.

А. Потерю давления «по прямому пути» или «на проход» профессором П.Н. Каменевым предлагается принимать равной 1/3 от потери при внезапном расширении потока:

$$\Delta p = \rho(v_3 - v_1)^2/6,$$

где v_3 – бóльшая скорость в основном участке тройника, м/с; v_1 – меньшая скорость в ответвлении тройника, м/с.

Б. Потери «по ответвлению».

• при повороте основного потока на угол α_2 и скорости в ответвлении $v_2 = v_3 \cos\alpha_2$ сопротивления принимается равным:

$$\zeta_2 = \sin^2\alpha_2; \qquad (4.40)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• если $v_3 \cos\alpha_2 < v_2$ после входа в ответвление имеет место дополнительная потеря на внезапное сужение потока, необходимо устанавливать конфузор и дополнительную потерю давления рассматривать как сопротивление в нем $\zeta_{конф}$

$$\zeta_2 = \sin^2\alpha_2 + \zeta_{конф}; \qquad (4.41)$$

• если $v_3 \cos\alpha_2 > v_2$, имеет место дополнительная потеря на местное сопротивление при входе потока во внезапное расширение после поворота в ответвление, следует установить диффузор. Общая величина ζ_2 ответвления равна:

$$\zeta_2 = \sin^2\alpha_2 + \zeta_{диф},$$

где $\zeta_{конф}$ – принимается в зависимости от отношения площадей поперечного сечения конфузора или диффузора на входе и выходе и угла раскрытия.

Наивыгоднейшие формы тройников при делении потока показаны на рис. 4.13.

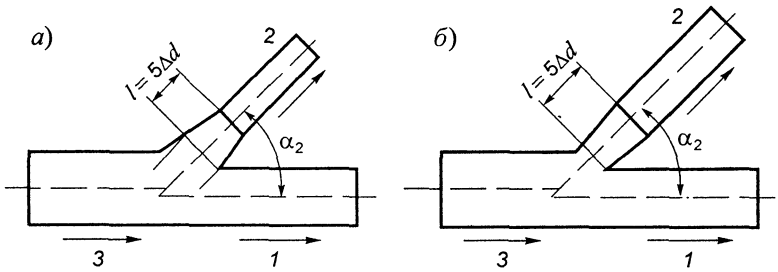


Рис. 4.13 Наивыгоднейшие формы тройников при делении потоков
$а - v_3 \cos\alpha_2 < v_2$; $б - v_3 \cos\alpha_2 > v_2$

§22. Расчет сети вытяжных воздуховодов с наименьшими потерями давления

Наименьшие потери в сети могут быть получены, если после смешивания потоков будет обеспечиваться наивыгоднейшая скорость смешивания v_3'. Выгода очевидна – заметное снижение потерь давления и расхода электроэнергии.

Расчет сети вытяжных воздуховодов с наименьшими потерями давления проводится не по полным давлениям, а по вакууму. В этом случае нет необходимости определять потери в тройниках через коэффициенты местного сопротивления, что существенно упрощает расчет.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Последовательность расчета.

1. В первом участке задаются рекомендуемой скоростью, принимают необходимый диаметр воздуховода и вычисляют потери обычным способом без учета коэффициента местного сопротивления тройников, только к ζ первого участка и всех остальных, непосредственно сообщающихся с атмосферой, прибавляется единица, учитывающая потерю давления на создание динамического давления потока в ответвлении. Вакуум по первому участку равен:

$$p_{1,вак} = R_1 l_1 + (1 + \sum \zeta_1) \frac{v_1^2}{2} \rho. \qquad (4.42)$$

2. Диаметр второго участка (ответвления) подбирается таким образом, чтобы величина вакуума в месте встречи второго участка с первым была одинаковой:

$$p_{1,вак} = p_{2,вак} = R_2 l_2 + (1 + \sum \zeta_2) \frac{v_2^2}{2} \rho. \qquad (4.43)$$

3. Вычисляется наивыгоднейшая скорость смешивания потоков в третьем участке по формуле (4.27), которая при $\alpha_1 = 0°$ (см. рис. 4.6) может быть записана как

$$v_3' = \frac{L_1}{L_3} v_1 + \frac{L_2}{L_3} v_2 \cos\alpha_2 . \qquad (4.44)$$

По расходу в третьем участке L_3 и по полученной скорости $v_3 = v_3'$ определяется диаметр третьего участка и обычным способом потери на трение и местные сопротивления

$$R R_3 l_3 + \sum \zeta_3 \frac{v_3^2}{2} \rho. \qquad (4.45)$$

Если участок прямой, и никаких аэродинамических сопротивлений на нем нет, то потери определяются как $R_3 l_3$.

4. Эти потери прибавляются к вакууму, образующемуся в точке встречи первых двух участков, что в сумме дает вакуум, получающийся в точке присоединения четвертого участка. Затем определяется диаметр этого участка, после чего скорость в следующем пятом участке

$$v_5 = v_5' = \frac{L_3}{L_5} v_3 + \frac{L_4}{L_5} v_4 \cos\alpha_2. \qquad (4.46)$$

5. Продолжая расчет таким образом, получим величину вакуума в последнем участке (перед вентилятором); отнимая от него величи-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ну динамического давления в этом участке, получим полную потерю всасывающем трубопроводе.

При таком способе расчета получаются формы тройников наивыгоднейшего типа, происходят минимальные потери во время смешивания потоков, и потери в сети становятся минимальными, а, кроме того, скорость в магистрали постепенно увеличивается по направлению к вентилятору: $v_3' > v_1$, $v_5' > v_3'$ и т.д., что делает более экономичным и весь всасывающий воздуховод.

Прочие способы уменьшения аэродинамических потерь в воздуховодах систем вентиляции. Кроме тройников в сети воздуховодов существуют и другие элементы, минимизировать потери в которых необходимо.

Диффузоры. В диффузорах, как и в любом воздуховоде, имеют мест потери на трение, наличие которых неизбежно. Дополнительные потери давления связаны с отрывом потока от стенок и образованием замкнутых вихревых структур. Избежать этого нежелательного явления можно при условии, что потери давления на трение компенсируются уменьшением динамического давления путем соответствующего подбора угла раскрытия диффузора. Условие безотрывного течения, по П.Н. Каменеву:

$$R_{cp} l_{1-2} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \rho, \qquad (4.47)$$

где $R_{cp} = (R_1 + R_2)/2$ – средняя удельная потеря давления на трение для диаметров диффузора на входе и на выходе; v_1 и v_2 – соответственно, скорости воздушного потока в сечениях на входе и на выходе.

Угол раскрытия диффузора с безотрывным течением воздуха не превышает 6–8°, что предопределяет громоздкость безотрывных диффузоров и их малую пригодность для применения в реальных вентиляционных системах. Рекомендуемый угол раскрытия диффузора в 12°. При угле раскрытия более 40° коэффициент местного сопротивления диффузора практически равен коэффициенту местного сопротивления внезапного расширения.

Конфузор. В конфузорах отрывные течения развиваются менее активно, нежели в диффузорах. Поэтому применяются бóльшие углы раскрытия, нежели у диффузоров, что позволяет уменьшить длину конфузора. Предельным значением угла раскрытия кофузора, при котором его коэффициент местного сопротивления приближается к внезапному сужению является 60–70°.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Колена и отводы. Коэффициент местного сопротивления колена квадратного поперечного сечения с углом в 90° составляет 1,2. В вентиляционных сетях колена используют как исключение при прокладке в стесненных местах. Следует иметь ввиду, что даже небольшое скругление кромок колена, например $r/d = 0{,}05$ снижает ζ до 0,87, при этом компактность элемента сохраняется прежней. Под d понимают сторону воздуховода, поперек которой происходит изгиб, а r – радиус скругления. По этой же причине предпочтителен изгиб воздуховода вдоль более длинной стороны, для чего при аэродинамическом расчете следует соответствующим образом назначать ширину и высоту.

Общепринятым элементом, служащим для изменения направления подаваемого чистого воздуха, является отвод как круглого, так и прямоугольного (квадратного) сечения с соотношением радиуса изгиба к диаметру или ширине плоской части изгибаемого воздуховода равным 1,5. Для отвода круглого сечения, формируемого из звеньев, – $\zeta = 0{,}4$. Прямоугольные и квадратные воздуховоды получают плавным изгибом стального листа, поэтому ζ для квадратного сечения снижается до 0,17.

Редко применяемым приемом снижения коэффициента местного сопротивления отвода является применение лопаток Прандтля. Вследствие стесненности в вентиляционных камерах приходится часто устанавливать колено вблизи всасывающего отверстия вентилятора. В этом случае всасываемый воздух поступает на лопатки колеса вентилятора неравномерно, часть лопаток колеса будет нерабочей, при этом:

- производительность вентилятора становится значительно меньше приведенной в каталоге;
- существенно уменьшается величина давления, развиваемого вентилятором;
- вентилятор создает шум больший, нежели определяемый при акустическом расчете вентиляционной системы, быстрее изнашивается.

Эти недостатки работы могут быть в значительной мере устранены установкой в колене лопаток Прандтля. Лопатки Прандтля легко можно смонтировать в колене квадратного или прямоугольного сечения (рис. 4.14).

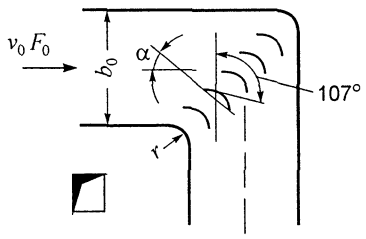


Рис 4 14. Установка лопаток Прандтля в коленах прямоугольного сечения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При наиболее простых в изготовлении непрофилированных лопатках, выполненных в соответствии с рис. 4.14 по дуге круга $\alpha = 107°$, ζ колена будет равен 0,11, тогда как для того же колена без лопаток $\zeta = 1{,}2$.

Коэффициент местного сужения потока. Экспериментальный график $\zeta_{вс}$ представлен на рис. 4.8. График позволяет принять правильное решение: следует ли устанавливать диффузор или оставить местное сопротивление, сопоставив к.м.с. внезапного сужения и диффузора, который может быть установлен в сети.

Коэффициент местного сопротивления расширения потока. Определяется с помощью формулы Борда (формула 4.29). Коэффициент местного сопротивления внезапного расширения потока, отнесенный к наименьшей скорости v_1, может быть определен как:

$$\Delta p = \frac{(v_1 - v_2)^2}{\rho}\rho = \zeta_{расш}\frac{v_1^2}{\rho},$$

откуда

$$\zeta_{расш} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{v_1^2} = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2.$$

Тройники. В сетях воздуховодов круглого поперечного сечения ответвления к магистрали часто присоединяют ответвления под углом 90°. Тройники с прямой врезкой обеспечивают компактность узла, близкую к тройникам прямоугольных и квадратных воздуховодов. Недостаток прямой врезки – повышенные величины коэффициентов местных сопротивлений по сравнению с врезкой под углом, меньшим 90°. Действующий СНиП не нормирует величину угла, под которым должны присоединяться ответвления. Ранее применялись унифицированные тройники вытяжных и приточных воздуховодов с углом врезки в 30° и 45° в зависимости от диаметров магистрали и ответвления. Эти тройники имеют лучшие аэродинамические характеристики в сравнении с прямой врезкой. В системах пневмотранспорта древесных отходов применялись тройники с углом врезки $\alpha = 15°$, а для транспортировки более плотных материалов $\alpha = 8°$. Тройники с $\alpha = 15°$ и $\alpha = 8°$ имеют значительную протяженность, однако в случае их применения снижаются аэродинамические потери и уменьшается опасность абразивного износа и закупоривания тройника перемещаемым материалом.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример 4.1. Расчет сети воздуховодов с наименьшими потерями давления.

Исходные данные. Известны расходы во всех участках всасывающего воздуховода (рис. 4.15), длины и величины $\Sigma\zeta$ на всех участках, за исключением тройников. При этом для конических входных отверстий в ответвление везде приняты $\zeta_{1к} = 0{,}15$; для отводов (при $R/d = 1{,}5$) во втором, четвертом и шестом участках приняты $\zeta_0 = 0{,}13$; в третьем участке для колена при малом угле поворота принято $\zeta_{отв} = 0{,}05$, угол врезки ответвлений в магистраль $\alpha = 30°$. Определить диаметры участков и полное сопротивление воздуховода.

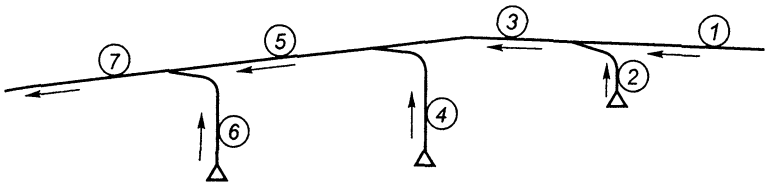


Рис. 4 15 К точному расчету сети вытяжных воздуховодов по вакууму

Результаты промежуточных расчетов будем записывать в таблицу.

Потери давления в сети: 216,1 – 31,9 = 184,2 Па.

Решение.

1. Принимаем скорость в первом участке $v = 5$ м/с и по номограмме рис. 4.5 отыскиваем удельную потерю на трение $R = 2{,}82$ Па на 1 пог. м и величину динамического давления, соответствующую этой скорости: $\rho v^2/2 = 15{,}14$ Па, затем находим значение $R_1 l_1 = 53{,}58$ Па и $z = (1 + \zeta_{1к})\cdot\rho v^2/2 = 17{,}41$ Па.

$$p_{1вак} = 53{,}58 + 17{,}41 = 70{,}99 \text{ Па}.$$

2. Зная, что по второму участку должна быть та же величина вакуума 70,99 Па и этот участок короче, принимаем в нем скорость больше, чем скорость в первом же. Путем подбора определяем диаметр $d_2 = 101{,}5$ мм, при котором $p_{2вак} = 70{,}8$ Па, т.е. немного меньше $p_{1вак}$.

3. Вычисляем наивыгоднейшую скорость в третьем участке

$$v_3' = (240/440)\cdot 5{,}02 + (200/440)\cdot 6{,}8\cdot 0{,}866 = 5{,}415 \text{ м/с}.$$

По этой скорости и расходу L_3 определяем диаметр третьего участка и потери в нем.

$$R_3 l_3 + \zeta_{отв}(\rho v_3^2/2) = 45{,}8 + 0{,}05(1{,}2\cdot 5{,}415^2/2) = 46{,}68 \text{ Па}.$$

Прибавляя величину потерь к 70,99 Па, т.е. к величине большего вакуума в точке встречи первых двух участков, получим значение вакуума

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

близ четвертого участка

$$p_{3вак} = 70,99 + 46,68 = 117,67 \text{ Па}.$$

4. Диаметр четвертого участка подбираем из условия, чтобы $p_{4вак}$ =117,67 Па. После подбора получаем $p_{4вак}$ =117,8 Па.

Далее определяем скорость

$$v_5' = (240/740)\cdot 5,415 + (300/740)\cdot 9,63\cdot 0,866 = 5,137 \text{ м/с}$$

и вычисляем потери по пятому участку 53,6 Па. Полученное значение складываем с $p_{3вак}$ и получим величину вакуума в конце пятого участка $p_{5вак}$ = 117,8 + 53,6 = 171,4 Па.

5. Диаметр шестого участка будет равен 115 мм и скорость 10,7 м/с, тогда

$$v_7' = (740/1140)\cdot 6,5 + (400/1140)\cdot 10,7\cdot 0,866 = 7,47 \text{ м/с}$$

6. Продолжая расчет тем же порядком, получим вакуум в конце последнего участка $p_{7вак}$ = 171,4 + 44,7 = 216,1 Па. Отнимая отсюда величину динамического давления по седьмому участку, получим полное сопротивление всасывающего воздуховода

$$216,1 - 31,9 = 184,2 \text{ Па}.$$

Таблица 4.4

№№ уч.	L, м^3/ч	v, м/с	d, в мм	Длина, м	R, Па/м	Rl, Па	$\rho v^2/2$, Па	$1 + \Sigma\zeta$ или $\Sigma\zeta$	z, Па	$Rl + z$, Па	$p_{вак}$, Па
1	240	5,02	130	19	2,82	53,58	15,14	1,15	17,41	70,99	70,99
2	200	6,8	101,5	5	6,89	34,44	28,4	1,28	36,36	70,8	
3	440	5,415	170	20	2,29	45,8	17,4	0,05	0,88	46,68	117,67
4	300	9,63	117	10	7,16	71,6	36,1	1,28	46,2	117,8	
5	740	6,5	200	20	2,68	53,6	25,7	0	0	53,6	171,4
6	400	10,7	115	6	13,35	80,1	68,7	1,28	87,9	168,04	
7	1140	7,6	230	15	2,98	44,7	31,9	0	0	44,7	216,1

§23. Аэродинамический расчет вытяжных гравитационных вентиляционных систем

Расчетная величина гравитационного давления для жилых, общественных и административно-бытовых зданий определяется как:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\Delta p = gH(\rho_{+5°C} - \rho_в), \qquad (4.48)$$

где $g = 9{,}81$ м/с^2 – ускорение силы тяжести; H – разность отметок центра вытяжной решетки и устья вытяжной шахты, м; ρ – плотность воздуха при температурах +5°С и внутреннего воздуха помещения (см. Главу 15).

В случае производственных зданий – плотность воздуха принимается по температуре переходного периода.

Из формулы следует, что каждому этажу многоэтажного здания соответствует свое значение гравитационного давления. Наименьшая величина гравитационного давления имеет место у помещений последнего этажа, наибольшая – у помещений 1-го этажа.

Из этого обстоятельства следует:

1) при выборе трассировке вытяжной системы со сборным коробом каналы помещений последнего этажа следует размещать как можно более ближе к вытяжной шахте, что позволяет уменьшить поперечное сечение сборных коробов;

2) главное расчетное направление проходит через наиболее удаленный от вытяжной шахты канал помещения последнего этажа.

Бóльшие величины гравитационного давления присущи помещениям нижележащих этажей. Это обстоятельство учитывается при аэродинамической увязке каналов и воздуховодов. Для вытяжной системы (рис. 4.16) главное расчетное направление состоит из участков 1, 2, 3, 4, 5, на нем следует израсходовать давление

$$\Delta p = gh_2(\rho_{+5°C} - \rho_в).$$

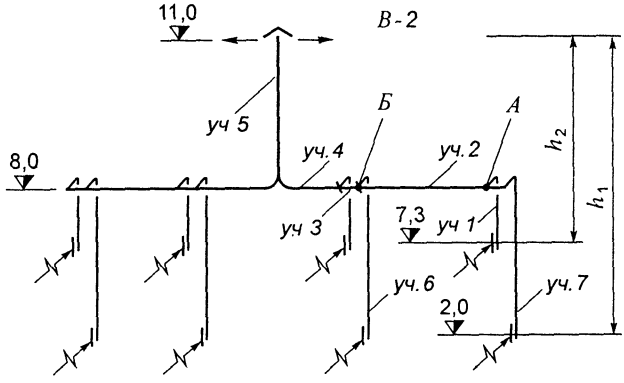


Рис 4.16

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Участки *1* и *7* соединены параллельно (общая точка *А*). На участке *7* следует израсходовать давление

$$\Delta p_7 = \Delta p_1 + g(h_1 - h_2)(\rho_{+5^\circ C} - \rho_в). \quad (4.49)$$

Аналогично, на участке *6* (общая точка *Б*)

$$\Delta p_6 = \Delta p_1 + \Delta p_2 + g(h_1 - h_2)(\rho_{+5^\circ C} - \rho_в).$$

Расчетная величина гравитационного давления невелика, поэтому скорости воздуха, м/с, в вертикальных каналах, сборном коробе и вытяжной шахте обычно не превышают следующих величин, м/с:

– воздухоприемные решетки 0,5–0,8;
– вертикальные каналы 0,5–1,0;
– вытяжные шахты 1,0–1,5.

Расчет гравитационных вытяжных систем производится с аэродинамической увязкой, которая достигается как подбором размеров сечений каналов, так и выбором жалюзийных решеток с необходимым сопротивлением. Причина состоит в том, что возможности аэродинамической увязки изменением размеров поперечного сечения крайне ограничены. Фактически при прокладке каналов в кирпичных внутренних стенах возможно применить два размера сечений: 140×140 и 140×270 мм, так как соотношение сторон прямоугольного канала не рекомендуется принимать более 1:2. При большем соотношении сторон формула определения потерь давления на трение становится некорректной, так как в щелевидных каналах гидродинамика течения несколько иная, чем в круглых каналах и обычных прямоугольных, и до конца не изучена.

Фактически наладка гравитационных вытяжных систем производится крайне редко, поэтому уже на стадии строительства надо монтировать аэродинамически увязанные системы.

Еще меньше возможностей для аэродинамической увязки имеют вытяжные системы, выполненные из вентиляционных панелей. Размеры каналов в таких системах можно изменить, лишь применяя в вытяжной системе панели с различными размерами встроенных каналов. Основным способом аэродинамической увязки является изменение аэродинамического сопротивления вытяжных решеток, сопротивление которых должно быть фиксированным и назначаться в процессе аэродинамического расчета. Одной из возможных конструкций являются решетки с монтажной регу-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

лировкой живого сечения. Живое сечение изменяется специальными вкладышами различной площади, которые устанавливают в решетку.

Возможности аэродинамической увязки вытяжными решетками тоже ограничены, так как в многоэтажных зданиях скорость воздуха в решетках с регулируемым живым сечением повышенная и может явиться источником аэродинамического шума. Расчеты показывают, что в зданиях высотой 15–16 этажей при аэродинамической увязке приходится изменять сечения каналов в 2–3 раза.

Ниже приведен пример расчета вытяжной системы вентиляции 3-х этажного здания со сборным коробом на чердаке.

Технические характеристики жалюзийных решеток, примененных в расчетах примера 4.2, приведены в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Размер, мм	Площадь живого сечения, $м^2$	Пропускная способность, $м^3/с$, при скорости в живом сечении, м/с						
		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
100×100	0,087	12,5	15,6	18,7	21,8	25	28	31
150×150	0,013	18,7	23,4	28	32,7	37	42	47
150×200	0,0173	24,9	32,1	37,4	43,6	50	56	62
150×250	0,0217	31,4	38	46,8	54,6	62	70	78
150×300	0,026	37,4	46,8	56,2	65,6	75	84	94
200×200	0,0231	33,2	41,6	49,8	58,2	67	75	83
200×250	0,0289	41,6	52	62,4	72,8	83	94	104
200×300	0,0346	49,9	62,3	74,8	87	100	112	125
250×250	0,0361	52	65	78	91	104	117	130
200×350	0,0405	58,3	73	87	102	117	132	146

Пример 4.2

Исходные данные. Определить сечения каналов и жалюзийных решеток системы естественной вентиляции, обслуживающих кухни и санитарные узлы 2-х квартирной секции 3-х этажного жилого дома. Из кухонь удаляется 90 $м^3/ч$., из каждого туалета и ванной комнаты – 25 $м^3/ч$. воздуха. Выкопировка из планов 3-го этажа и чердака, расчетная аксонометрическая схема представлены на рис. 4.17.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

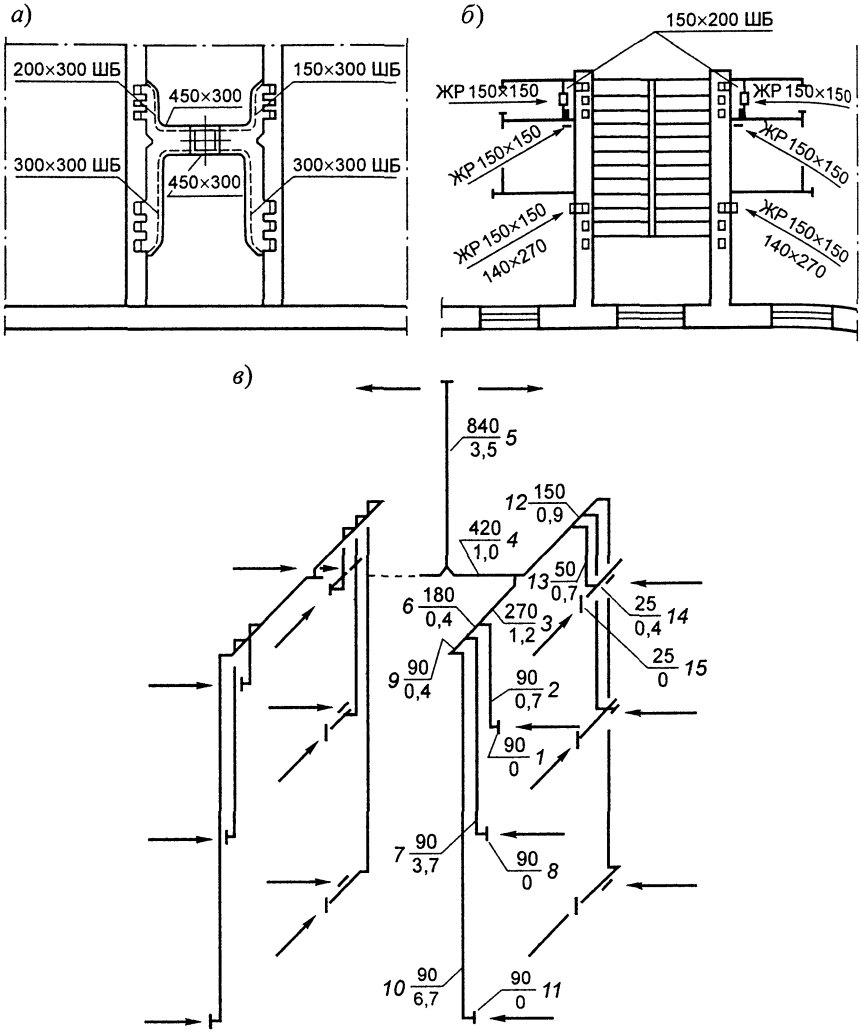


Рис. 4.17. Система естественной вытяжной вентиляции кухонь и санитарных узлов двухквартирной секции жилого здания

а – выкопировка из плана чердака, *б* – выкопировка из плана 3-го этажа; *в* – аксонометрическая схема

Решение. Определяем располагаемое давление для каналов каждого этажа по формуле:

- для 3-го этажа $\Delta p_3 = 9{,}81 \cdot 5 \cdot (1{,}27 - 1{,}21) = 2{,}94$ Па;
- для 2-го этажа $\Delta p_2 = 9{,}81 \cdot 8 \cdot (1{,}27 - 1{,}21) = 4{,}71$ Па;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• для 1-го этажа $\Delta p = 9{,}81 \cdot 11 \cdot (1{,}27 - 1{,}21) = 6{,}47$ Па,

где $\rho_{+5°C} = 1{,}27$ кг/м^3, $\rho_в = 1{,}21$ кг/м^3.

Расчет начинаем с наиболее неблагоприятно расположенного канала 3-го этажа – кухни.

При рекомендуемой скорости 0,8 м/с определяем сечение жалюзийной решетки (участок *1*) и канала (участок *2*), по которым перемещается 90 м^3/ч. воздуха:

$$f_{ж.р} = \frac{90}{3600 \times 0{,}8} = 0{,}0315 \text{ м}^2.$$

Принимаем жалюзийную решетку 250×250 мм с площадью живого сечения 0,0361 м^2 и размер канала (1/2)$к$×1$к$ и площадью поперечного сечения $f_k = 0{,}27 \times 0{,}14 = 0{,}0378$ м^2. Скорость на участках *1* и *2* составит:

$$v_1 = \frac{90}{3600 \times 0{,}0361} = 0{,}69 \text{ м/с},$$

$$v_2 = \frac{90}{3600 \times 0{,}0378} = 0{,}66 \text{ м/с}.$$

Коэффициент местного сопротивления вытяжной жалюзийной решетки $\zeta = 1{,}2$. Динамическое давление при скорости 0,69 м/с составит:

$$p_v = \frac{v^2}{2}\rho = \frac{0{,}69^2}{2} 1{,}21 = 0{,}288 \text{ Па}.$$

При этом потери в жалюзийной решетке составят:

$$Z = \zeta \times p_v = 1{,}2 \times 0{,}288 = 0{,}345 \text{ Па}.$$

Результаты расчета заносим в табл. 4.6.

Канал на участке *2* имеет прямоугольное сечение, для определения потерь давления на трение находим равновеликий по скорости диаметр:

$$d_v = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \times 270 \times 140}{270 + 140} = 185 \text{ мм}.$$

При скорости в канале 0,66 м/с удельная потеря на трение при шероховатости 0,1 мм – 0,05 Па/м, для коэффициента абсолютной шероховатости $K_ш = 4$ мм поправка на шероховатость $\beta = 1{,}35$ составят:

$$\beta Rl = 1{,}35 \times 0{,}05 \times 0{,}7 = 0{,}46 \text{ Па}.$$

Определяем сумму коэффициентов местных сопротивлений для участка 2, имеющего два колена по 90° и тройник на ответвлении. Так как коэффициент местного сопротивления тройника зависит от соотношений сечений воздуховодов и расходов воздуха, предварительно определим сечение канала на участке *3*:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$f_к = \frac{270}{3600 \times 0,8} = 0,093 \text{ м}^2.$$

Принимаем канал размером 300×300 с площадью поперечного сечения $f = 0,09$ м^2.

Для двух прямоугольных колен $\zeta = 2 \cdot 1,2 = 2,4$.

Коэффициент местного сопротивления тройника на ответвлении при $f_0/f_n = 0,0378/0,09 = 0,42$ и $L_0/L_c = 90/270 = 0,33$ значение $\zeta = 0,7$, тогда $\Sigma\zeta = 3,1$.

Потери давления в местных сопротивлениях составят:

$$Z = 3,1 \times \frac{0,66^2}{2} \times 1,21 = 0,8 \text{ Па}.$$

Результаты расчета записываем в табл. 4.6.

На участке *3* канал выполнен из шлакогипсовых плит с шероховатостью 1 мм; сумма коэффициентов местных сопротивлений (двух колен по 45° – между двумя встречными каналами делается рассечка) $\Sigma\zeta = 2 \times 0,32 = 0,64$. Аналогично выполнен канал на участке *4*.

Вытяжная шахта (участок *5*) обшита листовой сталью, поэтому $\beta = 1$; коэффициент местного сопротивления ее (выход воздуха из шахты под зонт) $\zeta = 1,3$.

Общие потери давления на тракте от вытяжной жалюзийной решетки кухни 3-го этажа до выхода воздуха из шахты $\Sigma(\beta Rl + Z) = 2,968$ Па, а располагаемое давление $\Delta p_{III} = 2,94$ Па. Определяем невязку:

$$\frac{2,94 - 2,968}{2,94} 100 = -1\%.$$

Переходим к расчету канала для кухни II этажа, для которого гравитационное давление составляет $\Delta p_{II} = 4,71$ Па.

На тракте движения воздуха из кухни этажа 2-го этажа до выхода воздуха из шахты участки *3*, *4* и *5* уже рассчитаны, поэтому расчетное давление для участков *6*, *7*, *8* составит:

$$\Delta p_{p,II} = \Delta p_{II} - (\beta Rl + Z)_{3,4,5} = 4,71 - 0,322 - 0,324 - 1,131 = 2,933 \text{ Па}.$$

Так как участки *6* и *9* короткие, то конструктивно размеры их сечения следует оставить такими же, как у участка *3*, т.е. 300×300 мм.

На участке *6* коэффициент местного сопротивления (тройника на проходе) при $f_0/f_n = 0,0378/0,09 = 0,42$ и $L_0/L_c = 90/180 = 0,5$ составляет $\zeta_n = 0,6$.

Канал на участке *7* принимаем равным $(1/2)к \times 1к$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений (двух колен прямоугольных с $\zeta = 2 \times 1,2 = 2,4$ и тройника ответвления с $\zeta_0 = 1,1$ при $f_0/f_n = 0,0378/0,09 = 0,42$ и $L_0/L_c = 90/180 = 0,5$ составляет $\Sigma\zeta = 3,5$.

Результаты расчета участков *6* и *7* приведены в табл. 4.6.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расчет размеров вентиляционных каналов гравитационной вытяжной системы с вентиляционными каналами в толще кирпичных стен

№№ уч.	L, м^3/ч	l, м	$a \times b$, мм	f, м^2	v, м/с	d, мм	R, Па/м	β	βRl, Па	Σζ	p_v	Z, Па	$\Sigma(\beta Rl+Z)$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Расчет канала из кухни 3-го этажа. Располагаемое давление равно 2,94 Па													
1	90	0	жр 250×250	0,0361	0,69	—	—	—	—	1,2	0,288	0,345	0,345
2	90	0,7	140×270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,046	3,1	0,26	0,8	0,846
3	270	1,2	300×300	0,09	0,83	300	0,04	1,19	0,057	0,64	0,415	0,265	0,322
4	420	1	450×300	0,135	0,865	360	0,03	1,19	0,036	0,64	0,45	0,288	0,324
5	840	3,5	450×450	0,203	1,15	450	0,03	1	0,105	1,3	0,795	1,026	1,131
											$\Sigma(\beta Rl + Z) = 2{,}968$		
			Невязка $[(2{,}94 - 2{,}968)/2{,}94] \cdot 100 = -1\%$										
Расчет канала из кухни 2-го этажа. Располагаемое давление равно 2,933 Па													
6	180	0,4	300×300	0,09	0,56	300	0,03	1,08	0,014	0,6	0,188	0,113	0,127
7	90	3,7	140×270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,25	3,5	0,26	0,91	1,16
8	90	0	жр 150×200	0,0173	1,45	—	—	—	—	1,2	1,12	1,34	1,34
											$\Sigma(\beta Rl + Z) = 2{,}627$		
			Невязка $[(2{,}933 - 2{,}627)/2{,}933] \cdot 100 = 10{,}5\%$										

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Продолжение таблицы 4.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Расчет канала из кухни 1-го этажа. Располагаемое давление равно 4,566 Па													
9	90	0,4	300×300	0,09	0,28	300	0,006	1,06	0,003	1,6	0,052	0,085	0,088
10	90	6,7	140×270	0,0378	0,66	185	0,05	1,35	0,45	3,6	0,26	0,94	1,39
11	90	0	жр 150×150	0,013	1,92	—	—	—	—	1,2	2,24	2,69	2,69
											$\Sigma(\beta Rl + Z) = 4{,}168$		
			Невязка $[(4{,}566 - 4{,}168)/4{,}566] \cdot 100 = 8{,}7\%$										
Расчет канала из ванной комнаты 3-го этажа. Располагаемое давление равно 2,94 – 0,324 – 1,131 = 1,485 Па													
12	150	0,9	150×300	0,045	0,925	230	0,07	1,12	0,07	0,64	0,515	0,35	0,42
13	50	0,7	140×140	0,0196	0,71	140	0,08	1,35	0,076	3,1	0,3	0,93	1,006
14	25	0,4	150×200	0,03	0,23	170	0,007	1,04	0,004	1,2	1,03	0,036	0,04
15	25	0	жр 150×150	0,013	0,53	—	—	—	—	1,2	0,17	0,204	0,204
			Невязка $[(1{,}485 - 1{,}67)/1{,}485] \cdot 100 = -12{,}5\%$										

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

На участках 6 и 7 потери давления составили: $(\beta Rl + Z)_{6,7} = 0{,}127 + 1{,}16 = 1{,}287$ Па. Следовательно, для полной увязки в жалюзийной решетке необходимо израсходовать $\Delta p_{ж\,р} = 2{,}933 - 1{,}287 = 1{,}646$ Па.

Зная коэффициент местного сопротивления жалюзийной решетки $\zeta = 1{,}2$, определяем необходимую скорость в живом сечении и по ней уточним размер решетки.

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p_{ж\,р}}{\zeta_0 \rho}} = \sqrt{\frac{2 \times 1{,}646}{1{,}2 \times 1{,}21}} = 1{,}5 \text{ м/с}; \quad f_{ж\,р} = \frac{90}{3600 \times 1{,}5} = 0{,}0167 \text{ м}^2.$$

Принимаем жалюзийную решетку размером 150×200 и площадью живого сечения $f_{ж\,с} = 0{,}0173$ м^2.

Результаты расчета канала для кухни 1-го этажа, для которого гравитационное давление $\Delta p_l = 6{,}47$ Па, а расчетное давление $\Delta p = \Delta p(\beta Rl + Z)_{3,4,5,6} = 6{,}47 - 0{,}322 - 0{,}324 - 1{,}131 - 0{,}127 = 4{,}566$ приведены в табл. 4.6. Все последующие расчеты каналов выполняются аналогично.

По завершении расчетов на планах этажей указываются размеры каналов, шахт и жалюзийных решеток.

§24. Аэродинамический расчет воздуховодов систем вентиляции с механическим побуждением

Расчетные потери давления в сети равны потерям по главному расчетному направлению, проходящему от наиболее удаленной по сети воздуховодов вытяжной решетки или воздухораспределителя до вентилятора. В системах многоэтажных зданий стояк, удаляющий (или подающий) воздух из последнего этажа должен быть наиболее удаленным от вентилятора. Такая трассировка позволяет несколько упростить аэродинамическую увязку. Полная потеря давления, на которую подбирают вентилятор, равна:

- **для приточных систем**: потерям давления на пути от наружного воздуха до вентилятора (потери в жалюзийной решетке, утепленном клапане, фильтре, калорифере) плюс потери давления в сети;
- **для вытяжных систем**: потерям давления в пылеуловителе или ином очистительном устройстве плюс сопротивление сети воздуховодов.

Сечения каналов и диаметры приточных и вытяжных вентиляционных систем с механическим побуждением подбираются по рекомендуемым скоростям. Для гражданских зданий они составляют 4.. 10 м/с, производственных помещений 6...14 м/с. Меньшие скорости относятся к наиболее удаленным от вентилятора участкам, большие – к ближайшим.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример 4.3

Исходные данные. Рассчитать круглый стальной воздуховод приточной системы механической вентиляции. Приточный воздух подается через воздухораспределители ВЭПш с площадью отверстий для выпуска воздуха 0,5 м^2 и коэффициентом местного сопротивления, отнесенного к скорости выпуска воздуха $\zeta = 330$. Потери давления в приточных шахте камере, в которой смонтированы утепленный клапан и калорифер составляют 300 Па. Нагрузки на участки представлены на схеме.

Решение. Главное расчетное направление проходит через наиболее удаленный от вентилятора воздухораспределитель и включает в себя участки, через которые проходит наружный воздух от приточной решетки, через вентилятор до наиболее удаленного воздухораспределителя (участки *1*, *2*, *3*, *4*, *5*) (рис. 4.18). Данные расчета заносим в табл. 4.7. Задавшись скоростями в пределах 5–10 м/с, определяем диаметры участков и отвечаемые им потери на трение и в местных сопротивлениях (для расчета использованы таблицы к расчету воздуховодов из «Справочника проектировщика», ч. 3, «Вентиляция и кондиционирование воздуха», книга 2, –М.: Стройиздат, 1992 и «Справочника проектировщика», ч. II «Вентиляция и кондиционирование воздуха», – М.: Стройиздат, 1977). Подсчет коэффициентов местных сопротивлений приведен в в табл. 4.8.

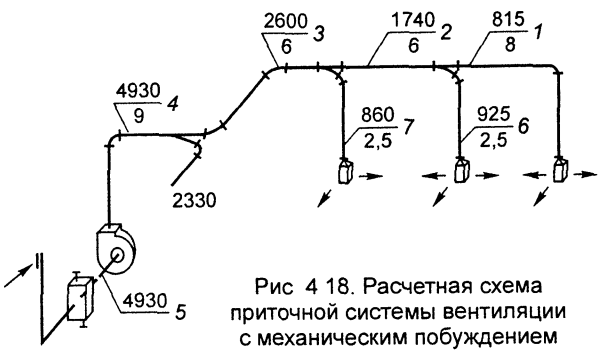


Рис 4 18. Расчетная схема приточной системы вентиляции с механическим побуждением

Таблица 4.7

Расчет воздуховодов

№ уч.	L, м^3/ч	l, м	v, м/с	d, мм	$P_д$, Па	R, Па/м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	$Rl+Z$, Па	$\Sigma(Rl+Z)$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш								40,63		
	815	8	4,8	250	13,8	1,15	9,2	0,5	6,9	16,1	56,73
2	1740	6	6,2	315	23	1,36	8,2	0,1	2,3	10,5	67,23
3	2600	6	7,2	355	31	1,6	9,6	0,9	27,9	37,5	104,73
4	4930	9	8,6	450	44,2	1,6	14,4	0,8	35,4	49,8	154,53
5										300	413,9

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Продолжение таблицы 4.7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Расчетное давление для участка 6 $\Delta p_p = (Rl + Z)_1 = 56{,}73$ Па											
6	Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш								52,31		
	925	2,5	3,3	315	6,53	0,37	0,925	1,0	6,53	59,77	
	Невязка $\frac{59{,}77 - 56{,}73}{56{,}73} \times 100 = 5{,}36\% < 15\%$										
Расчетное давление для участка 7 $\Delta p_p = (Rl + Z)_{1,2} = 67{,}23$ Па											
7	Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш								45,24		
	860	2,5	4,9	250	14,5	1,2	3,0	1,6	23,2	71,44	
	Невязка $\frac{71{,}44 - 67{,}23}{67{,}23} \times 100 = 6{,}26\%$										

Коэффициент местного сопротивления воздухораспределителя ВЭПш отнесен к скорости выхода воздуха из приточных отверстий панели, поэтому сопротивление воздухораспределителя вычисляем отдельно и заносим в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Таблица коэффициентов местных сопротивлений участков

№ уч.	Элементы воздуховодов	ζ
1	Отвод 90° при $R/d = 1{,}5$ Тройник на проходе при $d_0 < d_c$ на $2K$*, $d_п < d_c$ на $2K$	0,4 0,1 $\Sigma\zeta = 0{,}5$
2	Тройник на проходе при $d_0 < d_c$ на $3K$, $d_п < d_c$ на K	$\Sigma\zeta = 0{,}1$
3	Тройник на проходе Два отвода 90° при $R/d = 1{,}5$	0,1 2×0,4 = 0,8 $\Sigma\zeta = 0{,}9$
4	Отвод 90° при $R/d = 1{,}5$ Диффузор после вентилятора	0,4 0,4 $\Sigma\zeta = 0{,}8$
6	Отвод 60° при $R/d = 1{,}5$ Тройник на ответвлении	0,2 0,8 $\Sigma\zeta = 1{,}0$
7	Отвод 60° при $R/d = 1{,}5$ Тройник на ответвлении	0,2 1,4 $\Sigma\zeta = 1{,}6$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш на участке *1*.
Скорость выхода воздуха из воздухораспределителя:

$$v = \frac{815}{3600 \times 0,5} = 0,453 \text{ м/с.}$$

Потери давления

$$\Delta p = 330 \times \frac{0,453^2}{2} \times 1,2 = 40,63 \text{ Па.}$$

Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш на участке *6*.
Скорость выхода воздуха из воздухораспределителя:

$$v = \frac{925}{3600 \times 0,5} = 0,514 \text{ м/с.}$$

Потери давления

$$\Delta p = 330 \times \frac{0,514^2}{2} \times 1,2 = 52,31 \text{ Па.}$$

Потери давления в воздухораспределителе ВЭПш на участке *7*.
Скорость выхода воздуха из воздухораспределителя:

$$v = \frac{860}{3600 \times 0,5} = 0,478 \text{ м/с.}$$

Потери давления

$$\Delta p = 330 \times \frac{0,478^2}{2} \times 1,2 = 45,24 \text{ Па.}$$

Подбор вентилятора и электродвигателя. Полное требуемое давление с учетом запаса на непредвиденные сопротивления сети в размере 10% составят:

$$\Delta p_{мех} = 1,1 \times 413,9 \approx 460 \text{ Па.}$$

Требуемая подача вентилятора с учетом утечек в размере 10%:

$$L = 1,\ 1 \times 4930 = 5400 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

К установке принимаем вентилятор ВР-86-77-5 с колесом $0,9D_{ном}$, $L = 5400$ м^3/ч., $\Delta p = 460$ Па, $n = 1420$ об/мин., который комплектуется электродвигателем АИР80В4 мощностью 1,5 кВт и частотой вращения 1420 об/мин.

§25. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания

Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания являются элементами многих вентиляционных и технологических устройств. Под «равномерностью воздухораздачи» понимают одинаковую величину расходов по длине щели или равенство расходов в отверстиях в стенке воздуховода, через которые подается или удаляется воздух.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Силой, которая выталкивает или воздух из воздуховода или засасывает его, является статическое давление на стенке, которое является избыточным по отношению к атмосферному в случае раздачи воздуха и вакуумом при всасывании. Размер отверстия или высота щели в стенке воздуховода определяются требуемым расходом и величиной статического давления в данной точке щели или оси приточного (вытяжного) отверстия.

При конструировании воздуховодов придерживаются 3-х способов обеспечения равномерности раздачи:

1. Статическое давление по длине воздуховода постоянно, что обеспечивается соответствующим подбором размеров поперечного сечения. Это позволяет иметь одинаковыми высоту щели или размер отверстий в стенке, приточных или вытяжных воздуховодов.

2. Воздуховод равномерной раздачи или всасывания конструируется как камера, в которой статическое давление по длине постоянно или изменяется в допустимых пределах. Этого достигают поддержанием максимально возможной по технологическим условиям скорости в щели или приточных (вытяжных) отверстиях. Диаметр воздуховода выбирается таким образом, чтобы потери давления по длине воздуховода составляли незначительную часть от потерь в щели или отверстиях.

3. *Диаметр или поперечное сечение воздуховода постоянны, но* меняются по длине высота щели или размеры отверстий, которые подбирают на величину статического давления в данной точке. Полное и статическое давления по длине магистрали переменны.

Вопросы расчета воздуховодов равномерной раздачи изложены в работах В.В. Батурина, К.К. Баулина, П.Н. Каменева, Г.А. Максимова и В.Н. Талиева.

Воздуховоды равномерной раздачи. При проектировании следует обратить внимание на конструктивное оформление отверстий и щели. Самое простое устройство для выхода воздуха – щель, либо отверстие с острыми краями в вертикальной стенке воздуховода. Недостатком их *при подаче воздуха в помещение является неодно*родность струй воздуха по скорости и направлению (рис. 4.19*б*). Возможно налипание струй на наружную поверхность воздуховода. Это создает в помещении весьма неравномерные воздушные потоки. Простейшим устройством, направляющим струи и препятствующим налипанию их на воздуховод, является внешний экран (рис. 4.19*в*). Для этой же цели служат различные направляющие решетки, козырьки и внутренние экраны.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

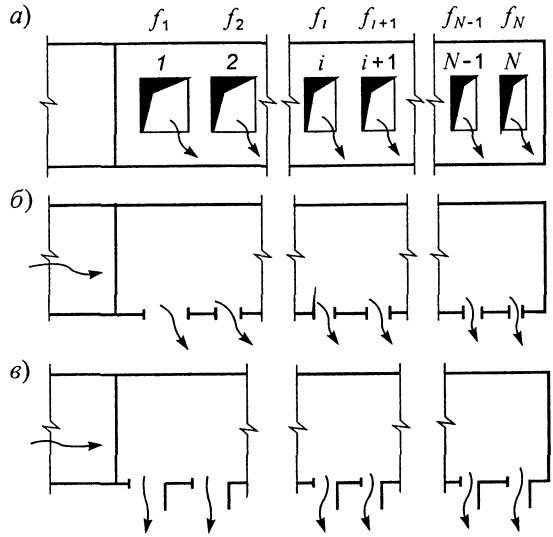


Рис. 4 19. Воздуховод равномерной раздачи постоянного поперечного сечения с переменными по длине размерами отверстий

а – общий вид воздуховода: (*1–N*) – номера отверстий, ($f_1 - f_N$) – площади отверстий, *б* – направление движения воздуха из отверстия с острыми кромками, *в* – направление движения воздуха при устройстве внешнего экрана

Расчет воздуховода равномерной раздачи переменного поперечного сечения по методу профессора К. К. Баулина (рис. 4.20).

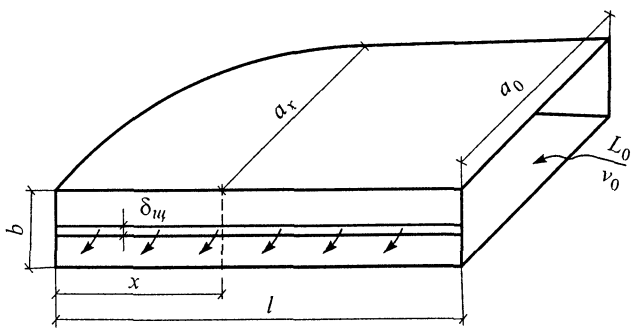


Рис 4.20. Клинообразный воздуховод прямоугольного сечения с постоянным статическим давлением

l, b – длина и высота воздуховода, a_0 – начальная ширина воздуховода, L_0, v_0 – соответственно, расход и скорость движения воздуха в начальном сечении воздуховода; $\delta_щ$ – ширина щели воздуховода

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Искомой величиной в расчете является площадь поперечного сечения воздуховода, соответствующего условию $dp_{\partial x} = d(\Delta p_x)$ (изменение динамического давления на некотором участке воздуховода равно потерям полного давления на этом участке). Используя упомянутое выше условие, для воздуховодов с произвольной формой поперечного сечения записывается условие (при площади f_x, периметре Π_x и удельном расходе воздуха L_x):

$$\lambda_{mp} \frac{\Pi_x}{4f_x} \frac{\rho}{2} \left(\frac{L_x}{f_x} \right) dx = dp_{\partial x}. \tag{4.50}$$

Его преобразовывают в выражение:

$$\lambda_{mp} \frac{\Pi_x}{4f_x} \cdot \frac{x^2}{f_x^2} dx = \frac{2x dx}{f_x^2} - \frac{2x^2 f_x' dx}{f_x^3}, \tag{4.51}$$

из которого получают дифференциальное уравнение для определения f_x:

$$f_x' - \frac{f_x}{x} - \frac{\lambda_{mp}}{8} \Pi_x = 0. \tag{4.52}$$

Для клинообразного воздуховода (рис. 4.20) $\Pi_x = 2(a_x + b)$, $f_x = a_x b$, $f_x' = a_x' b$, поэтому уравнение (4.52) приводят к виду:

$$a_x' + a_x \left(\frac{\lambda_{mp}}{4b} - \frac{1}{x} \right) + \frac{\lambda_{mp}}{4} = 0. \tag{4.53}$$

Интегрируя это уравнение и вводя вспомогательные функции, получим:

$$a_x = \varphi a_0 + \psi b, \tag{4.54}$$

где

$$\varphi = (\bar{x}) e^{\frac{\lambda_{mp} l}{4b}(1-\bar{x})}, \tag{4.55}$$

$$\psi = \frac{\lambda_{mp} l}{4b} (\bar{x}) e^{-\frac{\lambda_{mp} l}{4b}\bar{x}} \int_{\bar{x}}^{1} e^{\frac{\lambda_{mp} l}{4b}\bar{x}} \frac{d\bar{x}}{\bar{x}}. \tag{4.56}$$

$\bar{x} = x/l$ (начало координат совпадает с конечным сечением воздуховода, в котором $a_x = 0$.

На рис. 4.21 представлена номограмма для расчета значений φ и ψ при $b \geq \lambda_{mp} l/4$. Ширина щели в данном случае определяется по допустимой скорости воздуха на выходе $v_{доп}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

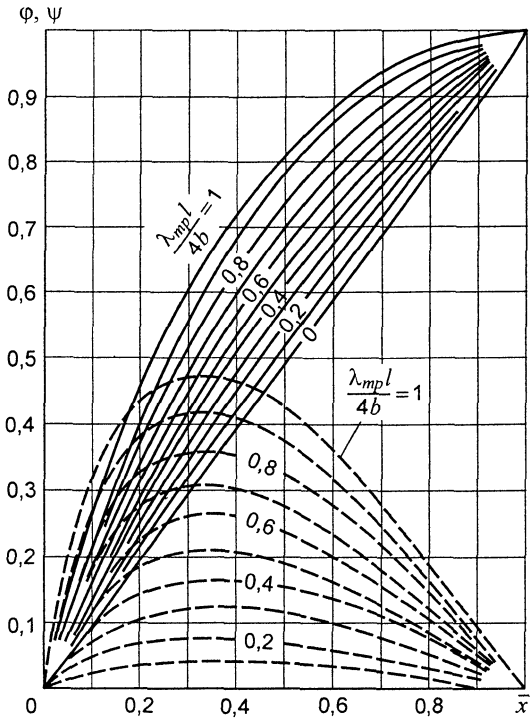


Рис 4.21. Номограмма для определения коэффициентов φ (сплошные линии) и ψ (пунктирные линии)

Значение статического давления, постоянного по длине воздуховода:

$$p_{ст} = \zeta_{вых} \frac{\rho v_{доп}^2}{2}$$

или

$$p_{ст} = \zeta_{вых} \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{L_0}{l \delta_{щ}} \right)^2 . \qquad (4.58)$$

Значение полного давления в начальном сечении воздуховода равно:

$$p_{пол} = p_{ст} + p_{д0} = \zeta_{вых} \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{L_0}{l \delta_{щ}} \right) + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{L_0}{a_0 b} \right)^2 .$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример 4.3. Рассчитать воздуховод с постоянным статическим давлением длиной l = 3 м и начальным сечением $A \times B$ = 0,5×0,7 м для подачи в помещение воздуха в количестве L_0 = 8000 м^3/ч. Раздача воздуха производится через щель с отбортованными краями ($\mu_{вых}$ = 0,81). Скорость воздуха на выходе $v_{вых}$ – 6 м/с.

Решение.

• Скорость воздуха в сечении участка 0:

$$v_0 \frac{L}{3600 \cdot A \cdot Б} = \frac{8000}{3600 \cdot 0,7 \cdot 0,5} = 6,35 \text{ м/с}.$$

• Эквивалентный диаметр воздуховода в начальном сечении:

$$d_v = \frac{2A \cdot Б}{A + Б} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 0,7}{0,5 + 0,7} = 0,584 \text{ м/с}.$$

• Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{v d_v}{\nu} = \frac{6,35 \cdot 0,584}{15,6 \cdot 10^{-6}} = 240000.$$

• Коэффициент сопротивления трения по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_{тр} = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{K_ш}{d_v} \right) = 0,11 \cdot \left(\frac{68}{240000} + \frac{0,1}{584} \right) = 0,016.$$

• Вспомогательная величина:

$$\frac{\lambda_{тр} l}{4b} = \frac{0,016 \cdot 3}{4 \cdot 0,7} = 0,017.$$

Результаты дальнейшего расчета сведены в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Расчет к примеру 4.3

x, м	$\underline{x}$	φ	φa_0, м	Ψ	ψb, м	a_x, м
0	0	0	0	0	0	0
0,5	0,167	0,17	0,085	0,01	0,007	0,092
1,0	0,333	0,3	0,15	0,02	0,014	0,164
1,5	0,5	0,5	0,25	0,02	0,014	0,264
2,0	0,666	0,67	0,34	0,01	0,007	0,347
2,5	0,83	0,84	0,42	0,005	0,004	0,424
3,0	1,0	1,0	0,5	0	0	0,5

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Воздуховоды, рассчитанные в примере 4.3 сложны в изготовлении. Проще изготовить конический воздуховод равномерной раздачи (рис. 4.22), который можно рассчитать по методике проф. П.Н. Каменева.

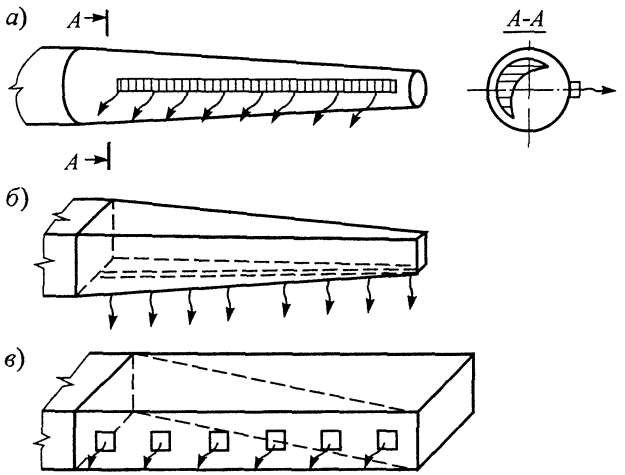


Рис. 4.22. Воздуховоды постоянного статического давления с линейно-изменяющейся площадью поперечного сечения
а – конусообразный; *б* – клинообразный; *в* – прямоугольный с разделительной стенкой

Расчет воздуховода равномерной раздачи по методу профессора П.Н. Каменева.

Способ разработан применительно к случаю подачи воздуха в помещение через конечное количество отверстий. Учитывает потери давления при делении потока воздуха на транзитный и выходящий из щели или отверстия.

Условие обеспечения постоянства статического давления по длине воздуховода: *разность динамических давлений в начале и в конце воздуховода должна быть равна полной потере давления в воздуховоде.*

Если подача воздуха производится через отверстия, то требуемая площадь определится как:

$$f_{отв} = \frac{L_{отв}}{3600 v_{выхл} \times n}, \qquad (4.59)$$

где L_0 – расход через отверстие, м^3/ч; n – количество отверстий.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если истечение происходит через отверстие с острыми кромками, коэффициент местного сопротивления складывается из потери динамического давления при выхлопе из отверстия ($\zeta = 1{,}0$) и потери на поджатие струи ($\zeta = 0{,}5$). Итого, коэффициент местного сопротивления отверстия или щели может быть принят равным $\Sigma\zeta = 1.5$.

Если выпуск воздуха из отверстия оформлен как-то иначе, коэффициент местного сопротивления определяется по справочным данным.

Статическое давление в воздуховоде равно:

$$p_{ст} = 1{,}5\frac{v_{выхл}^2}{2}\rho. \qquad (4.60)$$

Скорость в начале воздуховода $v_{нач}$ больше, чем конце воздуховода, $v_{кон}$. Постоянство статического давления по всей длине магистрали обеспечивается соблюдением равенства:

$$\frac{v_{нач}^2}{2}\rho - \frac{v_{кон}^2}{2}\rho = \sum(Rl + z), \qquad (4.61)$$

где ΣRl – общая потеря на трение по длине подающей магистрали; Σz – потеря в местных сопротивлениях всех тройников на проход по магистрали; тройники располагаются в месте пересечения оси отверстия с осью воздуховода.

Если воздуховод имеет непрерывную щель по всей длине, потери при делении потоков «на проход» можно относить к каждому расчетному участку, принимая в качестве расхода в ответвлении расход подаваемого в помещение воздуха на расчетном участке.

Конусность воздуховода можно обеспечить, если принимать величины диаметров магистрали таким образом, чтобы скорость после каждого воздуховыпускного отверстия уменьшалась бы на одну и ту же величину, а отверстия располагались бы на одинаковых расстояниях друг от друга.

$$\Delta v = \frac{v_{нач} - v_{кон}}{n}, \qquad (4.62)$$

где n – число щелей или отверстий в магистрали, подающих воздух в помещение.

Потеря давления в каждом тройнике на проход при делении потока:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$z' = \frac{1}{3} \cdot \frac{(v_{нач}^2 - v_{кон}^2)}{2} \rho = \frac{v_{нач}^2 - v_{кон}^2}{6} \rho.$$

Так как по длине магистрали имеется n щелей или воздухоприточных отверстий, то общая потеря давления на местные сопротивления

$$z' = \frac{\rho n (v_{нач}^2 - v_{кон}^2)}{6}. \qquad (4.63)$$

Прибавляя к данному значению потерю на трение ΣRl, получим общую потерю давления воздуховоде, которая должна удовлетворять уравнению (4.61). В противном случае следует принять другие значения скоростей $v_{нач}$ и $v_{кон}$.

Значение полного давления в начальном сечении воздуховода, которое должен преодолеть вентилятор определяется как:

$$p_{полн} = \zeta_{выхл} \frac{v_{выхл}^2}{2} \rho + \frac{v_{нач}^2 - v_{кон}^2}{2} \rho. \qquad (4.64)$$

Пример 4.4. Рассчитать равномерную раздачу воздуха из восьми щелей, сделанных в круглом воздуховоде (рис. 4.23). Количество воздуха, которое необходимо подать в каждую щель, равно 1000 м^3/ч. Расстояние между щелями 1,5 м. Скорость выхлопа воздуха из каждой щели 5 м/с. Удельный вес воздуха ρ – 1,205 кг/м^3.

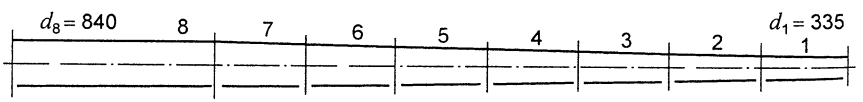


Рис 4.23. К примеру 4 4

Решение.

Принимая коэффициент местного сопротивления приточного отверстия ζ = 1,5 статическое давление на стенке воздуховоде:

$$p_{ст} = 1{,}5 \cdot \frac{v_{выхл}^2}{2} \rho = 1{,}5 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1{,}205 = 22{,}6 \text{ Па}.$$

Вариант 1. В начале воздуховода примем скорость $v_{нач}$ = 4,5 м/с (участок 8) и в конце $v_{кон}$ = 3 м/сек (участок *1*), тогда разница динамических давлений в начале и в конце воздуховода будет равна:

$$\Delta p_д = \frac{4{,}5^2 - 3^2}{2} \cdot 1{,}205 = 6{,}778 \text{ Па}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Площадь начального сечения воздуховода:

$$f_8 = \frac{8 \cdot 1000}{3600 \cdot 4,5} = 0,494 \text{ м}^2,$$

откуда $d_8 = 0,857$ м.

Уменьшение скорости воздуха в каждом тройнике

$$\Delta v = \frac{4,5 - 3}{8} = 0,188 \text{ м/с}.$$

Потери давления на местные сопротивления проходу всех восьми тройников:

$$z = \frac{8 \cdot 0,188^2}{6} = 0,047 \text{ Па},$$

т.е. очень малая величина.

Площадь сечения конечного участка:

$$f = \frac{1000}{3600 \cdot 3,0} = 0,092,$$

откуда $d_1 = 0,343$ м.

Потеря на трение 1 пог. м длины участков:

$$R_8 = 0,153 \text{ Па/м}; \quad R_1 = 0,311 \text{ Па/м}.$$

Средняя потеря на трение 1 пог. м длины всей магистрали:

$$R_{cp} = \frac{0,153 + 0,311}{2} = 0,232 \text{ Па/м}.$$

Потеря на трение по длине всей магистрали

$$\Sigma Rl = 0,232 \cdot 8 \cdot 1,5 = 2,784 \text{ Па},$$

или общие потери

$$2,784 + 0,047 = 2,831 \text{ Па},$$

т.е значительно меньше имеющейся разницы динамических давлений $p_o = 6,778$ Па.

Вариант 2. Увеличим скорость конечном (первом) и уменьшим ее в начальном (восьмом) участке, то есть примем $v_1 = 3,2$ м/с и $v_8 = 3,7$ м/с.

Тогда

$$\Delta p_o = \frac{3,9^2 - 3,2^2}{2} \cdot 1,205 = 2,994 \text{ Па}.$$

Затем получим: $d_8 = 0,852$ м, $d_1 = 0,333$ м, $R_8 = 0,156$ Па/м, $R_1 = 0,316$ Па/м, $R_{cp} = 0,236$ и $\Sigma Rl = 2,832$ Па. Сопротивлением на проход пренебрегаем вследствие малости.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Получив достаточный запас 2,994 – 2,832 = 0,162 > 0,054 Па на потери в тройниках, принимаем окончательно $d_8 = 0{,}852$ м, $d_1 = 0{,}333$ м.

Площадь отверстия для выпуска воздуха:

$$f_{отв} = \frac{1000}{3600 \cdot 5} = 0{,}0556 \text{ м}^2 \text{ или } 240\times232 \text{ мм}.$$

Давление в начале воздуховода равномерной раздачи:

$$p_{пол} = 1{,}5 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 1{,}205 + 2{,}994 = 25{,}59 \text{ Па}.$$

Расчет воздуховода равномерного всасывания. По своей конструкции воздуховоды равномерного всасывания не отличаются от воздуховодов равномерной раздачи. Равномерное всасывание воздуха может осуществляться воздуховодами как прямоугольными и круглыми постоянного поперечного сечения с воздухоприемной щелью переменной высоты, так и воздуховодами переменного сечения (круглыми и прямоугольными), высота щели которых постоянна. Как и в случае равномерной раздачи, в щели всасывающих воздуховодов принято устанавливать рассечки различной конструкции, что позволяет выравнивать воздушный поток на входе воздуха в щель. Выведем формулу для определения высоты щели в произвольном сечении прямоугольного воздуховода равномерного всасывания с постоянным поперечным сечением (рис. 4.24).

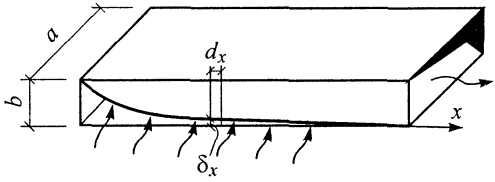


Рис. 4 24. Прямоугольный воздуховод равномерного всасывания постоянного поперечного сечения с щелью переменной ширины

Разместим начало оси x во начальном сечении воздуховода длиной l в сечении $x = 0$. Расчетный расход L_0, площадь поперечного сечения f_0, размеры A и B.

Выделим сечение x, в котором статическое давление (разрежение) равно $p_{ст\ x}$, а динамическое давление:

$$p_{д\,x} = \left(\frac{L_0}{lf_0}x\right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \qquad (4.65)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Потери давления на трение (без учета потерь на смешивание потоков подсасываемого воздуха с перемещаемым вдоль оси) равны:

$$\Delta p_{тр} = \int_0^x \lambda \frac{П_0}{4 f_0} p_{д\ x} dx. \qquad (4.66)$$

Подставив значения периметра $П_0$, площади поперечного сечения f_0 и динамического давления $p_{д\ x}$, выраженные через размеры воздуховода a, b и x, и проинтегрировав равенство (4.66) при условии $\lambda = \text{const}$, получим

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \left(\frac{L_0}{f_0} \right)^2 \frac{\rho}{2} \cdot \frac{x^3}{3l^2} \cdot \frac{a+b}{2ab}. \qquad (4.67)$$

Постоянная интегрирования равна 0, так как при $x = 0$ потери $\Delta p_{тр} = 0$. Статическое давление в сечении x можно определить двояко:

- во-первых, как сумму потерь

– на трение от начала воздуховода до расчетного сечения x – $\Delta p_{тр}$;

– динамического давления в сечении x – $p_{д\ x}$;

– давления на входе в воздуховод через щель – $\Delta p_{вх\ x}$.

$$\Delta p_{ст\ x} = \Delta p_{тр} + p_{д\ x} + \Delta p_{вх\ x=0}. \qquad (4.68)$$

- во-вторых, эти потери равны потерям на вход воздуха помещения в воздуховод равномерного всасывания:

$$\Delta p_{ст\ x} = \zeta_{вх} \frac{v_{вх\ x}^2}{2} \rho. \qquad (4.69)$$

С учетом выражений (4.67), (4.68) и (4.69), можно записать уравнение:

$$\zeta_{вх} \frac{\rho v_{вх\ x}^2}{2} = \zeta_{вх} \frac{\rho v_{вх\ x=0}^2}{2} + \frac{\lambda_{тр}}{6} \left(\frac{L_0}{f_0} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{x^3}{b} \cdot \frac{a+b}{ab} + \left(\frac{L_0}{f_0} \right) \cdot \frac{x^2}{l^2} \cdot \frac{\rho}{2}. \qquad (4.70)$$

Если учесть, что:

- скорость входа воздуха в щель в сечении x равна

$$v_{вх\ x} = \left(\frac{L_0}{f_0} \right) \frac{f_0}{l \delta_x};$$

- скорость входа воздуха в щель на входе в воздуховод в сечении $x = 0$ равна

$$v_{вх\ x=0} = \left(\frac{L_0}{f_0} \right) \frac{f_0}{l \delta_0},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

то уравнение (4.68), связывающее δ_x с x, можно упростить:

$$\zeta_{вх}\frac{a^2b^2}{\delta_x^2}=\zeta_{вх}\frac{a^2b}{\delta_0^2}+\frac{\lambda_{тр}}{6}\cdot\frac{x^3}{a}+\frac{\lambda_{тр}}{6}\cdot\frac{x^3}{b}+x^2. \qquad (4.71)$$

Решение уравнения (4.68) относительно δ_x позволяет получить формулу:

$$\delta_x=\frac{b}{\sqrt{\frac{b^2}{\delta_0^2}+\frac{\lambda_{тр}x^3}{6\zeta_{вх}a^2b}+\frac{\lambda_{тр}x^3}{6\zeta_{вх}a^3}+\frac{x^2}{\zeta_{вх}a^2}}}. \qquad (4.72)$$

Здесь δ_0 – начальный размер щели для входа воздуха в воздуховод, принимается, как правило, равным B.

Коэффициент местного сопротивления $\zeta_{вх}$ обычно составляет 1,5, в этих условиях выражение (4.70) может быть приведено к виду:

$$\delta_x=\frac{1{,}22b}{\sqrt{1{,}5+\frac{\lambda_{тр}x^3}{6a^2}\left(\frac{1}{b}+\frac{1}{a}\right)+\frac{x^2}{a^2}}}. \qquad (4.73)$$

Максимальная скорость в щели при $x=l$ равна скорости $v_{вх}=L_0/(l\cdot\delta_l)$. Ее значение не должно превышать предельную для данного типа помещений скорость в щели. Полное давление (разрежение) на выходе из воздуховода равномерной раздачи в сечении $x=l$ для учета в общем сопротивлении сети воздуховодов равно:

$$p_n=p_{ст\,1}-p_{д\,1}. \qquad (4.74)$$

Пример 4.5. Рассчитать воздуховод равномерного всасывания при постоянном по длине поперечном сечении и переменной по длине высоте щели. Сечение воздуховода 800×800 мм, длина l = 5 м, расход удаляемого воздуха L = 10000 м^3/ч., материал воздуховода – сталь (K = 0,1 мм), $\zeta_{вх}$.

Решение.

- Средняя по длине воздуховода скорость

$$v_{ср}=\frac{0{,}5\cdot10000}{0{,}8\cdot0{,}8\cdot3600}=2{,}2\ \text{м/с}.$$

- Эквивалентный по скорости диаметр

$$d_v=0{,}8\ \text{м}.$$

- Число Рейнольдса

$$\mathrm{Re}=\frac{2{,}2\cdot0{,}8}{15{,}6\cdot10^{-6}}=110000.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• Коэффициент сопротивления трению по формуле А.Д. Альтшуля:

$$\lambda_{тр} = 0{,}11\left(\frac{68}{110000} + \frac{0{,}1}{800}\right)^{0{,}25}.$$

• Ширина щели определяется по формуле (4.90) с занесением результатов расчетов в таблицу

x, м	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
δ_x	0,8	0,712	0,559	0,436	0,35	0,289	0,246	0,213	0,188	0,167	0,151

• Максимальная скорость в щели

$$v_{вх.1} = 10000/(3600 \cdot 5 \cdot 0{,}151) = 3{,}7 \text{ м/с}.$$

• Полное давление (разрежение) в сечении $x = 1$;

$$p_n = (1{,}5 \cdot 3{,}7^2 \cdot 1{,}2)/2 - (4{,}34^2 \cdot 1{,}2)/2 = 0{,}9 \text{ Па}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 5

ПРИТОЧНЫЕ СТРУИ

§26. Классификация приточных струй

Струей называется поток воздуха с конечными поперечными размерами.

Свободными называют струи, на развитие которых не оказывают влияние ограждающие конструкции помещения. *Стесненными* – струи, взаимодействующие с ограждениями и друг с другом. Струя, истекающая из отверстия, расположенного вблизи плоской поверхности (например, потолка) в направлении к ней или параллельно, будет налипать и двигаться вдоль поверхности. Такие струи называют *настилающимися*.

При определенных условиях влияние ограждений на развитие струй можно не учитывать и рассчитывать струи, развивающиеся в помещении, как свободные.

Наряду с приточными существуют *конвективные струи*, формирующиеся над нагретыми поверхностями. Скоростные поля, формирующиеся вблизи вытяжных отверстий, получили название *спектры всасывания*.

Систематическое изучение струй началось около 80-ти лет назад и продолжается до настоящего времени. Столь большой интерес к струям объясняется применимостью их в различных областях техники. Современные способы расчета приточных струй основаны на трудах Абрамовича Г.Н., Гримитлина М.И., Талиева В.Н., Шепелева И.А., Сазонова Э.В. и др.

Поскольку человечество живет на дне воздушного океана, все вентиляционные воздушные приточные струи являются *затопленными*.

Различают струи *изотермические* и *неизотермические*. Струя называется изотермической, если температура воздуха в ее объеме одинакова и равна температуре окружающего воздуха. Температура воздуха в неизотермической струе отличается от температуры окружающего воздуха. Помещения вентилируются исключительно неизотермическими струями. Для неизотермических струй характерно воздействие на их формирование и развитие гравитационных сил.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Неизотермические струи классифицируют на *слабонеизотермические струи* и *неизотермические* или *воздушные фонтаны*. В случае слабонеизотермических струй искривлением траектории струи при горизонтальном ее распространении можно пренебречь, струи воздушных фонтанов заметно искривляются и могут всплыть под потолок помещения.

Форма поперечного сечения струи определяется формой отверстия, из которого истекает струя. По форме поперечного сечения различают струи *компактные, плоские и кольцевые* (рис. 5.1).

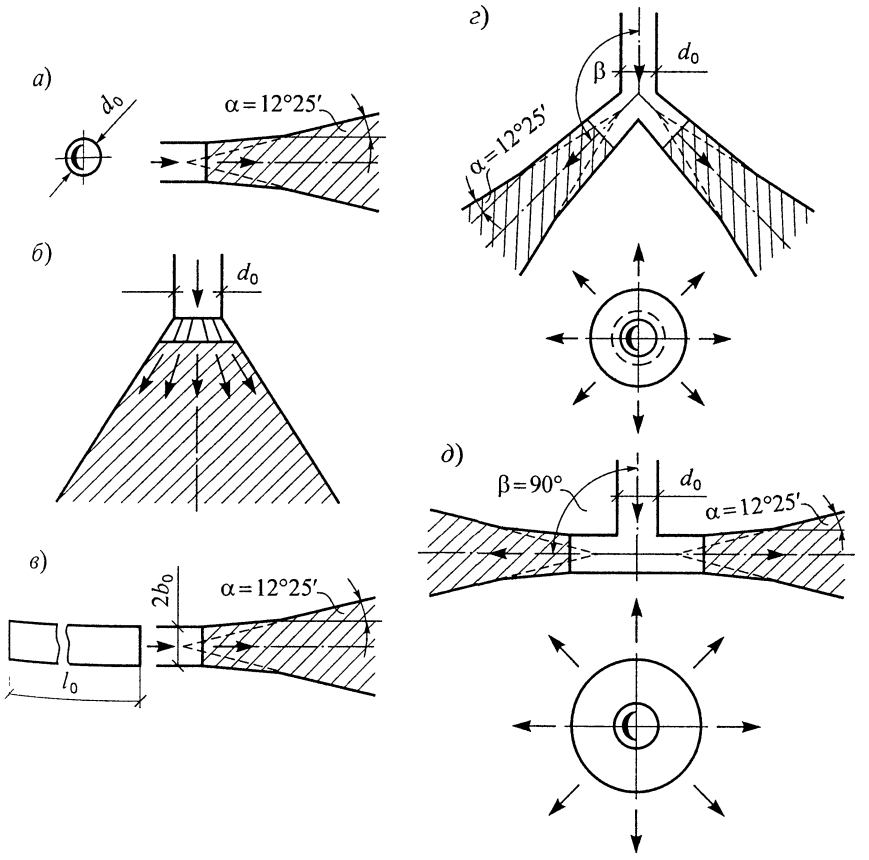


Рис. 5.1. Схемы струй различной формы

а – компактная осесимметричная, *б* – коническая, *в* – плоская; *г* – кольцевая или полая коническая, *д* – полная веерная

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Компактные струи образуются при истечении воздуха из круглых, квадратных и прямоугольных отверстий, размеры сторон которых не сильно отличаются друг от друга. Компактные струи являются *прямоточными*, так как векторы скоростей в поперечном сечении на выходе из отверстия параллельны. Особенностью компактных струй является их осесимметричность, заключающаяся в том, что на некотором удалении от приточного отверстия они становятся круглыми. Струя, истекающая из круглого отверстия (круглая струя) осесимметрична на всем протяжении своего развития. Струи из квадратных и прямоугольных отверстий преобразуются в круглые на некотором расстоянии от места истечения. Компактные струи имеют сравнительно небольшой угол естественного турбулентного расширения.

Веерные струи и их разновидности – *полые конические* и *неполные веерные струи* – имеют искусственно увеличенный угол расширения. Веерные струи образуются в случае набегания воздушного потока на плоскость конечных размеров, перпендикулярную направлению движения потока.

Если струя истекает из кольцевой щели параллельно оси подводящего воздух канала ($\beta \leq 180°$), то ее называют *кольцевой*, при β около 135° – *полой конической*, при $\beta = 90°$ – *полной веерной*. У полных веерных струй угол распространения воздуха в пространство составляет 360°; при меньшем угле распространения струя будет *неполной веерной*. Векторы скорости на истечении в этих струях расходятся под некоторым углом друг к другу. По предложению И.А. Шепелева такие струи называют *рассеянными*. Струи, которым при помощи установленного на выходе закручивающего устройства придается вращательное движение, называются *закрученными*. В таких струях наряду с осевой и радиальной имеется тангенциальная составляющая скорости. При истечении воздуха из круглой трубы с диффузором для принудительного расширения воздушного потока также образуется круглая (осесимметричная) струя. Но такая искусственно расширенная струя называется *конической*, векторы скорости у них непараллельны.

Плоские струи образуются при истечении воздуха из щелевых отверстий бесконечной длины. В реальных условиях плоской считают струю, истекающую из длинного щелевидного отверстия с соотношением длины l_0 к ширине $2b_0$: $l_0 / 2b_0 \geq 20$. Струя, истекающая из щели, при меньшем соотношении длины и ширины не остается

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

плоской, а постепенно трансформируется сначала в эллипсовидную и на расстоянии $x = 10d_{усл}$ в круглую (за $d_{усл}$ принимают корень квадратный из площади щели).

Независимо от формы приточного отверстия *при отсутствии устройств принудительного расширения* у всех видов струй на некотором расстоянии от приточного отверстия угол бокового расширения составляет $\alpha \approx 12°25'$.

Угол расширения конической струи при истечении почти совпадает с углом расширения направляющих диффузора, а затем постепенно уменьшается и на расстоянии $10d_0$ становится равным углу естественного бокового расширения $\alpha \approx 12°25'$.

§27. Свободные изотермические и слабо неизотермические струи

Изучение струй проводилось экспериментально путем измерения полей скоростей в объеме струи. Исследователями применялись различные способы обработки полученных данных, что и отразилось на расчетных формулах, которые можно встретить у различных авторов.

Упрощенная схема продольного разреза свободной, турбулентной изотермической струи представлена на рисунке 5.2. Воздух, вытекая из канала круглого или щелевого сечения, образует струю с границами *ABC* и *DEF*. При этом по мере удаления от плоскости приточного отверстия поперечное сечение струи возрастает. Причину тому усматривают в турбулентном характере течения воздушного потока.

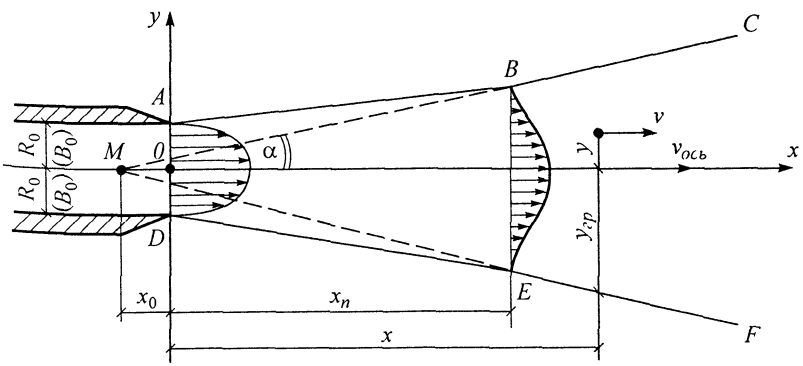


Рис 5.2. Схема турбулентной струи

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В турбулентной струе, как и во всяком турбулентном течении, вихревые воздушные массы перемещаются не только вдоль оси истечения, но и в поперечном направлении, вовлекая в движение (эжектируя) окружающий воздух, отдают ему свою кинетическую энергию и тормозятся сами. Вихревые массы, потерявшие часть кинетической энергии, перемещаются в направлении оси струи, смешиваются с воздухом центральной части, в результате чего масса струи растет, площадь поперечного сечения увеличивается, а средняя скорость в струе уменьшается.

Эжектируемый воздух не сразу достигает центральной части струи. На расстоянии меньшем $(5–6)d_0$ смешавшиеся с окружающим воздухом вихревые массы не достигают оси струи и на этом протяжении сохраняется так называемое «ядро» – невозмущенная масса воздуха, истекшая из отверстия и сохраняющая начальные поля скоростей и температур. Заканчивается «ядро» в сечении *BE*, получившем название *переходного*. До сечения *BE* участок струи называется *начальным,* после переходного *основным*.

Этому сечению соответствует излом границ струи *ABC* и *DEF*, позволяющий представить их в виде отрезков, соответственно $AB + BC$ и $DE + EF$. Излом обусловлен изменением угла расширения струи. После сечения *BE* боковой угол расширения становится равным $12°25'$, угол расширения начального участка струи составляет: для компактных $\approx 7°$, для плоских $\approx 8°$.

Некоторые расчетные формулы приточных струй основаны на геометрических построениях и представлениях о том, что струя истекает как бы из точки. Если продлить прямые *BC* и *EF* до пересечения с осью, получим точку *M* (см. рис. 5.2), называемую полюсом струи, и который размещается в глубине приточного воздуховода или канала на расстоянии x_0. Очевидно, что радиус струи в произвольном сечении x основного участка составит $2\mathrm{tg}(12°25')(x + x_0)$. Последние исследования струйных течений показали, что без существенного уменьшения точности, возможно, разместить полюс струи и в плоскости приточного отверстия.

Граница струи определяется границей перехода от скорости в струе до подвижности воздушных масс в окружающем воздухе. Эта граница сравнительно просто может быть определена на небольших расстояниях от приточного отверстия. По мере удаления от плоскости приточного отверстия и в связи с затуханием струи эту границу становится определить все сложнее и сложнее. Условно границей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

струи считается изотаха (линия равных скоростей), соответствующая скорости 0,3 м/с. Уровень подвижности воздушной массы помещения также соответствует этому уровню, что и затрудняет определение физической границы струи. В качестве расчетной границы струи часто принимают изотаху, соответствующую половине осевой скорости $0{,}5v_{ось}$.

В теории свободных струй исходным положением для выявления закономерностей их развития является равенство статических давлений в струе и окружающем воздухе. Из этого положения следует, что импульс внешних сил будет равен 0, а количество движения секундной массы воздуха не меняется по длине струи и теоретически струя распространяется бесконечно.

$$J_0 = J_x = \text{const}. \tag{5.1}$$

Если струя неизотермическая, то на основе закона сохранения энергии можно считать, что количество избыточной теплоты Q_x в любом поперечном сечении струи не изменяется, остается постоянным и равно начальному количеству теплоты Q_0, поступающему с воздухом из приточного отверстия.

$$Q_x = Q_0 = \text{const}. \tag{5.2}$$

Аналитические исследования струй относятся, по большей части, к основному участку струи. Но применительно к компактным и плоским струям важно иметь расчетные закономерности для обоих участков: начального и основного. Начальным участком, в некоторых случаях, производится воздушное душирование рабочих мест, основной участок востребован не только воздушным душированием, но используется для подачи притока в рабочую зону.

Распределение скоростей и температур в поперечном сечении основного участка струи описывается, согласно И.А. Шепелеву, зависимостями:

а) скорость v_{x1y1} в произвольной точке с координатами $(x_1;y_1)$ и осевой скоростью $v_{ось,x1}$, соответствующей координате x_1:

$$v_{x1,y1} = v_{ось,x1} \exp\left[-0{,}5\left(\frac{y_1}{cx_1}\right)^2\right]; \tag{5.3}$$

б) избыточная температура Δt_{x1y1} в произвольной точке с координатами $(x_1;y_1)$ и осевой избыточной температурой $\Delta t_{ось,x1}$, соответствующей координате x_1:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\Delta t_{x1,y1} = \Delta t_{ось,x1} \exp\left[-0,4\left(\frac{y_1}{cx_1}\right)^2\right], \qquad (5.4)$$

где c – экспериментальная постоянная, вероятное значение которой равно 0,082.

Расчет скорости в произвольной точке струи с координатами $(x_1;y_1)$ проводится в два этапа: сначала вычисляется осевая скорость в точке x_1, затем по величине осевой скорости в точке x_1 вычисляется локальная скорость в точке с координатами $(x_1;y_1)$.

Осевая скорость в произвольном сечении x_1 на основном участке компактной струи может быть определена как:

$$v_{ось,x_1} = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x_1}. \qquad (5.5)$$

Применительно к конкретным воздухораспределителям коэффициент затухания осевой скорости m определятся экспериментально. Для изотермических струй, истекающих из хорошо спрофилированных воздухораспределителей, $m = 6,88$.

Осевая избыточная температура для основного участка компактной струи может быть определена как:

$$\Delta t_{ось,x_1} = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{x_1}. \qquad (5.6)$$

При условии равномерного истечения и при небольшой величине Δt_0 ($\Delta t_0 < 15°C$) $n = 6,2$. В других случаях, для конкретных типов воздухораспределителей коэффициент определяется экспериментально.

Нижним пределом применимости выражения (5.3) служит расстояние, равное *длине кинематического начального участка струи*:

$$x_{v,\min} = m\sqrt{A_0}, \qquad (5.7)$$

а для выражения (5.4) – *длина термического начального участка струи:*

$$x_{t,\min} = n\sqrt{A_0}. \qquad (5.8)$$

Кинематические и термические параметры неизотермической струи не совпадают. Различны длины начальных участков, не совпа-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

дают поля избыточной температуры и относительной скорости в поперечном сечении струи (рис. 5.3).

Дальнобойность кинематическая и тепловая определяется путем подстановки в уравнения (5.5) и (5.6) приемлемых минимальных значений осевой скорости и избыточной температуры:

$$x_{v,\min} = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{v_{\min}}, \qquad (5.9)$$

$$x_{t,\min} = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{\Delta t_{\min}}. \qquad (5.10)$$

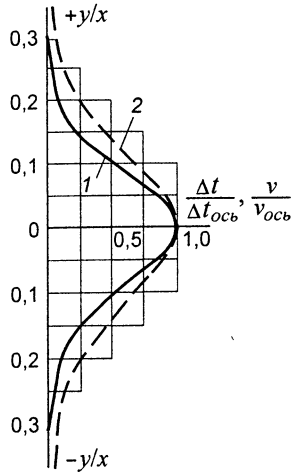


Рис. 5.3. Профили относительной скорости (*1*) и избыточной температуры (*2*) в поперечном сечении струи

Значения скорости v и избыточной температуры Δt в произвольной точке струи, полученные обобщением уравнений 5.3; 5.4; 5.5 и 5.6, имеют вид:

$$v = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x}\exp\left[-0,5\left(\frac{y_1}{cx_1}\right)^2\right], \qquad (5.11)$$

$$\Delta t = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{x}\exp\left[-0,4\left(\frac{y_1}{cx_1}\right)^2\right]. \qquad (5.12)$$

Подстановкой требуемой скорости v_x получим уравнение изотах (линий равных скоростей):

$$r_v = cx\sqrt{2\ln\frac{mv_0\sqrt{A_0}}{v_x}}, \qquad (5.13)$$

$$r_t = cx\sqrt{2,5\ln\frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{\Delta t_x}}. \qquad (5.14)$$

Зависимости (5.13) и (5.14) определяют границы струи для заданных минимально ощутимых значений граничных скорости и избыточных температур.

Расстояние $x_{\max}$, где струя имеет наибольшее поперечное сечение, определяется выражением:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$x_{max} = \frac{1}{\sqrt{e}} \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{v_{min}\sqrt{e}} = \frac{0,61mv_0\sqrt{A_0}}{v_{min}}. \quad (5.15)$$

Радиус струи r_{max} на расстоянии x_{max} равен:

$$r_{max} = \frac{c}{\sqrt{e}} \cdot \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{v_{min}} = \frac{0,05mv_0\sqrt{A_0}}{v_{min}}. \quad (5.16)$$

Важной характеристикой, применяемой, в частности, в нормативных документах, является размер зоны прямого действия струи R. *Зона прямого действия струи – площадь поперечного сечения струи, на границе которой скорость струи равна половине от максимальной осевой скорости в данном поперечном сечении.* Ниже приводятся значения этой характеристики для струй различного вида:

- компактных, смыкающихся конических и неполных веерных струй:

$$R = 0,66x/m;$$

- веерных и несмыкающихся струй:

$$R = 0,095\frac{x}{m^2};$$

- плоских струй:

$$R = 0,67\frac{x}{m^2}.$$

Секундный объем воздуха, проходящий через произвольное поперечное сечение струи, определяется выражением

$$L_x = \int_0^\infty v dA \quad (5.17)$$

или

$$L_x = 2\pi c^2 m v_0 x\sqrt{A_0}, \quad (5.18)$$

которое показывает линейное возрастание расхода воздуха от расстояния.

Средняя по площади скорость воздуха может быть определена как:

$$v_x^{cp} = \frac{L_x}{\pi r_v^2}.$$

Среднюю по площади поперечного сечения струи избыточную температуру можно определить аналогично по величине начального количества избыточной теплоты:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$Q_0 = c_{возд}\rho_0 v_0 A_0 \Delta t_0.$$

Поделив ее на расход в произвольном сечении струи, получим среднюю по площади поперечного сечения струи избыточную температуру.

Применяемые в расчетах воздухораспределения и воздушного душирования формулы для расчета параметров воздушных струй представлены в табл. 5.1 и 5.2.

Таблица 5.1

Формулы расчета параметров начального участка струй

Параметры струи	Осесимметричная струя	Плоская струя
Относительные осевые скорость v_v/v_0 и избыточная температура $\Delta t_x/\Delta t_0$	1	1
Относительный расход воздуха в струе $L_x = L_0$	$1+0{,}425\frac{x}{r_0}+0{,}0036\left(\frac{x}{r_0}\right)^2$	$1+0{,}03\frac{x}{B_0}$
Относительный радиус r_x/r_0 и полуширина B_x/B_0 струи по скорости	$1+0{,}125\frac{x}{r_0}$	$1+0{,}135\frac{x}{B_0}$
Относительные радиус r_x/r_0 и полуширина B_x/B_0 ядра постоянных скоростей	$1-0{,}85\frac{x}{r_0}$	$1-0{,}75\frac{x}{B_0}$
Относительные средние по расходу скорость v_{Lx}/v_0 и избыточная температура $\Delta t_{Lx}/\Delta t_0$	$\frac{1}{1+0{,}425\frac{x}{r_0}+0{,}0036\left(\frac{x}{r_0}\right)^2}$	$\frac{1}{1+0{,}03\frac{x}{B_0}}$
Относительная средняя по площади скорость v_{Fx}/v_0	$\frac{1+0{,}425\frac{x}{r_0}+0{,}0036\left(\frac{x}{r_0}\right)^2}{1+0{,}125\frac{x}{r_0}}$	$\frac{1+0{,}03\frac{x}{B}}{1+0{,}135\frac{x}{B_0}}$
Относительная средняя избыточная температура $\Delta t_{Fx}/\Delta t$	$\frac{1+0{,}045\frac{x}{r_0}+0{,}005\left(\frac{x}{r_0}\right)^2}{1+0{,}135\frac{x}{r_0}}$	$\frac{1+0{,}04\frac{x}{B_0}}{1+0{,}135\frac{x}{B_0}}$

Примечание: B_0 – полуширина щели; B_x – полуширина струи в произвольном сечении x.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 5.2

Формулы расчета параметров основного участка струй

Тип приточной струи	Осесимметричная струя	Плоская струя	Веерная струя
Скорость на оси струи	$v_x = mv_0\sqrt{A_0}/x$	$v_x = mv_0\sqrt{2B_0/x}$	$v_x = mv_0\sqrt{A_0}/x$
Избыточная температура на оси струи	$\Delta t_x = n\Delta t_0\sqrt{A_0}/x$	$\Delta t_x = n\Delta t_0\sqrt{2B_0/x}$	$\Delta t_x = n\Delta t_0\sqrt{A_0}/x$
Скорость в любой точке поперечного сечения струи	$v_1 = \left(mv_0\sqrt{A_0}/x\right)\times$ $\times\exp\left[-0,5\left(y_1/cx_1\right)^2\right]$	$v_1 = mv_0\sqrt{2B_0/x}\times$ $\times\exp\left[-0,5\left(y_1/cx_1\right)^2\right]$	$v_1 = \left(mv_0\sqrt{A_0}/x\right)\times$ $\times\exp\left[-0,5\left(y_1/cx_1\right)^2\right]$
Избыточная температура в любой точке поперечного сечения струи	$\Delta t_1 = \left(n\Delta t_0\sqrt{A_0}/x\right)\times$ $\times\exp\left[-0,4\left(y_1/cx_1\right)^2\right]$	$\Delta t_1 = n\Delta t_0\sqrt{2B_0/x}\times$ $\times\exp\left[-0,4\left(y_1/cx_1\right)^2\right]$	$\Delta t_1 = \left(n\Delta t_0\sqrt{A_0}/x\right)\times$ $\times\exp\left[-0,4\left(y_1/cx_1\right)^2\right]$
Секундный объем воздуха, в произвольном сечении струи	$L_x = 2\pi c^2 mv_0 x\sqrt{A_0}$	$L_0 = 2mlv_0 c\sqrt{\pi B_0 x}$	$L_x = 2\pi c^2 mv_0 xF_0$
Радиус r_x и полуширина B_x струи по скорости. Примечание: v_x – скорость на границе	$r_x = cx\sqrt{2\ln\left(mv_0\sqrt{A_0}/x\right)}$	$B_x = cx\sqrt{2\ln\left(mv_0\sqrt{2B_0}/\sqrt{v_x}\right)}$	$r_x = cx\sqrt{2\ln\left(mv_0\sqrt{A_0}/v_x\right)}$
Размер зоны прямого действия струи	$R = 0,66x/m$	$R = 0,67x/m^2$	$R = 0,095x/m^2$

Примечание: B_0 – полуширина струи, м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Прямоугольные струи, истекающие из прямоугольного отверстия, чаще всего применяют в вентиляционной технике. Характер распределения скоростей и избыточных температур в прямоугольной струе зависит от соотношения сторон приточного отверстия. Если стороны отверстия соизмеримы (отношение сторон не превышает 1:3), то образуется компактная струя.

По Шепелеву, прямоугольная струя состоит из 3-х участков: *начального, участка плоской струи и участка компактной струи.* Длина начального участка определяется по формуле:

$$x_{1\,кр} = 6{,}88 \cdot (2B),$$

где $2B$ – размер одной стороны приточного отверстия.

Осевая скорость на участке плоской струи равна:

$$v_{ось} = 2{,}62 v_0 \sqrt{\frac{2B}{x}}.$$

Длина участка плоской струи $x_{кр.2}$ (второе критическое сечение определяется длинной стороной приточного отверстия l

$$x_{кр\,2} = 6{,}88 l.$$

На участке компактной струи осевая скорость зависит от площади приточного отверстия:

$$v_{ось} = 6{,}88 \frac{v_0 \sqrt{A_0}}{x}.$$

§28. Закономерности развития струй, испытывающих воздействие ограждающих конструкций зданий

Сосредоточенная подача приточного воздуха в верхнюю зону помещения с большими скоростями применяется в системах вентиляции совмещенных с воздушным отоплением помещений. В промышленных зданиях воздух подается вдоль пролета. Такой способ подачи притока иногда называют «сосредоточенная подача», он позволяет провентилировать и обеспечить отопление пролета на протяжении 50–60 м.

Исследованиями было установлено, что сосредоточенная струя, пойдя некоторое расстояние под потолком, возвращается к месту истечения через рабочую зону помещения (рис. 5.4).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

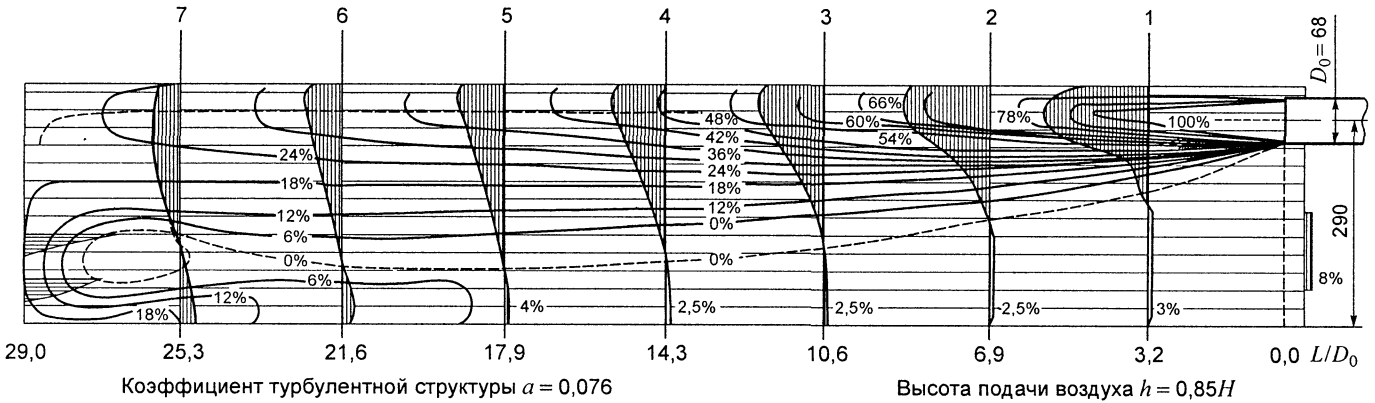


Рис 5 4 Принципиальная схема компактной струи, развивающейся в замкнутом пространстве

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Струя развивается как свободная на участке до первого критического сечения:

$$l_{1\,кр} = 0,22m\sqrt{A_n}, \qquad (5.19)$$

где m – коэффициент затухания осевой скорости на основном участке струи; A_n – площадь части поперечного сечения помещения, обслуживаемая одной приточной струей, м^2.

В районе первого критического сечения поперечное сечение струи занимает до 25% части поперечного сечения помещения, обслуживаемого одной струей, после чего наступает режим настилающейся струи. Между 1-м и 2-м критическими сечениями замедляется прирост скоростей и расхода воздуха в струе, уменьшается средняя скорость движения воздуха. 2-е критическое сечение располагается на удалении от места истечения равном:

$$l_{2\,кр} = 0,31m\sqrt{A_n} \qquad (5.20)$$

В районе 2-го критического сечения струя постепенно достигает максимальной величины, ее поперечное сечение занимает до 42% от площади обслуживаемой части поперечного сечения помещения. После 2-го критического сечения струя начинает угасать. От нее отделяются массы воздуха, которые вовлекаются в обратный воздушный поток, располагающийся в рабочей зоне. Но, тем не менее, движение воздуха в верхней зоне помещения продолжается в прежнем направлении и максимальная дальнобойность струи достигает величины:

$$l_{пр} = 0,62m\sqrt{A_n}. \qquad (5.21)$$

Между 2-м критическим сечением и зоной максимальной дальнобойности струи наблюдается повышенная подвижность воздуха в рабочей зоне, поэтому в этой части помещения не рекомендуется размещать постоянные рабочие места. Максимальная скорость воздуха и разность температур в рабочей зоне (в обратном потоке во 2-м критическом сечении) при сосредоточенной подаче компактными и неполными веерными струями может быть определена по формулам:

$$v_{макс} = 0,78v_0\sqrt{\frac{A_0}{A_n}}, \qquad (5.22)$$

$$\Delta t_{макс} = 1,4\Delta t_0\sqrt{\frac{A_0}{A_n}}, \qquad (5.23)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где A_0 – площадь приточного насадка для подачи воздуха в помещение, м^2; $A_{пом}$ – площадь поперечного сечения помещения, обслуживаемая одной струей и равная произведению высоты помещения $H_{пом}$ и ширины помещения, обслуживаемой одной струей $B_{пом}$.

Указанные закономерности определены путем обработки экспериментальных данных и справедливы для следующих соотношений высоты $H_{пом}$ и ширины помещения $B_{пом}$, обслуживаемых одной струей:

- если $\sqrt{\frac{A_n}{A_0}} \geq 22$, то $B_{пом} < 3{,}5 H_{пом}$,
- если $22 > \sqrt{\frac{A_n}{A_0}} \geq 11$, то $B_{пом} < 2{,}5\ H_{пом}$,
- если $11 > \sqrt{\frac{A_n}{A_0}} \geq 5$, то $B_{пом} < 1{,}5\ H_{пом}$,

где $H_{пом}$ – высота помещения, м.

Струи, настилающиеся на плоскую поверхность обладают большой дальнобойностью.

Явление настилания проявляется в том, что направленная на плоскость струя растекается на ней, как бы налипая на нее. *Причина налипания* состоит в том, что при близком расположении кромки приточного отверстия и плоскости, ограниченный объем воздуха, между струей и плоскостью быстро вовлекается струей в движение и статическое давление в этом объеме делается отрицательным. В результате струя прижимается к плоскости и, настилаясь («налипая») на нее, будет распространяться как полуограниченная.

При угле между плоскостью и осью струи $\alpha = 90°$ растекание струи происходит равномерно во все стороны. Эта особенность используется в плафонах со щитом поперек потока для формирования веерной струи. С уменьшением угла α до 45° большая часть струи будет направлена в направлении истечения, а при $\alpha = 22°30'$ вся струя потечет в одну сторону. Это явление изображено на рисунке 5.5.

Если кромка приточной щели соприкасается с плоскостью и направление струи параллельно ей, то настилание произойдет сразу (рис. 5.6). Если при совмещенной с началом плоскости кромки приточного отверстия ось струи будет направлена вверх относительно плоскости, но под углом $\alpha < 30°$, то настилание все равно произой-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

дет, но на некотором расстоянии от плоскости истечения. Профили скоростей для этих случаев настилания представлены на рис. 5.6.

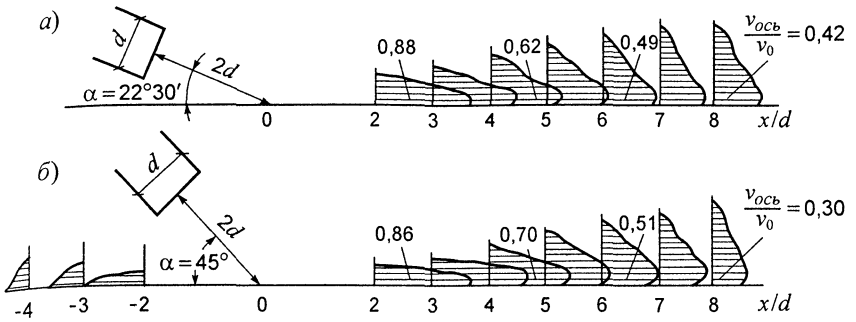


Рис 5.5 Профили скоростей струи при настилании на плоскость под углами 22° 30′ и 45°

а – угол истечения 22° 30′; *б* – угол истечения 45°

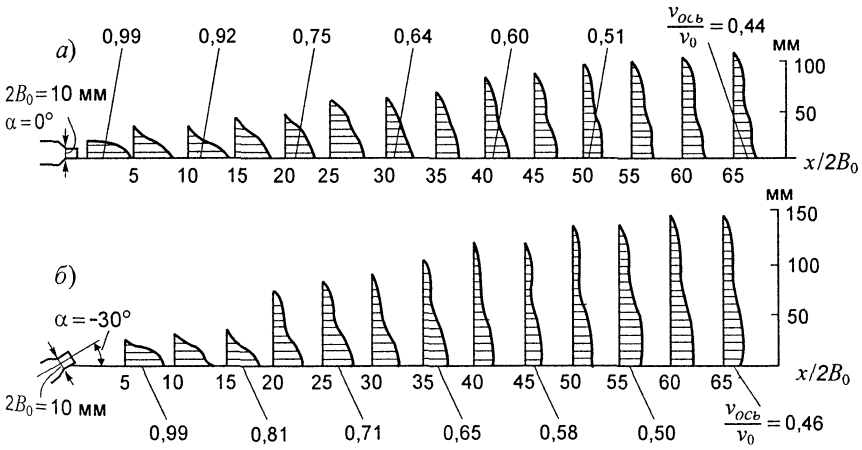


Рис 5.6. Профили скоростей струи при настилании на плоскость и истечении параллельно плоскости и в направлении снизу-вверх

а – истечение параллельно плоскости, *б* – истечение под углом снизу-вверх

В реальных условиях воздухораздачи приточная решетка отстоит на некотором расстоянии от потолка, но и в этом случае налипание воздушного потока на плоскость имеет место, хотя и происходит на некотором расстоянии от плоскости истечения. Условием гарантированного налипания струи на потолок при горизонталь-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ном направлении выпуска воздуха в помещение является выполнение условия:

$$H_{вр} \geq 0{,}65 H_{пом},$$

где $H_{вр}$ и $H_{пом}$ – высота размещения оси приточного отверстия воздухораспределителя относительно пола и высота помещения.

Настилающиеся струи принято называть *полуограниченными*, поскольку приток воздуха к струе происходит лишь с одной стороны. Дальнобойность настилающейся струи больше, нежели у свободной, так как вовлекаемый в движение воздух подтекает к ней лишь с одной стороны.

Неизотермические струи, настилающиеся на горизонтальные плоскости, при определенных условиях будут отрываться от них. Отрыв холодной струи от потолка и нагретой от плоскости пола объясняется архимедовыми силами. Место отрыва струи зависит от соотношения сил архимедовых, инерционных и сил вязкости, оцениваемое величиной критерия Архимеда [$\mathrm{Ar} = (g d_0 \Delta t)/(v_0^2 T)$].

Опыты, проведенные М.Ф. Бромлеем с нагретой струей, показали, что ее отрыв от плоскости при различных скоростях истечения из насадка в диапазоне значений числа Рейнольдса от 3100 до 19000 и критерия Архимеда от 0,0023 до 0,054 происходит на различных относительных расстояниях. Если величина Ar находится в пределах от 0,0023 до 0,0097, струя не отрывается от плоскости на расстоянии $x/d_0 = 22–25$, при Ar от 0,0127 до 0,0207 отрыв происходит на расстоянии $x/d_0 = 6–7$, а при Ar = 0,054 и Re = 3100 нагретая струя вообще не настилается на плоскость, отрываясь от плоскости вблизи насадка.

Применительно к охлажденным струям, настилающимся на потолок, исследования проводились более подробно, что позволило предложить формулы для определения точки отрыва:

- для компактных и неполных веерных струй расстояние от плоскости приточного отверстия до точки отрыва x_0 составляет

$$x_0 = 0{,}5H, \qquad (5.24)$$

- для плоских и веерных струй

$$x_0 = 0{,}4H, \qquad (5.25)$$

где H – геометрическая характеристика струи, более подробно рассматриваемая в следующем разделе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§29. Воздушные фонтаны

Воздушным фонтаном называется неизотермическая свободная воздушная струя, ось которой заметно отклоняется от прямой под действием гравитационных, (архимедовых) сил.

В зависимости от формы приточного отверстия различают фонтаны компактные, плоские, конические, веерные, закрученные и т.д.

Задача расчета о воздушном фонтане состоит в определении формы оси фонтана, а также в оценке скорости и избыточной температуры в любой точке на оси и в объеме струи фонтана.

В учебнике теория воздушных фонтанов излагается по И.А. Шепелеву.

Степень влияния гравитационных сил на траекторию струи, степень ее неизотермичности может оцениваться текущим критерием Архимеда Ar'_x или величиной геометрической характеристики фонтана (струи) H, предложенной И.А. Шепелевым. Текущий критерий Архимеда оценивает соотношение гравитационных и инерционных сил в поперечном сечении струи на расстоянии x от приточного отверстия:

$$Ar'_x = \frac{gx\Delta t_x}{v_x T_{окр}}. \qquad (5.26)$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с^2; x – расстояние от приточного отверстия воздухораспределителя до расчетного сечения, м; v_x – скорость воздуха на оси в сечении x; Δt_x – избыточная температура оси в сечении x.

Геометрическая характеристика струи может быть выражена через параметры воздушного потока на выходе из приточного отверстия и абсолютную температуру окружающего воздуха:

$$H = \sqrt{\frac{m^2 v_0^2 T_{окр}\sqrt{A_0}}{ng\Delta t_0}}. \qquad (5.27)$$

Ее можно преобразовать для струй различного вида в более простые формулы:

- компактные, конические и веерные струи

$$H \approx 5{,}45\frac{mv_0\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n\Delta t_0}}; \qquad (5.28)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• плоские струи

$$H \approx 9{,}6 \sqrt[3]{\frac{B_0 (m v_0)^4}{(n \Delta t_0)^2}}. \qquad (5.29)$$

Фонтан, независимо от схемы подачи, сохраняет первоначальное направление движения на расстоянии, м:

$$x < 0{,}45H. \qquad (5.30)$$

При вертикальной подаче нагретого воздуха сверху вниз струи воздушного фонтана полностью затормаживаются на расстоянии:

• компактные, конические и неполные веерные, м: $x = 0{,}55H$;

• плоские, м: $x = 0{,}8H$.

При вертикальной подаче неизотермичность можно не учитывать, если $x < 0{,}35H$ или $H/\sqrt{A_0} > 100$.

Уравнение оси струи воздушного фонтана составляется в прямоугольной системе координат с горизонтальной осью *0x*, вертикальной *0y*, с началом координат в центре приточного отверстия. Вводится дополнительная ось *0s*, направленная по вектору начальной скорости струи. Угол между абсциссой *0x* и осью *0s* составляет α (рис. 5.7).

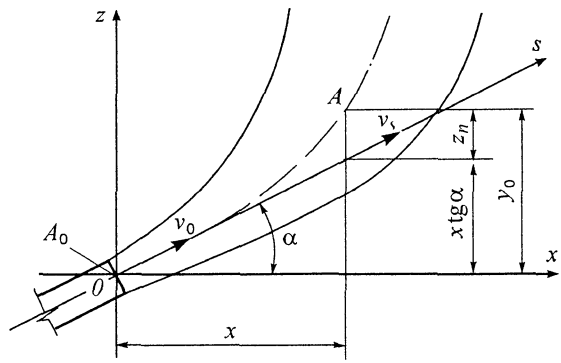


Рис 5.7. Схема воздушного фонтана, истекающего под углом к плоскости горизонта

Если бы струя была изотермической, то ее ось на всем протяжении совпадала бы с осью *0s*, и уравнение оси струи можно было бы записать как:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad (5.31)$$

В случае, если струя нагрета или охлаждена, ось струи отклоняется вверх или вниз от оси *0s*, и уравнение оси струи будет записываться в виде:

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha \pm z_n. \qquad (5.32)$$

Рассмотрев действие гравитационных сил на элементарный объем воздуха и проведя необходимые преобразования можно уравнение (5.32) записать в виде:

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha \pm \frac{ng\Delta t_0 x^3}{3m^2 T_{окр}\cos^3\alpha\sqrt{A_0}}. \qquad (5.33)$$

Если в выражении (5.33) комплекс безразмерных величин заменить на значение геометрической струи Н для конкретного вида струи, то выражение упростится и будет иметь вид:

- для компактных и веерных струй:

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha \pm 0{,}47\frac{x^3}{H^2\cos^3\alpha}; \qquad (5.34)$$

- для плоских струй:

$$y = x\,\mathrm{tg}\,\alpha \pm \frac{0{,}4x^{2,5}}{H^{1,5}\cos^{2,5}\alpha}. \qquad (5.35)$$

В выражениях (5.33), (5.34) и (5.35) знак плюс соответствует истечению охлажденного воздуха вверх, а знак минус – нагретой струи вниз.

Особенностью истечения неизотермических струй под углом к горизонту является наличие некоторой экстремальной точки, после прохождения которой струя изменяет направление движения: поднимающаяся струя начинается опускаться и наоборот.

Для практики вентилирования помещений особый интерес представляют воздушные фонтаны, нагретые и направленные вниз. Последний случай имеет место при вентиляции, совмещенной с воздушным отоплением.

Расстояние по горизонтали $x_д$ от центра истечения до точки пересечения оси струи с осью абсцисс x принято называть дальнобойностью. Формулы для определения дальнобойности струи можно получить из выражений (5.34) и (5.35), приравняв $y = 0$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В случае компактных и веерных струй:

$$x_д = 1,732H\cos\alpha\sqrt{\sin\alpha}. \quad (5.36)$$

В случае плоских струй:

$$x_д = 1,842\cos\alpha\sin^{0,667}\alpha. \quad (5.37)$$

Оптимальный угол, при котором дальнобойность воздушного фонтана будет максимальной, определяется из условия $dx_д/d\alpha = 0$ и составляет для компактной струи $\alpha_{опт} = 35°20'$, для плоской – $39°10'$.

Максимальная дальнобойность воздушного фонтана, соответствующая углу $\alpha_{опт}$, равна:

- для компактных и веерных струй

$$x_{д,\max} = 1,156H; \quad (5.38)$$

- для плоских струй

$$x_{д,\max} = 1,055H. \quad (5.39)$$

Координаты вершины воздушного фонтана (экстремальной точки, в которой происходит изменение направления движения воздуха по вертикали) $x_в$ и $y_в$:

- для компактных и неполных веерных струй

$$x_в = H\cos\alpha\sqrt{\sin\alpha}. \quad (5.40)$$

- для плоских струй

$$x_в = H\cos\alpha\sqrt{\sin^3\alpha}, \quad (5.41)$$

- для компактных и веерных струй

$$y_в = 0,667H\sqrt{\sin^3\alpha}; \quad (5.42)$$

- для плоских

$$y_в = 0,6H\sqrt[3]{\sin^5\alpha}. \quad (5.43)$$

Слабонеизотермические струи рассчитывают по формулам для свободных струй с введением поправочного коэффициента на неизотермичность.

Формулы, позволяющие определять параметры воздушных фонтанов, применяемые в расчетах воздухораспределения, представлены в табл. 5.3.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 5.3

Формулы для расчета воздушных фонтанов

Характеристики струи	Компактная, коническая, веерная струя	Плоская струя
1	2	3
Геометрическая характеристика фонтана (упрощенные формулы)	$H \approx 5,45 m v_0 \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n \Delta t_0}}$	$H \approx 9,6 \sqrt[3]{\frac{B_0 (m v_0)^4}{(n \Delta t_0)}}$
Ордината оси фонтана, истекающего под углом α, м	$y = x \operatorname{tg} \alpha \pm \frac{x^3}{3 H^2 \cos^3 \alpha}$	$y = x \operatorname{tg} \alpha \pm \frac{0,4 \sqrt{x^5}}{\sqrt{H^3 \cos^5 \alpha}}$
То же при горизонтальном выпуске струи, м	$y = \pm \frac{x^3}{3 H^2}$	$y = \pm \sqrt{\frac{x^5}{H^3}}$
Дальнобойность фонтана	$y = 1,732 H \cos \alpha \sqrt{\sin \alpha}$	$y = 1,842 H \cos \alpha \sqrt{\sin^3 \alpha}$
Оптимальный угол наклона	$\alpha_{опт} = 35° 20'$	$\alpha_{опт} = 39° 10'$
Максимальная дальнобойность, м	$x_{д,\max} = 1,155 H$	$x_{д,\max} = 1,055 H$
Абсцисса вершины, м	$x_в = H \cos \alpha \sqrt{\sin \alpha}$	$x_в = H \cos \alpha \sqrt[3]{\sin^2 \alpha}$
Ордината вершины, м	$y_в = 0,667 H \sqrt{\sin^3 \alpha}$	$y_в = 0,6 H \sqrt[3]{\sin^5 \alpha}$

Электронная библиотека http://lcgv.khstu.ru

1	2	3
Максимальная высота фонтана при $\alpha = \pi/2$	$y_{в,\text{макс.}} = 0{,}67H$	$y_{в,\text{макс}} = 0{,}6H$
Избыточная температура на оси Δt	$\Delta t = \dfrac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{x}$	$\Delta t = \dfrac{n\Delta t_0\sqrt{A_0\cos\alpha}}{\sqrt{x}}$
Скорость на оси, м/сек	$v_x = \dfrac{mv_0\sqrt{A_0}}{x}\times$ $\times\left\{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \dfrac{x^2}{(H\cos\alpha)^2}\right]^2\right\}^{0,5}$	$v_x = \dfrac{mv_0\sqrt{\cos\alpha A_0}}{x}\times$ $\times\left\{\cos^2\alpha + \left[\sin\alpha \pm \dfrac{\sqrt{x^3}}{\sqrt{H^3\cos^3\alpha}}\right]^2\right\}^{0,5}$
Первоначальное направление фонтана сохраняется независимо от схемы подачи струи, м	$x < 0{,}45H$	
При вертикальной подаче нагретого воздуха сверху вниз струи воздушного фонтана полностью затормаживаются на расстоянии, м	компактные, конические и неполные веерные $x = 0{,}55H$	плоские $x = 0{,}8H$
При вертикальной подаче неизотермичность не учитывается	$x < 0{,}35H$ или $\dfrac{H}{\sqrt{A_0}} > 100$	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§30. Естественные конвективные потоки над тепловыми источниками

Тепловые струи образуются над нагретыми поверхностями, при соприкосновении с которыми происходит нагрев воздуха. Плотность воздуха у поверхности уменьшается, возникает подъемная сила, нагретые объемы поднимаются, а на их место поступают новые, холодные. Этот процесс повторяется многократно. Таким образом, образуется восходящая тепловая струя.

Движение воздуха около горизонтальных нагретых поверхностей отличается сложностью, зависит от положения нагретой поверхности в пространстве и ее размеров (рис. 5.8).

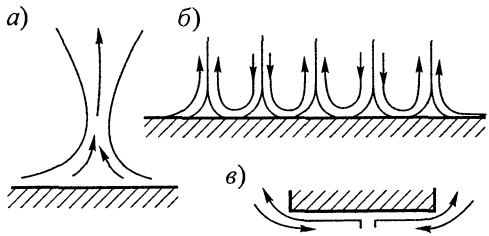


Рис 5.8. Характер свободного движения воздуха около горизонтальных нагретых поверхностей
а – обращенных вверх, *б* – то же на нагретой пластине большой площади; *в* – обращенных вниз

Конвективные струи изучали многие исследователи: Я.Б. Зельдович, Л. Прандтль, О.Г. Саттон, Б. Шмидт, Г.Н. Абрамович, В.М. Эльтерман, И.А. Шепелев и др.

На основе этих исследований составлена схема тепловой струи, возникающая над нагретой пластиной небольших размеров, обращенной вверх и замоноличенной в бесконечную плоскость.

Струя состоит из 4-х зон (рис. 5.9):

I – пограничный слой, состоящий из ламинарного подслоя, расположенного непосредственно на поверхности пластины и основного пограничного слоя поверх него; максимальная толщина может составлять $0{,}2d$.

II – разгонный участок, скорость подъема возрастает;

III – переходный участок, поля скорости перестраиваются в поле основного участка струй механической природы;

IV – основной участок.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

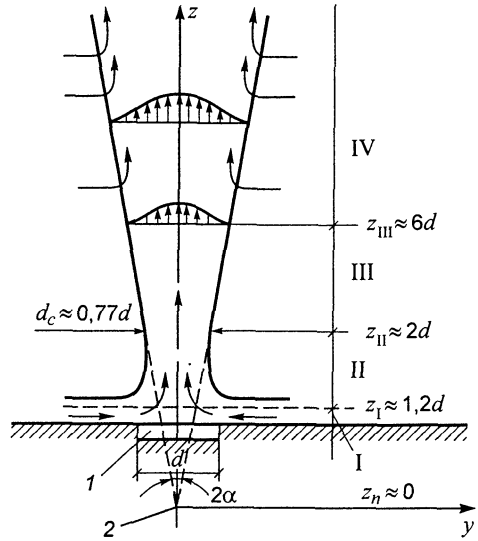


Рис. 5.9. Схема тепловой струи, развивающейся в неограниченном пространстве
1 – нагретая пластина, *2* – полюс струи, I-IV – зоны

При получении расчетных формул были приняты допущения:

• профили скоростей тепловой струи и избыточных температур аналогичны профилям в неизотермической струе, рассмотренной ранее;

• количество переносимого тепла в каждом поперечном сечении одинаково

$$q_z = q_0, \tag{5.44}$$

где q_z – количество тепла, переносимого конвективным потоком через поперечное сечение на уровне z, q_0 – количество тепла, выделяемого источником.

Теорема о количестве движения в приложении к конвективному потоку формулируется как: приращение количества движения массы воздуха, переносимого от одного поперечного сечения к другому, равно подъемной (архимедовой) силе.

$$dI_z = dP_z, \tag{5.45}$$

где dI_z – элементарное приращение количества движения конвективного потока от уровня z до уровня $z + \Delta z$; dP_z подъемная сила, действующая на элементарный слой потока толщиной dz.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

А.И. Шепелев предложил формулы для определения скорости и избыточной температуры в произвольной точке тепловой струи:

$$v_{z1,r1} = v_{z1} \exp\left[-0,5\left(\frac{r_1}{cz_1}\right)^2\right], \tag{5.46}$$

$$\Delta t_{z1,r1} = \Delta t_{z1} \exp\left[-0,4\left(\frac{r_1}{cz_1}\right)\right], \tag{5.47}$$

где $v_{z1,r1}$ и v_{z1} – скорость воздуха в текущей точке и на оси конвективного потока на уровне $z1$, м/с; $\Delta t_{z1,r1}$ и Δt_{z1} – избыточная температура в тех же точках конвективного потока.

Скорости и избыточные температуры на оси струи можно определить на основе уравнений, полученных исходя из теории размерностей, Я.Б. Зельдовичем, Л. Прандтлем и В. Шмидтом:

$$v_z = \frac{CQ^{0,33}}{z^{0,33}}, \tag{5.48}$$

$$\Delta t_z = \frac{BQ^{0,66}}{z^{1,66}}, \tag{5.49}$$

где Q – тепловая мощность нагретой пластины в Вт.

В.М. Эльтерманом было установлено, что на коэффициенты C и B оказывают значительное влияние форма, расположение источника и условия подтекания к нему воздуха. Затрудненное подтекание воздуха ведет к увеличению разрежения над нагретой поверхностью и уменьшению подъемной силы. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению скорости в струе и возрастанию избыточной температуры.

Кинематическая и тепловая границы тепловой струи определяются по величине, скорости $v_{гр}$ и избыточной температуры $\Delta t_{гр}$ на границе:

$$r_{v,гр} = cz\sqrt{0,66\ln\frac{C^3Q_0}{v_{гр}^3 z}}, \tag{5.50}$$

$$r_{гр\ \Delta t} = \frac{cz}{0,8}\sqrt{0,66\ln\frac{B^3Q^2}{\Delta t_{гр}^3 z^5}}, \tag{5.51}$$

где c – экспериментальный коэффициент, вероятное значение которого для осесимметричных струй $c = 0,082$; для плоских струй $c = 0,12$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Объемный секундный расход воздуха, проходящий через поперечное сечение тепловой струи, равен:

$$L_z = C_1 Q_0^{0,33} z^{1,66}. \qquad (5.52)$$

Значения коэффициентов пропорциональности C, B, C_1 и C_2 представлены в табл. 5.4.

Таблица 5 4

Величины коэффициентов пропорциональности для основного участка струи

Определяемая величина	Коэффициенты пропорциональности		Размерность коэффициента пропорциональности
	заделанной заподлицо с плоскостью	установленной на основании	
Скорость на оси струи	$C = 0{,}13$	$C = 0{,}168$	$м^{1,33}/(с \cdot Вт^{1,33})$
Избыточная температура, К	$B = 0{,}53$	$B = 0{,}415$	$К \cdot м^{1,66}/Вт^{0,66}$
Расход воздуха в струе, м/с	$C_1 = 511 \cdot 10^{-6}$	$C_1 = 589 \cdot 10^{-6}$	$м^{1,33}/Вт^{0,33}$

§31. Движение воздуха вблизи вытяжных отверстий

Вблизи вытяжных отверстий формируется скоростное поле, называемое *спектром всасывания*. Непосредственной причиной образования движения воздуха в направлении к всасывающему отверстию является падение давления вблизи него, вызываемого работой отсасывающего устройства. Спектр всасывания графически изображается в виде сетки, состоящей из *линий тока* и *кривых равных скоростей* (*изотахи*).

Особенность перемещения воздуха к всасывающему отверстию:

- воздух, перемещающийся к всасывающему отверстию ведет себя как идеальная жидкость;
- относительная небольшая область проявления заметного движения воздуха вблизи всасывающего отверстия; объясняется тем, что воздух беспрепятственно со всех сторон подтекает к отверстию.

Указанные особенности позволяют рассматривать движение воздуха как потенциальное течение и применять для исследования закономерности точечных и линейных стоков.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Экспериментально исследовано движение воздуха вблизи всасывающих отверстий различной формы: круглых, квадратных, прямоугольных, щелевидных с различным соотношением размеров сторон. Для этих отверстий получены поля скоростей всасывания. На рис. 5.10 приведен спектр всасывания у круглого отверстия с острыми кромками, в котором скорости отнесены к скорости в в центре отверстия. Из рисунка следует, что на расстоянии $x = 1{,}03d_0$ скорость движения воздуха составляет всего 5% от скорости в центре отверстия. Для сопоставления дальнодействия спектра всасывания и приточных струй отметим, что в приточной круглой струе такое же соотношение скоростей на оси струи и осевой скорости на выходе из отверстия наблюдается на расстоянии $x \approx 100d_0$. Кривые распределения относительных скоростей несколько вытянуты и более похожи на дуги эллипса, чем на окружности, и только на расстоянии $x > d_0$ сравнительно хорошо описываются окружностями с центром, находящемся примерно в центре всасывающего отверстия, поэтому изменение скоростей перед отверстием приближенно может быть вычислено по закономерностям точечного стока на расстояниях, превышающих расстояние $1{,}03d_0$.

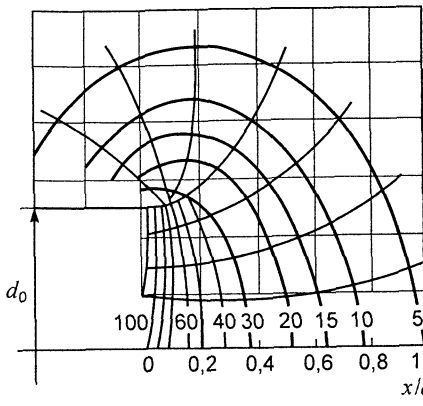


Рис. 5 10 Спектр скоростей всасывания у круглого отверстия с острыми кромками

Спектр скоростей всасывания для отверстий квадратной формы мало отличается от спектра для круглого отверстия. Например, если для круглого отверстия $v_{ось}/v_0 = 0{,}05$ наблюдается на расстоянии $x = 1{,}03d_0$, то для квадратного – на расстоянии $1{,}2 \cdot 2B_0$.

Зона всасывания у вытяжных отверстий прямоугольной формы оказывается более активной, чем у круглых или квадратных, так как прямоугольные отверстия приближаются к линейному стоку и тем больше, чем больше соотношение сторон.

На рисунке 5.11 приведен спектр всасывания у прямоугольного отверстия с острыми кромками и отношением сторон 1:10. В этом случае на расстоянии $x = 2B$ скорость $v_{ось} \approx 0{,}22v_0$, то есть почти в 4,5 раза больше, нежели для круглого отверстия при $x = d_0$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

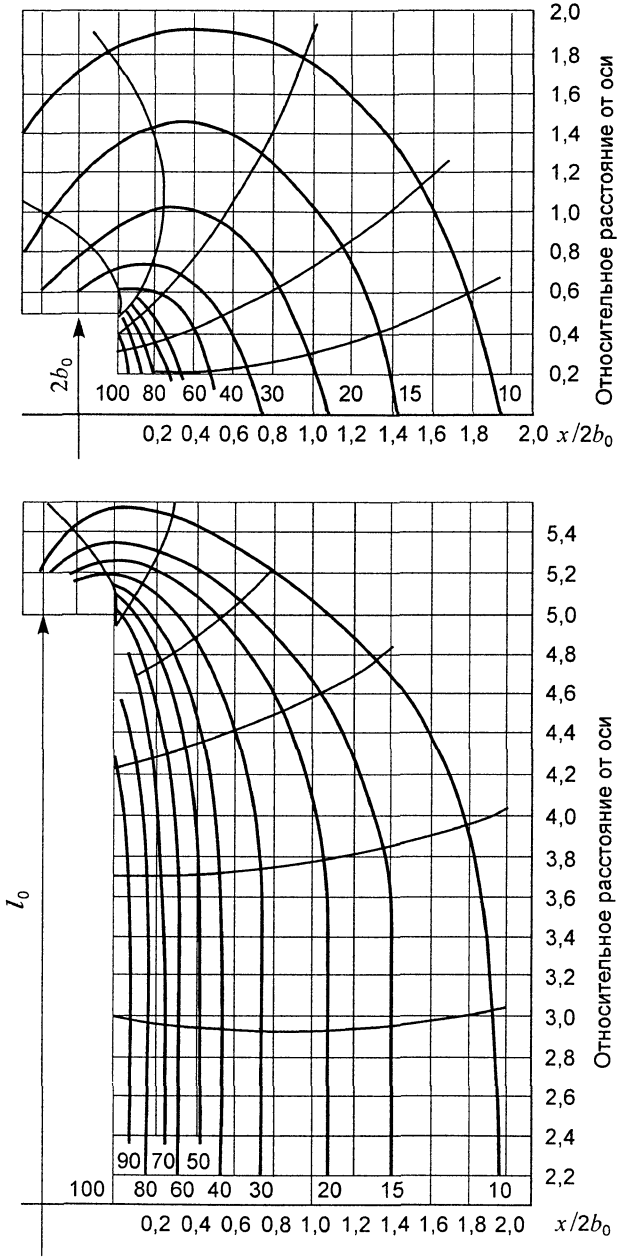


Рис 5.11. Спектр скоростей всасывания у прямоугольного отверстия с соотношением сторон 1.10

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если относительные расстояния выразить не через линейный размер отверстия, а через гидравлический радиус A, то распределение скоростей у всасывающего отверстия можно представить на одном графике. Такой график для отверстий с острыми кромками приведен на рисунке 5.12. Здесь на оси ординат отложены относительные скорости $v_{ось}/v_0$ (отношение скорости в рассматриваемой точке на оси к скорости в центре всасывающего отверстия), а по оси абсцисс – относительные расстояния x/A (отношение расстояния от плоскости всасывания до рассматриваемой точки к гидравлическому радиусу отверстия).

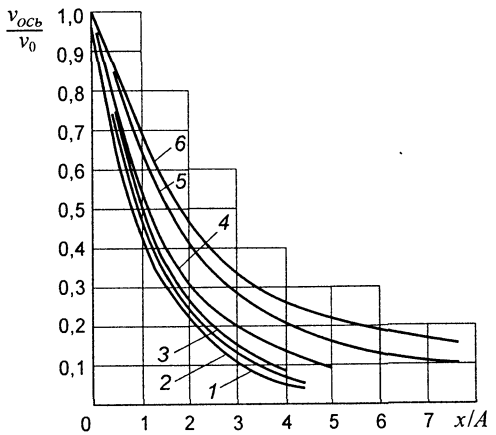


Рис 5.12. Кривые затухания осевых скоростей при различной форме всасывающего отверстия

1 – круглого, *2* – квадратного, *3* – круглого с фланцем; *4* – прямоугольного с соотношением сторон 1.2; *5* – то же, 1:10, *6* – щелевого с соотношением сторон 1:80

§32. Взаимодействие воздушных потоков друг с другом

В вентилируемом помещении воздушные потоки взаимодействуют друг с другом. При этом происходит перестройка скоростных полей. Ниже рассматриваются количественные соотношения при взаимодействии 2-х компактных приточных струй и 2-х тепловых, расположенных на некотором расстоянии друг от друга.

Взаимодействие двух расположенных рядом приточных струй, размещенных в одной стенке. При истечении струи развиваются сначала как свободные, затем, на некотором расстоянии от приточных отверстий начинают взаимодействовать, сливаясь, в итоге, в одну струю (рис. 5.13).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

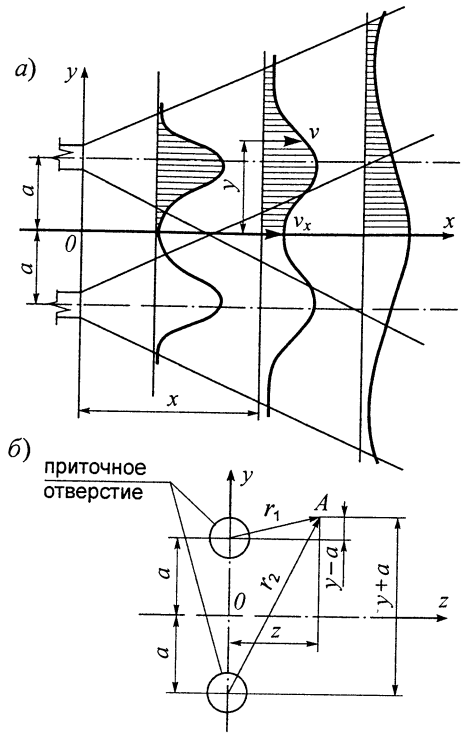


Рис. 5.13. Схемы взаимодействия двух параллельных приточных струй: профиль (*а*) и анфас (*б*)

Поместим начало прямоугольных координат в точку на поверхности стены, которая делит расстояние между центрами приточных отверстий пополам, ось x параллельна векторам скоростей истечения, ось y проходит через центры (плоскости) приточных отверстий, а ось z нормальна к ней. Расстояние между центрами при точных отверстий принимаем равным $2a$ (рис. 5.13*а*).

Свободно развивающиеся вначале струи на некотором удалении от стены начинают взаимодействовать. При этом происходит суммирование количеств их движения, поэтому скорость результирующего воздушного потока приближенно может определяться выражением:

$$v^2 = v_1^2 + v_2^2, \qquad (5.53)$$

где v_1 и v_2 – скорости потока, формирующимися в струях при их независимом развитии и определяемыми уравнением (5.11):

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$v_1 = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x}\exp\left[-0,5\left(\frac{r_1}{cx}\right)^2\right], \tag{5.54}$$

$$v_2 = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x}\exp\left[-0,5\left(\frac{r_2}{cx}\right)^2\right]. \tag{5.55}$$

Расстояние от выбранной произвольной точки пространства до собственной оси равно (рис. 5.13):

- более близкой струи

$$r_1 = \sqrt{(y-a)^2 + z^2}; \tag{5.56}$$

- более далекой струи

$$r_2 = \sqrt{(y+a)^2 + z^2}. \tag{5.57}$$

Решив совместно пять последних равенств (5.53)–(5.57), получим уравнение, определяющее скорость движения воздуха в произвольной точке пространства для двух одинаковых, параллельно развивающихся струй:

$$v = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x}\exp\left[-0,5\left(\frac{z}{cx}\right)^2\right]\times \\ \times\sqrt{\exp\left[-0,5\left(\frac{y-a}{cx}\right)^2\right]+\exp\left[-0,5\left(\frac{y+a}{cx}\right)^2\right]}. \tag{5.58}$$

Положив в уравнении (5.58) $z = 0$, получим формулу для суммарной скорости потока в плоскости xy:

$$v = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x}\sqrt{\exp\left[-0,5\left(\frac{y-a}{cx}\right)^2\right]+\exp\left[-0,5\left(\frac{y+a}{cx}\right)^2\right]}. \tag{5.59}$$

Для двух неодинаковых компактных струй, истекающих из отверстий площадью A_{01} и A_{02} с начальной скоростью v_{01} и v_{02}, формула (5.59) преобразуется в следующий вид:

$$v = \frac{m}{x}\sqrt{v_{01}\sqrt{A_{01}}\exp\left[-0,5\left(\frac{y-a}{cx}\right)^2\right]+v_{02}\sqrt{A_{02}}\exp\left[-0,5\left(\frac{y+a}{cx}\right)^2\right]}. \tag{5.60}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Взаимодействие двух тепловых струй, расположенных рядом. Задача решается для случая определения скорости в произвольной точке струи, образованной двумя точечными источниками конвективных потоков воздуха с одинаковой теплопроизводительностью Q_1 и Q_2. Полученный результат может быть применен для приблизительной оценки скорости от нагретых источников конечных размеров. Расстояние между центрами источников $2a$ (рис. 5.14) начало прямоугольных координат в середине отрезка, соединяющего центры тепловых источников, ось x нормальна к этому отрезку, а ось z – направлена вертикально вверх.

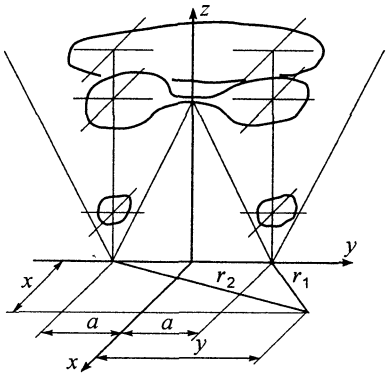


Рис. 5.14. Схема взаимодействия двух одинаковых конвективных потоков

В тепловых струях количество избыточной теплоты прямо пропорционально скорости воздуха в третьей степени, поэтому вертикальная составляющая скорости потока (третья степень скорости) в произвольной точке $A(x,y,z)$ равна:

- для источника 1, более близкого к точке A

$$v_1^3 = \frac{C^3 Q_1}{z} \exp\left[-0,5\left(\frac{r_1}{cz}\right)^2\right]^3; \qquad (5.61)$$

- для источника 2, более далекого от точки A

$$v_2^3 = \frac{C^3 Q_2}{z} \exp\left[-0,5\left(\frac{r_2}{cz}\right)^2\right]^3, \qquad (5.62)$$

где r_1 и r_2 расстояние от проекции произвольной точки пространства до центра рассматриваемых тепловых источников, причем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$r_1 = \sqrt{x^2 + (y-a)^2}, \tag{5.63}$$

$$r_1 = \sqrt{x^2 + (y+a)^2}. \tag{5.64}$$

$$v_1^3 = \frac{C^3 Q_1}{z} \exp\left[-0,5\left(\frac{x}{cz}\right)^2\right]^3 \exp\left[-0,5\left(\frac{y}{cz}\right)^2\right]^3, \tag{5.65}$$

$$v_2^3 = \frac{C^3 Q_2}{z} \exp\left[-0,5\left(\frac{x}{cz}\right)^2\right]^3 \exp\left[-0,5\left(\frac{y}{cz}\right)^2\right]^3. \tag{5.66}$$

В тепловой струе количество избыточной теплоты постоянно. Следовательно, при взаимодействии конвективных потоков в любом сечении (точке) результирующей струи количество теплоты Q_z равно сумме конвективных составляющих каждого источника $Q_{z,1}$ и $Q_{z,2}$

$$Q_z = Q_{z,1} + Q_{z,2},$$

а количество теплоты пропорционально третьей степени скорости. Поэтому при взаимодействии конвективных потоков следует исходить из правила сложения кубов скоростей:

$$v^3 = v_1^3 + v_2^3, \tag{5.67}$$

Взаимное решение уравнений (5.65), (5.66) и (5.67) дает формулу для скорости движения воздуха в произвольной точке конвективного потока, образованного двумя одинаковыми тепловыми источниками:

$$v = \frac{C Q_z^{0,33}}{z^{0,33}} \exp\left[-0,5\left(\frac{x}{cz}\right)^2\right] \times \left\{\exp\left[-0,5\left(\frac{y-a}{cz}\right)^2\right] + \exp\left[-0,5\left(\frac{y+a}{cz}\right)^2\right]\right\}. \tag{5.68}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 6

ПОСТУПЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ, ВЛАГИ И ВРЕДНЫХ ВЫДЕЛЕНИЙ В ВОЗДУХ ПОМЕЩЕНИЯ

В практике проектирования вентиляции применяются несколько способов определения величин потоков вредных выделений, поступающих в помещение:

- для сравнительно простых процессов расчетные методики используют аналитические зависимости, основанные на законах и зависимостях физики, химии, тепло- и массообмена, других дисциплин;
- путем исследования процессов на экспериментальных стендах и обобщения результатов экспериментов с применением аппарата теории подобия;
- обработкой большого числа натурных замеров с использованием статистических методов и получением расчетных формул или обобщенных данных о количестве вредных выделений, поступающих в воздух помещения в единицу времени;
- в случае технологических процессов, физическая природа которых сложна для описания алгоритмом расчетных формул, используют данные натурных замеров, которые обобщаются в виде удельных количеств вредных выделений, отнесенных к единице выпускаемой продукции или единице массы выпускаемой продукции.

§ 33. Основные виды вредных выделений в гражданских и производственных зданиях

В условиях производства на самочувствие человека и производительность его труда влияют вредных выделения (в технической литературе часто называемые «вредности»). Каждый вид вредного выделения имеет свой источник и негативно воздействует на конкретный орган или систему тканей человеческого организма.

Ниже приводится описание некоторых видов вредных выделений, которые могут помочь в определении *одно-* и *разнонаправленности* их действия.

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 определенный орган или

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

группу органов. *Показатель одно- или разнонаправленности действия вредных выделений является важным для вентиляционной техники, так как от него зависит способ определения расчетного воздухообмена.*

Ниже приводится краткая характеристика вредных выделений, наиболее часто встречающихся в помещениях промышленных предприятий.

Конвективное тепло передается воздуху помещения людьми и животными, нагретыми поверхностями технологического оборудования, расплавленным металлом и т. п., вызывая повышение температуры в рабочей зоне помещения против норм, что приводит к возрастанию нагрузки на сердечно-сосудистую систему.

Лучистое тепло поступает от расплавленного металла, нагретых стенок печей, горячих ванн, нагретых отливок и т.п. Интенсивность теплового излучения в некоторых случаях может достигать 2800 Вт/м^2 и более.

Вызывает нагрев не только кожи, но и внутренних тканей тела человека, способствует обезвоживанию организма, следствием которого является тепловой удар. Конвективные и лучистые тепловыделения в умеренных количествах не являются вредными выделениями. Они становятся таковыми, когда становятся теплоизбытками и ухудшают теплоотдачу человеческого организма. Теплоизбытки (теплонедостатки) определяются на основе теплового баланса помещения.

Влага (водяные пары) поступает в воздух помещений от человека и животных, от технологических процессов, связанных с применением воды или водяного пара. Работа в условиях повышенной влажности может явиться причиной заболевания ревматизмом. Аналогично поступлениям теплоты влаговыделения также не являются вредностями. Ими становятся влагоизбытки, повышающие влажность воздуха выше предела, установленными нормами. Влагоизбытки определяются по балансу как разность влаговыделений и потерь влаги.

Окись углерода CO – угарный газ, без запаха и цвета, является продуктом неполного сгорания углерода. Окись углерода более активно, нежели кислород воздуха соединяется с гемоглобином крови, связывает его и вызывает кислородное голодание организма. Поскольку окись углерода легче воздуха, она может интенсивно распространяться по помещению. Признаки отравления: головная боль, тошнота, слабость, при длительном вдыхании возможен летальный исход.

Сернистый газ $S0_2$ – бесцветный газ с едким запахом. Образуется при сжигании топлива или веществ, содержащих серу. Раздра-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

жающе действует на слизистые оболочки верхних дыхательных путей и глаз. Может явиться причиной отека легких, заканчивающегося параличом дыхания.

Пары растворителей. Выделяются при окраске и сушке окрашенных изделий, при разбавлении и растворении лаков и красок, обезжиривании деталей, растворении органических веществ. К растворителям относятся бензин, метиловый спирт, ацетон, бензол, толуол, скипидар, уайт-спирт, 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. Ее соли, цианиды или цианистые соли, применяют в термических цехах при цементации поверхности металлов. В гальванических цехах выделяется цианистый водород при выполнении электрохимических процессов 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, при производстве красок и т.д. Пары и пыль марганца, попадая в организм человека, вызывают тяжелые заболевания.

Свинец Pb. Интенсивно испаряется при температуре 500°С. Пары свинца в воздухе быстро окисляются, образуя высокодисперсные аэрозоли окислов свинца. Свинец и его соединения применяют при производстве аккумуляторов, свинцовых красок в полиграфии, при пайке изделий и т.д. Различные соединения свинца, попадая в организм человека, вызывают болезненные изменения нервной системы, старение эритроцитов крови, сосудов.

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

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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, отек легких, кровоизлияния, конъюктивит.

Хлор – действует на верхние дыхательные пути, у вызывает предрасположенность к туберкулезу 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 и атмосферу в результате технологических процессов, связанных с дроблением, шлифовкой, механической очисткой поверхностей от окалины и т.д. Значительное выделение пыли происходит в цехах предприятий текстильной, горнорудной, металлообрабатывающей, деревообрабатывающей, зерноперерабатывающей и других отраслей промышленности.

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.).

Пыли, образующиеся при размельчении горючих материалов, взрывоопасны вследствие очень развитой суммарной поверхности пылевых частиц по сравнению с поверхностью вещества, из которого они получены. К таким пылям относятся мучная, угольная, табачная, сахарная и др.

§ 34. Поступления и потери теплоты в помещениях гражданских и производственных зданий

Теплопоступления от людей поступают в окружающую среду в виде явной и скрытой теплоты. Явное тепло отдается окружающей среде в результате конвективного и лучистого теплообмена. Скрытое тепло – представляет собой теплосодержание водяных паров, испаряющихся с поверхности тела и легких человека.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Полное количество выделяемой человеком теплоты зависит, в основном, от степени тяжести выполняемой работы и в меньшей мере от температуры помещения и теплозащитных свойств одежды.

Количество явного тепла, Вт, выделяемого человеком может быть рассчитано по формуле:

$$Q_{ч\ я} = \beta_u \beta_{од} (2{,}5 + 10{,}3\sqrt{v_в})(35 - t_п), \qquad (6.1)$$

где β_u – коэффициент, учитывающий интенсивность выполняемой работы и равный 1 для легкой работы, 1,07 – для работы средней тяжести и 1,15 в случае тяжелой работы; $\beta_{од}$ – коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства одежды, равный 1 для легкой одежды, 0,65 для обычной и 0,4 для утепленной одежды; $v_в$ – скорость движения окружающего воздуха, м/с; $t_п$ – температура помещения, °С.

В табл. 6.1 приведены данные по явным, полным выделениям тепла и влаговыделениям, для мужчин в зависимости от степени тяжести работы. Принято считать, что женщины выделяют 85%, а дети – 75% от приведенных величин.

Таблица 6.1

	Количество теплоты, Вт, и влаги, г/ч, выделяемых людьми при температуре воздуха в помещении					
	10	15	20	25	30	35
1	2	3	4	5	6	7
В состоянии покоя						
Теплота:						
• явная	140	120	90	60	40	10
• полная	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
При легкой работе						
Теплота:						
• явная	150	120	100	65	40	5
• полная	180	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
Теплота:						
• явная	165	135	105	70	40	5
• полная	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1	2	3	4	5	6	7
При тяжелой работе						
Теплота:						
• явная	200	165	130	95	50	10
• полная	290	290	290	290	290	290
Влага	135	185	240	295	355	415

Теплопоступления от искусственного освещения. Принято считать, что вся электрическая энергия, затрачиваемая на освещение, полностью переходит в теплоту. Величины освещенности на уровне рабочих мест и электрической мощности освещения определяется видом работ, выполняемых в помещении. Если электрическая мощность освещения $N_{осв}$, кВт, известна, то теплопоступления в помещение $Q_{т\,п}$ можно определить как:

$$Q_{т\,п} = 1000 N_{осв}, \text{ Вт.} \qquad (6.2)$$

В тех случаях, когда источник света находится за пределами помещения (за остекленной поверхностью, в составе вентилируемого светильника) в него поступает только радиационное излучение (видимая и невидимая часть спектра электромагнитных излучений).

В этом случае, доля тепловой мощности освещения, поступающая в помещение $\eta_{осв}$ от люминесцентных светильников, встроенных в чердачное перекрытие составляет 40%.

Если электрическая мощность освещения неизвестна, ее можно определить по величине нормируемой освещенности с помощью формулы:

$$Q_{осв} = EFq_{осв}\eta_{осв}, \qquad (6.3)$$

где E – расчетная освещенность, лк; F – площадь пола помещения, м^2; $q_{осв}$ – удельные тепловыделения Вт/м^2 на 1 лк освещенности, составляющая от 0,05 до 0,13 для люминесцентных светильников и от 0,13 до 0,25 для ламп накаливания; $\eta_{осв}$ – доля световой энергии, поступающей в помещение.

В табл. 6.2 приведены нормы освещенности для помещений различного назначения.

Тепловыделения от источников освещения рабочих мест учитываются в тепловом балансе помещения независимо от периода года

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

и времени суток в пределах рабочего времени, а от источников общего освещения – с учетом времени суток и архитектурно – планировочного решения.

Таблица 6.2

Нормы освещенности помещений различного назначения

Помещения	Освещенность 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 комнаты 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, их расчет подробно рассмотрен в курсе «Отопление». Теплопотери через них в теплый период года невелики и могут определяться пересчетом теплопотерь холодного периода года пропорционально отношению расчетных разностей температур внутреннего и наружного воздуха.

Теплопотери или теплопоступления через внутренние перегородки учитываются тепловом балансе, если разность температур между воздухом расчетного помещения и смежного превышает 3°С. Если расчетное помещение соседствует с кондиционируемым, в котором поддерживаются оптимальные параметры воздуха, термиче-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ское сопротивление внутренних перегородок принимается не менее единицы.

Теплопоступления через наружные ограждения от солнечной радиации и наружного воздуха имеют место как через массивные (бесчердачные покрытия) так лучепрозрачные (окна, зенитные фонари) ограждения. Через остекленные поверхности солнечная радиация поступает в помещение непосредственно, а бесчердачные покрытия с рулонной кровлей нагреваются солнечной радиацией до температуры значительно превышающей температуру наружного воздуха.

В инженерной методике кривую суточного изменения температуры принято описывать правильным гармоническим колебанием с суточным периодом, определяемым средней за сутки температурой $t_{н0}$, амплитудой суточных колебаний $A_{tн}$ и временем максимума наружной температуры $z_{tн}^{макс}$. Для всех географических пунктов время максимума температуры наружного воздуха принимается равным 13 часам.

Влияние солнечного облучения учитывается прибавлением к температуре наружного воздуха эквивалентной добавки $pq/\alpha_н$, с целью получения условной наружной температуры:

$$t_{усл} = t_н + \frac{pq}{\alpha_н}, \qquad (6.4)$$

где p – коэффициент поглощения солнечной радиации поверхностью ограждения; $\alpha_н$ – коэффициент теплообмена на наружной поверхности ограждения.

Температура наружного воздуха и величина потока солнечной радиации изменяются во времени, поэтому и температура $t_{усл}$ также изменяется в течение суток. Изменение условной температуры определяется как суточное гармоническое колебание, имеющее среднее значение $t_{усл\,0}$, амплитуду $A_{t,усл}$ и время максимума $z_{t,усл}^{макс}$. Амплитуда температурного колебания на наружной поверхности достигает внутренней поверхности спустя некоторое количество часов, (коэффициент запаздывания ε) и ослабленным в ν количество раз, (коэффициент затухания).

$$t_{вн\ пов} = t_{усл\,0} + \beta \frac{A_{t\ усл}}{\nu},$$

где β – временной коэффициент, равный 1 для часа суток $z_{tн}^{макс}$, соответствующего времени максимальных теплопоступлений в по-

Электронная библиотека http://tgv.knstu.ru

мещение и изменяющийся во времени в зависимости от разности $\left|z - z_{тн}^{макс}\right|$:

$$\beta = \cos\frac{\left|z - z_{тн}^{макс}\right|\pi}{12}.$$

Коэффициент затухания амплитуды условной наружного воздуха в толще ограждения равен:

$$\nu \approx 2^{D}\left(0{,}83 + 3\frac{\sum_{0}^{i} R_i}{D}\right)\beta_{сл}\beta_{в\,п}. \qquad (6.5)$$

где D – характеристика тепловой инерции ограждения; ΣR_i – сумма сопротивлений материальных слоев ограждения; $\beta_{сл}$ – коэффициент, учитывающий последовательность расположения основных (конструктивного и теплоизоляционного) слоев:

$$\beta_{сл} = 0{,}85 + 0{,}15\frac{s_2}{s_1}, \qquad (6.6)$$

s – коэффициент теплоусвоения материала, индексы 1 и 2 у коэффициентов s определяют последовательность расположения основных слоев в ограждении по ходу температурной волны; $\beta_{в\,п}$ учитывает наличие в конструкции ограждений герметичной воздушной прослойки:

$$\beta_{в\,п} = 1 + 0{,}5R_{в\,п}D/\Sigma R_i, \qquad (6.7)$$

где $R_{в\,п}$ – сопротивление теплопередачи герметичной воздушной прослойки.

Время поступления в помещение максимального количества теплоты определяется как:

$$z_q^{макс} = 13\,\text{ч} + \varepsilon. \qquad (6.8)$$

Показатель запаздывания ε, в основном, зависит от величины D ограждения и равен:

$$\varepsilon = 2{,}71D - 0{,}41. \qquad (6.9)$$

Теплопоступления через светопрозрачные ограждения формируются прямой и рассеянной солнечной радиацией и величиной

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

трансмиссионных теплопоступлений (или теплопотерь) вследствие разности условной температуры воздуха снаружи и температуры воздуха внутри помещения. Тепловая инерционность заполнения светового проема невелика, расчет теплопоступлений ведется по формуле стационарной теплопередачи.

$$Q_{тп} = \frac{A_{ок}}{R_{0,ок}}(t_н^{усл} - t_у), \qquad (6.10)$$

где $R_{0,ок}$ $A_{ок}$ – термическое сопротивление и площадь окна или зенитного фонаря, соответственно: м^2·°С/Вт и м^2.

Процесс поступления солнечной радиации через остекление достаточно сложен, он сопровождается частичным отражением лучистого потока во вне на каждой из поверхностей стекла и некоторым поглощением лучистой энергии толщью стекла. Поэтому потоки радиации, поступающие в помещение через окно с одинарным и двойным остеклением, будут различны. На величину потока влияют степень затененности переплетами окна и загрязненность остекления.

Наружная поверхность остекления обычно бывает заглублена относительно плоскости наружной стены, поэтому при косом освещении, тень откоса стены падает на остекление. Еще большая затененность имеет место в случае применения специальных солнцезащитных устройств. Через затененную часть остекления в помещение поступает только рассеянная радиация $q_р$, через освещенную – и рассеянная $q_р$, и прямая $q_п$. Затененная и освещенная части окна определяются несложным графическим построением или по специальным формулам.

Теплопоступления солнечной радиации $Q_р$ через окно, равно сумме тепловых потоков солнечной радиации, поступающих через освещенную $Q_{р\,о}$ и затененную $Q_{р\,т}$ части окна с учетом поправок на затенение переплетами окна и загрязнение атмосферы $K_{з\,а}$ и загрязнение стекла $K_{з\,ст}$:

$$Q_р = (Q_{р\,о} + Q_{р\,т})K_{з\,а}K_{з\,ст} = \left[(q_п + q_р)A_о + q_р A_т\right]K_{з\,а}K_{з\,ст}, \qquad (6.11)$$

$$A_{ок} = A_о + A_т.$$

Общие теплопоступления через массивные и светопрозрачные ограждения в помещение определяют с учетом того, что время максимальных теплопоступлений у массивных и светопрозрачных ограждений не совпадает. Вычисления теплопоступлений через

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

массивные и светопрозрачные ограждения проводят с интервалом в один час в пределах рабочего дня и определяют фактическую величину теплопоступлений суммированием их в пределах одного часа. В качестве расчетных принимают максимальные суммарные теплопоступления в период рабочего времени.

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. Температура жидкости обычно бывает задана технологическим проектом.

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

$$q = \alpha_{пов}(t_{пов} - t_в) = (\varepsilon_{пр} C_0 b + A\sqrt[3]{t_{пов} - t_в})(t_{пов} - t_в). \qquad (6.12)$$

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 $\varepsilon_{пр} C_0$ может быть принят равным 4,7. Температурный коэффициент b, равен:

$$b = 0,81 + 0,005(t_{пов} + t_в). \qquad (6.13)$$

Коэффициент A в формуле 6.12 для вертикальной поверхности следует принимать по данным табл. 6.3.

Таблица 6.3

$t_{пов}$, °С	A	$t_{пов}$, °С	A
20	1,67	380	1,41
80	1,60	480	1,36
180	1,53	580	1,33
280	1,47	980	1,19

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

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Коэффициент полного теплообмена между нагретой стенкой и помещением может быть также определен по графику, приведенному на рис. 6.1.

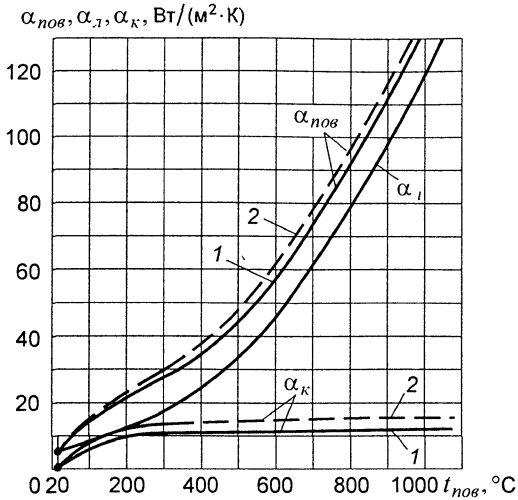


Рис. 6.1. Зависимости коэффициентов полного $\alpha_{пов}$, лучистого $\alpha_л$ и конвективного $\alpha_к$ теплообмена от температуры для вертикальной (*1*) и горизонтальной, обращенной вверх (*2*) поверхностей

Теплопоступления от нагретых поверхностей теплоизолированных металлических стенок определяют в предположении о стационарном режиме теплопередачи. Температура наружной поверхности теплоизолированных металлических или стенок, выполненных из неметаллических материалов и обладающих заметным термическим сопротивлением, отличается от температуры жидкости в емкости или трубе.

В случае ручного счета вычисления ведут методом попыток, задаваясь последовательно различными значениями температуры наружной поверхности стенки при известной температуре внутренней поверхности, принимаемой равной температуре жидкости. Критерием правильности выбора температуры поверхности является равенство потоков теплоты, проходящих через толщу стенки до наружной поверхности и отдаваемого наружной поверхностью конвекцией и излучением. По величине этого потока вычисляют теплопоступления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Теплопоступления от наружной поверхности промышленных печей. Диапазон температур, который выдерживается в печах $t_{печ}$ может колебаться от 250 до 1400°С и выше. В зависимости от рабочей температуры стенка печи может выполняться полностью из обыкновенного глиняного кирпича, либо иметь футеровку, выполняемую из шамота или иного огнеупора.

Тепловыделения печами в окружающую среду обычно принимают по данным технологов. Для печей сравнительно простой конструкции, представляющих собой куб или параллелепипед с загрузочным проемом, прикрываемым дверцей, и рабочим объемом, в котором собственно и производится тепловая обработка металла, тепловыделения могут быть определены приводимым ниже расчетом.

Так как футеровка имеет высокую температуру, в коэффициент теплопроводности вводится поправка на температуру.

Печи небольших размеров часто устанавливают на раму с ножками. В этом случае под печи не контактирует с полом и теплопоступления происходит конвекцией и излучением с вертикальных стенок печи, свода, пода и дверцы, прикрывающей загрузочное отверстие. Термическое сопротивление дверцы существенно меньше, нежели термическое сопротивление стенок печи. Периодически загрузочное отверстие открывается для загрузки или выгрузки деталей. При открытом состоянии дверцы в помещение поступает поток лучистого тепла, который тоже входит в тепловой баланс печи. С учетом выше сказанного, теплопоступления от промышленной печи $Q_{печи}$, смонтированной на станине и не имеющей контакта с полом, равны:

$$Q_{печи} = Q_{верт\ ст} + Q_{пода} + Q_{свода} + Q_{фронт} + Q_{загруз\ дв} + Q_{загруз\ отв}, \quad (6.14)$$

где $Q_{верт\ ст}$ теплопоступления от 3-х вертикальных стенок печи, за исключением фронтальной, Вт; $Q_{пода}$ – теплопоступления от пода печи, Вт; $Q_{свода}$ – теплопоступления от свода печи, Вт; $Q_{фронт}$ – теплопоступления от фронтальной стенки с частичным учетом конвективной составляющей по причине установки над загрузочным отверстием зонта-козырька, Вт; $Q_{загруз\ дв}$ – теплопоступления через загрузочную дверцу, Вт; $Q_{загруз\ отв}$ – теплопоступления через открытое загрузочное отверстие, Вт.

Теплопоступления через стенку рассчитываются методом попыток, задавшись температурой внутренней поверхности стенки:

$$t_{ст} = t_{печи} - (5–10)°С.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В случае фронтальной стенки конвективная составляющая теплообмена либо исключается полностью, либо учитывается частично, так как она улавливается зонтом-козырьком. В тепловыделениях загрузочной дверцы учитывается только лучистая составляющая.

Теплопоступления через свод печи рассчитываются так же, как и через стенки, с той лишь разницей, что $\alpha_{пов}$ определяется по рис. 6.1 для нагретой горизонтальной поверхности, обращенной вверх.

Если печь установлена на фундаменте, то для предохранения фундамента от высоких температур принимают большую толщину кирпичной кладки. Точный расчет теплопоступлений оказывается достаточно сложным. Для приблизительного расчета можно воспользоваться формулой:

$$Q_{пода} = mf(A_{пода}/D)\lambda(t_{печи} - t_в), \qquad (6.15)$$

где m – доля теряемого подом тепла и поступающего в помещение (0,5–0,7); f – фактор формы (для круглого пода равен 4,1, для квадратного – 4,6, для прямоугольного – до 3,9); $A_{пода}$ – площадь пода, м^2, D – диаметр круга, равновеликого по площади поду, λ – эквивалентная теплопроводность кладки пода и грунта.

Теплопоступления через открытое загрузочное отверстие составляют существенную долю от общих теплопоступлений печи. Для упрощения расчетов полагают, что излучение из открытого загрузочного отверстия $q_{загруз\ отв}$ соответствует излучению абсолютно черного тела и равно:

$$q_{загруз\ отв} = C_0(T_{печ}/100)^4, \qquad (6.16)$$

где C_0 – коэффициент излучения абсолютно черного тела; $T_{печ}$ – абсолютная температура в печи.

Отверстие в стенке, имеющей определенную толщину, образует канал, который уменьшает количество поступающей в помещение теплоты за счет отражения части излучения во внутренний объем печи стенками канала. Коэффициент облученности (в некоторых пособиях называемый коэффициентом диафрагмирования) отверстия $\varphi_{отв}$ можно определить по графику рис. 6.2, рассчитанного профессором С.Н. Шориным. Тепловой поток поступающий в помещение, через загрузочное отверстие площадью A, м^2 составит:

$$Q_{загруз\ отв} = \varphi_{отв}C_0(T_{печ}/100)^4 \cdot A. \qquad (6.17)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

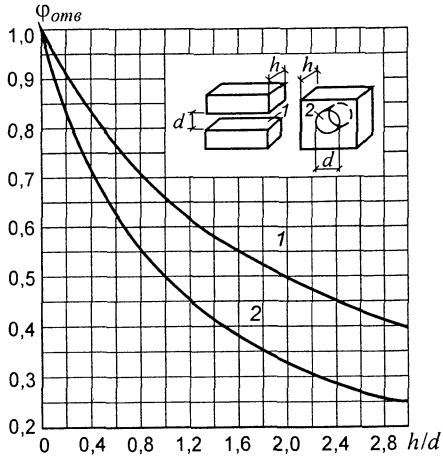


Рис 6.2. Коэффициент облученности $\varphi_{отв}$ торцевой поверхности с учетом отражения боковых поверхностей в щелевом (*1*) и цилиндрическом (*2*) отверстиях

Чтобы рассчитать интенсивность теплового облучения рабочего, необходимо определить коэффициент облученности рабочего места $\varphi_{р.м}$. Принято рассчитывать наибольшую интенсивность для площадки поверхности, расположенной напротив центра загрузочного отверстия на расстоянии равном расстоянию от плоскости отверстия до рабочего места. Коэффициенты $\varphi_{р.м}$ для этого случая в зависимости от расстояния x до отверстия площадью A приведены на графике рис. 6.3.

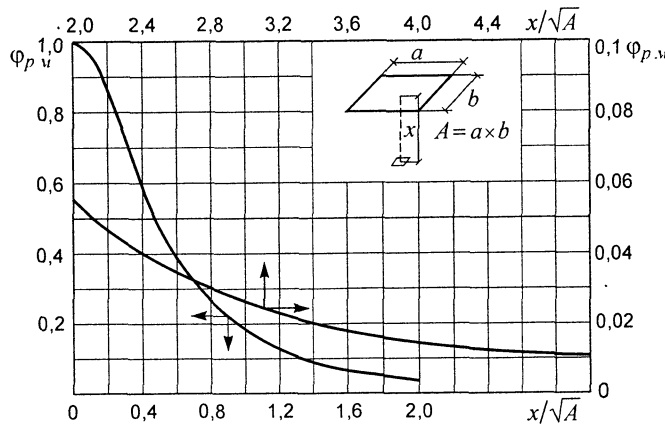


Рис 6.3. Зависимость коэффициента облученности $\varphi_{р.м}$ от расстояниях x до центра излучающей поверхности площадью A (в зависимости от отношения $x/\sqrt{A}$)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Наибольшая интенсивность излучения на рабочем месте $q_{р.м}$ равна:

$$Q_{загруз\ отв} = \varphi_{р\ м}\varphi_{отв}C_0(T_{печ}/100)^4 \cdot A. \qquad (6.18)$$

где A – площадь загрузочного отверстия, м^2.

Пример 6.1. Определить теплопоступления от кузнечной печи, установленной на фундамент, с боковыми стенками размером 2,128×2 и 1,728×2 м и температурой 1200°С, а также интенсивность облучения человека, находящегося на расстоянии 1 или 2 м от открытой дверцы размером 0,48×0,7 м напротив ее центра.

Исходные данные:

- характеристика стенок, пода и свода
  - шамотный кирпич толщиной $\delta_ш$ = 0,232 м и теплопроводностью $\lambda_ш = 0{,}838 + 0{,}000582t$ Вт/(м·°С),
  - трепельный кирпич толщиной $\delta_т$ = 0,232 м и теплопроводностью $\lambda_т$ = 0,198 Вт/(м·°С);
- характеристика дверцы
  - шамотный кирпич толщиной $\delta_ш$ = 0,115 м,
  - чугунная обойма толщиной $\delta_ч$ = 0,01 м и теплопроводностью $\lambda_ч$ = = 39,6 Вт/(м·°С);
- температура в печи $t_{печи}$ = 1200°С;
- температура воздуха в помещении $t_в$ = 20°С;
- дверца открывается в течение 1-го часа 15 минут;
- степень черноты абсолютно черного тела C_0 = 5,78 Вт/(м^2·К).

Решение.

А. Определение теплопоступлений от стенок печи.

1 Принимаем температуру на внутренней поверхности печи на 5°С ниже температуры в печи:

$$t_{в\ п} = t_{печи} - 5 = 1200 - 5 = 1195°С.$$

2 Задаемся температурой на внешней поверхности печи

$$t_{пов} = 150°С.$$

3 По рис. 6.1 коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи

$$\alpha_{пов} = 17{,}5\ Вт/(м^2 \cdot °С).$$

4 Определяем температуру t_1 на стыке между шамотным и трепельным кирпичом:

$$(\lambda_ш/\delta_ш)(t_{в\ п} - t_1) = (\lambda_т/\delta_т)(t_1 - t_{пов}).$$

Принимаем ориентировочно $\lambda_ш$ = 1,5 Вт/(м·°С), тогда

$$1{,}5(1195 - t_1) = 0{,}198(t_1 - 150),$$

откуда

$$t_1 = (1{,}5\ 11195 + 0{,}198\ 150)/(1{,}5 + 0{,}198) = 1070°С.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

5. Определяем среднюю температуру шамотного кирпича:

$$t_{ср} = (t_{в\,п} + t_1)/2 = (1195 + 1070)/2 \approx 1130°C.$$

6. Определяем теплопроводность шамотного кирпича:

$$\lambda_{ш} = 0{,}838 + 0{,}000582\ 1130 = 1{,}49\ Вт/(м \cdot °C).$$

Эта величина достаточно близа к принятой.

7. Определяем коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности к наружной:

$$K_{ст} = 1/[(\delta_ш/\lambda_ш) + (\delta_т/\lambda_т)] = 1/[(0{,}232/1{,}5) + (0{,}232/0{,}198)] =$$

$$= 1/(0{,}152 + 1{,}172) = 0{,}755\ Вт/(м^2 \cdot °C).$$

8. Определяем количество теплоты, проходящей через 1 м^2 стенки при заданных температурах $t_{в\,п}$, $t_{пов}$:

$$q_{ст} = K_{ст}(t_{пов} - t_в) = 0{,}755\ (1195 - 150) = 789\ Вт/м^2.$$

9. Определяем количество теплоты, отдаваемого 1 м^2 поверхности стенки печи в помещение:

$$q_п = \alpha_{ст}(t_{пов} - t_в) = 17{,}5 \cdot (150 - 20) = 2275\ Вт/м^2.$$

$\alpha_{ст}$ принимаем по рис. 6.1.

10. Задаемся новым значением температуры на внешней поверхности печи, так как $q_{ст} \neq q_п$

$$t_{пов} = 70°C.$$

11. По рис. 6.1 находим коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи

$$\alpha_{пов} = 11{,}1\ Вт/(м^2 \cdot °C)$$

12. Определяем температуру t_1 на стыке между шамотным и трепельным кирпичом:

$$t_1 = (1{,}5 \cdot 1195 + 0{,}198 \cdot 70)/(1{,}5 + 0{,}198) = 1060°C.$$

Температура на стыке изменилась незначительно, поэтому оставляем прежнее $\lambda_ш = 1{,}5$ Вт/(м·°С). Тогда коэффициент теплопередачи от внутренней поверхности к внешней остается прежним:

$$K_{ст} = 0{,}755\ Вт/(м^2 \cdot °C).$$

13. Определяем количество теплоты, проходящего через 1 м^2 стенки при $t_{пов} = 70°C$:

$$q_{ст} = K_{ст}(t_{пов} - t_в) = 0{,}755 \cdot (1195 - 70) = 849\ Вт/м^2.$$

14. Определяем количество теплоты, отдаваемой 1 м^2 поверхности стенки печи в помещение:

$$q_п = \alpha_{ст}(t_{пов} - t_в) = 11{,}1 \cdot (70 - 20) = 555\ Вт/м^2.$$

15. Проводим графическую интерполяцию (рис. 6.4).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

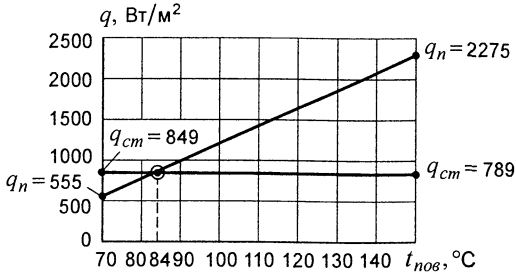


Рис 6.4. Графическое интерполирование

16. $q_{ст} = 800$ Вт/м^2, $t_{пов} = 84$°С.
17. Определяем поверхность боковых стенок (за вычетом площади загрузочного отверстия):

$$F_{ст} = (2{,}128 + 1{,}728 \cdot 2) \cdot 2 - 0{,}48\ 0{,}7 = 15{,}09 \text{ м}^2.$$

18. Определяем теплопоступления от стенок печи:

$$Q_{ст} = q_{ст} F_{ст} = 800 \cdot 15{,}09 = 12070 \text{ Вт}.$$

Б. Теплопоступления от свода печи определяются по аналогии расчетов теплопоступлений через вертикальную стенку. Величина теплопоступлений через свод составляет 3100 Вт.

В. Теплопоступления от пода печи.

1 Принимаем долю теплоты, поступающей от пода в помещение $m = 0{,}6$.
2 Фактор формы доля прямоугольного пода $f = 3{,}9$.
3 Площадь пода:

$$F_{под} = 2{,}128 \cdot 1{,}728 = 3{,}67 \text{ м}^2.$$

4 Диаметр круга, равновеликого по площади поду:

$$D = (4F/\pi)^{0{,}5} = (4 \cdot 3{,}67/\pi)^{0{,}5} = 2{,}16 \text{ м}.$$

5 Определяем эквивалентную теплопроводность кладки пода:

$$\lambda_э = \Sigma\delta/\Sigma R_{под} = (0{,}232 + 0{,}232)/(0{,}152 + 1{,}172) = 0{,}353 \text{ Вт/(м·°С)}.$$

6 Определяем теплоотдачу пода по формуле 6.15

$$Q_{под} = 0{,}6 \cdot 3{,}9 \cdot (3{,}67/2{,}16)\ \ 0{,}353\ \ (1195 - 20) = 1640 \text{ Вт}.$$

Г. Определяем теплопоступления от закрытой дверцы печи.

1 Температура на внутренней поверхности дверцы составляет 1190°С.
Принимаем температуру на поверхности загрузочной дверцы 370°С.
2 Средняя температура шамота: (1190 + 370)/2 = 780°С.
3 Коэффициент теплопроводности шамотного кирпича:

$$\lambda_ш = 0{,}838 + 0{,}000582\ \ 780 = 1{,}292 \text{ Вт/(м·°С)}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

4. Коэффициент теплопередачи стенки:

$$K_{ст} = 1/[(\delta_{ш}/\lambda_{ш}) + (\delta_{т}/\lambda_{т})] =$$

$$= 1/[(0{,}115/1{,}292) + (0{,}01/39{,}6)] = 11{,}2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}.$$

5. Тепловой поток через толщу стенки

$$q_{ст} = K_{ст}(t_{пов} - t_{в}) = 11{,}2\cdot(1190 - 370) = 9184 \text{ Вт/м}^2.$$

6. По рис. 6.1 коэффициент теплообмена на внешней поверхности печи

$$\alpha_{пов} = 26{,}0 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{°C)}.$$

7. Тепловой поток с поверхности загрузочной дверцы:

$$q_{п} = \alpha_{ст}(t_{пов} - t_{в}) = 26{,}0\cdot(370 - 20) = 9100 \text{ Вт/м}^2.$$

8. Количество теплоты, поступающей в помещение от загрузочной дверцы:

$$Q_{загруз\ отв} = (9184 + 9100)/2\cdot(0{,}48\cdot 0{,}7) = 3072 \text{ Вт/м}^2.$$

Д. Определение теплопоступлений от открытого отверстия печи.

1. Определяем интенсивность теплового излучения из загрузочного отверстия:

$$q'_{отв} = 5{,}78\cdot[(273 + 1200)/100]^4 = 272000 \text{ Вт/м}^2.$$

2. Определяем $\varphi_{отв}$, пользуясь рис. 6.2:

$$h/d = 464/480 = 0{,}976, \quad \varphi'_{отв} = 0{,}66,$$

$$h/d = 464/700 = 0{,}67, \quad \varphi''_{отв} = 0{,}73,$$

$$\varphi_{отв} = (\varphi'_{отв} + \varphi''_{отв})/2 = (0{,}66 + 0{,}73)/2 = 0{,}7.$$

3. Определяем интенсивность теплового излучения в помещение:

$$q_{отв} = \varphi_{отв}\, q'_{отв} = 0{,}7\cdot 272000 = 191000 \text{ Вт/м}^2.$$

4. Определяем интенсивность излучения из загрузочного отверстия печи, открываемого на 15 минут в течение каждого часа:

$$Q_{отв} = q_{отв} F(15/60) = 191000\cdot 0{,}336\cdot(15/60) = 16000 \text{ Вт}.$$

Е. Определение общих теплопоступлений от печи в окружающую среду.

Теплопоступления:

• от стенок	$Q_{ст} = 12070$ Вт,
• от свода	$Q_{св} = 3100$ Вт,
• от пода	$Q_{под} = 1640$ Вт,
• от закрытой дверцы	$Q_{загр\ дв} = 3072$ Вт,
• от открытого отверстия	$Q_{отв} = 16000$ Вт.
Итого	$\Sigma Q_{пост} = 35882$ Вт.

Теплопоступления от электрических печей рассчитывают как долю от установочной электрической мощности $N_{уст}$, указываемой в каталоге, называемой иногда «мощность холостого хода». Макси-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

мальные теплопоступления имеют место от прогретой, находящейся в режиме стационарной теплопередачи печи. В этот период электрическая мощность будет расходоваться на восполнение теплопотерь печи и именно ее назвали мощностью холостого хода. Для определения тепловыделений в помещение электрическими печами существует несколько способов:

• по мощности холостого хода N_{xx}, кВт:

$$Q_{эл\ печи} = 1000 N_{xx},\ \text{Вт}. \qquad (6.19)$$

• по доле $n\%$ от номинальной электрической мощности печи, расходуемой на теплопотери печью:

$$Q_{эл\ печи} = 1000(n/100)N_{уст},\ \text{Вт}. \qquad (6.20)$$

Если указанные величины неизвестны, ориентировочно теплопоступления можно определить по назначению печи.

В табл.6.4 указаны значения величин тепловыделений в Вт на 1 кВт установочной мощности для печей различного назначения.

Таблица 6.4

Тип электрической печи	Значения a, Вт
Камерные, шахтные, методические	200
Колокольные	130
Муфельные	150
Печи-ванны	400
Печи, без указания типа печи	250

• Телопоступления определяют как:

$$Q_{эл\ печи} = aN_{уст}, \qquad (6.21)$$

где $N_{уст}$ установочная электрическая мощность печи в кВт.

Если в цехе установлено несколько групп печей разных типов, расчет теплопоступлений ведется отдельно по каждой группе однотипных печей с учетом коэффициентов загрузки $K_{загр} < 1$ (учитывающем несовпадение во времени тепловых режимов каждой из печей) и одновременности действия $K_{одн} < 1$, (по условиям технологического процесса не все печи в группе будут работать).

Теплопоступления от электродвигателей станков и механизмов. Механическое оборудование и электрический привод к нему могут находиться в одном или различных помещениях. Электро-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

энергия в основном расходуется на выполнение механической работы, которая, в конечном итоге, превращается в тепловую (джоулева теплота). Часть электрической энергии превращается в тепловую в самом электродвигателе.

Если механическое оборудование и электропривод размещены в разных помещениях, то теплопоступления, Вт, в каждое из помещений будут следующими:

• помещение с механическим оборудованием

$$Q_{мех\ об} = 1000\eta N_{уст} K_m; \qquad (6.22)$$

• помещение с установленным электроприводом

$$Q_{пр} = 1000(1-\eta)N_{уст}, \qquad (6.23)$$

где η – коэффициент полезного действия электродвигателя в долях единицы, обычно находящийся в пределах (0,75–0,92); $N_{уст}$ – установочная мощность электродвигателя, принимаемый по каталогу, кВт; K_m – коэффициент, учитывающий, что часть перешедшей в теплоту электрической мощности не выделяется в помещении, а уносится, например, водоэмульсионным охлаждением деталей во время обработки, переносится с неостывшими изделиями в другое помещение и т.д., имеет значение менее единицы.

• электрический привод смонтирован вместе с механическим оборудованием и представляет единый агрегат (станок):

$$Q_{агр} = 1000N_{уст}(1-\eta+\eta K\text{т}) \qquad (6.24)$$

При любом варианте взаимного расположения механического оборудования и приводящего его в действие электродвигателя необходимо дополнительно вводить поправки:

• коэффициент одновременности работы, $K_{одн}(0,5-1)$ (при нескольких единицах установленного оборудования часть может простаивать, например, по причине ремонта);

• коэффициент загрузки $K_{загр}(0,5-0,8)$ (при работе механического оборудования не всегда используется вся установочная мощность);

• коэффициент использования мощности $K_{исп}(0,7-0,9)$ (коэффициент полезного действия электродвигателя в каталоге указывается для установочной мощности; если используемая мощность меньше установочной, коэффициент полезного действия двигателя меньше указанного в каталоге);

• коэффициент, учитывающий количество теплоты, поступившей в воздух помещений от обработанных деталей, находящихся в помещении ограниченное время (коэффициент K_m).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Окончательно формулы (6.22), (6.23) и (6.24) примут вид:

$$Q_{мех\ об} = 1000\eta N_{уст} K_{одн} K_{загр} K_{исп} K_т, \quad (6.25)$$

$$Q_{пр} = 1000(1-\eta)\, N_{уст} K_{одн} K_{загр} K_{исп} K_т, \quad (6.26)$$

$$Q_{агр} = 1000 N_{уст} K_{одн} K_{загр} K_{исп}(1-\eta+\eta K_т). \quad (6.27)$$

Тепловыделения от силовых трансформаторов. Любое промышленное предприятие или цех, крупное торговое предприятие или энергонасыщенное здание для снабжения электроэнергией технологического оборудования имеет трансформатор большой электрической мощности, выделяющий значительные количества теплоты. Одиночные трансформаторы устанавливаются в специальных помещениях (трансформаторных), которые следует вентилировать. Трансформаторные помещения обычно не отапливаются и сообщаются с наружным воздухом.

Теплопоступления от силового трансформатора можно определить как:

$$Q_{пр} = 1000(1-\eta) N_{уст} K_{загр} K_{исп}. \quad (6.28)$$

Теплопоступления от сварочных трансформаторов. Сварочные трансформаторы могут размещаться в помещении, где производятся сварочные работы и вне его. Вся электрическая мощность, подводимая к трансформаторам, превращается в теплоту. Если сварочные работы проводятся в том же помещении, где установлены и трансформаторы, тепловыделения $Q_{тр}$, Вт составят:

$$Q_{пр} = 1000\Sigma N_{уст} K_{одн} K_{загр} K_{исп} K_т\ . \quad (6.29)$$

где $\Sigma N_{уст}$ – общая установочная мощность всех находящихся в помещении сварочных трансформаторов, кВт.

Если сварочные трансформаторы находятся вне помещения, где выполняются сварочные работы, теплопоступления в помещение сварочных работ можно определить как:

$$Q_{мех\ об} = 1000\Sigma(\eta N_{уст}) K_{одн} K_{загр} K_{исп} K_т\ . \quad (6.30)$$

Теплопоступления от мест газовой сварки, не оборудованных местными отсосами, $Q_{св}$ могут быть определены, если известны секундный расход газа U, н/м^3, и его теплотворная способность, $Q_р^н$, кДж/нм^3:

$$Q_{св} = \eta_г Q_р^н U, \quad (6.31)$$

где $\eta_г$ – КПД сварочной газовой горелки, равен примерно 0,9.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Теплопоступления от остывающих материалов имеют место в кузнечных, термических цехах и подобных им производств. Иногда для утилизации теплоты остывающих деталей, устраивают специальные вентилируемые камеры, в которых детали остывают. Теплота удаляемого воздуха утилизируется. Остывать могут изделия, изготовленных из других материалов, например, бетонные плиты после пропаривания в цехе железобетонных изделий. Полное количество теплоты, выделяющееся при остывания изделия составит:

$$Q_{остыв} = c\,G(t_{мат} - t_в), \qquad (6.32)$$

где c – удельная теплоемкость материала остывающего изделия, кДж/кг·°С; G – масса остывающих изделий, кг; $t_{мат}$ и $t_в$ – соответственно, начальная температура материала изделия и температура воздуха цеха, °С.

В литейных цехах металлургических и машиностроительных заводов выделяется теплота от остывания жидкого металла до температуры отверждения, теплота отверждения металла и теплота остывания твердого металла. Полное количество выделяющейся теплоты составит:

$$Q_{остыв} = c_ж G(t_{ж.мет} - t_{тв}) + i_{тв} + c_т G(t_{тв} - t_в), \qquad (6.33)$$

где $c_ж$ – удельная теплоемкость жидкого металла, кДж/кг·°С; $t_{ж.мет}$ и $t_{тв}$ – соответственно, температура жидкого металла, заливаемого в формы и температура отверждения металла, °С; $i_{тв}$ – теплота плавления или отверждения металла, кДж/кг; $c_т$ – удельная теплоемкость твердого металла.

В табл. 6.5 представлены теплофизические характеристики стали и чугуна, позволяющие определить количество теплоты по формулам (6.32) и (6.33).

Таблица 6 5

Теплофизические характеристики стали и чугуна

Материал	Температура плавления или отверждения металла, °С	Теплота плавления или отверждения металла, кДж/кг	Теплоемкость металла	
			в расплавленном состоянии, кДж/кг·°С	в твердом состоянии от 0 до $t_{тв}$ кДж/кг·°С
Сталь	1300–1500	92–100	1,17	0,73
Чугун	1050–1500	96–100	1,05	0,755

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример 6.2. Определить полные теплопоступления от 5000 кг стали, поступающей в цех в жидком состоянии с начальной температурой $t_{нач}$ = 1500°С и удаляемый из цеха в виде слитков с конечной температурой 500°С. Температура плавления стали $t_{пл}$ = 1400°С.

Решение.

1 По табл. 6.5 определяем: теплоту плавления стали $i_{пл}$=96 кДж/кг, удельную теплоемкость стали в жидком состоянии $c_{ж}$ = 1,17 кДж/кг·°С, и в твердом состоянии $c_{т}$ = 0,73 кДж/(кг·°С).

2 Определяем полные тепловыделения по формуле (6.41):

$$Q_{ост} = [1{,}17(1500 - 1400) + 96 + 0{,}73(1400 - 500)]5000 = 4350000 \text{ кДж}.$$

Интенсивность теплоотдачи при остывании нагретых деталей изменяется во времени, постепенно снижаясь. Ориентировочно поступление теплоты от нагретых материалов и изделий за некоторый промежуток времени Δz с начала охлаждения можно определить по формуле:

$$Q_{ост} = 0{,}278 c G (t_{мет} - t_{в}) B, \qquad (6.34)$$

где B – доля теплоты, потерянная телом за время Δz с начала охлаждения.

Величина B зависит от размеров, формы, теплофизических свойств, продолжительности охлаждения. Оно может быть приближенно определено по графику на рис. 6.5. в зависимости от критерия Fo, равного:

$$\text{Fo} = \frac{\Delta z}{1000 c G R}, \qquad (6.35)$$

где c – теплоемкость материала; G – масса изделия; R – полное сопротивление теплопередаче со всей поверхности остывающего изделия, °С, равное:

$$R = \frac{G}{\rho \lambda A^2} + \frac{1}{\alpha_{пов} A}; \qquad (6.36)$$

здесь ρ – плотность материала, кг/м^3; λ – теплопроводность материала, Вт/м·°С, при сыпучих материалах должна быть увеличена на 25%; $\alpha_{пов}$ – коэффициент теплообмена на поверхности изделия, принимаемый по графику рис. 6.1; A – поверхность изделия, м^2.

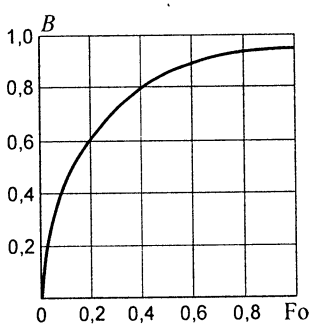


Рис 6 5 Зависимость доли избыточной теплоты, выделившейся в помещение, от критерия Fo

Пример 6.3. Определить осредненный тепловой поток в помещение за 1-й час остывания бетонной плиты размером 6×3×0,12 м. Начальная температура бетонной плиты $t_{нач}$ = 110°С. Плотность бетона ρ = 2400 кг/м^3.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Температура помещения $t_в$ = 20°С. Удельная теплоемкость бетона c = = 0,84 кДж/кг. Теплопроводность бетона λ = 1,46 Вт/м·°С.

Решение.

1. Определяем массу бетонной плиты:

$$G = \rho \cdot A \cdot B \cdot \Delta = 2400 \cdot 6 \cdot 3 \cdot 0{,}12 = 5184 \text{ кг}.$$

2. Определяем площадь поверхности бетонной плиты:

$$A = 2 \cdot A \cdot B + 2 \cdot \Delta \cdot (A + B) = 2 \cdot 6 \cdot 3 + 2 \cdot 0{,}12 \cdot (6 + 3) = 38{,}16 \text{ м}^2.$$

3. По рис. 6.1 определяем коэффициент теплообмена на поверхности равным 15 Вт/(м^2·°С).
4. Определяем сопротивление теплопередаче по формуле (6.36):

$$R = \frac{5184}{2400 \cdot 1{,}46 \cdot 38{,}16^2} + \frac{1}{15 \cdot 38{,}16} = 0{,}002763.$$

5. Определяем критерий Фурье по формуле (6.35) для 1 – го часа остывания (ΔZ = 3600 с):

$$Fo = \frac{3600}{1000 \cdot 0{,}84 \cdot 5184 \cdot 0{,}002763} = 0{,}299.$$

6. Определяем B по рис. 6.5, B = 0,71.
7. Определяем тепловой поток от бетонной плиты в течение 1-го часа остывания по формуле (6.34):

$$Q_{ост} = 0{,}278 \cdot 0{,}84 \cdot 5184 \cdot (110 - 20) \cdot 0{,}71 = 77355 \text{ Вт}.$$

В практике проектирования ориентировочно принято считать, что за первый час охлаждения нагретое изделие выделит 50% избыточной теплоты, за второй 30%, и за третий час – 20%.

Расход теплоты на подогрев ввозимых материалов рассчитывается по формулам, аналогичным (6.34)–(6.36). Для определения рас-

Таблица 6.6

Расход теплоты на подогрев железнодорожных вагонов различного типа

Тип вагона	Грузоподъемность, т	Затраты теплоты на подогрев товарного вагона, Q', МДж при расчетной температуре наружного воздуха, °С									
		–15		–20		–25		–30		–35	
		и температуре воздуха помещения, °С									
		+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15
крытый	50	301,4	452,2	376,8	527,5	452,2	590,3	527,5	678,3	590,3	753,6
платформа	50	251,2	376.8	314	439,6	376,8	502,4	439,6	611,3	502,4	628
хоппер	60	226,3	339,1	282,6	395,7	339,1	452,2	395,7	508,7	452,2	565,2

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

хода теплоты, расходуемой на подогрев транспортных средств, обычно пользуются справочными данными, представленными в табличной форме для отдельных типов автомобилей и железнодорожных вагонов.

В качестве примера такого вида данных в табл. 6.6 представлены данные по расходу теплоты на подогрев товарного железнодорожного вагона.

§35. Тепловой баланс помещения

Цель составления теплового баланса помещения состоит в определении величины теплоизбытков, на основе которых определяется требуемый для их удаления воздухообмен. Если в помещении имеют место теплонедостатки, по их величине вычисляется необходимая степень перегрева приточного воздуха в случае совмещения приточной вентиляции с воздушным отоплением. Еще одна важная функция теплового баланса – определение удельных теплоизбытков, приходящихся на один кубический метр объема помещения, иногда называемых теплонапряженностью. По величине удельных теплоизбытков можно оценить наличие или отсутствие грубых ошибок в подсчетах теплопоступлений и теплопотерь, так как каждому виду технологического процесса соответствует некоторый известный диапазон удельных теплоизбытков или теплонедостатков.

В табл. 6.7 представлены данные о величинах тепловой напряженности «горячих» цехов предприятий металлургии и металлообработки.

Таблица 6.7

Теплонапряженность горячих цехов q_n

Цех	Значения q_n, Вт/м^3, при объеме цеха в тыс. м^3				
	25	50	100	250	> 250
Мартеновский, конверторный, электросталеплавильный	–	–	230	200	175
Прокатный	–	200	175	140	116
Стале-чугунолитейный	58	42	–	–	–
Термический	290	175	–	–	–
Кузнечно-прессовый	230	160	90	–	–

Расчет теплового баланса удобно производить в форме таблиц, в отдельные графы которых заносят данные о теплопотерях и теплопоступлениях.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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

Тепло- и массообмен между воздухом и поверхностью жидкости является комплексным процессом, в котором теплообмен взаимно связан с процессом испарения.

Поступление явного конвективного тепла $Q_я$, Вт, определяется зависимостью:

$$Q_я = \alpha_к (t_{пов} - t_d) A, \tag{6.37}$$

где $\alpha_к$ – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м^2·°С); $t_{пов}$ – температура поверхности, °С; t_d – температура окружающей среды, °С; A – площадь поверхности испарения, м^2.

Влагопоступления W, кг/ч, определяются по аналогичной формуле:

$$W = \beta (C_{пов} - C_в) A, \tag{6.38}$$

где β – коэффициент влагообмена, отнесенный к разности концентраций водяного пара в воздухе, м/ч; $C_{пов}$ и $C_в$ – концентрация водяного пара соответственно над поверхностью испарения и в окружающем воздухе, кг/м^3.

Для практического расчета по уравнениям (6.37) и (6.38) необходимо определить коэффициенты тепло- и влагообмена, а в ряде случаев, и температуру поверхности испарения.

Профессором А. В. Нестеренко по результатам экспериментов с использованием аппарата теории подобия были получены следующие зависимости:

- для условий естественной конвекции при $Ar \cdot Pr = 3 \cdot 10^6 ... 2 \cdot 10^8$ А.В. Нестеренко получил следующие зависимости:

$$Nu = 5(Ar \cdot Pr)^{0,104}, \tag{6.39}$$

$$Nu' = 0,66(Ar \cdot Pr')^{0,126}; \tag{6.40}$$

- для условий вынужденной конвекции:

$$Nu = A Re^n Pr^{0,33} Gu^{0,175} \theta^2, \tag{6.41}$$

$$Nu' = B Re^n (Pr')^{0,33} Gu^{0,135} \theta^2. \tag{6.42}$$

В приведенных выше формулах термический Nu и диффузионный Nu′ критерии Нуссельта являются приведенными коэффициен-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тами тепло- и влагообмена, по величинам которых определяются искомые α и β:

1. $Nu = \alpha l/\lambda$ – термический критерий Нуссельта, откуда коэффициент конвективного теплообмена зеркала испарения:

$$\alpha_к = \frac{Nu\lambda}{l}, \tag{6.43}$$

где $\alpha_к$ – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/м^2·°С; l – определяющий размер зеркала испарения, м; λ – коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре пограничного слоя, Вт/м·°С;

2. $Nu' = \beta l/D$ – диффузионный критерий Нуссельта, откуда

$$\beta = \frac{Nu'D}{l}, \tag{6.44}$$

где β – коэффициент влагообмена, м/ч; l – определяющий размер зеркала испарения, м; D – коэффициент диффузии водяного пара в воздухе при средней температуре пограничного слоя, м^2/ч;

Коэффициент диффузии может быть определен из выражения:

$$D = 0{,}0754\left(\frac{T}{273}\right)^2\left(\frac{101325}{B}\right). \tag{6.45}$$

Критерии Нуссельта являются определяемой величиной, критерии, расположенные в правой части выражения, являются определяющими, так как их величина задается условиями задачи.

Познакомимся с определяющими критериями, входящими в расчетные соотношения.

1. Критерий Архимеда (Ar) является в условиях естественной конвекции основным гидромеханическим критерием:

$$Ar = \frac{gl^3(\rho_в - \rho_{пов})}{\nu^2\rho_в}, \tag{6.46}$$

где $\rho_в$ и $\rho_{пов}$ – плотность, соответственно, окружающего и воздуха в пограничном слое над поверхностью воды; ν – коэффициент кинематической вязкости, м^2/с.

2. Критерии Прандтля:

• термический

$$Pr = \nu/a; \tag{6.47}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• диффузионный

$$\mathrm{Pr}' = \frac{\nu}{D}, \tag{6.48}$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м^2/с; $a = \lambda/(c\gamma)$ – коэффициент температуропроводности воздуха; D – коэффициент диффузии водяного пара в воздухе, м^2/с.

3. В условиях вынужденного движения воздуха основным гидродинамическим критерием является критерий Рейнольдса (Re), представляющий собой отношение сил инерции к силам вязкости,

$$\mathrm{Re} = \frac{vl}{\nu}, \tag{6.49}$$

где v – скорость воздушного потока над поверхностью испарения, м/с; l – определяющий размер, длина зеркала испарения в направлении движения воздушного потока, м; ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м^2/с.

4. Влияние термодинамических свойств влажного воздуха на интенсивность испарения учитывает специальный критерий параметрического типа, названный критерием Гухмана (Gu).

$$\mathrm{Gu} = \frac{T_c - T_м}{T_c}, \tag{6.50}$$

где T_c и $T_м$ – абсолютные температуры по сухому и мокрому термометрам, К;

5. Влияние температуры поверхности испарения на интенсивность испарения учитывается параметрическим критерием

$$\theta = \frac{T_c}{T_n}, \tag{6.51}$$

где T_n – абсолютная температура поверхности жидкости.

Значения коэффициентов A и B и показателя степени n приведены в табл. 6.8.

Таблица 6 8

Значения коэффициентов *A*, *B* и показателя степени *n*

Re	*A*	*B*	*n*
$3{,}15\cdot10^3 - 2{,}2\cdot10^4$	0,51	0,49	0,61
$2{,}2\cdot10^4 - 3{,}15\cdot10^5$	0,027	0,0248	0,9

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Коэффициенты конвективного теплообмена и влагообмена на основе исследований профессора А.В. Нестеренко следует определять:

• для условий естественной конвекции:

$$\alpha = 5\frac{\lambda}{l}(\mathrm{Ar}\cdot\mathrm{Pr})^{0,104}, \tag{6.52}$$

$$\beta = 0,66\frac{D}{l}(\mathrm{Ar}\cdot\mathrm{Pr}')^{0,126}; \tag{6.53}$$

• для условий вынужденной конвекции:

$$\alpha = A\frac{\lambda}{l}\mathrm{Re}^{n}\,\mathrm{Pr}^{0,33}\,\mathrm{Gu}^{0,175}\theta^{2}, \tag{6.54}$$

$$\beta = B\frac{D}{l}\mathrm{Re}^{n}(\mathrm{Pr}')^{0,33}\mathrm{Gu}^{0,135}\theta^{2}. \tag{6.55}$$

Ориентировочный расчет количеств явной теплоты и влаги, поступающих в воздух помещения с открытой водной поверхности может быть определен по эмпирическим формулам:

• поток конвективного (явного) тепла с одного квадратного метра водной поверхности:

$$q_{конв} = (5,71 + 4,06v)(t_{пов} - t_{в}); \tag{6.56}$$

• поток водяного пара с одного квадратного метра водной поверхности:

$$i = (a + 0,131v)(p_{пов} - p_{в}), \tag{6.57}$$

где a – коэффициент, зависящий от температуры поверхности воды $t_{пов}$ (см. табл. 6.9); p – парциальное давление водяного пара, мм рт. ст.

Таблица 6.9

Значения коэффициентов a в зависимости от температуры испаряющейся воды

$t_{пов}$, °С, до	30	50	70	90
a	0,216	0,248	0,303	0,383

Если нагретая вода в резервуаре не перемешивается принудительно, температура ее поверхности $t_{пов}$ ниже средней температуры толщи воды $t_{ж}$. Применительно к представленным выше фор-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

мулам экспериментально были получены данные, представленные в табл. 6.10.

Таблица 6.10

Значения разности температур толщи испаряющейся жидкости и ее поверхности при различных значениях температуры толщи жидкости

Температура толщи воды, °С.	до 40	70–75	99
Разность температур толщи воды и температуры ее поверхности, °С.	2	12	3

Испарение с поверхности смоченного пола W, г/м^2 ч

$$W = 6{,}1(t_c - t_м), \tag{6.58}$$

где t_c и $t_м$ – соответственно, температуры воздуха помещения по сухому и мокрому термометру.

Испарение с поверхности кипящей воды. При кипении воды вся подводимая теплота расходуется на испарение. Масса поступающего в воздух водяного пара $M_{в\,п}$, г/ч, определяется количеством подводимой теплоты:

$$M_{в\,п} = \frac{Q'}{i_{100}} = \frac{3600 \cdot Q \cdot 1000}{1000(2500 + 1{,}8t)} = \frac{3600 \cdot Q}{2500 + 1{,}8 \cdot 100} = 1{,}348Q, \tag{6.59}$$

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

Поступление влаги от станков с эмульсионным охлаждением. При эмульсионном (обычно содержащем поверхностно-активные вещества, облегчающие резание металла) охлаждении деталей, обрабатываемых на токарно-винторезных станках, в воздух помещения поступает 150 г/ч водяного пара на каждый кВт электрической мощности станка.

Выделение газов и паров со свободной поверхности не содержащей воду жидкости. Массовый расход испаряющейся жидкости, содержащей химические вещества. может быть определен с достаточной точностью по формуле

$$G = M(0{,}000352 + 0{,}000786v)pA, \tag{6.60}$$

где G – массовый расход испаряющейся жидкости, кг/ч; M – относительная молекулярная масса испаряющейся жидкости; v – скорость

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

перемещения воздуха над поверхностью жидкости, м/с; p – упругость пара испаряющейся жидкости, насыщающего воздух при температуре ее поверхности мм рт. ст.; A – площадь поверхности испарения, м^2.

Значения упругости пара p некоторых жидкостей, испаряющихся при температуре помещения, приведены в табл. 6.11.

Таблица 6.11

Упругость p насыщенного пара некоторых жидкостей при температуре 20°С

Жидкость	p, Па, (мм рт. ст.)
Этиловый спирт	5720 (43)
Ацетон	3720 (28)
Этиловый спирт, бензол, дихлорэтан	2000 (15)
Амиловый спирт, хлорбензол	532 (4)
Анилин, нитробензол	40 (0,3)
Ртуть	0,16 (0,0012)

§37. 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. 6.12.

Таблица 6.12

Возраст людей и характер выполняемой работы	Объемный расход CO_2, л/ч	Массовый расход CO_2, г/ч
взрослые люди при выполнении работы:		
• умственной или в состоянии покоя	23	45
• легкой физической	30	60
• тяжелой	45	90
дети до 12 лет	12	24

Проникание газов и паров через неплотности оборудования. Массовый расход газов и перегретых паров, просачивающихся через

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

неплотности технологических аппаратов и трубопроводов, работающих под давлением, может быть определен по формуле (для адиабатического процесса):

$$G = KcV\sqrt{\frac{M}{T}}, \qquad (6.61)$$

где G – массовый расход просачивающихся газов, кг/ч; K – коэффициент запаса, характеризующий состояние оборудования (K = 1–2); c – коэффициент, зависящий от давления газов или паров в аппаратуре (табл. 6.13); V – внутренний объем аппаратуры и трубопроводов, находящихся под давлением, м^3; M – относительная молекулярная масса газов или паров в аппаратуре; T – абсолютная температура газов и паров в аппаратуре, К.

Таблица 6.13

Значения коэффициента c

Давление абсолютное в аппаратуре		c
10^5 Па	ат	
< 1,96	< 2	0,121
1,96	2	0,166
6,9	7	0,182
15,7	17	0,189
040	0041	0,250
156	0161	0,298
393	0401	0,310
981	1001	0,370

Утечка газа в зависимости от его относительной молекулярной массы при удовлетворительной эксплуатации составляет в 1 ч примерно 7–12% объема аппаратуры, в которой содержится газ.

Массовый расход вредных веществ, выделяющихся через сальники насосов, может быть определен по формуле:

$$G = dK\sqrt{p}, \qquad (6.62)$$

где G – массовый расход вредных веществ, кг/ч; d – диаметр вала или штока, мм; K – коэффициент, учитывающий состояние сальников и степень токсичности выделений (K = 0,0002–0,0003); p – давление, развиваемое насосом, ат.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Газовыделения при зарядке аккумуляторов. При зарядке наиболее распространенных 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 аккумуляторе:

$$2H_2SO_4 = 2H_2 + 2SO_3 + O_2.$$

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 6.14

Выделения водорода и кислорода одним элементом свинцового аккумулятора при зарядке

Удельные величины	Водород	Кислород
объем, 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:

$$V = 0{,}418\frac{T}{273}\cdot\frac{1}{10B}\sum I\cdot N\cdot 10^3, \qquad (6.63)$$

где V – средний объемный расход выделяющегося водорода, м ^{3}/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.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При проектировании вентиляции аккумуляторного помещения допустимое содержание водорода в воздухе из условия взрывобезопасности принимается равным 0,7% по объему.

Определение массы газов и паров, поступающих в помещение, на основании химических анализов воздуха. В производственных условиях массу выделяющихся газов или паров определяют путем одновременного проведения анализов воздуха и натурных замеров воздухообмена, создаваемого как системами механической вентиляции, так и естественными притоком и вытяжкой.

Массовый расход газов, поступающих в помещение, определяют по формуле:

$$G = \frac{V(x_2 - x_1) + L(x_y - x_n)}{10^6 z}, \qquad (6.64)$$

где G – массовый расход газов, поступающих в помещение, кг/ч; V – объем помещения, м^3; x_1 и x_2 – соответственно начальная и конечная концентрация газов или паров в воздухе помещения, мг/м^3; L – воздухообмен в помещении, м^3/ч; x_n и x_y – концентрации газов или паров, соответственно, в удаляемом и приточном воздухе, мг/м^3; z – время испытаний в час.

Пример 6.2. В формовочно-заливочном отделении чугунолитейного цеха в период заливки металла выделяется окись углерода CO. Воздухообмен в холодный период года составляет 90765 м^3/ч. Объем отделения 8250 м^3. Продолжительность испытаний – 6 часов. Концентрация окиси углерода: x_1 = 10 мг/м^3; x_2 = 40 мг/м^3; x_n = 0, x_y = 50 мг/м^3. Определить массовый расход поступающей в помещение окиси углерода.

Решение.

$$G = [8250 \cdot (40 - 10) + 90765 \cdot (50 - 0) \cdot 6]/10^6 \cdot 6 = 4{,}9 \text{ кг/ч}.$$

§ 38. Взрывоопасность газов и паров

Взрывоопасность газов и паров следует учитывать при определении воздухообмена в помещениях и объемов вытяжки из укрытий источников взрывоопасных паров и газов. Повышенной взрывоопасностью отличаются смеси воздуха с ацетиленом, этиленом, бензолом, метаном, окисью углерода, аммиаком, водородом.

Однако взрыв смеси может произойти только при определенных соотношениях горючих газов с воздухом, характеризуемых нижним и верхним пределами взрываемости. *Нижним пределом* взрываемо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

сти называется минимальное содержание газа или пара в воздухе, которое при воспламенении может привести к взрыву. *Верхним пределом взрываемости* называется максимальное содержание газа или пара в воздухе, при котором в случае воспламенения еще может произойти взрыв. Опасная зона взрываемости лежит между нижним и верхним пределами. Концентрация газов или паров в воздухе производственных помещений ниже нижнего и выше верхнего предела взрываемости невзрывоопасна, так как при ней не происходит активного горения и взрыва – в первом случае из-за избытка воздуха, а во втором из-за его недостатка. *Безопасная концентрация газов* с точки зрения взрывобезопасности в воздухе помещений производственных зданий и местных отсосов не должна превышать 30% от нижнего предела взрываемости.

В табл. 6.15 приведены нижние и верхние пределы взрываемости некоторых газов и паров.

Таблица 6.15

Взрывоопасные концентрации некоторых паров и газов

Вещество	Пределы взрываемости			
	нижний		верхний	
	% по объему	мг/м^3	мг/м^3	% по объему
Аммиак	15,5	112	27	189
Ацетилен	1,5	16,5	82	885,6
Ацетон	1,6	38,6	13	314
Бензин	1,1–2,4	–	4,9–5,4	–
Бензол	1,4	–	7	–
Бутан	1,5	37,4	8,5	204,8
Водород	4	3,4	80	66,4
Керосин	1,1	–	7	–
Ксилол	1	44	7,6	334
Метан	2,5	16,6	15,4	102,6
Окись углерода	12,5	145	75	–
Сероводород	4,3	61	44,5	628
Скипидар	0,73	41,3	–	–
Спирт этиловый	4	–	19	–
Толуол	1	38,2	7	268

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В случае выделения в помещении нескольких взрывоопасных паров и газов предел взрываемости газовоздушной смеси можно определить по формуле Ле-Шателье:

$$x_{см} = 100/[(n_1/x_1) + (n_2/x_2) + + (n_x/x_n)]. \qquad (6.65)$$

Пример 6.3. Определить нижний и верхний пределы взрываемости и безопасную концентрацию в вытяжном шкафу для паровоздушной смеси, состоящей из 30% бензола и 70% этилового спирта (по объему).

Решение. Из табл. 6.15 находим, что нижние пределы взрываемости по объему составляют: для бензола 1,4%, для этилового спирта 4%, а верхние пределы – соответственно 7 и 19%.

Нижний предел взрываемости смеси:

$$x_{см} = \frac{100}{(30/1,4)+(70/4)} = 2,57\% .$$

Расчетная концентрация смеси внутри вытяжного шкафа составит:

$$x_{расч} = 0,3 \cdot 2,57 = 0,771\% .$$

Верхний предел взрываемости смеси:

$$x_{см} = \frac{100}{(30/7)+(70/19)} = 12,55\% .$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 7

МЕСТНЫЕ ОТСОСЫ

§39. Местные отсосы, классификация, минимальный объем вытяжки

Пыль, пары и газы вредных веществ, выделяющиеся технологическим оборудованием могут быть удалены меньшим объемом воздуха, если воспрепятствовать их распространению в помещении специальными укрытиями, из которых отсасывается загрязненный воздух. Такие укрытия называются *местными отсосами.* Устройство местных отсосов обязательно при выделении токсичных веществ, так как применение общеобменной вентиляции приводит к неоправданно большим воздухообменам, повышенной подвижности воздуха в рабочей зоне и большим затратам теплоты и электроэнергии.

Основными причинами распространения вредных выделений являются воздушные потоки и процессы турбулентной диффузии. Распространению вредностей может способствовать кинетическая энергия, которую приобретают частицы отходов при обработке твердых материалов. Кинетическую энергию в этом случае целесообразно гасить соударением частицы со стенкой местного отсоса, а не увеличением скорости локализующего распространение вредных выделений потока воздуха.

Местный отсос *представляет собой устройство для локализации вредных выделений у места их образования и удаления загрязненного воздуха за пределы помещения с концентрациями, более высокими, чем при общеобменной вентиляции.*

Санитарно-гигиеническое значение местных отсосов заключается в том, что они препятствую прониканию вредных выделений в зону дыхания работающих.

Кроме санитарно-гигиенических к местным отсосам предъявляют *технологические требования*:

- место образования вредных выделений должно быть укрыто максимально, насколько это позволяет технологический процесс, а рабочий проем должен иметь минимально возможные размеры;
- вредные выделения должны удаляться от места образования в направлении их естественного движения – газы и пары легче воздуха – вверх, тяжелые газы и пыль – вниз;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• местный отсос не должен мешать нормальной работе и снижать производительность труда;

• конструкция местного отсоса должна быть простой, иметь малое гидравлическое сопротивление, отсос должен легко сниматься и устанавливаться на место при чистке и ремонте оборудования.

Конструктивно местные отсосы оформляют в виде разнообразных укрытий источников вредных выделений. Условно их можно разделить на три группы: *полуоткрытые, открытые и полностью закрытые*. Вытяжка из-под укрытий может быть как естественной, так и механической. Предпочтение отдается механической вытяжке, обеспечивающей более стабильную работу местного отсоса.

К местным отсосам *открытого типа* относятся укрытия, находящиеся за пределами источника вредных выделений – над ним или сбоку от него. Примерами таких укрытий являются вытяжные зонты, боковые, бортовые и кольцевые отсосы и т.д.

Полуоткрытый отсос представляет собой укрытие, внутри которого находится источник вредных выделений, имеет открытый проем или отверстие. Примерами таких укрытий являются вытяжные шкафы, витринные отсосы.

Полностью закрытые отсосы являются составной частью кожуха машины или аппарата (элеватора, мельницы, бегуна, дробилки, барабана для очистки литья и т.п.), который имеет небольшие отверстия, щели или неплотности, через которые выбиваются пыль или иные вредности.

Возможна также *классификация отсосов по конструктивному признаку*, различают: кожуховые укрытия (кожухи); вытяжные шкафы, витринные отсосы; вытяжные зонты-козырьки, панели равномерного всасывания, кольцевые, бортовые, боковые и нижние отсосы. В приведенном перечне типы местных отсосов приведены в порядке снижения степени укрытости непроницаемыми стенками местного отсоса источника вредных выделений. Наименьшую степень укрытости имеют нижние и боковые отсосы.

В настоящее время некоторые виды технологического оборудования выпускаются со встроенными местными отсосами. Таковы, например, деревообрабатывающие, шлифовальные и полировальные станки.

Необходимая производительность местного отсоса. Вредные выделения либо переносятся воздушными потоками, либо распространяются в воздухе путем диффузии. Область загрязненного воздуха имеет определенные конфигурацию, размеры и скорость рас-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

пространения. Улавливание загрязнений будет практически полным, если весь объем загрязненного воздуха будет восприниматься местным отсосом. По мере удаления отсоса от источника выделений благодаря действию диффузионных процессов объем, занимаемый загрязненным воздухом, будет возрастать, потребуется и больший объем вытяжки для его улавливания. В зависимости от конфигурации, размеров, конструкции местного отсоса требуемую производительность по воздуху можно считать пропорциональной некоторому характерному расходу потока загрязненного воздуха L_0, м^3/ч.

$$L_{отсоса} = k \cdot L_0, \qquad (7.1)$$

где $k \geq 1{,}0$ – коэффициент оценивающий степень совершенства местного отсоса, если $k = 1{,}0$ – отсос совершенен; L_0 – предельно-минимальная производительность местного отсоса.

Минимальный расход воздуха, при котором полностью улавливаются загрязненная струя или локализуется объем загрязненного воздуха называется предельно-минимальным, а режим работы отсоса – предельным улавливанием. Для отсоса, улавливающего загрязненную конвективную или динамическую струю, в качестве L_0 может быть принят расход в струе в плоскости всасывающего отверстия. В случае улавливания диффундирующих газов – объем поступающего в помещение вредного газа.

Предельное улавливание не означает абсолютного улавливания вредностей, так как это потребовало бы весьма больших объемов вытяжки. Вследствие локонообразного характера границ струй, диффузионных процессов и иных явлений некоторое количество вредных выделений в воздух помещений все же поступает.

Рассеявшееся количество вредных выделений удаляется общеобменной вентиляцией. Данные о количестве поступающих в воздух помещения вредных выделений от отдельных видов местных отсосов в справочно-нормативной литературе практически отсутствуют, что не позволяет точно рассчитать объем общеобменной вытяжки.

Если входное отверстие местного отсоса меньше поперечного сечения струи на входе в отсос, полное улавливание достигается увеличением объема вытяжки, при этом вблизи входного отверстия возникает *спектр всасывания*, который будет улавливать вредности за пределами границ всасывающего отверстия, изменяя траекторию их движения, но при этом расход воздуха будет больше минимального ($k > 1$). Объем удаляемого из отсоса воздуха определяется из условия, чтобы скоростное поле отсоса преобладало над скоростным

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

полем загрязненного воздуха и транспортировало загрязнения в отсос. Указанный принцип работы применяется местными отсосами нескольких типов: бортовыми, кольцевыми, панелями равномерного всасывания и др.

§40. Перенос вредностей в турбулентном потоке навстречу направлению движения воздуха

Принято считать, что скорость диффузионного переноса невелика и поэтому воздушный поток в рабочих проемах и неплотностях укрытия обеспечивает полную локализацию вредностей. Вместе с тем натурные замеры воздушной среды показали существование заметного выноса в помещение вредностей от укрытий, находящихся под разрежением, если концентрация паров и газов в них в сотни и тысячи раз превышает ПДК.

Зона дыхания работника находится вблизи центра рабочего проема вытяжного шкафа. Принято считать, что вдоль оси рабочего проема, в элементарной струе воздух к проему движется плоскопараллельным потоком с постоянной скоростью, а в плоскости рабочего проема поддерживается постоянная концентрация примеси C_0. В направлении оси навстречу потоку воздуха концентрация примеси снижается (рис. 7.1) по асимптотической кривой. Если течение воздушного потока стационарное, изменение концентрации описывается дифференциальным уравнением:

$$A\frac{d^2C}{dx^2}+v\frac{dC}{dx}=0, \qquad (7.2)$$

где C – концентрация примеси вредного газа к воздуху, г/м^3; v – скорость потока, м/с; A – коэффициент турбулентного обмена, в ламинарном потоке стремится к величине коэффициента диффузии, м^2/с.

Решение уравнения (7.2) имеет вид: $C = C_1 + C_2 \cdot e^{-vx/A}$.

Для граничных условий $x = 0, C = C_0$;

$x = a, C = C_a$.

Концентрация в произвольной точке на расстоянии x от плоскости рабочего проема

$$C=\left(-\frac{C_0}{e^{vx/A}}+C_a\right)\Bigg/\left(1-\frac{1}{e^{va/A}}\right)+\frac{C_0-C_0}{\left(1+\frac{1}{e^{va/A}}\right)\frac{1}{e^{vx/A}}}. \qquad (7.3)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

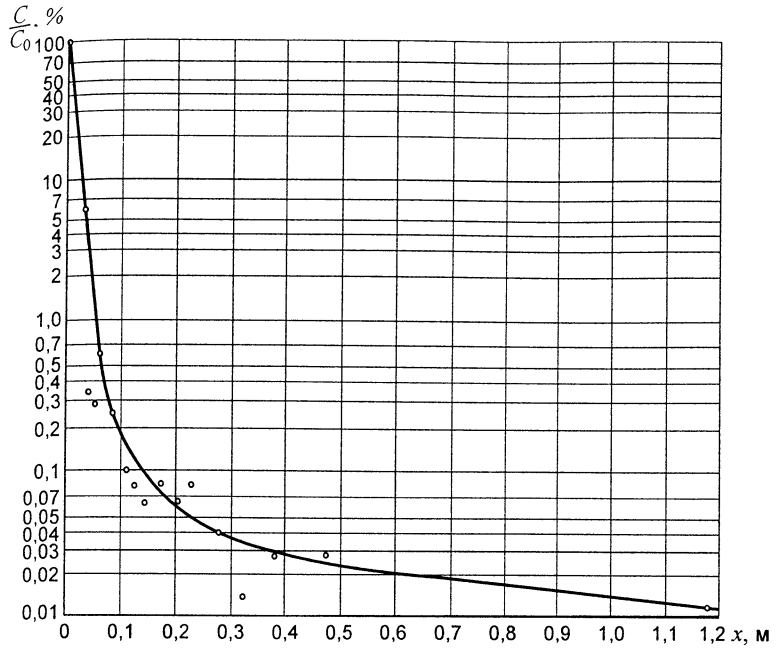


Рис 7.1. Схема распределения концентраций газовой примеси во встречном плоскопараллельном потоке воздуха

C_0 – концентрация примесей в плоскости рабочего проема вытяжного шкафа

Если плоскопараллельный поток имеет бесконечную длину, и в бесконечности $x \to \infty$ имеет место фоновая концентрация C_a

$$C - C_a = \frac{C_0 - C_a}{e^{vx/A}}. \tag{7.4}$$

Если в бесконечности ($x \to \infty$) фоновая концентрация равна 0, формула еще более упрощается и концентрация в произвольной точке на расстоянии от рабочего проема x:

$$C = \frac{C_0}{e^{vx/A}}. \tag{7.5}$$

Поле концентраций является следствием динамического равновесия между процессом диффузии и движения воздушного потока, вредные примеси в воздух помещений не поступают, если окружающий воздух неподвижен. Однако существующие в помещении попе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

речные потоки воздуха выносят вредные пары и газы в объем помещения, разрушая поле концентраций. Дополнительный вынос вредной примеси восстанавливает динамическое равновесие до момента повторного разрушения поля концентраций поперечным воздушным потоком.

§41. Полностью закрытые отсосы

Кожухи различной конструкции широко применяются для борьбы с пылью, значительные количества которой выделяются при дроблении, размоле и транспортировании раздробленных материалов. Дробление материалов производится в дробилках различной конструкции и является непрерывной технологией, построенной по вертикальному принципу. Материал вертикальным подъемником-элеватором, подается в верхнюю часть технологической линии и оттуда по желобам самотеком или ленточными транспортерами подается от одного аппарата к другому. Значительные количества пыли выделяются в так называемых «пересыпках» – *технологических узлах перегрузки сыпучих материалов из желоба или бункера на транспортерную ленту.* Причиной выделения пыли в местах перегрузки сыпучих материалов на транспортерную ленту является перенос материалом, перемещающимся по желобу, воздуха. Механизм переноса двоякий:

1) перемещение воздуха, находящегося в пустотах между частицами материала;

2) движущийся материал вовлекает в движение окружающий воздух силами вязкости, так как желоб не полностью заполняется материалом.

Объемный расход воздуха, м^3/ч, вносимого в укрытие «пересыпки» с поступающим по желобам материалом, определяется по формуле:

$$L_м = 0,12 K_y W_м v_v^2, \qquad (7.6)$$

где K_y – коэффициент, зависящий от конструкции укрытия материала: при вентилируемых перепадах с ленты на ленту транспортера $K_y = 1...1,2$; для емких укрытии, загружаемых через желоб, и невентилируемых перепадов с ленты на ленту транспортера $K_y = 1,4...2$; для укрытий на транспортере при поступлении материала из дробилок $K_y = 2,2...3$; $W_м$ – объемный расход материала, загружаемого через желоб, м^3/ч; $v_м$ – скорость движения материала в укрытие из загрузочной течки, м/с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расход поступающего материала, м^3/ч, можно определить по формуле

$$W_м = 300 b^2 v_2, \qquad (7.7)$$

где b – ширина ленты транспортера, м; v_2 – скорость движения ленты транспортера, м/с.

Скорость движения материала определяется по желобу как:

$$v_м = \sqrt{19,62 H (1 - 1,2 f_м \operatorname{ctg} \alpha)}, \qquad (7.8)$$

где H – высота падения материала в желобе, м; $f_м$ – коэффициент трения материала о поверхность желоба; α – угол наклона желоба к горизонтали, град.

Коэффициент трения материала $f_м$ может приниматься равным:

- для гипса и руды – 0,65;
- глины и сырой земли – 0,8;
- сухой земли, щебня, гравия и каменного угля – 0,5;
- песка и шлака – 0,6.

Пример 7.5. Определить расход воздуха, удаляемого от укрытия «пересыпки» сухой земли в землеприготовительном отделении чугунолитейного цеха. Земля подается на транспортер из бункера через желоб под углом $\alpha = 90°$ с расходом 200 м^3/ч. Высота падения материала 2,5 м. Коэффициент трения сухой земли о поверхность течки 0,5. Общая площадь щелей в укрытии транспортера $F_{тр} = 0,445$ м^2. Скорость проникания воздуха через неплотности укрытия 1,5 м/с.

Решение. Определяем по формуле (7.8) скорость движения материала при входе в укрытие:

$$v = \sqrt{19,62 \cdot 2,5 \cdot (1 - 1,2 \cdot 0,5 \cdot 0)} = 7 \text{ м/с}.$$

Объемный расход воздуха, вносимого в укрытие с поступающей землей, подсчитываем по формуле (7.6):

$$L_м = 0,12 \cdot 3 \cdot 200 \cdot 7^2 = 3530 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход воздуха, который необходимо удалять из укрытия для создания в неплотностях укрытия скорости, препятствующей выбиванию пыли в помещение равен:

$$L_{вс} = 3600 v F_{тр} = 3600 \cdot 1,5 \cdot 0,445 = 2420 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Общий объемный расход воздуха, удаляемого из-под укрытия:

$$L = 3530 + 2420 = 5950 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Элеваторы (рис. 7.2), с помощью которых производится подъем сыпучих материалов, должны быть заключены в кожух по всей высоте. Причем при подъеме холодного материала отсос воздуха следует осуществлять от башмака элеватора (места загрузки), а при подъеме материалов с температурой выше 50°С – от верхней головки элеватора. Расход отсасываемого воздуха принимается в зависимости от ширины ковша и высоты подъема в пределах 600–1700 м^3/ч.

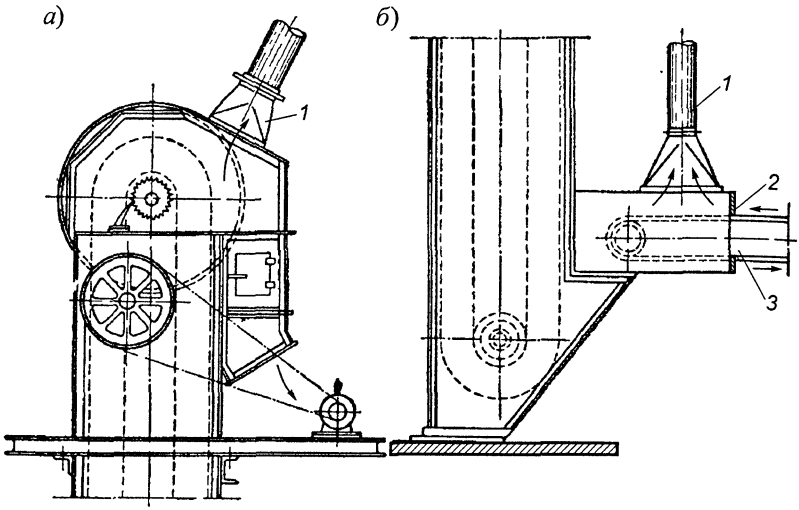


Рис. 7.2. Схема аспирации элеватора
а – головка элеватора, *б* – башмак элеватора
1 – патрубок для удаления воздуха; *2* – лента транспортера

Источником обильного пылевыделения являются *бегуны* (рис. 7.3) и *шаровые мельницы* (рис. 7.4) служащие для размола всевозможных материалов (угля, глины, песка и т.п.). *Бегуны* состоят из тарельчатой чаши, вокруг оси которой по дну чаши катятся тяжелые металлические колеса, дробящие насыпанный в чашу материал и перемешивающие его. Объем вытяжки от укрытия бегунов определяется из условия обеспечения скорости в рабочем проеме не менее 1,0 м/с, но объем вытяжки не должен быть менее 3000 м^3/ч.

Шаровая мельница состоит из пустотелого цилиндрического барабана, в который насыпаны металлические шары и подлежащий

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

дроблению материал, заполняющие его наполовину. При вращении барабана шары перекатываются, соударяются с материалом, дробя его. В зависимости от размера бегуны и шаровые мельницы укрываются либо кожухом, либо сплошным укрытием. Шаровые мельницы малого размера укрываются кожухом, объем отсасываемого воздуха 800–1200 м^3/ч при скорости в рабочем отверстии 2 м/с. Из кожуха мельницы отсасывается две трети расхода воздуха, а одна треть отсасывается от места загрузки мельницы. Мельницы большой производительности должны вентилироваться через сплошное укрытие с отсосом от кожуха сверху 1500–2500 м^3/ч воздуха.

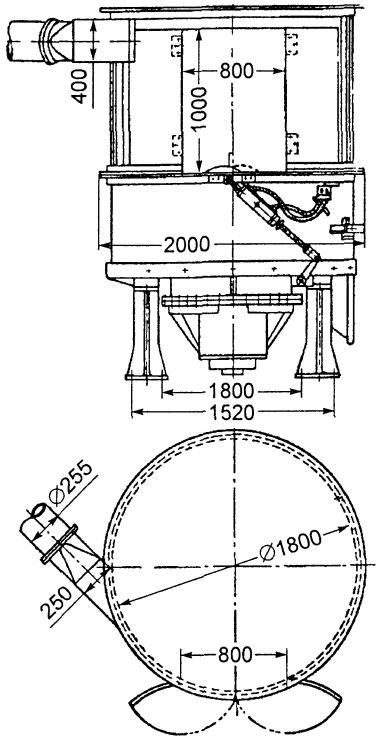


Рис. 7.3 Укрытие смешивающих бегунов, оборудованных местным отсосом

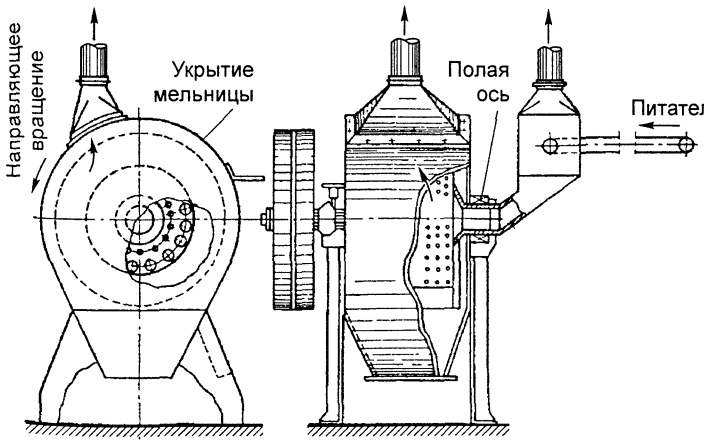


Рис 7.4. Схема аспирации шаровой мельницы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Мелкое литье очищают от формовочной земли и окалины в *очистных* (*галтовочных*) *барабанах* путем соударения деталей друг с другом при вращении барабана (рис. 7.5). Образующаяся пыль отсасывается через полую цапфу с объемным расходом, м^3/ч, равным:

$$L = 1800d^2, \tag{7.9}$$

где d – диаметр барабана, м

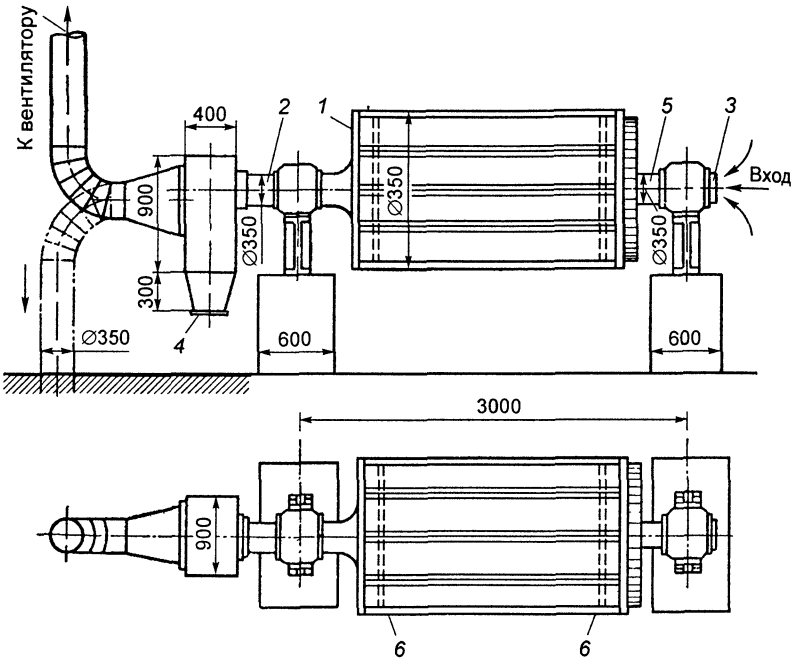


Рис. 7.5. Схема вытяжки из галтовочного барабана

1 – галтовочный барабан; *2* – полая цапфа, через которую удаляется запыленный воздух; *3*, *5* – полая цапфа, через которую воздух поступает в барабан, *4* – пылеосадочная камера; *6* – решетка внутри барабана

Очистку более крупного литья или иных металлических деталей производят в *камерах пескоструйной* и *гидропескоструйной очистки.* Камеры малого и среднего объема (рис. 7.6) обслуживаются снаружи. При объеме камеры $V \leq 1$ м^3 объем вытяжки определяется из условия обеспечения 1800 1/ч, но не менее 1000 м^3/ч. Если объем $1 < V \leq 8$ м^3 кратность вытяжки составляет $\approx$ 1200 1/ч, но не менее 2000 м^3/ч.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

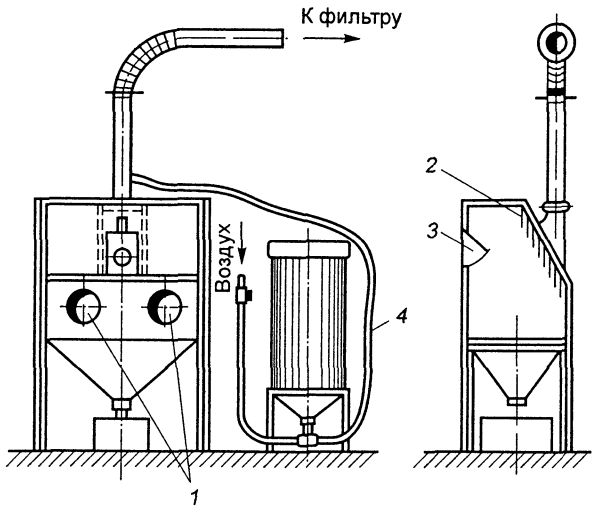


Рис 7.6. Пескоструйная камера для очистки металлических изделий
1 – отверстия для рук; *2* – щитки или цепи, предотвращающие попадание песка в воздуховод, *3* – смотровое окно; *4* – шланг сжатого воздуха

Защитно-обеспыливающие кожухи устраивают у станков, обработка изделий на которых производится с помощью абразивных или матерчатых кругов. К ним относятся обдирочные полировальные и заточные станки по металлу. В кожухах (рис. 7.7) создается разрежение, при котором скорость входа воздуха в рабочее отверстие значительно выше скорости витания частиц пыли.

Объемный расход воздуха L, м^3/ч, удаляемого от заточных, шлифовальных и обдирочных станков, определяется в зависимости от диаметра круга $d_{кр}$, мм:

при $d_{кр} < 250$ мм $\quad L = 2d_{кр}$; (7.10)

при $d_{кр}$ от 250 до 600 мм $\quad L = 1{,}8\ d_{кр}$; (7.11)

при $d_{кр} > 600$ мм $\quad L = 1{,}6\ d_{кр}$. (7.12)

Объемный расход воздуха, удаляемого от полировальных станков оборудованных:

- матерчатыми кругами:

$$L = 6d_{кр}; \quad (7.13)$$

- войлочными:

$$L = 4d_{кр}. \quad (7.14)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

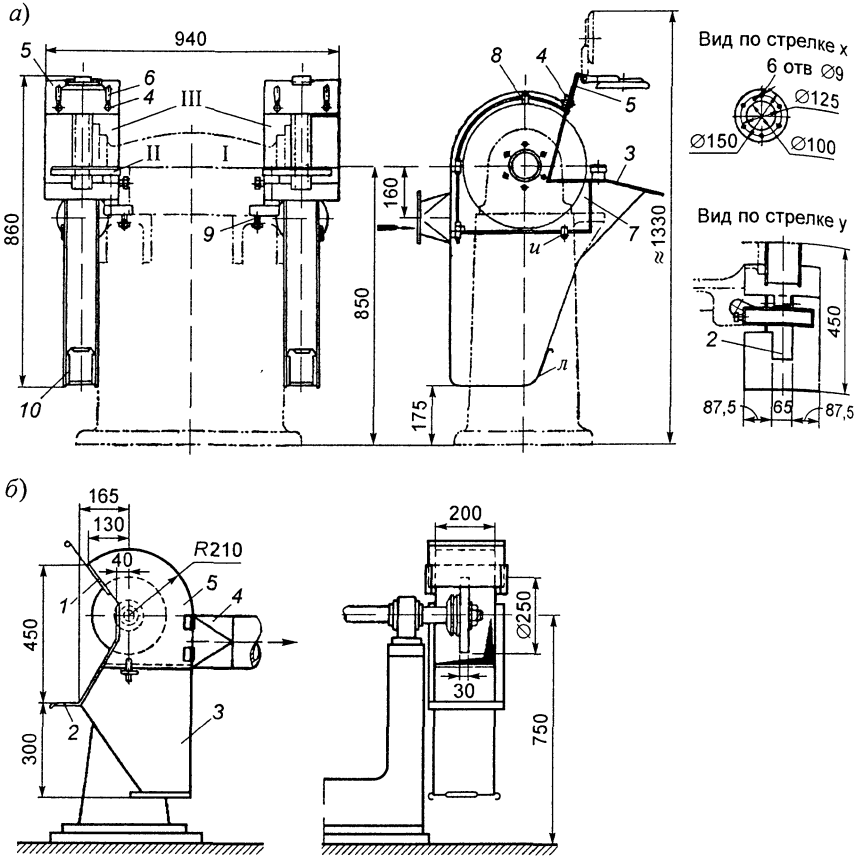


Рис 7.7. Защитно-обеспыливающие кожухи обдирочно-шлифовального и полировального станков

а – кожухи обдирочно-шлифовального станка: *3* – опорная плита; *9* – винт крепления кожуха; *4* – петля кронштейна, *5* – кронштейн с защитным стеклом, *6* – прорези для перемещения кронштейна, *7* – откидывающаяся часть кожуха; *8* – защитная стальная полоса

б – кожухи полировального станка: *1* – задвижка, регулирующая степень открытия рабочего отверстия, *2* – опорная плита, *3* – сборник пыли, *4* – патрубок для удаления воздуха, *5* – откидывающаяся вбок часть кожуха

§42. Кожухи, укрывающие тепло- и влаговыделяющее оборудование

Сушильные установки непрерывного действия, часто используют для сушки ленточных материалов: бумаги на бумагоделательных комбинатах, ткани в цехах аппретурной отделки ткани и т.д. Раньше сушка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

производилась сушильными барабанами (пустотелыми цилиндрами, в которые подавался насыщенный пар), теперь инфракрасными излучателями или иными устройствами. Такого рода агрегаты помещают в сплошные укрытия, имеющие два рабочих проема в виде щелей, через которые материал подается в сушильную установку и удаляется из нее. Объем вытяжки должен удовлетворять двум требованиям:

- предотвращать выбивание вредных выделений через рабочие проемы общей площадью $\Sigma A_{проем}$;
- полностью ассимилировать испаряющуюся влагу, предотвращая конденсацию водяного пара в укрытии.

Требуемый объем вытяжки, обеспечивающий локализацию вредных выделений:

$$L_{тр} = 3600 v_{проем} \Sigma A_{проем}. \qquad (7.15)$$

Количество испаряющейся влаги W, кг/ч:

$$W = G_{мат} (u_{нач} - u_{конеч}), \qquad (7.16)$$

где $G_{мат}$ – производительность сушильного агрегата в кг/ч высушиваемой ткани; $u_{нач}$ и $u_{конеч}$ – начальная и конечная влажность высушиваемого материала, измеряемая в кг влаги, приходящейся на 1 кг высушенного материала.

Эта влага должна удаляться воздухом в объеме $L_{тр}$. Тогда влажность удаляемого из сушильной установки воздуха $d_{конеч}$ определится как:

$$d_{конеч} = d_в + \frac{10^3 \cdot W}{\rho_{возд} L_{тр}}, \qquad (7.17)$$

где $d_в$ – влагосодержание воздуха в цехе, г/кг сух. возд.

Во избежание конденсации водяного пара в укрытии $d_{конеч}$ должна соответствовать относительной влажности 90–95%. С помощью таблиц или I–d диаграммы определяется требуемая температура воздуха в укрытии $t_{тр}$ при которой $d_{конеч}$ соответствует относительной влажности 90–95%.

Фактическая температура воздуха в укрытии определяется из уравнения теплового баланса сушильного агрегата, размещенного в вентилируемом укрытии. Правая часть уравнения вычисляет расход теплоты на подогрев удаляемого из укрытия воздуха.

$$Q_{с\,а} - rW - \frac{3,6}{R_0}(t_{укр} - t_в) A_{укр} = c_в \rho_{в\,укр} L_{тр} (t_{укр} - t_в), \qquad (7.18)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где $Q_{с.а}$ – полное количество тепловой или электрической энергии, подводимое к сушильному агрегату, кДж/ч; r – теплота конденсации водяного пара, кДж/кг; W – количество испаряющейся в укрытии влаги, кг/ч; $A_{укр}$ – поверхность укрытия, м^2; R_0 – термическое сопротивление стенки укрытия; $c_в$ и $\rho_{в\,укр}$ – удельная теплоемкость и плотность воздуха при температуре внутри укрытия; $t_{укр}$ и $t_в$ – температуры воздуха в укрытии и цехе, °С.

Из (7.18) следует, что фактическая температура укрытия:

$$t_{укр} = t_в + \frac{Q_{с\,в} - rW + c_в \rho_{в\,укр} L_{тр} t_в + \dfrac{3{,}6 A_{укр}}{R_0} t_в}{\dfrac{3{,}6 A_{укр}}{R_0} + c_в \rho_{в.укр} L_{тр}}. \qquad (7.19)$$

Возможны два варианта:

• $t_{укр} \geq t_{тр}$ – способность воздуха ассимилировать водяные пары достаточна;

• $t_{укр} \leq t_{тр}$ – ассимилирующая способность воздуха недостаточна для удаления водяных паров, имеет место частичная их конденсация в укрытии.

Температуру воздуха в укрытии можно повысить, утеплив ограждающие конструкции ограждения. Если это не дает требуемого результата, придется в укрытии устанавливать дополнительные подогреватели, обеспечивающие требуемое значение температуры в укрытии.

§43. Вытяжные шкафы, витринные отсосы

Относятся к полуоткрытым отсосам и представляют собой укрытия с рабочим проемом, достаточным для проведения различного вида работ, сопровождающихся вредными выделениями.

Принцип действия укрытия: из шкафа производится отсос воздуха в количестве, создающем в рабочем проеме скорость, достаточную для предотвращения выбивания образующихся внутри шкафа вредных выделений.

Существует три конструктивные схемы вытяжных шкафов (рис. 7.8). В случае газообразных выделений легче воздуха воздух удаляется из верхней зоны шкафа, тяжелее – из нижней. Из верхней и нижней зон одновременно удаление воздуха производится, если плотности воздуха и вредных выделений примерно одинаковы, или в шкафу имеются конвективные или иные потоки воздуха, которые выносят часть вредностей тяжелее воздуха вверх. Соотношение вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тяжки из верхней и нижней частей шкафа подбирается индивидуально в каждом конкретном случае с помощь клапанов.

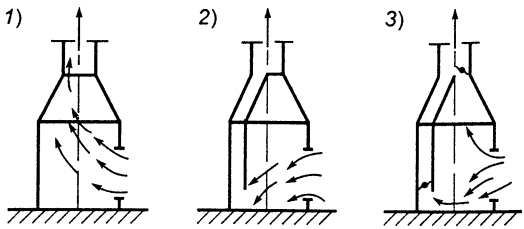


Рис 7.8. Конструктивные схемы вытяжных шкафов для улавливания вредных паров, газов различной плотности и пыли

1 – плотность выделяющихся вредностей меньше плотности воздуха; *2* – плотность вредных паров и газов больше плотности воздуха; *3* – плотности воздуха и вредностей примерно одинаковы, возможен вынос вредных веществ тяжелее воздуха в верхнюю часть шкафа конвективными или иными потоками воздуха

Объем удаляемого из вытяжного шкафа воздуха, $м^3/ч$, определяется как:

$$L_{шкафа} = 3600 A v, \qquad (7.20)$$

где v – рекомендуемая скорость воздуха в рабочем проеме, м/с; A – площадь рабочего проема, $м^2$.

Рекомендуемая скорость воздуха выбирается в зависимости от класса опасности вредных выделений (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Рекомендуемые скорости всасывания воздуха в рабочих проемах вытяжных шкафов при некоторых производственных операциях

Производственные операции	Основные вредные выделения	Класс опасности	Рекомендуемая средняя скорость воздуха в рабочем проеме, м/с
Операции с особо вредными веществами	радиоактивные вещества, теллур, бериллий	чрезвычайно-опасные	2–3
Работа с нагретой ртутью	пары ртути	высоко-опасные	1,1–1,3
Работа с метиловым спиртом	метиловый спирт	умеренно-опасные	0,9–1,1
Промывка в бензине	пары бензина	мало-опасные	0,5–0,6

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вытяжные шкафы со значительными тепловыделениями могут работать на естественной тяге, за счет разности плотности воздуха в шкафу и помещении. Для предотвращения выбивания вредных выделений из шкафа уровень равенства нулевых давлений внутри и снаружи шкафа (нейтральная плоскость) в нем должен располагаться не ниже верхней кромки проема, в противном случае произойдет выброс вредных выделений в помещение (рис. 7.9).

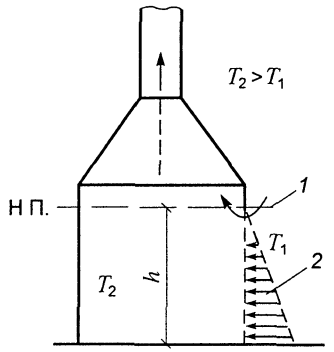


Рис 7 9 К определению расхода в вытяжном шкафу с тепловыделениями

1 – уровень нейтральной плоскости при работе вытяжки, *2* – эпюра распределения давлений в рабочем проеме шкафа; T_1 – температура воздуха в помещении; T_2 – температура газов внутри вытяжного шкафа

Требуемый расход воздуха, предотвращающий выбивание вредностей через верхнюю кромку рабочего проема, L, м^3/ч, может быть определен по формуле:

$$L = 114\sqrt[3]{hQA^2}, \qquad (7.21)$$

где h – высота открытого проема шкафа, м; Q – количество тепла, выделяемого в шкафу, Вт; A – площадь рабочего проема шкафа, м^2.

Если вытяжка из шкафа механическая, необходимо при выборе расчетного давления вентилятора к аэродинамическим потерям в воздуховодах прибавлять давление $\Delta p = gh(\rho_в - \rho_{шк})$, которое обеспечит удерживание нейтральной плоскости выше кромки рабочего проема.

Специфическую конструкцию имеют вытяжные шкафы для работы с особо токсичными парами и газами. Как было показано выше (см. §40), при работе с особо токсичными веществами в зоне дыхания рабочего вблизи рабочего проема вытяжного шкафа концентрация вредных веществ может существенно превышать предельно-допустимую.

Скорость в рабочем проеме, обеспечивающую ПДК вредного выделения в зоне дыхания рабочего на расстоянии a, можно определить из выражения:

$$v = \frac{A}{0{,}434a} \lg \frac{C_0 - C_\infty}{C_{пдк} - C_\infty}, \qquad (7.22)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где A – коэффициент турбулентного обмена, м^2/с; a – расстояние от плоскости рабочего проема до зоны дыхания, м; C_0, $C_{пдк}$, C_∞ – концентрации, соответственно, в вытяжном шкафу, предельно-допустимая и фоновая в помещении, мг/м^3.

Коэффициент турбулентного обмена у входа в рабочий проем с достаточно для практических расчетов точностью можно определить как:

$$A = 0{,}25\varepsilon^{1/3} d_{экв}^{4/3},$$

где ε – количество кинетической энергии, затухающей в единице массы окружающего воздуха, м^2/с^3; $d_{экв} = 2ab/(a + b)$ – эквивалентный диаметр рабочего проема вытяжного шкафа, м.

Если концентрация вредных веществ столь велика, что в зоне дыхания рабочего скорость превышает допустимую величину, непосредственно в шкаф подается воздух для снижения концентрации C_0 внутри шкафа и, как следствие, в зоне дыхания (рис. 7.10).

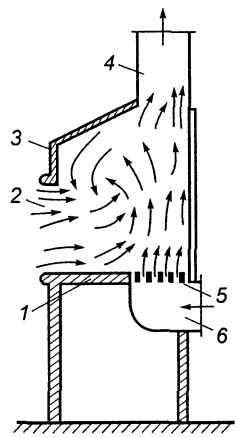
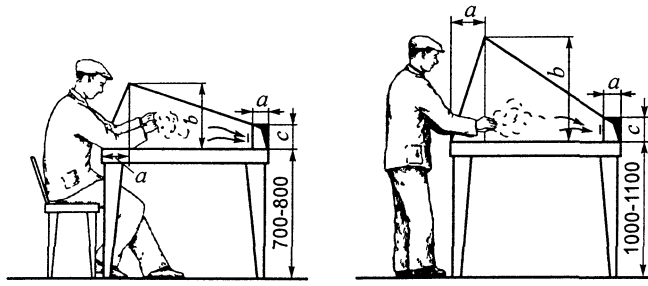


Рис 7.10. Схема вытяжного шкафа для работ, сопровождающихся выделениями высокотоксичных паров и газов

1 – рабочий стол, *2* – плавный вход в рабочий проем; *3* – корпус вытяжного шкафа; *4* – вытяжной шкаф; *5* – приточная решетка; *6* – воздуховод, подающий внутрь шкафа воздух, необходимый для снижения концентрации вредных выделений внутри шкафа до приемлемого уровня

Витринные отсосы являются разновидностью вытяжных шкафов, устраиваются у рабочих столов, если технологический процесс сопровождается выделениями пыли или газов и паров тяжелее воздуха. Отличаются от вытяжных шкафов бóльшим наклоном плоскости рабочего проема к плоскости стола, что обеспечивает лучшее наблюдение за выполняемыми операциями. Витринный отсос обычно имеет бóльшую протяженность нежели вытяжной шкаф, поэтому вытяжка из него выполняется через воздуховод равномерного всасывания постоянного поперечного сечения со щелью постоянной ширины (так называемый отсос типа «улитка») (рис. 7.11). Объем вытяжки определяется по величине допустимой скорости в рабочем проеме.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru



Витринный отсос при работе сидя Витринный отсос при работе стоя

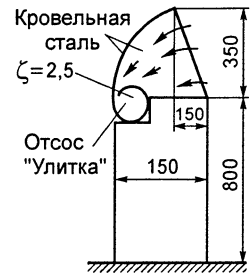


Рис. 7.11. Схема витринного отсоса

§44. Вытяжные зонты, шторные завесы, всасывающие воронки

Применяются для улавливания вредных выделений, выносимых в помещение устойчивыми конвективными струями (средняя скорость в конвективной струе должна составлять ~ 0,5 м/с).

Наибольшая степень улавливания при наименьшем расходе воздуха может быть достигнута, если скорость в рабочем отверстии будет равна скорости воспринимаемой зонтом струи, а конфигурация вытяжного отверстия соответствовать конфигурации струи на входе в отсос.

При конструировании зонта стремятся получить равномерное скоростное поле в плоскости всасывающего проема. Скорости в рабочем отверстии зонта будут одинаковыми, если угол между образующими конусной части зонта не будет превышать 60°. По аэродинамической схеме зонт представляет собой конический вход в воздуховод, и, как во входе в любой воздуховод вблизи кромок входного отверстия зонта имеет место некоторое сужение потока, вызванное вихрем, который способствует выбиванию вредностей. Выбивание вредностей из зонта устраняется устройством «юбки». образующей «карман», в котором размещается вихрь, препятство-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

вавший плавному входу воздушного потока в зонт (рис. 7.12). Если высота помещения не позволяет иметь один зонт над источником, улавливание производится несколькими сочлененными зонтами с рекомендуемым углом раскрытия. В случае, когда это решение оказывается неприемлемым и угол раскрытия превышает 60°, зонт следует превратить в разновидность панели равномерного всасывания путем установки в рабочем отверстии специальной решетки.

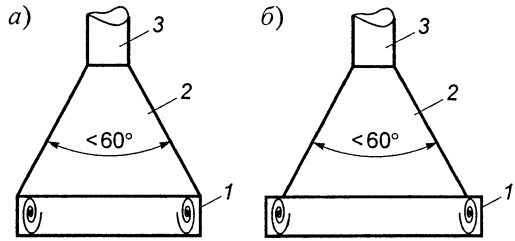


Рис. 7.12. Принципиальная схема вытяжного зонта

а – с «юбкой» общепринятой формы, *б* – с «юбкой» оптимальной формы, более трудоемкой в изготовлении; *1* – «юбка», *2* – конусная часть, *3* – вытяжной воздуховод

Обычно применяют зонты со следующими параметрами:

$$A_{зонта} = 1{,}5A_{источника}, \quad L_{зонта} = 1{,}5L_{конв\ стр}, \tag{7.23}$$

где $A_{источника}$ и $L_{конв\ стр}$ – площадь горизонтальной проекции источника вредных выделений и расход воздуха в конвективной струе на входе в зонт; $A_{зонта}$ и $L_{зонта}$ соответственно, площадь рабочего проема, м^2, и объем вытяжки зонта, м^3/ч.

Нижняя кромка зонта должна отстоять от пола на расстоянии 1,8–2,0 м для того, чтобы не мешать работе. Если технологический процесс предусматривает использование подъемных устройств для загрузок–выгрузки изделий из укрываемого оборудования, предусматривается устройство поворотного зонта (рис. 7.13).

Объемный расход воздуха $L_{конв\ стр}$, м^3/ч, в тепловой струе, поднимающейся над источником, может быть определен по формуле:

$$L = 4{,}04 \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{QA^2H}, \tag{7.24}$$

где Q – количество конвективного тепла, выделяемого источником, Вт; A – площадь горизонтальной проекции поверхности источника тепловыделений, м^2; H – расстояние от источника тепловыделений до кромки зонта, м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

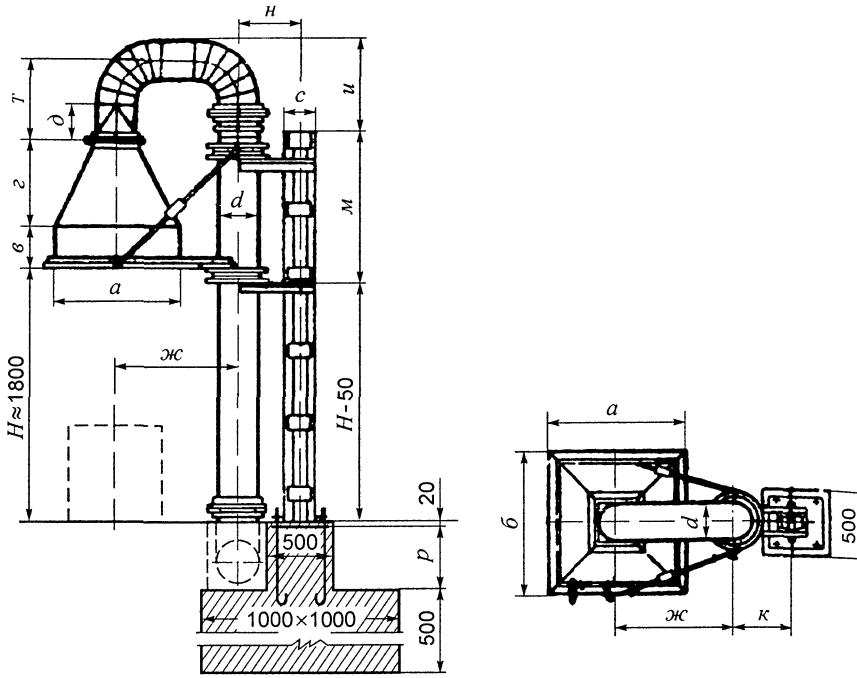


Рис 7.13. Поворотный вытяжной зонт

В общем случае расход воздуха, удаляемого зонтом, может быть определен по формуле:

$$L_{шкафа} = 3600Av, \qquad (7.25)$$

где v – средняя скорость движения воздуха в приемном отверстии зонта, м/с; A – площадь воздухоприемного отверстия зонта, м^2.

Если удаляемые веществе нетоксичны (теплота или влага) скорость может приниматься равной 0,15–0,25 м/с.

Существует ряд производств, выделение вредностей которых имеет периодический характер, но в значительном количестве (закалка деталей в масляных ваннах, работа пропарочных камер заводов железобетонных изделий и т.д.). Иногда такой характер поступления в помещение вредных выделений называется залповым выбросом. Необходимость увеличения объема зонта привела к появлению **шторных завес**, отличающихся от обычных зонтов использованием ограждений зданий в качестве стенок укрытия (рис. 7.14). Объем вытяжки будет минимальным, если зонт вмещает весь объем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

выделившихся вредных выделений, они легче воздуха и могут находиться в укрытии весь промежуток времени между двумя выбросами. В этом случае производительность вентилятора может быть определена как:

$$L = V/\Delta z, \qquad (7.26)$$

где V – внутренний объем зонта, м^3; Δz – интервал времени между двумя выбросами вредных выделений, ч.

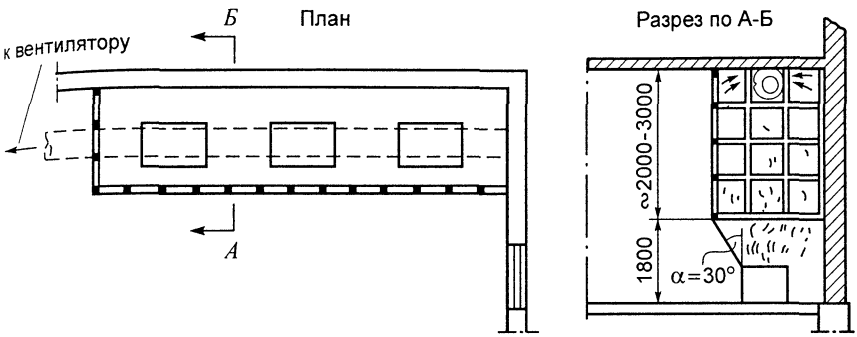


Рис 7.14. Схема шторной завесы

Разновидностью обычных зонтов являются **всасывающие воронки** (рис. 7.15), предназначенные для улавливания потоков запыленного воздуха кинетического происхождения от вращающихся кругов абразивного инструмента или обрабатываемых неметаллических изделий (например, графитовые электроды). Применяются в случаях, когда не удается применить кожуховые укрытия по технологическим причинам. Особенность воздушно-пылевых потоков, для улавливания которых применяются воронки – наличие частиц материала со значительной кинетической энергией, имеющие большую скорость, нежели воздушный поток. Гасить эту скорость следует стенками воронки, размещая воронку, как только возможно, ближе к источнику пылевыделений.

Простейшая воронка – усеченный конус круглой, прямоугольной или продолговатой формы. «Юбка», как правило, отсутствует. Устанавливается таким образом, чтобы полностью воспринимала пылегазовый поток. Скорость воздуха в приемном отверстии воронки не может быть меньше, нежели скорость в пылевоздушном потоке, выбирается по данным экспериментальных исследований.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

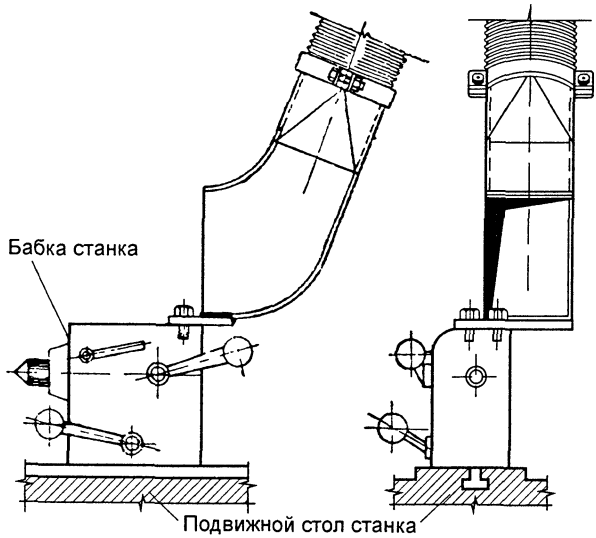


Рис 7.15. Схема всасывающей воронки

Скорость движения воздуха в зоне всасывания воронки в любой точке области, образованной продолжением граней (рис. 7.16),

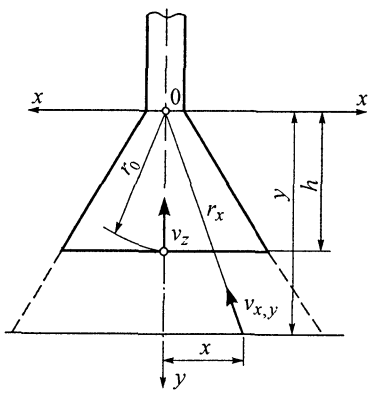


Рис 7 16 К определению скоростей в зоне действия всасывающей воронки

может быть определена при круглых и квадратных отверстиях зонтов по формуле:

$$v_{x,y} = \frac{v_z h^2}{x^2 + y^2}, \qquad (7.27)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

а при прямоугольных отверстиях зонтов ($a \times b$) при $a > b$ как:

$$v_{x,y} = v_z \frac{h^2}{\left[h + \left(\frac{a}{b} - 0{,}5a\right) y\right]^2}. \qquad (7.28)$$

При отсутствии устойчивых конвективных струй над тепловыми источниками и наличии в помещении горизонтальных воздушных потоков, способных изменить траекторию струи загрязненного воздуха, использование традиционных зонтов не рекомендуется. Возможно применение зонтов со свесами. Свесы – съемные полотнища, огораживающих пространство между источником и зонтом с трех или двух сторон. Работа такого зонта приближается к работе вытяжного шкафа.

§45. Зонты-козырьки

Устраивают у загрузочных отверстий промышленных печей. Для предотвращения поступления воздуха в печь и повышенного окисления нагреваемого металла, на поду печи поддерживается избыточное давление (разность давления газов в печи и атмосферного), равное нулю. У верхней кромки загрузочного проема избыточное давление больше атмосферного. Поэтому через верхнюю кромку в помещение постоянно выбиваются дымовые газы. В электрические печи для защиты от окисления иногда подают смесь газов специального состава, называемую защитной атмосферой. Раскаленные дымовые газы при закрытой дверке поднимаются вверх практически вертикально. В момент полного открывания загрузочного отверстия через нижнюю часть загрузочного отверстия в воздух поступает в полость печи, а через верхнюю часть вырывается струя раскаленных газов. Нижнюю и верхнюю части загрузочного отверстия печи разделяет так называемая нейтральная плоскость, в которой давление в печи равно атмосферному. Под влиянием разности плотностей дымовых газов траектория оси струи искривляется вверх, а струя улавливается зонтом-козырьком (рис. 7.17).

Вытяжка от зонтов-козырьков может быть естественной или механической. Температура вырывающихся газов часто превышает 1000°С, ее снижают до приемлемых пределов подмешиванием воздуха цеха. При естественной вытяжке температура удаляемой смеси воздуха и дымовых газов выбирается в пределах 300–400°С, при этом зонт-козырек и вытяжной воздуховод выполняются из листовой стали толщиной не менее 2 мм во избежание коробления. Если вы-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тяжка производится вентиляторами с клиноременной передачей температуру смеси принимают 120–130°С; в случае крепления рабочего колеса вентилятора на ось электродвигателя (исполнение 1) – 80°С.

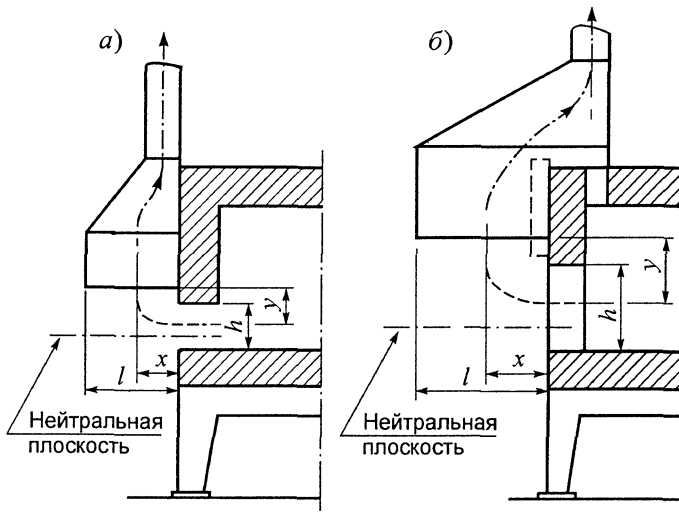


Рис. 7.17. Схемы зонтов-козырьков

При расчете определяют размеры приемного отверстия зонта и массовый расход удаляемой смеси продуктов сгорания и воздуха помещения. Расчет зонта-козырька состоит из двух этапов:

- определение положения нейтральной зоны, разделяющей загрузочное отверстие на части, работающие на приток и вытяжку;
- расчет параметров струи и размеров зонта-козырька, объема вытяжки.

На первом этапе расчета относительно принятого положения нейтральной зоны, вычисляются избыточные давления на осях приточной, вытяжной частей загрузочного отверстия:

$$\Delta p_{грав} = gH_i(\rho_в - \rho_{печи}), \qquad (7.29)$$

где H_i – расстояние от нейтральной плоскости до осей приточной и вытяжной частей загрузочного отверстия, а также до плоскости входного отверстия в газоход, м; $\rho_в$ и $\rho_{печи}$ – плотность, соответственно, воздуха цеха и дымовых газов.

Эти давления расходуются на перемещение воздуха из цеха в печь и дымовых газов в цех:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$gH_i(\rho_в - \rho_{печи}) = \frac{v_i^2}{2}\rho_i,$$

где ρ_i – равно плотности воздуха цеха для части загрузочного отверстия. работающего на приток, и плотности дымовых газов для верхней части загрузочного отверстия, откуда

$$v_i = \sqrt{\frac{2gH_i(\rho_в - \rho_{печи})}{\rho_i}}, \qquad (7.30)$$

где v_i – скорость в соответствующей части загрузочного отверстия или газоходе, м/с.

Расходы воздуха, поступающего в печь при открытой загрузочной дверце и дымовых газов, вырывающихся в помещение, определяется как:

$$G_i = 3600\mu A_i\sqrt{\frac{2gA_i(\rho_в - \rho_{печи})}{\rho_i}}, \qquad (7.31)$$

где μ – коэффициент расхода, принимаемый равным 0,65; A_i – площадь части загрузочного отверстия печи, работающая на приток или вытяжку, или площадь газохода.

Правильность выбора положения нейтральной плоскости определяется из газовоздушного баланса печи:

$$G_{дым\ газ} + G_{возд} - G_{газоход} - G_{струи} = 0, \qquad (7.32)$$

где $G_{дым\ газ}$ – масса дымовых газов, образующихся при сжигании в печи M кг/ч газа или мазута; $G_{возд}$ – масса врывающегося в печь через нижнюю часть загрузочного отверстия воздуха, кг/ч; $G_{газоход}$ – масса удаляемых через газоход дымовых газов, кг/ч; $G_{струи}$ – масса вырывающихся через верхнюю часть загрузочного отверстия дымовых газов, которая должна быть уловлена зонтом-козырьком, кг/ч.

Во втором этапе расчета вычисляется величина критерия Архимеда, Ar, струи дымовых газов, определяющая степень искривления траектории оси струи под действием гравитационных сил и координату пересечения осью струи плоскости рабочего отверстия зонта.

$$\mathrm{Ar} = \frac{gd_{экв}}{v_{струи}^2} \cdot \frac{T_{печи} - T_в}{T_в}, \qquad (7.33)$$

где g – ускорение силы тяжести, м/с^2; $d_{экв}$ – эквивалентный диаметр по скорости части загрузочного отверстия печи выше нейтральной плоскости, м; $v_{струи}$ – средняя скорость струи дымовых газов, поступаю-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

щих в помещение через верхнюю часть загрузочного отверстия, м/с; $T_{печи}$ и $T_в$ – абсолютные температуры печи и воздуха цеха, °К.

Расстояние x (рис. 7.17), на котором искривленная ось струи пересечется с плоскостью приемного отверстия зонта-козырька определяется соотношением:

$$\frac{y}{d_{экв}} = \frac{0,5}{m} \mathrm{Ar} \left(\frac{x}{d_{экв}} \right)^3, \tag{7.34}$$

откуда

$$x = \sqrt[3]{\frac{m y d_{экв}^2}{0,5 \mathrm{Ar}}}, \tag{7.35}$$

где x, y – координаты согласно рисунку 7.17, м; $m = 4,0$ – коэффициент изменения осевой скорости воздуха вдоль струи.

Угол расширения вытекающего из загрузочного отверстия газового потока составляет ~22°, тангенс 22° равен ~0,4. Ширина струи на расстоянии x составит:

$$b_x = b_0 + 0,4x,$$

а высота струи

$$a_x = a_0 + 0,4x,$$

где b_0 – ширины загрузочного отверстия печи, м; a_0 – высота верхней части загрузочного проема печи, через которую вырываются дымовые газы, м.

Вынос (вылет) зонта l, м (см. рис. 7.17) составит

$$l \geq x + 0,5a_x. \tag{7.36}$$

Ширина зонта

$$b_x \geq b_0 + 0,4x.$$

Для снижения температуры дымовых газов до приемлемой величины к дымовым газам подмешивается воздух помещения, расход которого определяется из балансового уравнения теплосодержаний.

• балансовое уравнение теплосодержаний, принимая удельные теплоемкости воздуха и дымовых газов одинаковыми, записывается в виде:

$$G_{дым\ газ} t_{дым\ газ} + G_{возд} t_в = (G_{дым\ газ} + G_{возд}) t_{смеси};$$

• количество подмешиваемого к дымовым газам воздуха с целью получения требуемой $t_{смеси}$:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$G_{возд} = G_{дым\ газ} \frac{t_{дым\ газ} - t_в}{t_{смеси} - t_в}. \qquad (7.37)$$

Общая масса удаляемого от зонта-козырька воздуха $G_{расчетн}$:

$$G_{расчетн} = G_{дым\ газ} + G_{возд}. \qquad (7.38)$$

§46. Бортовые отсосы

Бортовые отсосы применяют для предотвращения поступления вредных выделений с поверхности растворов в ваннах, где происходят процессы травления, обезжиривания и металлопокрытия. Различают *однобортовые* отсосы, когда щель отсоса расположена вдоль одной из длинных сторон ванны, *двухбортовые*, когда щели расположены у двух противоположных сторон, и *угловые* – при расположении щелей у двух соседних сторон.

Бортовой отсос называют *простым* (рис. 7.18*а*), когда воздухоприемные щели расположены в вертикальной плоскости, и *опрокинутым* (рис. 7.18*б*), когда щель расположена горизонтально, параллельно зеркалу ванны. Опрокинутые бортовые отсосы обеспечивают одинаковую с обычным эффективность улавливания вредностей при меньшем расходе воздуха.

Простые отсосы следует применять при высоком стоянии уровня раствора в ванне, когда расстояние от зеркала раствора до кромки щели отсоса H составляет менее 80–150 мм; опрокинутые при более низком стоянии уровня раствора (H = 150–300 мм и более).

Основная причина выноса вредностей из ванн – конвективный поток воздуха, формирующийся над зеркалом испарения.

Принцип действия бортового отсоса: удаляемый через бортовой отсос воздух формирует спектр всасывания, накладывающийся на конвективную струю и создающий результирующее скоростное поле, направленное к воздухоприемному отверстию бортового отсоса.

Односторонний бортовой отсос применяется при ширине ванны до 600 мм, при этом для опрокинутых бортовых отсосов расчетная ширина ванны измеряется от бортового отсоса до противоположного борта ванны. В случае простых бортовых отсосов ширина измеряется от борта до борта ванны.

Двухсторонний бортовой отсос используют при ширине ванны до 1200 мм. В случае простых бортовых отсосов расчетная ширина ванны измеряется от борта до борта, для опрокинутых – между кромками бортовых отсосов внутри ванны (рис. 7.18).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

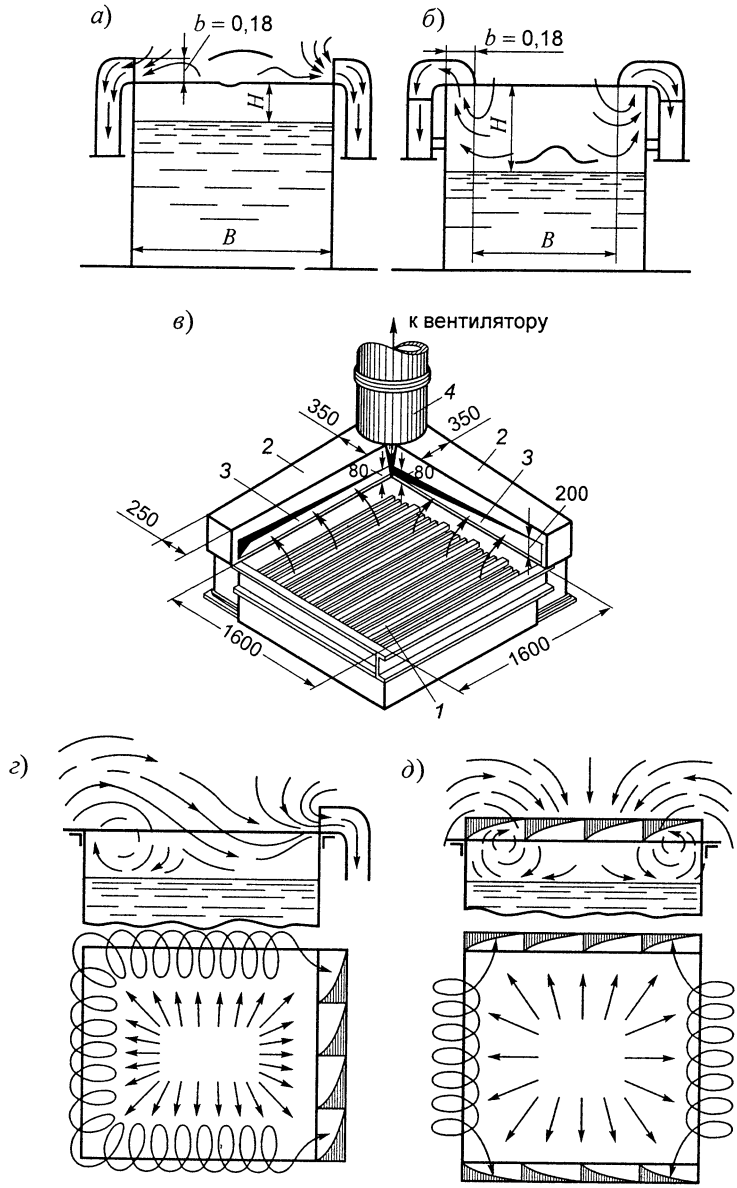


Рис 7.18 Бортовые отсосы

а – простой двухсторонний, *б* – опрокинутый двухсторонний, *в* – угловой, *г* – схема движения воздуха при работе одностороннего бортового отсоса, *д* – то же при работе двухстороннего простого бортового отсоса, *1* – зеркало испарения, *2* – воздуховод равномерного всасывания, *3* – воздухоприемная щель, *4* – воздуховод

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если ширина ванны составляет 1200–2000 мм применяют бортовые отсосы с передувом (рис. 7.19). При внешнем сходстве принцип действия бортового отсоса с передувом несколько иной, нежели у простых и опрокинутых бортовых отсосов. Задача приточного воздуховода равномерной раздачи со щелевым выпуском заключается в создании настилающейся на зеркало испарения воздушной плоской струи. Условие формирования настилающейся воздушной струи – незначительное заглубление зеркала испарения относительно кромок бортов ванны (не более 1–3 см). Настилающаяся воздушная струя ассимилирует вредные выделения, а подтекающий к внешней границе струи воздух препятствует прорыву вредных выделений из струи в помещение. Размещаемый на противоположной стороне бортовой отсос воспринимает воздух настилающейся струи, насыщенный вредными выделениями, и удаляет его за пределы помещения.

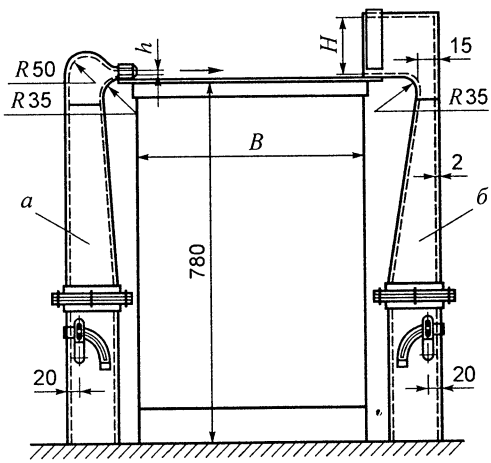


Рис 7.19. Бортовой отсос с передувом
а – приточный воздуховод, *б* – бортовой отсос

Секции бортовых отсосов выполняются в виде плоского конуса с углом раскрытия не более 60°. С целью большего выравнивания расхода по длине щели устраивают сужение секции вблизи щели. Угловые бортовые отсосы выполняются в виде воздуховодов равномерного всасывания переменного поперечного сечения. Ширину (высоту) щели отсоса принимают равной 0,1 ширины ванны *B*, но не менее 50 мм.

Секции бортовых отсосов присоединяются к воздуховоду, размещаемому ниже днища ванны с уклоном в сторону вентилятора для

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

стока конденсата, образующегося из мелких капель электролита или паров, захватываемым бортовым отсосом. Предусматривается слив конденсата из воздуховода и вентилятора. Воздуховод может размещаться этажом ниже под потолком перекрытия, на котором установлены ванны и в котором предусматриваются проемы для пропуска патрубков. Недостатком подобного вида установки является затрудненность перестановки ванн, так как по условиям обеспечения необходимой несущей способности перекрытия нельзя устраивать новые проемы в произвольно выбранных местах. Ванны устанавливают также на металлическую конструкцию рамного типа, в объеме которой и прокладывается воздуховод. Раньше воздуховод для удаления воздуха от ванн выполнялся в виде подпольного канала, выложенного кислотоупорным кирпичом. Это конструктивное решение является устаревшим, так как не обеспечивает удаление конденсата из канала, который просачивается в грунт, загрязняя его.

Расчет обычных и опрокинутых бортовых отсосов по методу М. М. Баранова основан на использовании графиков, построенных по результатам экспериментов.

Объемный расход воздуха L, м^3/ч, удаляемого бортовыми отсосами перечисленных выше видов, может быть определен по формуле:

$$L = q(t_в - t_{пов})^{1/3} \cdot l \cdot K_H \cdot K_v, \qquad (7.39)$$

где q – удельный расход воздуха, м^3/ч на 1 м длины ванны, определяемый по графикам на рис. 7.20 в зависимости от высоты спектра вредных выделений h и ширины ванны B; l – длина ванны, м; K_H – поправочный коэффициент на глубину уровня раствора в ванне H; K_v – поправочный коэффициент на скорость движения воздуха в помещении; для расчета K_v даны графики на рис. 7.21.

Для всех ванн с температурами, близкими к температуре воздуха цеха разность $\Delta t = t_в - t_{пов}$ следует принимать не менее 10°С.

Эффективность бортового отсоса выбирается в зависимости от степени токсичности выделяющихся вредных выделений. Это требование выполняется путем выбора соответствующей величины высоты спектра вредных выделений над уровнем поверхности зеркала ванны h, мм, согласно табл. 7.2. Под спектром вредных выделений понимают куполообразный насыщенный испарениями слой воздуха, который располагается над поверхностью зеркала ванны. Высота спектра вредностей – расстояние по вертикали от кромок бортов до самой высокой точки спектра. Его можно наблюдать при задымлении прилежащего к зеркалу ванны слоя воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

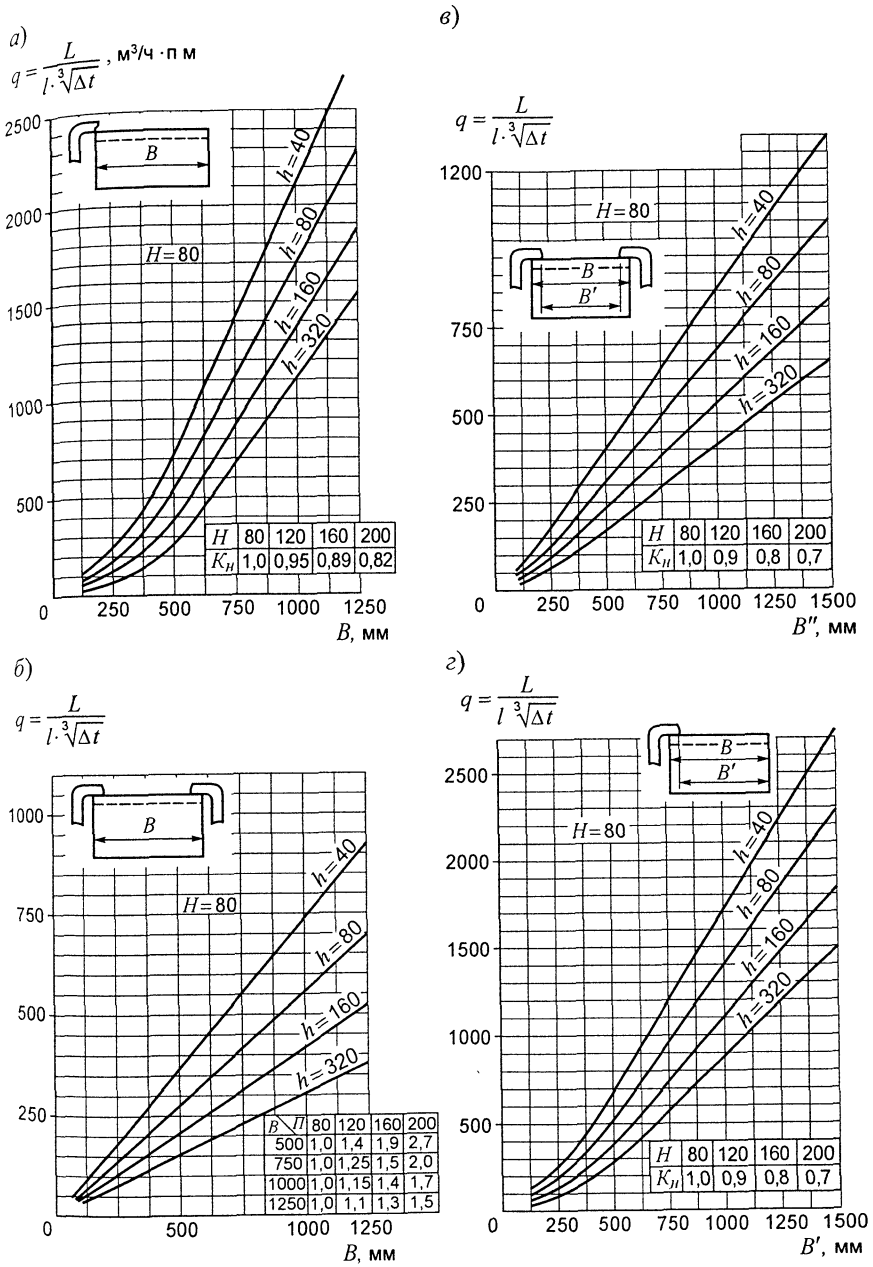


Рис 7.20. Графики для расчета одно- и двухсторонних бортовых отсосов
а – обычный однобортовой отсос, *б* – обычный двухбортовой отсос,
в – двухбортовой опрокинутый отсос, *г* – однобортовой опрокинутый отсос

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

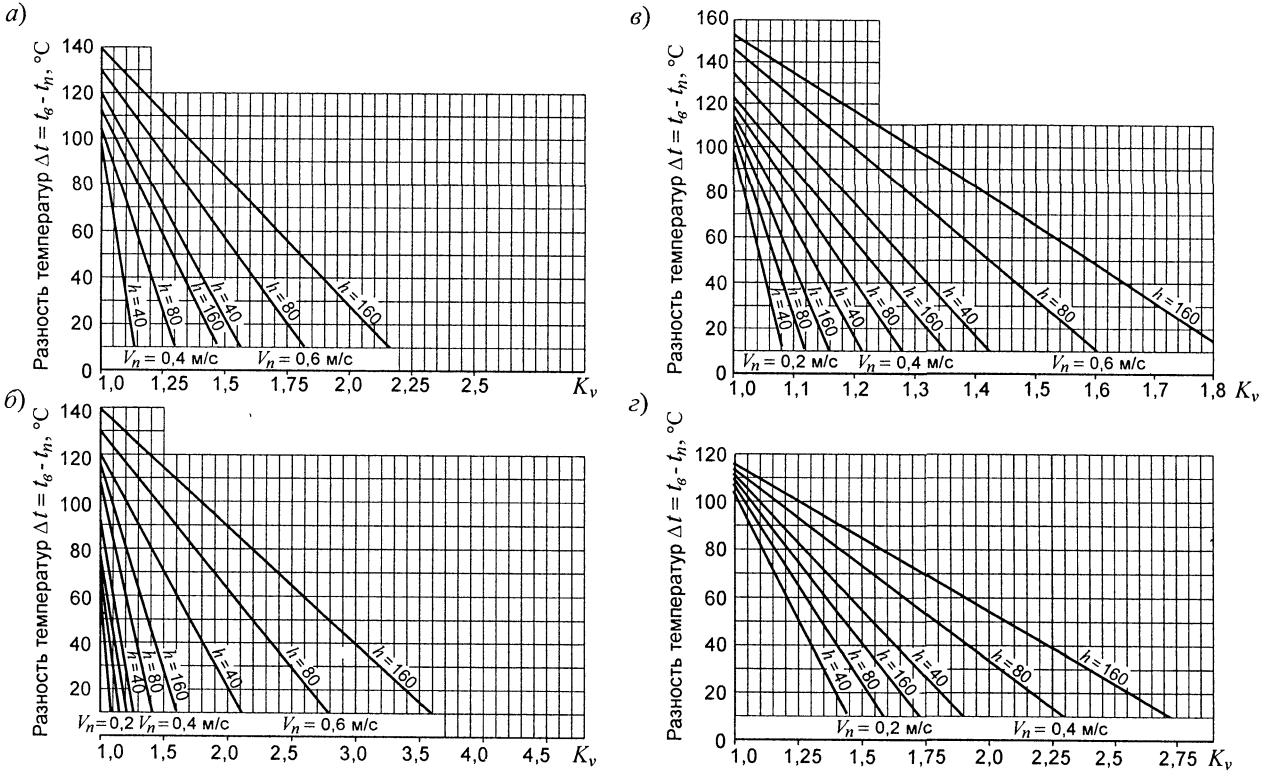


Рис 7 21 Поправочные коэффициенты на подвижность воздуха для расчета бортовых отсосов

а – однобортовых обычного и опрокинутого бортовых отсосов; *б* – обычного двухбортового отсоса при H = 80 мм; *в* – обычного двухбортового отсоса при H = 200 мм, *г* – опрокинутого двухбортового отсоса

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 7.2

Рекомендуемые высоты спектра вредных выделений электрохимических процессов

Название ванн	Обрабатываемый материал	Температура раствора, °С	Химикаты	Вредные выделения	Высота спектра вредных выделений h, мм
1	2	3	4	5	6
Травление	Сталь	15–60	Серная кислота	Аэрозоль серной кислоты	80
	Сталь	30–40	Соляная кислота	Хлористый водород	80
	Сталь	15–20	Азотная кислота	Пары кислоты	40
	Медь	15–20	Плавиковая кислота	Фтористый водород	40
	Кадмий	15–20	Цианистый калий	Цианистый водород	80
Декапирование	Медь и сплавы	15–20	Цианистый калий или натрий	Цианистый калий или натрий	80
	Сталь	15–20	Хромпик	Аэрозоль серной кислоты	80
Матирование	Медь	15–20	Азотная и серная кислоты	Пары азотной кислоты и окислы отсоса	40
	Алюминий	–	Хлористый натрий	Аэрозоль едкой щелочи	160
Цинкование	Черные металлы	18–20	Цианистый натрий	Цианистый водород	160
Меднение	Сталь	18–25	Цианистый калий	Цианистый водород	80

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Продолжение таблицы 7.2

1	2	3	4	5	6
Лужение	Медь	60–70	Едкий натрий	Пары щелочи	80
Кадмирование	Черные металлы	15–20	Электролит	Цианистый водород	80
Обезжиривание		60–80	Фосфористый водород	Пары воды и щелочи	160
Свинцевание	Черные металлы	15–20	Углекислый свинец, плавиковая кислота	Фтористый водород	40
Латунирование	Черные металлы	30–40	Свободный цианид	Цианистый водород	80
Хромирование	Черные и цветные металлы	45–60	Хромовый ангидрид, серная кислота	Хромовый ангидрид	40
Серебрение	Цветные металлы	15–20	Цианистый калий	Цианистый водород	80
Золочение	Цветные металлы	15–20	Цианистый калий	Цианистый водород	80
Оксидирование	Черные металлы	130–155	Едкий натрий, азотная кислота	Пары едкой щелочи	40
	Латунь	18–25	Аммиак	Аммиак	160
Фосфатирование	Черные металлы	98–100	Мажеф	Фосфорная кислота	160
Осветление	Цветные металлы	15–20	Хромовый ангидрид, азотная кислота	Окислы азота	40
Железнение	Сталь	100	Серная кислота	Пары серной кислоты	80
Снятие металлических покрытий		18–20	Соляная и серная кислоты	Хромовый ангидрид	80
Промывка в горячей воде		70–80		Пары воды	*160*

Электронная библиотека http://tqv.khstu.ru

Пример 7.1. Рассчитать простой двухбортовой отсос для ванны хромирования шириной $B = 0{,}75$ м, длиной $l = 1{,}2$ м при температуре раствора в ванне $t_в = 60°C$ и температуре воздуха в помещении $t_{пов} = 16°C$. Расстояние от зеркала ванны до кромки ее борта $H = 80$ мм, скорость движения воздуха в помещении $v_{пом} = 0{,}4$ м/с.

Решение. Для ванны хромирования по табл. 7.2 принимаем высоту спектра вредных выделений $h = 40$ мм.

По графику на рис. 7.20*б* при ширине ванны $B = 750$ мм и высоте спектра вредных выделений $h = 40$ мм находим $q = 560$ м^3/ч. При $H = 80$ мм поправка на глубину уровня $K_н = 1$. Поправку на скорость движения воздуха в помещении при $v_{пом} = 0{,}4$ м/с и $\Delta t = 60 - 16 = 44°C$ находим по графику на рис. 7.21*б* $= 1{,}57$.

В этом случае расход воздуха для простого отсоса составит:

$$L = 560(60 - 16)^{1/3} \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}57 = 3730 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пример 7.2. При тех же условиях рассчитать двухбортовой опрокинутый отсос.

Решение. Ширину каждой щели принимаем равной $b = 80$ мм. Вычисляем расчетную ширину ванны для опрокинутого двухбортового отсоса: $B = 750 - 2 \cdot 80 = 590$ мм. Для данной ширины ванны 590 мм и $A = 40$ мм по графику на рис. 7.20, в находим $q = 500$ м^3/(ч·м). При $H = 80$ мм поправка на глубину уровня раствора $K_H = 1$. Поправку на подвижность воздуха при $v_{пом} = 0{,}4$ м/с и $\Delta t = 44°C$ находим по графику на рис. 7.21*г*: $K_v = 1{,}16$. Расход воздуха будет равен:

$$L = 560(60 - 16) \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}16 = 2460 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Из приведенных примеров видно, что более экономичным является двухбортовой опрокинутый отсос, который и следует принять к установке.

§47. Кольцевые отсосы

Представляют собой щелевой воздухоприемник, расположенный по периметру источника вредных выделений, имеющих в плане круглую форму.

Кольцевыми отсосами оборудуют круглые ванны и шахтные термические печи. Применяют три вида кольцевых отсосов: с щелью у верхней кромки ванны (рис. 7.22*а*) с заглубленной щелью (рис. 7.22*б*) и щелью у верхней кромки ванны и экраном (рис. 7.22*в*). Характерным для работы таких отсосов является подтекающий сверху вниз, параллельно оси ванны, поток воздуха, как бы запирающий загрузочное отверстие кольцевой печи или ванны и пре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

дотвращающий выбивание вредностей. Более надежную локализацию вредностей обеспечивают отсос с заглубленной щелью и отсос с экраном.

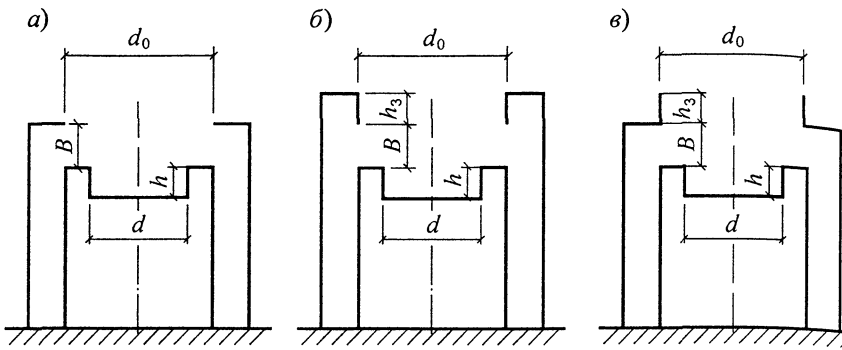


Рис. 7.22. Схемы кольцевых отсосов
а – с щелью у верхней кромке ванны; *б* – с заглубленной щелью; *в* – с щелью у верхней кромки ванны и экраном

В случае применения кольцевого отсоса, выполненного по схемам рис. 7.22, величиной, определяющей характер подтекающего к щели потока воздуха, является габарит Γ. В случае 7.22*а* $\Gamma = B$, в случаях 7.22*б* и 7.22*в*, соответственно, $\Gamma = (B + h_з)$ и $\Gamma = (B + h_э)$. Если габарит Γ одинаков, то все три вида кольцевого отсоса равноценны по расходу удаляемого воздуха и его расчетный расход определяется как произведение некоторого характерного расхода

$$L_0 = 69{,}3 Q^{1/3} d^{5/3}, \tag{7.40}$$

(где L_0 – характерный расход воздуха, м^3/ч; Q – конвективная теплоотдача источника, Вт; d – диаметр рабочего проема, м) на поправочные коэффициенты, учитывающие:

- $K_п$ – влияние геометрических и режимных параметров системы «источник выделений–сток»;
- $K_в$ – влияние подвижности воздуха в помещении;
- $K_т$ – токсичность вредных веществ.

$$L_{расч} = L_0 K_п K_т K_в. \tag{7.41}$$

Значение Q определяется по формуле:

$$Q = \alpha A (t_{пов} - t_{возд}), \tag{7.42}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где $\alpha = 3{,}26\sqrt[4]{t_{пов} - t_{возд}}$ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·°С); $t_{пов}$ – температура поверхности детали или расплава соли в печи, °С; $t_{возд}$ – температура воздуха в помещении, °С.

Пример 7.3. Определить характерный объемный расход воздуха, отсасываемого от закалочной ванны через кольцевой отсос при температуре воды в ванне $t = 100$°С и температуре воздуха в помещении $t_{возд} = 16$°С. Диаметр ванны $d_0 = 1500$ мм.

Решение. Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = 3{,}26\sqrt[4]{100 - 16} = 9{,}87 \text{ Вт/(м}^2\text{·°С)}.$$

Площадь зеркала ванны:

$$A = \pi d^2/4 = 3{,}14 \cdot 1{,}5^2/4 = 1{,}77 \text{ м}^2.$$

Избыточная температура составляет 84°С, поэтому количество конвективной теплоты, выделяемой источником, составляет:

$$Q = \alpha A (t_{пов} - t_{возд)} = 9{,}87 \cdot 1{,}77 \cdot 84 = 1467 \text{ Вт}.$$

Характерный расход:

$$L_0 = 69{,}3\, Q^{1/3} d^{5/3} = 69{,}3 \cdot 1467^{1/3} \cdot 1{,}5^{5/3} = 1993 \text{ м}^3\text{/ч}.$$

§48. Панели равномерного всасывания, мобильные и боковые отсосы

Электродуговая сварка электродами с качественной обмазкой сопровождается выделением в воздух высокодисперсной электросварочной пыли, в состав которой входит окись марганца. При ручной сварке на стационарных постах, включая и сварку в кабинах, устраивают местный отсос в виде панели равномерного всасывания. (рис. 7.23). Панель равномерного всасывания отклоняет запыленную конвективную струю от зоны дыхания рабочего. Хороший эффект достигается при удалении 3200–3300 м^3/ч воздуха. Применение панели равномерного всасывания предполагает выброс уловленных вредностей в атмосферу.

В последнее время получили применение, особенно для сварки крупногабаритных деталей передвижные местные отсосы, выполненные в виде конфузора и присоединенные к гибкому шлангу. Конструкция позволяет в пределах обслуживаемого отсосом объема устанавливать местный отсос в любой точке и любом положении. Достоинством этих местных отсосов является 3-х ступенчатая очистка воздуха выбросов, позволяющая вновь возвращать его в помещение, что существенно экономит теплоту (рис. 7.24).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

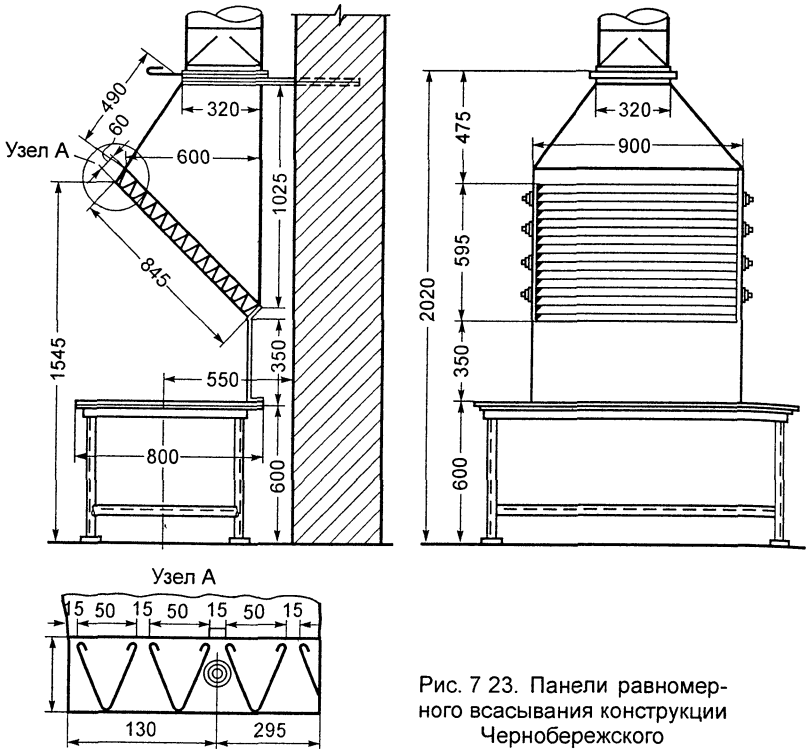


Рис. 7 23. Панели равномерного всасывания конструкции Чернобережского



Рис 7.24. Общий вид участка электродуговой сварки с передвижными местными отсосами и рециркуляционной системой 3-х ступенчатой очистки

1 – приемники аэрозоля, *2* – гибкий рукав, *3* – сборный воздуховод, *4* – очистительный агрегат воздуха, *5* – источник электропитания, *6* – приточный воздуховод очищенного воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Боковые отсосы (рис. 7.25) применяют в случаях, когда устройство панелей равномерного всасывания, бортовых отсосов невозможно по условиям технологического процесса. Боковые отсосы устраивают в стенках, ограничивающих источник вредных выделений. Если таких стенок нет, боковой отсос желательно оборудовать экраном. В обоих случаях угол между границами всасывающего факела ограничивается величиной π и меньшими значениями, что позволяет уменьшить расход отсасываемого воздуха при сохранении

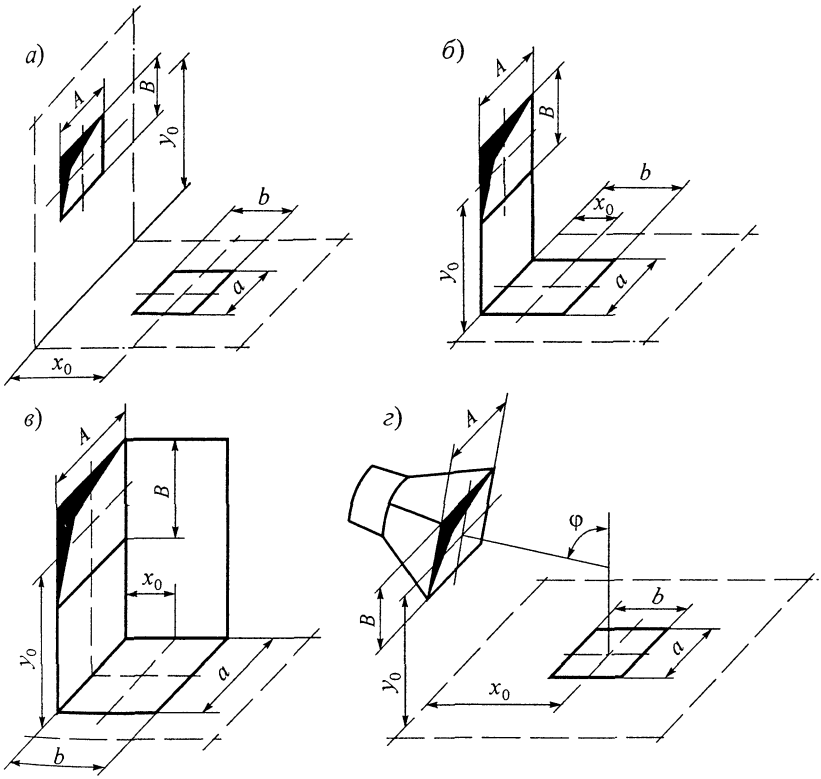


Рис 7.25. Боковые отсосы

а – отсос в стенке или с широким фланцем; *б* – отсос без фланца, *в* – отсос с экраном, *г* – наклонный отсос

необходимой эффективности отсоса. Всасывающее отверстие выполняется прямоугольным. Длина его A принимается равной длине (диаметру) источника, а высота $B = (0{,}5\ldots1)(x_0 + 0{,}5b)$. Объем вытяжки от отсосов всех типов определяется произведением некоторо-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

го характерного объема вытяжки L_0 на некоторый поправочный коэффициент k.

$$L_0 = 310\sqrt[3]{Q(s+d)^5}. \qquad (7.43)$$

где Q – тепловая мощность источника, Вт; $s = 0{,}5(x_0 + y_0 + \sqrt{x_0^2 + y_0^2})$, d – диаметр (эквивалентный диаметр) источника вредных выделений.

Расчетный расход равен:

$$L_{расч} = L_0 \cdot k.$$

Поправочный коэффициент k учитывает конструктивные особенности отсоса.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 8

ОРГАНИЗАЦИЯ И РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

§49. Определение расчетного общеобменного воздухообмена и температуры притока

Решение по организации воздухообмена принимается, исходя из условий эффективного использования вентиляционного воздуха, конструктивных особенностей здания, особенностей технологического процесса, времени года, экономических и иных соображений. Например, в теплый период года предпочтение следует отдавать естественному притоку через окна или иные проемы, а не механическому, приточный воздух предпочтительно подавать в рабочую зону и т.д. Схема организации воздухообмена должна позволять проводить технологический процесс в условиях, отличающихся от расчетных, например, уменьшения фактических теплопоступлений, например, вследствие отсутствия достаточного количества заказов на предприятии.

В основу определения воздухообмена заложен принцип расчета на максимальную величину потока вредных выделений. Справедливо полагают, что рассчитанный по максимуму вредных выделений воздухообмен справится и с меньшим их количеством, а возможные колебания параметров воздуха в рабочей зоне будут скорректированы системами автоматического регулирования.

В помещениях гражданских и производственных зданий часто выделяются несколько видов вредных выделений. Для вычисления общеобменных притока и вытяжки или температуры притока необходимо составить *систему балансовых уравнений расходов воздуха и потоков вредностей.* Поскольку количество выделяющихся вредных выделений может быть значительным, получается система, состоящая из нескольких линейных уравнений, которую несложно решить, используя компьютер и пакет математических программ, например MatCAD.

В практике ручного счета поступают проще. Составляется система из двух балансовых уравнений: *расходов воздуха и теплосодержаний.* Выбор именно этого сочетания обусловлен тем обстоятельством, что теплоизбытки являются наиболее часто встречающимся видом вредных выделений, а их величина определяет температуру притока.

Возможно заменить систему уравнений расходов и теплосодержаний одним *уравнением балансов изменения теплосодержаний*, но

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

его составление требует определенных опыта и навыков. Именно последним способом пользуются имеющие практику расчетов инженеры. Ниже будут даны оба способа, хотя на этапе обучения предпочтение будет отдаваться первому, формализованному и более простому для усвоения.

В результате решения этих уравнений получают величину воздухообмена, обеспечивающую поддержание требуемой температуры в рабочей зоне. Ее величина сравнивается со значениями воздухообменов, достаточными для поддержания в рабочей зоне ПДК всех прочих видов вредных выделений, вычисляемых по формуле:

$$L = \frac{M_{вр}}{C_{рз} - C_0}, \qquad (8.1)$$

где $M_{вр}$ – количество выделяющегося *i*-го вредного газа или пара, мг/ч.; $C_{рз}$ и C_0 – концентрация вредного выделения в рабочей зоне и в приточном воздухе, мг/м^3.

В качестве расчетного воздухообмена принимается наибольшее из полученных значений, после чего уточняется температура притока.

Если имеет место одно вредное выделение – $C_{рз} = C_{пдк}$ При большем количестве выделяющихся вредных выделений $C_{рз}$ должен удовлетворять соотношению (1.9) главы 1, а если пары и газы взрывоопасны – то и (1.10).

При выборе величины расчетного общеобменного воздухообмена учитывается также *одно-* и *разнонаправленность* действия вредных выделений.

Если имеет место выделение вредных выделений *однонаправленного* действия, расчётный воздухообмен равен сумме воздухообменов, вычисленных для каждого вида вредных выделений из условия поддержания в рабочей зоне требуемых параметров воздуха (формула 8.1). Если действие *разнонаправленное*, расчетный воздухообмен равен большему из определённых для каждого вида вредностей воздухообменов.

Последовательность составления, анализа и расчета балансовых уравнений.

• Принимается решение об организации воздухообмена в помещении: зоны подачи притока и размещения вытяжных отверстий (рабочая зона, верхняя). Уточняется возможность устройства аэрации по технологическим требованиям.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• Вычерчивается схема организации воздухообмена, на которой указываются все виды расходов: приток механический (общеобменный, местный) или естественный; вытяжка местная, общеобменная. На схеме указывается величина теплоизбытков или теплонедостатков.

• Составляются балансовые уравнения расходов воздуха и теплосодержаний. При составлении уравнения расходов руководствуются правилом: воздух, поступающий в помещение, имеет знак плюс, удаляемый – знак минус. В уравнении теплосодержаний знак теплопоступлений – плюс, теплопотерь – минус. Теплосодержания представляют собой произведение удельной теплоемкости воздуха, $c_{воз}$ кДж/(кг·°С), массы воздушного потока, G кг/ч, и температуры, t °С, – $c_{воз} \cdot G \cdot t$.

Уравнение изменения теплосодержаний составляется, исходя из следующих предпосылок:

• приточный воздух удаляется либо через местные отсосы, либо из верхней зоны;

• изменение теплосодержания воздуха, удаляемого через местные отсосы определяется разностью температур ($t_{пр} - t_{рз}$), а удаленное количество теплоты составит $c_{воз} G_{мо} (t_{пр} - t_{рз})$;

• удаляемый через фонари, верхние фрамуги или аэрационные шахты воздух изменяет температуру от $t_{пр}$ до $t_{у}$, а теплота, удаляемая из верхней зоны, составит $c_{воз} G_{у} (t_{пр} - t_{у})$;

• составление балансового уравнения заключается в приравнивании удаляемой теплоты к теплоизбыткам или теплонедостаткам помещения $\pm Q$.

Решение.

• Система уравнений расходов воздуха и теплосодержаний или уравнение изменения теплосодержаний анализируется с целью выявления неизвестных величин, которые необходимо определить.

• При ручном счете решение системы уравнений производится методом подстановки. Несложно решать эту систему уравнений с помощью пакета математических программ.

• Проводится анализ полученных результатов, по итогам которого либо окончательно принимается выбранная в начале расчета схема, либо ее заменяют вследствие неприемлемости.

Некоторые случаи определения расчетного воздухообмена и температуры притока рассмотрены на примере помещения производственного здания, имеющего местные отсосы.

Расчеты предпочтительно начинать с холодного периода года.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Холодный период года.

Вариант 1. ***Аэрация по условиям технологического процесса возможна. В помещении, имеют место теплонедостатки. Газовые вредные выделения в воздух помещения отсутствуют. Через местные отсосы удаляется воздух в количестве*** $G_{мо}$.

Решение.

Несмотря на возможность применения аэрации по условиям технологического процесса, по причине теплонедостатков ($-Q$) следует применить приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением и подогревом притока в калориферах. Так как газовые выделения отсутствуют – можно ограничиться механическим притоком, $G_{мех\,п}$, кг/ч, компенсирующим местные отсосы, $G_{мо}$, кг/ч. Приток подается в рабочую зону, т.к. вентиляция может быть совмещена с воздушным отоплением.

Расчет температуры притока с помощью системы из 2-х уравнений.

Система уравнений:

- уравнение расходов воздуха

$$G_{мех\,п} - G_{м\,о} = 0;$$

- уравнение теплосодержаний

$$c_{воз} G_{мех\,п} t_п - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - Q = 0,$$

где $t_п$ и $t_{рз}$ – соответственно, температуры притока и удаляемого из рабочей зоны воздуха, °С.

Неизвестной величиной является температура притока $t_п$, температура рабочей зоны принимается по данным главы 1.

Подставляя в уравнение теплосодержаний величину $G_{мо} = G_{мех\,п}$ и проведя необходимые преобразования, получим:

$$t_{пр} = \frac{c_{воз} G_{рз} t_{рз} + Q}{c_{воз} G_{мех.п}}. \qquad (8.2)$$

Расчет температуры притока с помощью уравнения изменения теплосодержаний.

Приточный воздух вносит в помещение теплоту, компенсирующую теплонедостатки – Q, он изменяет температуру от $t_п$ до $t_{рз}$, изменение теплосодержания притока составит $c_{воз} G_п (t_п - t_{рз})$, поэтому

$$c_{воз} G_{мех\,п} (t_п - t_{рз}) - Q = 0,$$

откуда получаем выражение для $t_п$ (см. формулу 8.2).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вариант 2. ***Аэрация по условиям технологического процесса возможна, в помещении имеют место теплонедостатки и выделение вредных газов и паров легче воздуха. Через местные отсосы удаляется воздух в количестве*** $G_{мо}$.

Удаление вредных выделений легче воздуха производится путем организации вытяжки из верхней зоны в количестве G_y, кг/ч. Механический приток с подогревом – в рабочую, вытяжка через местные отсосы – из рабочей зоны.

Система уравнений:

- уравнение расходов воздуха

$$G_{мех\,п} - G_{мо} - G_y = 0;$$

- уравнение теплосодержаний

$$c_{воз} G_{мех\,п} t_п - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - c_{воз} G_y t_y - Q = 0.$$

Неизвестными величинами являются: $G_{мех\,п}$, G_y и $t_п$. Система не определена, т.к. имеем три неизвестных и два уравнения. Неопределенность устраняется, если принимать вытяжку из верхней зоны кратностью $K_{кр}$ = 0,5 1/ч. Тогда $G_y = K_{кр} \rho_y V_{пом}$ (ρ_y и $V_{пом}$ соответственно, плотность удаляемого воздуха, кг/м^3 и объем помещения, м^3). Уравнение теплосодержаний примет вид:

$$c_{воз} G_{мех\,п} t_п - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - c_{воз} \rho_y V_{пом} t_y - Q = 0.$$

Подставив $G_{мех\,п} = G_{мо} + G_y$ и проведя соответствующие преобразования, получим выражение для определения температуры притока:

$$t_п = \frac{c_{воз} G_{мо} t_{рз} + c_{воз} \rho_y V_{пом} t_y + Q}{c_{воз} (G_{мо} + \rho_y V_{пом})}. \qquad (8.3)$$

Расчет температуры притока с помощью уравнения изменения теплосодержаний.

Уравнение изменения теплосодержаний имеет вид:

$$c_{воз} G_{мо} (t_п - t_{рз}) + c_{воз} \rho_y V_{пом} (t_п - t_y) - Q = 0. \qquad (8.4)$$

Раскрыв скобки и произведя преобразования, получим формулу для определения $t_п$.

Анализ полученных результатов вариантов 1 и 2. Температура притока выше температуры рабочей зоны, однако ее величина не должна превышать некоторый предел. В противном случае нагретый воздух поднимется под потолок и образует «температурное перекрытие». Температура ограничивается предельными величинами текущего критерия Архимеда и геометрической характери-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

стики струи. Подробно этот вопрос рассматривается в главах 5 и 19. Если требуемая температура превышает этот предел, в помещении необходимо устроить систему отопления, полностью или частично (фоновое, дежурное отопление) компенсирующего теплопотери.

Вариант 3. ***Аэрация по условиям технологического процесса возможна, в помещении имеют место теплоизбытки.*** Формально, если расчетные теплоизбытки достаточно велики, можно ограничиться устройством аэрации. Однако, принятое решение вентиляции должно обеспечивать осуществление технологического процесса и в условиях существенного сокращения теплоизбытков. В этих условиях более целесообразно все же предусмотреть устройство механического притока $G_{мех\,пр}$ с подогревом воздуха в объеме местных отсосов $G_{мо}$, что гарантирует надежную работу вентиляции при любой загруженности производства. Температура притока выбирается меньше температуры рабочей зоны, но не ниже 10–12°С. Дополнительный воздухообмен для удаления теплоизбытков можно осуществить с помощью аэрации ($G_{а\,п}$; $G_{а\,у}$).

Система уравнений:

- уравнение расходов воздуха

$$G_{мех\,п} + G_{а\,п} - G_{мо} - G_{а.у} = 0;$$

- уравнение теплосодержаний

$$c_{воз} G_{мех\,п}(10 \div 12°С) + c_{во} G_{а\,п} t_{н} - c_{воз}\, G_{мо} t_{рз} - c_{воз} G_{а\,у} t_{у} + Q = 0,$$

где $G_{мех\,п}$, $G_{а\,п}$, $G_{а\,у}$ – соответственно, механический в рабочую зону, аэрационный приток, аэрационная вытяжка; $t_{н}$ – температура притока через аэрационные проемы, равная температуре наиболее холодной пятидневки.

Неизвестными величинами являются $G_{а\,п}$ и $G_{а\,у}$.

В уравнении расходов воздуха $G_{м\,п} = G_{мо}$, поэтому $G_{а\,у} = G_{а\,п}$. подставив это равенство в уравнение теплосодержаний, после преобразований, получим величину $G_{а\,у}$

$$G_{а\,у} = G_{а\,п} \frac{c_{воз} G_{мех\,п}(10 \div 12°С) - c_{воз} G_{мо} t_{рз} + Q}{c_{воз}(t_{у} + t_{н})}. \qquad (8.5)$$

Расчет общеобменного воздухообмена с помощью уравнения изменения теплосодержаний.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Составляющими общего воздухообмена являются:

• механическая вентиляция с $G_{м\,п} = G_{мо}$, приток которой удаляется через местные отсосы, а воздух изменяет температуру от (10÷12°С) до $t_{рз}$, ассимилирует и удаляет теплоизбытки в количестве $c_{воз}G_{м\,п}[t_{рз} - (10 \div 12°С)]$;

• аэрационный воздухообмен с $G_{а\,п} = G_{а\,у}$, воздушный поток которого изменяет температуру от $t_н$ до $t_у$, ассимилирующий и удаляющий теплоизбытки в количестве $c_{воз}G_{ау}(t_у - t_н)$;

Обе ассимилирующие теплоизбытки составляющие в общее уравнение записываются со знаком «минус», а уравнение изменения теплосодержаний будет иметь вид:

$$Q - c_{воз}G_{м\,п}[t_{рз} - (10 \div 12°С)] - c_{воз}G_{ау}(t_у - t_н) = 0.$$

Если решать это уравнение относительно $G_{ау}$, после преобразований получим формулу (8.5).

Анализ полученных результатов. Вычисленная величина аэрационного воздухообмена будет иметь положительное значение в случае, если лишь часть теплоизбытков удаляется через местные отсосы. Если ассимилирующая способность вытяжки через местные отсосы превышает величину теплоизбытков, то значение $G_{ау}$ будет иметь знак «минус». В этом случае организацию воздухообмена следует изменить:

• если проветривание верхней зоны не требуется, то следует принять схему организации воздухообмена по варианту 1;

• если проветривание верхней зоны требуется, то принимается схема организации воздухообмена по варианту 2.

Искомой величиной при решении уравнений вариантов 1 и 2 является температура приточного воздуха.

Теплый период года.

Вариант 4. ***Аэрация по условиям технологического процесса возможна, в помещении имеют место теплоизбытки.*** В этом случае приточные установки, как правило, отключаются, работают лишь вытяжные установки местных отсосов. Поступивший снаружи через нижние фрамуги окон воздух удаляется частично через местные отсосы, а частично через верхние фрамуги окон, аэрационную шахту или аэрационно-световой фонарь. Температура приточного воздуха принимается для теплого периода по параметрам *А*, температура рабочей зоны – по действующим нормам, удаляемого воздуха – по материалам §51.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Система балансовых уравнений:

• уравнение расходов воздуха

$$G_{ап} - G_{мо} - G_{ау} = 0;$$

• уравнение теплосодержаний

$$c_{воз} G_{ап} t_н - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - c_{воз} G_{ау} t_у + Q = 0,$$

где $G_{ап}$, $G_{мо}$, $G_{ау}$ – расходы, соответственно, аэрационный приток, вытяжка через местные отсосы, аэрационная вытяжка; $t_н$ – температура притока через аэрационные проемы, принимая равной температуре наружного воздуха по параметрам $А$ для теплого периода.

Неизвестными величинами являются $G_{ап}$ и $G_{ау}$.

Определив из уравнения расходов воздуха аэрационный приток как $G_{ап} = G_{мо} + G_{ау}$, подставив его в уравнение теплосодержаний и проведя необходимые преобразования, получим:

$$G_{ау} = \frac{c_{воз} G_{мо} (t_н - t_{рз}) + Q}{c_{воз} (t_у - t_н)}. \qquad (8.6)$$

Аэрационный приток равен:

$$G_{ап} = G_{ау} + G_{мо}. \qquad (8.7)$$

Расчет общеобменного воздухообмена с помощью уравнения изменения теплосодержаний.

Приточный воздух, поступающий в помещение с температурой $t_н$, нагревается теплоизбытками до различных температур. Часть притока, удаляемая через местные отсосы, нагревается до температуры $t_{рз}$, тем самым изменяет свое теплосодержание на величину $c_{воз} G_{мо} (t_{рз} - t_н)$. Другая часть приточного воздуха удаляется из верхней зоны с температурой $t_у$. Изменение теплосодержания этой части притока составит $c_{воз} G_{ау} (t_у - t_н)$. Сумма указанных изменений теплосодержаний равна теплоизбыткам.

$$Q - c_{воз} G_{мо} (t_{рз} - t_н) - c_{воз} G_{ау} (t_у - t_н) = 0.$$

Решая уравнения относительно $G_{ау}$, получим выражение (8.6).

Анализ полученных результатов.

Поскольку приточный воздух частично удаляется через местные отсосы, то аэрационный объем притока должен быть больше объема аэрационной вытяжки на величину $G_{мо}$. Если все теплоизбытки удаляются через местные отсосы, аэрационная вытяжка $G_{ау}$ может

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

иметь отрицательное значение. Поскольку аэрация не требует затрат электроэнергии, вытяжные отверстия при этом не закрывают, а увеличенный против расчетного воздухообмен несколько снизит температуру в рабочей зоне против расчетной.

Вариант 5. ***Аэрация по условиям технологического процесса невозможна, в помещении имеют место теплоизбытки.*** В помещениях подобного рода приточно-вытяжная вентиляция, запроектированная для условий переходного и холодного периодов года, работает круглогодично, но ее производительность оказывается недостаточной для удаления теплоизбытков Необходимо устройство дополнительных вентиляционных систем: приточной и вытяжной. Специфичность конструкции приточных камер для теплого периода года заключается в отсутствии калориферной группы. Дополнительные вытяжные вентиляционные установки имеют обычную конструкцию. Поэтому общая схема организации вентиляции такого рода помещений может включать в себя:

- приточную систему круглогодичного действия, компенсирующую вытяжку местных отсосов;
- вентиляционные системы, обслуживающие местные отсосы;
- вентустановку для вентиляции верхней зоны помещения;
- дополнительную приточную камеру для работы в теплый период года с подачей $G_{п.доп}$; дополнительную вытяжную вентустановку для работы в теплый период года с подачей $G_{у.доп}$, производительность которой равна производительности приточной.

Производительность вентсистем, обслуживающих холодный и переходный периоды года, известна по результатам расчетов холодного периода. Поэтому определению подлежит производительность приточной и вытяжной систем для теплого периода года. Система балансовых уравнений для рассматриваемого помещения может быть записана в виде:

- уравнение расходов воздуха:

$$G_{п\ доп} + G_{мех\ п} - G_{мо} - G_{у} - G_{у.доп} = 0;$$

- уравнение теплосодержаний:

$$c_{воз} G_{п\ доп} t_{п} + c_{воз} G_{мех\ п} t_{п} - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - c_{воз} G_{у} t_{у} - c_{воз} G_{у\ доп} t_{у} + Q = 0.$$

Температура притока $t_{п}$ принимается равной параметрам A плюс 0,5÷1°С, учитывающих подогрев воздуха в вентиляторе.

Решая эту систему, получим выражение для определения $G_{у.доп}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$G_{п\ чет} = G_{у\ лет} = \frac{c_{воз} G_{чех\ п} t_п - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - c_{воз} G_у t_у + Q}{c_{воз}(t_у - t_п)}. \quad (8.8)$$

Расчет общеобменного воздухообмена с помощью уравнения изменения теплосодержаний. Уравнение теплосодержаний, как и в предыдущих случаях, следует составлять на основе потоков удаляемого воздуха. В данном случае температура приточного воздуха, подаваемого зимними и летними приточными камерами одинакова и равна температуре наружного воздуха по параметрам *А* плюс 0,5...1°С. Количества теплоты, ассимилируемое и удаляемое различными воздушными потоками, составит:

- через местные отсосы

$$c_{воз} G_{мо}(t_{рз} - t_п);$$

- из верхней зоны установками зимней вентиляции

$$c_{воз} G_у (t_у - t_п);$$

- из верхней зоны летними вытяжными установками

$$c_{воз} G_{у\ чет}(t_у - t_п),$$

откуда

$$Q - c_{воз}\ G_{мо}(t_{рз} - t_п) - c_{воз} G_у (t_у - t_п) - c_{воз} G_{у_лет}(t_у - t_п) = 0. \quad (8.9)$$

Уравнение решается относительно $G_{у_лет}$.

Переходный период года.

В переходный период года в помещении могут иметь место как избыток, так и недостаток теплоты. В случае теплонедостатков предусматривается устройство приточно – вытяжной вентиляции по вариантам 1 или 2. В случае теплоизбытков и устройстве аэрации приток подают через верхние фрамуги, вытяжку – через аэрационные шахты или аэрационно-световой фонарь. Температура наружного воздуха принимается равной 8°С (+10°С). Если значение вытяжки получается равным нулю, это означает, что все теплоизбытки удаляются через местные отсосы. Если величина вытяжки получается со знаком «минус», это означает, что теплоизбытки не только полностью удаляются через местные отсосы, но их недостаточно для поддержания расчетного значения температуры рабочей зоны. Следует отказаться от принятой схемы 4 и принять варианты 1 или 2 организации воздухообмена с последующим определением температура притока.

Решение приведенных выше уравнений удобно проводить с помощью пакетов математических программ MatCAD или Maple.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§50. Упрощенные способы определения воздухообмена в помещении

К *упрощенным способам* относятся:

1) определение расчетного воздухообмена по кратности;

2) по величине удельных расходов воздуха, отнесенных к человеку;

3) по величине удельных расходов воздуха, отнесенных к единице оборудования;

4) по величине удельных расходов воздуха, отнесенных к квадратному метру площади пола;

5) нормирование воздухообмена конкретным значением для помещений определенного назначения.

Определение воздухообмена по нормативной кратности. Кратностью воздухообмена называется отношение объема воздуха, подаваемого в помещение или удаляемого из него в течение одного часа, к объему помещения (размерность 1/ч).

$$K_p = \frac{L_p}{V_{пом}}.$$

Расчетный воздухообмен помещения в этих случаях должен составлять, м^3/ч:

$$L_p = K_p \cdot V_{пом}, \qquad (8.10)$$

где K_p – нормативная кратность воздухообмена помещения, 1/ч; $V_{пом}$ – объем помещения, м^3.

Нормативные значения K_p для различных помещений приводятся в соответствующих главах СНиП и иных нормативных документах.

Воздухообмен задан нормой на 1-го человека. Для помещений классов общеобразовательных школ объем наружного воздуха определен нормами в количестве 16 м^3/ч на одного учащегося, для спортивных залов – 80 м^3/ч. Имеются и другие примеры такого рода. Минимальная подача наружного воздуха в помещение определяется произведением удельной нормы на расчетное количество людей в помещении.

Определение воздухообмена на основе удельных расходов, отнесенных к единице оборудования. В нормах указывается необходимый объем притока или вытяжки для конкретного вида оборудования. Например, для помещений кинопроекционных устанавливается объем вытяжки от проекторов с ксеноновыми лампами до

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1 кВт – 300 м^3/ч. Обычно в кинопроекционной устанавливают 2 проектора, поэтому объем вытяжки из кинопроекционной должен составить 600 м^3/ч.

Определение воздухообмена на основе удельных расходов, отнесенных к единице площади пола. Например, нормами определена подача свежего воздуха в жилые комнаты объеме 3 м^3/ч на 1 м^2 площади пола. Требуемый воздухообмен в каждой комнате определится перемножением указанной нормы на площадь пола в квадратных метрах.

Воздухообмен задан конкретной величиной. По нормам в жилых домах с посемейным заселением квартир объем вытяжки из ванных должен быть не менее 25 м^3/ч. Имеются и другие подобные нормы.

§51. Стратификационные явления и определение параметров удаляемого воздуха для расчета воздухообмена на основе уравнений воздушно-теплового баланса

Одним из требований, предъявляемых к организации воздухообмена в помещении, является обеспечение равномерности распределения расчетных параметров воздуха в рабочей зоне помещения. Это требование возможно выполнить, если весь объем рабочей зоны будет равномерно проветриваться. Последнее требование имеет особое значение для производственных помещений с выделениями взрывоопасных паров и газов, в которых взрывоопасные смеси могут накапливаться и создавать взрывоопасные концентрации в непроветриваемых местах даже в случае, если расчет воздухообмена произведен для условия обеспечения взрывобезопасной концентрации для помещения в целом. Экспериментально было установлено, что взаимное расположение приточных и вытяжных отверстий определяет характер движения воздуха в помещении.

На рис. 8.1 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. Тепловыделения в данных экспериментах не моделировались. Особенность движения воздушных масс состоит в том, что приточные и вытяжные отверстия соединены воздушными потоками, а меж ними располагаются объемы с циркуляционным (вихревым) движением воздуха. Исследования показа-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ли. что обмен между свежим воздухом приточных струй, и зонами циркуляции затруднен, и именно зоны циркуляции представляют собой застойные зоны, в которых наблюдаются отклонения от расчетных параметров воздуха. Наилучшее проветривание объема помещения имеет место в случаях 8.1*а* и 8.1*б*, худшими являются варианты 8.1*з* и 8.1*и*. В случае протяженного помещения (рис. 8.1*к*) примерно 1/3 помещения не проветривается даже частично, так как этот объем полностью заполнен непроветриваемой зоной циркуляции. Чтобы составить объемное представление об общей картине движения воздуха в пространственной модели, следует плоскость с изображением потоков начать вращать вокруг оси приточного отверстия 0–0; тогда непрерывный след, описываемый, например, ядром вихревой области даст в пространстве вихревое полукольцо. Таким путем была воссоздана картина движения потоков в пространственной модели. На рис. 8.2 и 8.3 представлены движения потоков в пространственной модели, соответствующий случаям рис. 8.1*г* и рис. 8.1*д*.

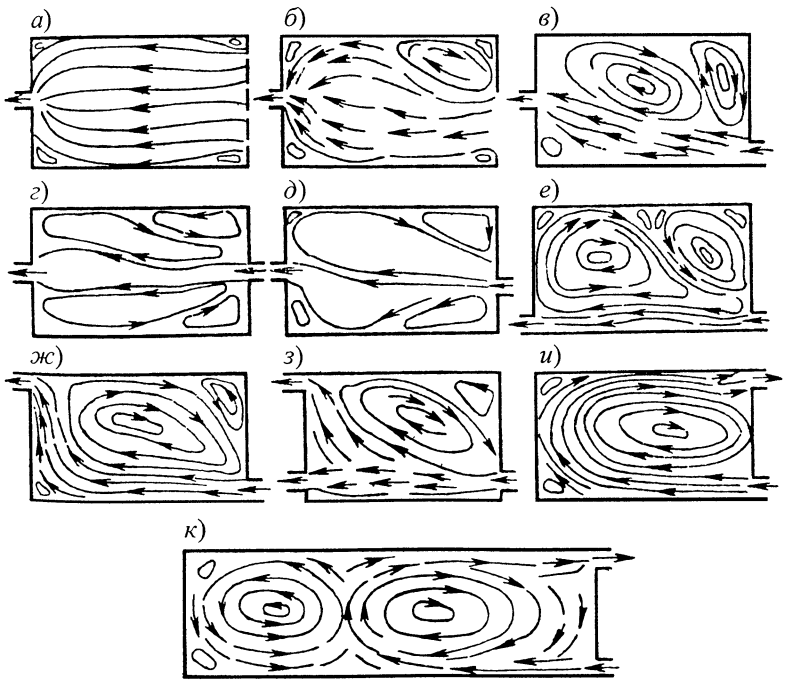


Рис 8.1. Схемы движения воздуха в модели вентилируемого помещения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

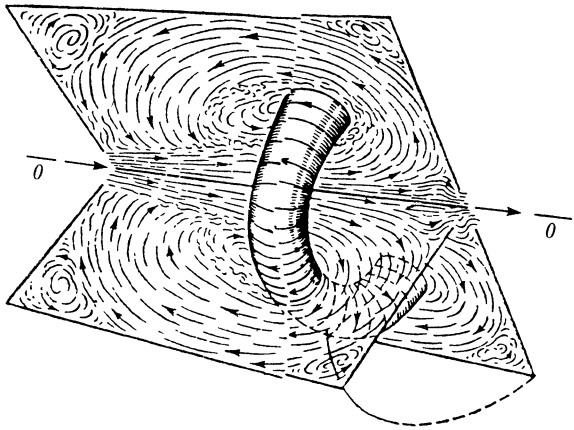


Рис. 8.2. Движение потоков в пространственной модели с приточным и вытяжным отверстиями внизу модели

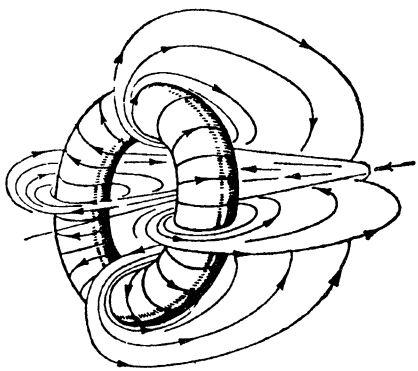


Рис. 8.3. Движение потоков в пространственной модели с приточным отверстием в середине стенки

Представление о движении воздуха в помещении, на полу которого находится источник тепла, дает рис. 8.4. Схемы циркуляции были получены В.В. Батуриным по на пространственной модели для теплого и холодного периодов года с расположенным по центру и смещенным к стене источником тепловыделений. Лучшие условия проветривания обеспечивает размещение источника тепловыделений по центру помещения, смещение его к стене с аэрационным проемом в нижней части окон нежелательно, так как формирующаяся над источником тепловая струя препятствует поступлению воздуха в помеще-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ние. Подача воздуха через верхние фрамуги окон при смещенном к противоположной стене источнике тепловыделений ухудшают проветривание рабочей зоны, так как на ¼ рабочей зоны размещается вихрь, а приточный воздух расходуется в значительных объемах на подпитку тепловой струи.

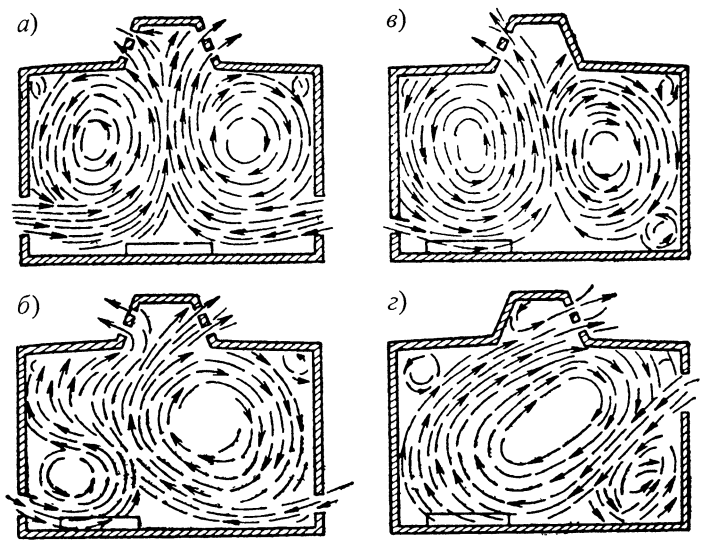


Рис 8.4. Схемы циркуляции потоков воздуха в модели помещения при наличии в нем источника тепловыделений

а – источник тепловыделений в центре пролета, двухсторонний приток через нижние фрамуги, вытяжка через фонарь, *б* – источник тепловыделений смещен к стене, приток в нижние фрамуги с двух сторон, вытяжка через фонарь, *в* – источник тепловыделений смещен к стене, приток в нижние фрамуги со стороны, где размещен источник, вытяжка через фонарь, *г* – источник тепловыделений смещен к стене, приток через верхние фрамуги в стене, противоположной источнику, вытяжка через фонарь

Проявлением стратификационных процессов является и так называемое «температурное перекрытие» или «тепловая подушка» – слой воздуха под потолком с повышенной относительно верхней зоны температурой воздуха и четко прослеживаемой границей между воздухом верхней зоны и «тепловой подушки» (рис. 8.5). «Температурное перекрытие» возникает в помещениях с теплоизбытками при условии, что масса нагретого воздуха, выносимого конвективными струями в верхнюю зону помещения превышает объем вытяжки из нее. Одной из причин образования «тепловой подушки» может

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru



Рис. 8.5. Распределение температуры воздуха по высоте помещения с естественным расслоением воздуха в виде «температурного перекрытия»

явиться завышенная температура приточного воздуха при воздушном отоплении, приводящая к «всплыванию» перегретого воздуха под потолок. Температура рабочей зоны, при этом остается достаточно низкой.

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

В условиях реального проектирования применяются проверенные на моделях и в натуре схемы организации воздухообмена, обеспечивающие достаточную равномерность распределения параметров воздуха в рабочей зоне, некоторые из которых будут рассмотрены ниже.

Наибольшая неравномерность параметров воздуха в рабочей зоне наблюдается в случае подачи притока непосредственно в рабочую зону, хотя в этом случае свежий воздух подается непосредственно в зону дыхания человека и используется наиболее рационально. Наибольшую равномерность распределения параметров воздушной среды можно получить при схеме организации воздухообмена «сверху вниз». Степень использования притока для целей вентиляции, в этом случае, существенно ниже, чем при подаче в рабочую зону, так как вредные выделения из верхней зоны вносятся приточными струями в рабочую.

Температура удаляемого воздуха входит с состав уравнений воздушно-теплового баланса, влажность удаляемого воздуха и концентрация в них вредных веществ также определяют общеобменный воздухообмен. Точное их определение затруднено стратификационными явлениями в помещении. Обычно значения параметров удаляемого воздуха принимают на основании экспериментов и с учетом накопленного опыта проектирования вентиляции помещений.

Применяются нескольких способов определения параметров удаляемого воздуха.

Температуру удаляемого воздуха можно определить *через температурный градиент по высоте помещения*. Основой способа является известный факт превышения температуры под потолком помещения над температурой рабочей зоны.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$t_y = t_{рз} + (\text{grad } t)(H_{пом} - h_{рз}), \qquad (8.11)$$

где t_y – температура удаляемого из верхней зоны помещения воздуха, °С; $t_{рз}$ – расчетная температура рабочей зоны помещения, °С; (grad t) – градиент повышения температуры воздуха по высоте помещения, °С/м, см. табл. 8.1; $H_{пом}$ и $h_{рз}$ – соответственно, высота помещения и рабочей зоны, м.

Таблица 8.1

Градиенты температуры воздуха по высоте помещений жилых и общественных зданий

Удельные избытки явного тепла, кДж/м^3	grad t, °С
Более 80	0,8–1,5
40–80	0,3–1,2
Менее 40	0,0–0,5

Примечание: меньшие величины grad t соответствуют холодному периоду года, бóльшие – теплому.

Формула расчета температуры уходящего воздуха через температурный градиент корректна, если воздухообмен организован по схеме: приток в рабочую зону, вытяжка из верхней («снизу вверх»). Если применены схемы организации воздухообмена «сверху вверх» или «сверху вниз», то температуру уходящего воздуха можно принимать равной температуре рабочей зоны.

Для промышленных зданий параметры удаляемого воздуха определяются с помощь симплексов температуры, концентрацией вредных веществ и влагосодержания, получивших названия:

- температурный коэффициент воздухообмена:

$$K_t = \frac{t_y - t_0}{t_{рз} - t_0}; \qquad (8.12)$$

- концентрационный коэффициент воздухообмена:

$$K_c = \frac{C_y - C_0}{C_{рз} - C_0}; \qquad (8.13)$$

- коэффициент воздухообмена по влагосодержанию:

$$K_c = \frac{d_y - d_0}{d_{рз} - d_0}, \qquad (8.14)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где t, C, d – соответственно: температура в °С, концентрация в мг/м^3 и влагосодержание в г/кг; индексы «*у*», «*рз*» и «0» – относятся к воздуху: удаляемому, рабочей зоны и приточному.

Численные значения коэффициентов воздухообмена приводятся в справочно-нормативной литературе. Их значения определены несколькими путями:

- обобщением результатов натурных замеров параметров верхней зоны в производственных помещениях для отдельных видов производств;
- исследованиями на моделях с конкретной схемой подачи и удаления воздуха, результаты которых представляют в форме таблиц или расчетных зависимостей.

Температура верхней зоны помещения через коэффициент воздухообмена определяются по формуле:

$$t_y = t_{рз} + K_t(t_{рз} - t_0). \qquad (8.15)$$

Пример 8.1.

Рассчитать общеобменный воздухообмен в производственном помещении с применением пакетов математических программ Maple и MathCAD.

Вариант 1. Расчет производится системой балансовых уравнений расходов и теплосодержаний.

Исходные данные.

Определить для теплого периода года общеобменный воздухообмен в цехе, расположенного в г. Камышин. Объем местной вытяжки – 52000 кг/ч., теплоизбытки – 520000 кДж/ч. Температуры воздуха: снаружи +26,6°С; рабочей зоны +30°С; удаляемого воздуха +34,4°С.

Расчет.

Организация воздухообмена: работают вытяжные системы местных отсосов, теплоизбытки удаляются аэрацией.

Вариант 1. Расчет производится с помощью системы уравнений: расходов воздуха и теплосодержаний, которая решается пакетом программ Maple.

Система балансовых уравнений имеет вид:

- уравнение расходов воздуха

$$G_{а\,п} - G_{мо} - G_{а\,у} = 0;$$

- уравнение теплосодержаний

$$c_{воз} G_{а\,п} t_н - c_{воз} G_{мо} t_{рз} - c_{воз} G_{а\,у} t_y + Q = 0.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Подставив численные значения в соответствии с исходными условиями, получим:

- уравнение расходов воздуха

$$G_{an} - 52000 - G_{ay} = 0;$$

- уравнение теплосодержаний

$$1{,}005 \cdot G_{an} \cdot 26{,}6 - 1{,}005 \cdot 52000 \cdot 30 - 1{,}005 \cdot G_{ay}\, 34{,}4 + 520000 = 0.$$

Приняв $G_{an} = x$, а $G_{ay} = y$, подставив в предыдущие уравнения, получим:

- уравнение расходов воздуха

$$x - y - 52000 = 0;$$

- уравнение теплосодержаний

$$1{,}005 \cdot 26{,}6 \cdot x - 1{,}005 \cdot 52000 \cdot 30 - 1{,}005 \cdot 34{,}4 \cdot y + 520000 = 0.$$

Уравнение расходов записано в традиционной форме, уравнение теплосодержаний следует привести к этому виду с помощью команды lhs. С этой целью записывается команда, обычные скобки, в которые вводится упрощаемое уравнение. Скобки завершаются точкой с запятой, после чего – Enter.

```
> lhs(1.005*26.6*x - 1.005*52000*30 -
 - 1.005*34.4*y + 520000 = 0);(a)
```

$$26.7330x - .1047800000 \cdot 10^7 - 34.5720y.$$

Далее необходимо присвоить систему уравнений некоторой переменной sym (может быть любой набор латинских букв), заключив ее в фигурные скобки. Чтобы переменную усвоила машина – Enter.

```
> sym := {x - y - 52000 = 0, 26.7330*x -
- 1047800.000 - 34.5720*y = 0};
```

$$\text{sym} := \{26.7330x - .1047800000 \cdot 10^7 - 34.5720y = 0,\ x - y - 52000 = 0\}.$$

Решение системы уравнений расходов и теплосодержаний производим с помощью команды solve. Форма записи представлена ниже.

```
> al:=solve(sym, {x,y});
```

$$al := \{y = 43668.32504,\ x = 95668.32504\}.$$

Итак, в соответствии с принятыми ранее условными обозначениями, аэрационный приток составляет ~95668 кг/ч., аэрационная вытяжка – ~43668 кг/ч.

Проверка правильности результатов: разность между притоком и вытяжкой должна быть равна объему вытяжки через местные отсосы, т.е. 52000 кг/ч:

$$95668 - 43668 = 52000.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вариант 2. Расчет производится с помощью уравнения изменения теплосодержаний, которое решается пакетом программ MatCAD 2000.

Решение.

Уравнение изменения теплосодержаний применительно к рассматриваемому случаю имеет вид:

$$Q - c_{воз} G_{чо} (t_{рз} - t_н) - c_{воз} G_{а\,у} (t_у - t_н) = 0.$$

Подставив численные значения и приняв $G_{а\,у} = x$.

$$520000 - 1{,}005 \cdot 52000 \cdot (30 - 26{,}6) - 1{,}005 \cdot x \cdot (34{,}4 - 26{,}6) = 0.$$

1. Уравнение теплосодержаний приводится к традиционной форме с помощью команды simplify (панель инструментов Simbolics).

$$52000. - 1.005 \cdot 52000 \cdot (30. - 26.6) - 1.005 \cdot (34.4 - 26.6) \cdot x \cdot \text{simplify} \rightarrow$$
$$\rightarrow 342316. - 7.8390000000000000000\, x.$$

2. Полученное уравнение решаем с помощью команды solve.

$$342316. - 7.839\, x \text{ solve}, \quad x \rightarrow 43668.325041459369818.$$

Итак, объем вытяжки составляет 43668 кг/ч., приток – (43668 + 52000) = = 95668 кг/ч.

§52. Схемы организации воздухообмена в помещениях

Гражданские здания.

Исследования распределения параметров воздуха в рабочей зоне на моделях и в натуре выработали схемы размещения приточных и вытяжных устройств в помещении, ставшие общепринятыми.

Если из верхней зоны помещения осуществляется только вытяжка (жилые здания), вытяжная решетка может располагаться в любой внутренней стене. В случаях, когда нормами предусматривается устройство приточно-вытяжной вентиляции с кратностью воздухообмена не превышающей 1–2 крат, расчет воздухораспределения в помещении не производится, а приточную и вытяжную решетки разносят на максимальное расстояние друг от друга с тем, чтобы воздушным потоком было охвачена возможно большая площадь помещения (рис. 8.6*а*). Эту схему вентилирования принято называть «сверху-вверх». Если кратность по притоку меньше кратности по вытяжке или приток в помещение не предусмотрен, недостающее количество воздуха поступает из коридора или соседних помещений, куда и подается приток, через неплотности ограждений.

В случае бóльшей кратности воздухообмена воздухораспределитель приходится подбирать, а приточную струю рассчитывать с тем, чтобы обеспечить приемлемые подвижность и температурный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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 решетки в той же стене, что и приточные (рис. 8.6*б*).

Если высота помещений превышает 4 метра, возможна воздухораздача нестесненной струей через воздухоприточную щель (рис. 8.6*в*).

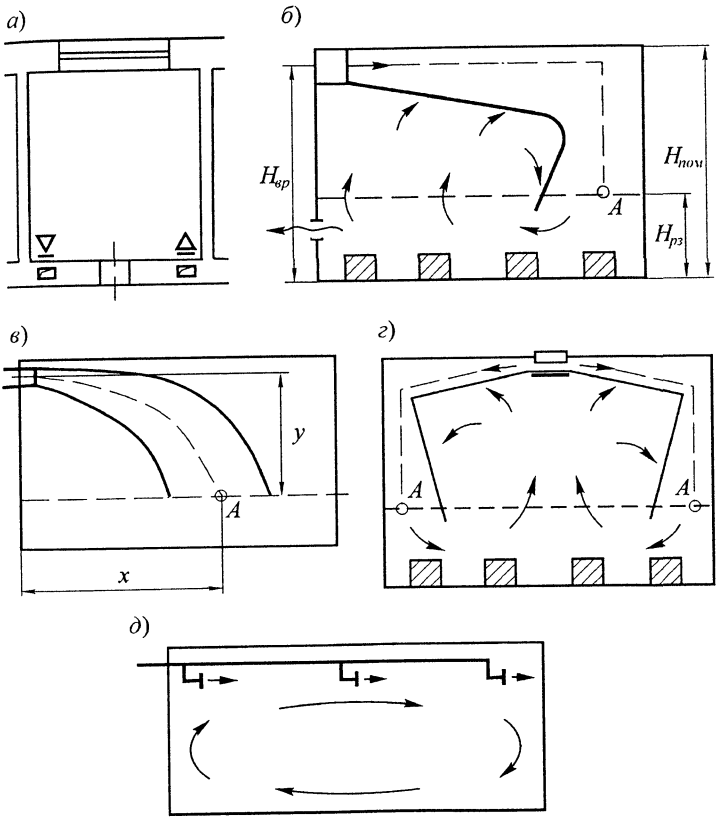


Рис 8.6. Схемы размещения приточных и вытяжных устройств в помещениях различного назначения гражданских зданий

а – пример размещения приточных и вытяжных решеток при малой кратности воздухообмена, *б* – подача воздуха настилающимися струями в помещение высотой до 4-х м, *в* – подача воздуха нестесненной струей через воздухоприточную щель в помещение высотой более 4-х м, *г* – подача воздуха в помещение плафонами, создающими настилающиеся веерные струеи, *д* – приточная система с сопловой подачей воздуха для помещений малой высоты и большой площади

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В помещениях такой же высоты, но большой площади часто применяют подачу притока через плафоны в потолке, создающие настилающиеся веерные струи (рис. 8.6*г*). Потолок делится на квадратные или прямоугольные ячейки с соотношением сторон не более 1,5, в центре которых размещаются плафоны. Количество плафонов уточняется в процессе расчета приточных струй. Устанавливают минимально-необходимое количество решеток и плафонов, обеспечивающих требуемые параметры воздуха в помещении.

Офисные помещения могут иметь значительную площадь при относительно небольшой высоте, исключающей применение плафонов ввиду невозможности обеспечить требуемые подвижность воздуха и температурный перепад между приточной струей и рабочей зоной в пределах норм. Для подобных помещений разработаны системы вентиляции с сопловой подачей воздуха (рис. 8.6*д*).

Зрительные залы обычно оборудуются приточно-вытяжными системами с рециркуляцией (рис. 8.7).

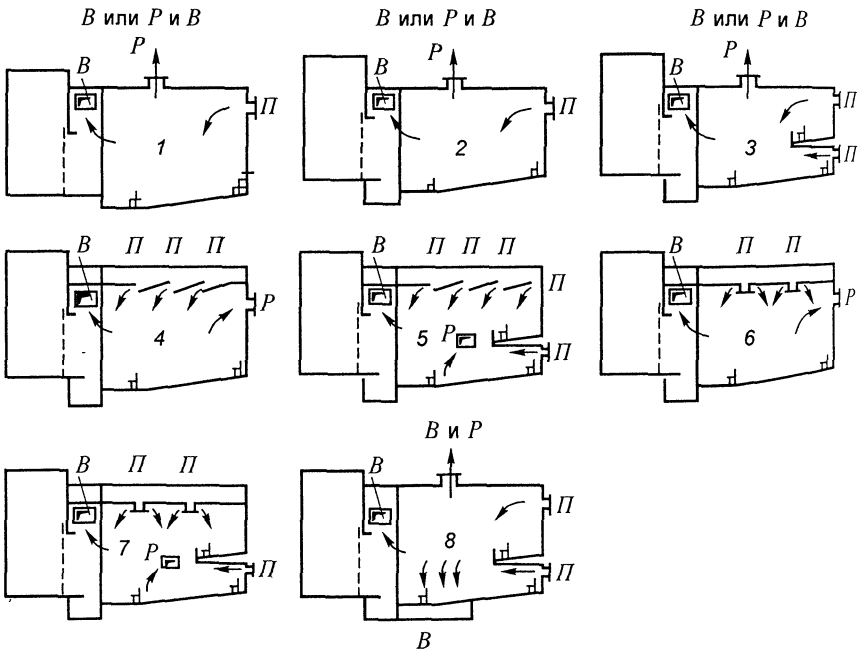


Рис. 8.7. Схемы вентиляции зрительных залов
П – приток, *Р* – рециркуляция, *В* – вытяжка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Для подачи притока применяются компактные, плоские, веерные, как настилающиеся так нестесненные струи. Воздух удаляется через плафон в потолке и вытяжные решетки вблизи сцены. Возможны варианты с размещением вытяжного отверстия в центре боковой стены. Приток подается из стены, противоположной сцене или экрану кинотеатра. Если в помещении имеется балкон, обязательна подача части притока в подбалконное пространство.

Последнее время в гражданских зданиях получил распространение способ подачи приточного воздуха непосредственно в рабочую зону, получивший название «вытеснительная вентиляция». Суть способа состоит в подаче более холодного нежели воздух рабочей зоны наружного воздуха с малыми скоростями (в пределах 0,3–0,4 м/с) в рабочую зону с помощью специальных сетчатых воздухораспределителей. При этом на полу помещения формируется слой охлажденного воздуха, подобный «тепловой подушке», затопляющий рабочую зону. Нагретый, ассимилировавший теплоизбытки воздух поднимается в верхнюю зону.

В общественных и гражданских зданиях устраивается вентиляция, состоящая как из механических систем, так и систем с естественной вытяжкой. Во избежание излишне большой инфильтрации в здание вся вытяжка, в том числе и рассчитываемая по нормативной кратности или иными упрощенными способами, должна компенсироваться системами приточной механической вентиляции. При этом принято суммировать приток и вытяжку помещений, выходящих в один общий шлюз (коридор). Разницу между суммарными притоком и вытяжкой – «дебаланс» – следует подавать (при избыточной вытяжке) в общий шлюз.

Производственные помещения по организации воздухообмена классифицируют на помещения I категории, высотой до 18 м в одноэтажных зданиях и II категории высотой до 6–8 м в многоэтажных промышленных зданиях. В помещениях первой категории рекомендуются: (рис. 8.8) подача наклонными струями в рабочую зону, подача сосредоточенными струями в верхнюю зону помещения, сопловая подача в рабочую зону помещений с крупногабаритным оборудованием по схеме «сверху вниз».

В помещениях второй категории (рис. 8.9) применяются: настилающиеся на потолок веерные, компактные и неполные веерные струи, применение плафонов, перфорированных воздухораспределителей и приточных насадков, создающих разомкнутые конические струи.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

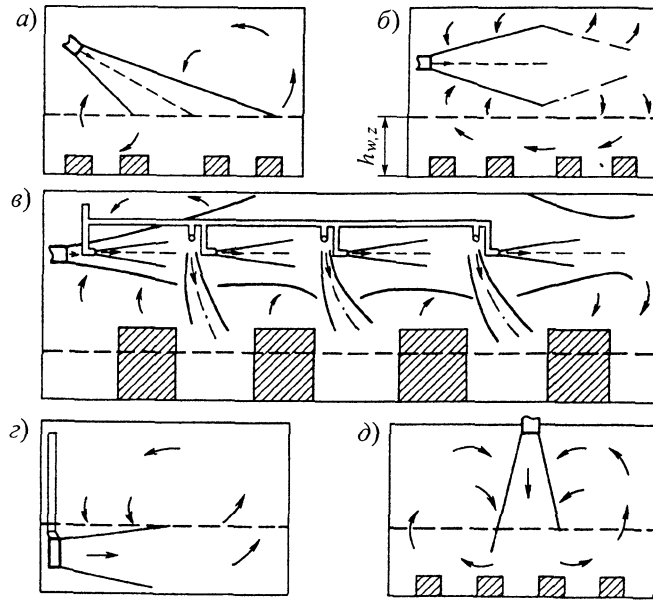


Рис. 8.8. Схемы подачи воздуха в производственные помещения 1-й категории
а – наклонными струями с высоты 4 м или 6 м, *б* – сосредоточенная подача в верхнюю зону, *в* – сопловая подача в горизонтальной и вертикальной плоскости, *г* – подача непосредственно в рабочую зону, *д* – подача «сверху-вниз»

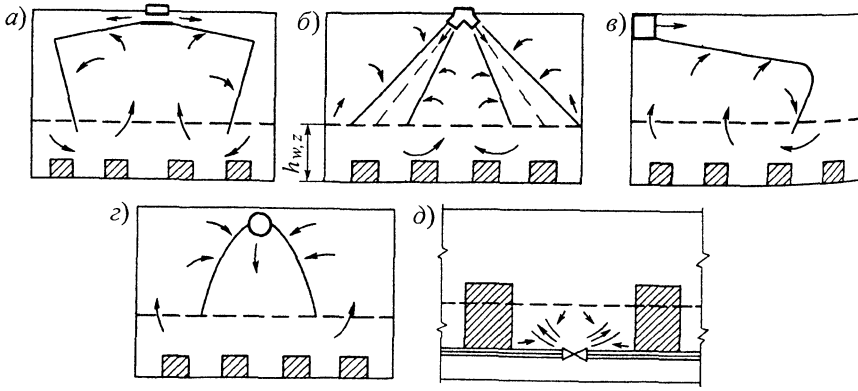


Рис 8.9. Схемы подачи воздуха в производственные помещения 2-й категории
а – подача плафонами со щитом поперек потока настилающимися веерными струями, *б* – подача несмыкающимися коническими струями, *в* – подача настилающимися на потолок струями, *г* – подача плоскими струями, *д* – напольная подача воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

К способу «вытеснительной вентиляции» относится и способ создания в небольшом, частично выгороженном объеме производственного помещения требуемых параметров воздуха, получивший название «воздушный оазис». Этот способ вентиляции применяется в производствах, управление технологическим процессом которых осуществляется с некоторого количества пультов управления, а воздух помещения загазован или имеет высокую температуру. В производственном помещении вокруг пульта управления остекленными перегородками высотой около 2-х метров выгораживается некоторый объем, в который снизу подается с малыми скоростями свежий охлажденный относительно температуры рабочей зоны воздух.

При выборе схемы организации общеобменной вентиляции в производственном помещении можно руководствоваться также рекомендациями, приведенными в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Зоны производственного помещения, рекомендуемые для подачи и удаления воздуха общеобменной вентиляции

Вредные выделения в помещении	Рекомендуемая зона помещения для	
	притока	вытяжки
1	2	3
Теплоизбытки	рабочая	верхняя
Влаговыделения при незначительных избытках тепла или теплонедостатках	верхняя (зимой с перегревом воздуха для предотвращения конденсации водяных паров на потолке)	верхняя
Газы и пары при незначительных избытках тепла или теплонедостатках		
Газы и пары легче воздуха	рабочая	верхняя
То же тяжелее воздуха	верхняя	верхняя и нижняя
Различные газы и пары	рабочая	то же
Пыль (тонкая и грубая) при незначительных избытках тепла или теплонедостатках	верхняя с небольшими скоростями	верхняя или нижняя
Влаговыделения при значительных избытках тепла	рабочая (зимой частично в верхнюю зону с перегревом воздуха)	верхняя

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Продолжение таблицы 8.2

1	2	3
Газы и пары при значительных избытках тепла	рабочая	верхняя
Пыль при значительных избытках тепла:		
• тонкая	рабочая или верхняя с небольшими скоростями	верхняя
• грубая	верхняя	верхняя и нижняя
Пылевыделение	верхняя	нижняя

Примечания.

1. Подачу воздуха в верхнюю зону высоких помещений осуществляют не выше 6–7 м от уровня пола (исключение – помещения со значительными влаговыделениями).
2. Приточные струи не должны влиять на нормальную работу установок местной вытяжной вентиляции.

§53. Системы вентиляции, совмещенные с воздушным отоплением

В помещениях производственных зданий, кратность общего воздухообмена в которых превышает 2,5–3 1/ч. и продолжительность работы вентиляции в течение суток превышает 8 часов, целесообразно, при соответствующем технико-экономическом обосновании, совмещать вентиляцию и воздушное отопление.

Достоинства такого совмещения функций – существенная экономия капитальных и эксплуатационных затрат, которые необходимо было бы затратить на устройство дополнительно к вентиляции систем водяного отопления или установку воздушно-отопительных агрегатов. Как правило, воздушное отопление предусматривают в производственных помещениях категорий А и Б, в зрительных и спортивных залах, залах ожидания вокзалов и многих других случаях.

Недостаток воздушного отопления – холодные токи воздуха с поверхности остекления окон, создающие ощущение дутья в рабочей зоне. Их локализуют, подавая приточный воздух вертикальными плоскими струями в направлении снизу вверх из щелевых выпусков, размещаемых под окнами. В промышленных зданиях под окнами устанавливают отопительные приборы систем дежурного водяного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

отопления, работающего круглосуточно. В этом случае воздушное отопление догревает воздух помещений до расчетной температуры.

Воздушное отопление, осуществляемое централизованными приточными системами вентиляции, относится к централизованным системам воздушного отопления. Все приточные установки, используемые для воздушного отопления, должны иметь два вентагрегата: рабочий и резервный. Системы воздушного отопления следует предусматривать отдельными для каждой группы помещений, размещенных в пределах одного пожарного отсека.

Децентрализованное воздушное отопление может осуществляться децентрализованной системой приточно-вытяжной вентиляции, использующей приточно-вытяжные камеры «Hoval, Operating Modes LHW», которые могут работать как по прямоточной схеме, так в режиме частичной или полной рециркуляции. Их описание приводится в главе 9.

Системы воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией, могут работать в режимах: *полной рециркуляции, с частичной рециркуляцией* и *в прямоточном режиме* (без рециркуляции). В режимах частичной рециркуляции или прямоточном вентиляционные системы работают в рабочее время. В нерабочее время эти вентиляционные системы работают с полной рециркуляцией, если в помещении нет остаточных выделений вредных веществ 1-го и 2-го класса опасности. В противном случае приходится поддерживать частичную рециркуляцию. Примером тому являются цехи и участки металлопокрытий. С поверхности зеркала испарения неработающих ванн вредные испарения в воздух помещения все же поступают.

Трассировка воздуховодов, размещение воздухораспределителей в случае совмещения в вентиляционной системе функций отопления и вентиляции производятся так же, как и для обычных вентиляционных систем.

Температура притока ограничивается предельной температурой горячего воздуха, которая на расстоянии 10 см от выпускного отверстия установок воздушного отопления не должна превышать 70°С.

Необходимой составляющей расчетов систем вентиляции, совмещенных с воздушным отоплением, – подтверждение, что принятая расчетная схема распространения струи приточного воздуха в помещении будет иметь место.

В рабочее время работают все приточно-вытяжные установки. Для отопления в нерабочее время применяют, как правило, лишь часть приточных систем, конструкция которых должна предусмат-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ривать переключение их для работы в режим полной или частичной рециркуляции. Приточные установки, используемые в качестве отопительных, должны оборудоваться каналами или воздуховодами, позволяющими производить забор воздуха из отапливаемого помещения с последующей подачей его по сети вентиляционных воздуховодов в это же помещение. Если приточная установка находится непосредственно в отапливаемом ею помещении, рециркуляционный воздухозабор производится через рециркуляционный клапан, размещенный в стенке приточной камеры перед калорифером. Тепловая мощность калориферной группы приточной камеры должна быть достаточной для отопления помещения в нерабочее время.

Температура притока на выходе из приточной камеры (камер, отапливающих одно помещение) при воздушном отоплении с полной рециркуляцией определяется из выражения:

$$t_{приток} = t_в + \frac{Q_{отопл}}{c_в \Sigma G_{камер}}, \qquad (8.16)$$

где $Q_{отопл}$ – расчетные теплопотери помещения в нерабочее время, кДж/ч; $c_в$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж/кг·°С; $\Sigma G_{камер}$ – суммарная подача вентиляторов приточных камер, работающей в режиме отопления на одно помещение, кг/ч.

Если отопление в нерабочее время приходится осуществлять с частичной рециркуляцией, температура притока определяется из балансового уравнения изменения теплосодержаний. Расход теплоты приточными камерами в режиме рециркуляции $c_в \Sigma G_{камер} (t_{приток} - t_в)$ равен расчетным теплопотерям помещения в нерабочее время $Q_{отопл}$ плюс расход теплоты на подогрев наружного приточного воздуха $c_в G_{нар} (t_{приток} - t_н)$:

$$c_в \Sigma G_{камер} (t_{приток} - t_в) = Q_{отопл} + c_в G_{нар} (t_{приток} - t_н). \qquad (8.17)$$

После преобразований получим:

$$t_{приток} = t_в + \frac{Q_{отопл} + c_в G_{нар} (t_{приток} - t_н)}{c_в \Sigma G_{камер}}. \qquad (8.18)$$

При работе приточной камеры в режиме воздушного отопления расход электроэнергии вентилятором может быть значительным, так как воздух обычно подается по разветвленной сети воздуховодов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

поэтому может оказаться экономически более выгодным установка воздушно-отопительных агрегатов. Решение на использование приточной камеры для целей отопления в нерабочее время должно обосновываться технико-экономическим расчетом.

§54. Обеспечение принятой расчетной схемы распространения струи приточного воздуха в помещении

Поскольку в случае воздушного отопления подается перегретый воздух, существует опасность всплытия приточной струи под перекрытие, в то время, как рабочая зона практически не будет отапливаться. Если подача осуществляется наклонными струями «сверху вниз» – струи теплого воздуха под действием гравитационных сил могут не доходить до рабочей зоны. На рис. 8.10 представлены схемы развития нагретых приточных струй в помещении.

Параметрами, характеризующими поведение неизотермических струй, являются текущий критерий Архимеда Ar_x и геометрическая характеристика струи H, рассмотренные в главе 5. Распространение струи в расчетном направлении обеспечивается в случае, если значения текущего критерия Архимеда не превышает некоторых значений. В табл. 8.3 приводятся предельные значения текущего критерия Архимеда, обеспечивающие расчетные схемы воздухообмена для различных способов подачи воздуха в помещение.

Таблица 8.3

Предельные значения текущего критерия Архимеда, обеспечивающие расчетную траекторию струи приточного воздуха систем воздушного отопления

Способы подачи приточного воздуха в помещение	Выпуск охлажденного воздуха	Выпуск нагретого воздуха
1	2	3
1 Непосредственно в рабочую зону (рис. 8.10*а*)		
• ненастилающимися на пол струями	Схема циркуляции не зависит от Ar_x	$Ar_x \le 0{,}2$
• настилающимися на пол струями	То же	$Ar_x \le 0{,}4$ $x = (0{,}8 \div 1{,}0)B$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1	2	3
2. Струями, поступающими в верхнюю зону помещения вертикально		
• настилающимися компактными и неполными веерными струями	$Ar_x \le 0{,}4$ $x = (0{,}8 \div 1{,}0)B$	$Ar_x \le 0{,}5$ $x = B + (H - h_{рз})$
• настилающимися веерными струями	$Ar_x \le 0{,}2$ $x = (0{,}8 \div 1{,}0)B$	$Ar_x \le 0{,}5$ $x = B/2 + (H - h_{рз})$
• вниз смыкающимися коническими случаями	Схема циркуляции не зависит от Ar_x	$Ar_x \le 0{,}5$ $x = (H - h_{рз})$
3. Струями, поступающими в рабочую зону под углом	$Ar_x \le 0{,}2$ $x = \sqrt{(H_{уст} - h_{рз})^2 + [(0{,}3 \div 0{,}5)l_n]^2}$	
4. Сосредоточенно, компактными ненастилающимися струями	$Ar_x \le 0{,}2$ $x = x_{кр\,1} = 0{,}22m\ (A_n)$	

Примечание: B – ширина помещения, обслуживаемая одним воздухораспределителем; l_n – длина помещения, обслуживаемая одним воздухораспредителем.

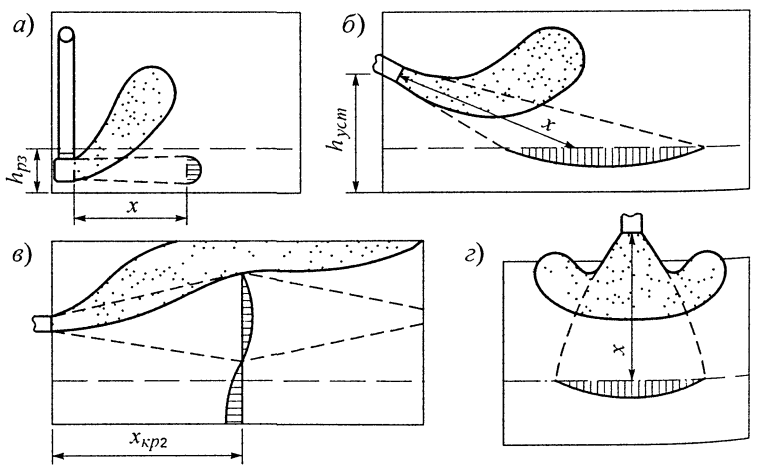


Рис 8.10 Схемы развития приточных струй в помещении

------ – расчетные схемы, —— – фактические схемы струй при при $Ar_x > Ar_{крит}$

а – подача непосредственно в рабочую зону, *б* – наклонной струей в рабочую зону; *в* – сосредоточенная подача в рабочую зону, *г* – вертикальной струей «сверху-вниз»

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В случае подачи горизонтальными ненастилающимися струями в непосредственно в рабочую зону компактными струями нежелательное явление «всплытия» исключается, если предельное значение критерия Архимеда, посчитанное с учетом характерного размера помещения не превышает 0,2. Тогда допускаемый перепад температур составляет:

$$\Delta t_0 \le \frac{6m^2 v_0^2}{n\left(x/\sqrt{d_0}\right)^2}, \qquad (8.19)$$

где m, n – коэффициент затухания осевых скорости и избыточной температуры.

При выпуске нагретого воздуха в рабочую зону настилающимися на пол струями $Ar_x \le 0{,}4$. В этом случае

$$\Delta t_0 \le \frac{12m^2 v_0^2}{n\left(x/\sqrt{d_0}\right)^2}. \qquad (8.20)$$

Подача притока в рабочую зону наклонными струями сверху вниз. В этом случае текущий критерий Архимеда также не должен превышать 0,2, и избыточная температура на выходе из воздухораспределителя не должен превышать значений, полученных по формуле (8.19). Характерным размером при вычислении Δt_0 является расстояние по оси струи от воздухораспределителя до точки пересечения осью струи верхней границы рабочей зоны, в определяемое из выражения:

$$x = 0{,}7\sqrt{(h_{уст} - h_{рз})^2 + (0{,}3 \div 0{,}5 l_n)^2}, \qquad (8.21)$$

где $h_{уст}$ и $h_{рз}$ – соответственно, высота центра приточного отверстия воздухораспределителя и верхней границы рабочей зоны относительно пола помещения, м; l_n – длина зоны помещения, обслуживаемая одной струей.

Сосредоточенная подача воздуха в верхнюю зону помещения. Поведение неизотермической струи исследовано при относительно небольшой высоте помещения, находящейся в пределах:

$$0{,}33 < H_n/B_n < 1,$$

где H_n и B_n – соответственно, высота и ширина части помещения, обслуживаемая одной струей, м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При этом высота установки воздухораспределителя $h_{уст}$ изменялась в пределах $(0,5 \div 1)H_п$. В этих условиях горизонтальная нагретая ($t_0 > t_{рз}$) струя хотя и отклонялась вверх, достигала потолка, но двигалась затем вдоль него, до противоположной стенки, опускалась и омывала рабочую зону обратным потоком. Попадание ненастилающейся струи в рабочую зону прямым потоком обеспечивается соблюдением соотношения:

$$h_{уст} - h_{рз} > 0,30\sqrt{B_п \cdot H_п}. \qquad (8.22)$$

Максимально-допустимая избыточная температура на выходе из приточного насадка не должна превышать значение:

$$\Delta t_0 \le \frac{130 v_0 \sqrt{A_0}}{n A_п}, \qquad (8.23)$$

где A_0 – площадь приточного отверстия воздухораспределителя, м^2; $A_п$ – площадь поперечного сечения части помещения, обслуживаемого одной струей, м^2.

Подача в воздуха рабочую зону вертикальными струями в направлении сверху вниз компактными и плоскими струями сохраняет расчетное направление при $Ar_x \le 0,5$. В случае применения приточно-вытяжных камер «Hoval, Operating Modes LHW» требуемая подача нагретого воздуха в рабочую зону обеспечивается соответствующим регулированием приточного патрубка, что предусмотрено его конструкцией.

§55 Построение вентиляционных процессов в *I–d* диаграмме для стационарного режима работы вентиляции

В теплый период года в гражданских зданиях применяется прямоточная схема вентиляции помещений, как с естественным (аэрация) так и с механическим побуждением; в холодный – прямоточная или схема с рециркуляцией. В помещении воздух ассимилирует теплоту и водяные пары, поэтому процесс изменения его тепло влажностного состояния в *I–d* диаграмме изображается лучом процесса с угловым коэффициентом ε. Если приток естественный (рис. 8.11*а*), через оконные или аэрационные проемы, подогрев отсутствует и точка параметров удаляемого воздуха определится пересечением изотермы $t_з$ с лучом процесса, проведенным из точки *Н*. В случае механической вентиляции наружный воздух (точка *Н*) на 0,5–1°С подогревается в вентиляторе при постоянной влажности (линия d = const) и с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

параметрами притока (точка *П*) поступает в помещение (рис. 8.11*б*). Параметры удаляемого воздуха определяются точкой пересечения изотермы температуры удаляемого воздуха – t_y с лучом процесса.

В холодный период года при прямоточной механической вентиляции наружный воздух (точка *Н*) (рис. 8.11*в*) подогревается в калорифере по d = const. Через точку *В* проводится луч процесса ε помещения. Его пересечение с d = const точки *Н* определяет параметры притока *П*, точка пересечения луча процесса с изотермой удаляемого воздуха определяет его фактические параметры (точка *У*). Вследствие малой величины абсолютного влагосодержания наружного воздуха, относительная влажность притока оказывается существенно меньше рекомендуемых нормами минимальных 30%. В системах вентиляции отсутствуют устройства увлажнения воздуха, поэтому низкая относительная влажность притока является неизбежным недостатком работы вентиляционных систем в холодный период года. Необходимо отметить также, что величины влагосодержаний, полученных построениями в *I–d* диаграмме и вычисленных с помощью соответствующего коэффициента воздухообмена могут не совпадать. Коэффициенты воздухообмена для влагосодержаний получены экспериментально и учитывают способность водяных паров накапливаться под перекрытием вследствие их меньшей плотности по сравнению с воздухом. Расчет по *I–d* диаграмме этой особенности не учитывает.

В помещениях, предназначенных для пребывания значительного количества людей (конференцзалы, зрительные залы театров, кинотеатров, спортивных залов) в холодный период года устраивается

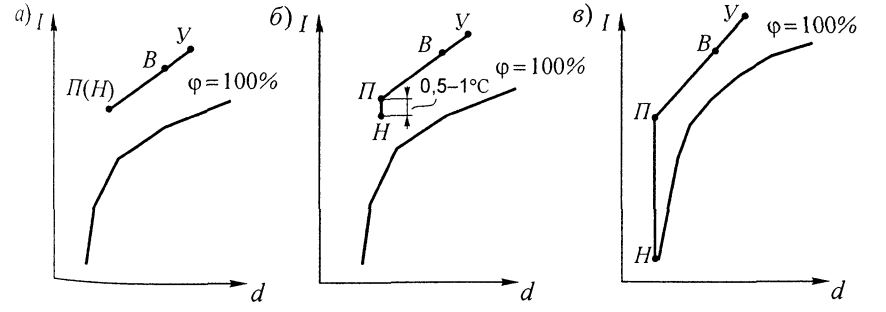


Рис 8 11 Построение процессов изменения состояния воздуха при общеобменной вентиляции в *I–d* диаграмме

а – при общеобменной вентиляции и притоке через окна или аэрационные проемы в теплый период года, *б* – при механическом притоке, *в* – при механической прямоточной вентиляции в холодный период года

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

рециркуляция. Наружный воздух должен подаваться в объеме не менее санитарной нормы, обеспечивающей разбавление выделяемой людьми углекислоты до предельно-допустимой концентрации. Обычно воздух на рециркуляцию забирают из верхней зоны и он имеет параметры точки *У*. Параметры смеси удаляемого и наружного воздуха на *I–d* диаграмме находятся на прямой линии, соединяющей точки *Н* и *У*. Возможны два варианта:

- прямая *Н–У* не пересекает кривую φ = 100%.
  В этом случае возможно предварительное, до воздухоподогревателей, смешивание наружного и рециркуляционного воздуха с последующим подогревом смеси до точки *П* (рис. 8.12*а*).
- прямая *Н–У* пересекает кривую φ = 100%.

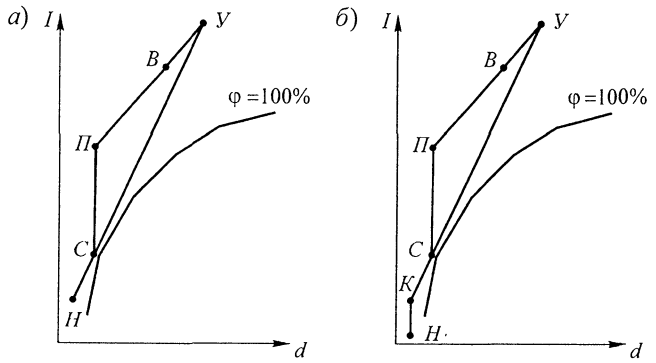


Рис 8.12. Построение процессов изменения состояния воздуха в *I–d* диаграмме для холодного периода года при общеобменной вентиляции с рециркуляцией внутреннего воздуха

а – в случае отсутствия конденсации водяных паров при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха, *б* – в случае конденсации водяных паров при смешивании наружного и рециркуляционного воздуха

Если пересечение имеет место, это свидетельствует о возможности конденсации водяных паров в смесительной камере и образования в ней наледи, поэтому необходим предварительный подогрев наружного воздуха до температуры, обеспечивающей выход прямой НУ в зону φ < 100% (рис. 8.12*б*).

Последовательность построения:

Вариант 1. Линия *У–Н* не пересекает кривую φ = 100%.

1) наносятся на *I–d* диаграмму параметры внутреннего (точка *В*) и наружного воздуха (точка *Н*);

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

2) вычисляется угловой коэффициент ε луча процесса изменения тепло-влажностного состояния воздуха в помещении;

3) через точку *В* проводится луч процесса изменения тепло влажностного состояния воздуха в помещении ε;

4) специальным расчетом или на основе опыта выбираются температуры притока и удаляемого воздуха;

5) пересечение изотерм температур притока и удаляемого воздуха с лучом процесса в помещении создаст точки *П* и *У*;

6) соединяем точки *У* и *Н*, проводим через точку *П* линию d = = const, пересечение которой с линией *У–Н* даст точку смеси *С*.

После построения процессов по соотношению между длинами отрезков *Н–С* и *С–У* следует убедиться, что объем наружного воздуха в смеси соответствует санитарной норме. Ордината *П–С* указывает величину разности температур, на которую следует подобрать калорифер, в котором должен подогреваться весь объем притока.

Вариант 2. Линия *У–Н* пересекает кривую φ = 100%.

Этапы построения 1, 2, 3, 4, 5 выполняются также, как и первом варианте. Далее проводим линию d = const через точку *Н*. Из точки *У* в направлении точки *Н* проводится луч процесса таким образом, чтобы он прошел между кривыми φ = 90% и φ = 95% до d = const. Ее пересечение с ε даст точку *К*, температуру, до которой следует подогреть наружный воздух. Через точку *П* проводим линию d = const, пересечение которой с лучом *УК* даст точку смеси *С*.

После построения процессов по соотношению между длинами отрезков *К–С* и *С–У* следует убедиться в том, что объем наружного воздуха в смеси соответствует санитарной норме.

Этот случай неудобен для вентиляционных приточных систем. Группу калориферов приходится делить на две. 1-я группа калориферов подогревает наружный воздух от *Н* до *К*, 2-я – полный приток от *С* до *П*. Экономия теплоты определяется разностью энтальпий точек *К* и *С*. По достижении наружным воздухом температуры точки *К* воздухонагреватели 1-й ступени отключают. Если $t_к \leq 0$, эти воздухонагреватели желательно выполнить электрическими или предусмотреть меры, исключающие замерзание теплоносителя в них.

Более удобным для эксплуатации приточной камеры – иметь один блок воздухоподогревателей, При такой конструкции приточной камеры рециркуляция обеспечивает более близкую к норме или нормативную относительную влажность воздуха в помещении. В

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

этом случае процесс в $I-d$ диаграмме строится несколько иначе. Наносятся точки H и B. Через точку B проводится луч процесса ε изменения тепловлажностного состояния воздуха в помещении, наносится точка $У$. Через точку H проводится линия $d_н$ = const до пересечения с лучом ε, получаем точку K, температуру, до которой следует подогреть наружный воздух. Влагосодержания точек $У$ и H, количества наружного и рециркулируемого воздуха известны. Вычисляется влагосодержание точки смеси как:

$$d_c = \frac{d_y G_y + d_н G_н}{G_y + G_н}.$$

После чего проводится линия d_c = const до пересечения с линией ε, получается точка C. Расчетные параметры для вычисления воздухообмена определяются точками C и $У$.

В переходный период возможно применение как прямоточной вентиляции, так и вентиляции с рециркуляцией. Построение вентиляционных процессов ведется по первому варианту, задав параметры наружного воздуха: температура +8°С (+10°С) и удельная энтальпия 22,5 кДж/кг (26,5 кДж/ч).

§56. Нестационарный режим вентилируемого помещения

Расчет нестационарного режима вентилируемого помещения позволяет определять изменения во времени концентрации вредных веществ в помещении при изменяющихся потоках вредностей и работающей вентиляции. Подобные расчеты позволяют в некоторых случаях снизить расчетный воздухообмен, определить время загрязнения помещения до заданного уровня, а также рассчитать воздухообмен для системы аварийной вентиляции.

Изменение концентрации вредных веществ в помещении при отсутствии вентиляции.

Пусть в начальный момент времени концентрация вредных веществ в воздухе помещения составляет C_0 единиц массы вещества на 1 м^3 воздуха. Если в этот момент в помещении начинает действовать источник выделения вредных веществ с интенсивностью $M_{вр}$ единиц массы вещества в 1ч, то уравнение баланса вредных веществ в любой момент времени имеет вид:

$$M_{вр} d\tau - V_{пом} dC = 0, \qquad (8.24)$$

где $V_{пом}$ – объем помещения, м^3.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Уравнение написано при допущении, что вредные вещества распределяются по всему объему помещения равномерно, а искомая концентрация вредных веществ – средняя по объему величина.

Проинтегрируем уравнение (8.24) от 0 до τ (произвольного момента времени):

$$\frac{M_{вр}}{V_{пом}}\int_0^{\tau} d\tau = \int_{c_0}^{c} dc. \qquad (8.25)$$

Решив уравнение (8.25) относительно текущей концентрации С, получим:

$$C = C_0 + \frac{M_{вр}}{V_{пом}}\tau. \qquad (8.26)$$

Последнее выражение представляет концентрацию в любой момент времени как линейную функцию от τ. Темп увеличения концентрации определяется величиной отношения интенсивности выделения вредных веществ к объему помещения.

Формулой (8.26) можно воспользоваться для определения необходимости устройства вентиляции в помещениях большого объема при сравнительно малом выделении вредных веществ. На рис. 8.13 показан ход увеличения концентрации вредных веществ в воздухе помещения при разной величине отношения $M_{вр}/V_{пом}$. Для случая, когда содержание вредных веществ в помещении достигает ПДК при $\tau \le 1$ часа (линия *1*), вентиляция обязательна. В случае изменения концентрации их по линии 2 (8 ч > τ > 1 ч) вентиляцию можно включать через некоторое время после начала работы. Если содержание вредных веществ не достигает ПДК в течение рабочего времени (линия *3*), вентиляцию можно не устраивать, ограничиваясь неорганизованным воздухообменом.

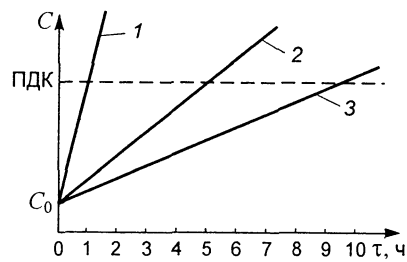


Рис 8 13 Изменение во времени концентрации вредных веществ в невентилируемом помещении

1 и *2* – ПДК достигается в течение рабочего времени, *3* – ПДК не достигается в течение рабочего времени

Изменение концентрации вредных веществ в помещении при заданном воздухообмене. Если в некоторый начальный момент времени средняя концентрация вредных выделений равна C_0, в этот

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

момент одновременно начинают действовать источник вредных выделений интенсивностью $M_{вр}$ и приточно-вытяжная вентиляция производительностью $L_{пр} = L_y$. Применяем допущение, что вредные вещества от действующего источника вредных выделений распределяются равномерно по помещению, поэтому в любой момент времени $C = C_y$.

Уравнение баланса вредных веществ в помещении в дифференциальной форме:

$$M_{вр}d\tau + L_y C_{пр}\,d\tau - L_{пр}C\,d\tau - V_{пом}dC = 0. \qquad (8.27)$$

Разделив переменные и представив дифференциал dC в виде:

$$dC = -d(-C) = -d\left(\frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C\right), \qquad (8.28)$$

проинтегрируем уравнение (8.28):

$$\frac{L_y}{V_{пом}}\tau = -\ln\frac{\dfrac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C}{\dfrac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C_0}. \qquad (8.29)$$

Последнее выражение можно преобразовать в зависимости от назначения расчета. При расчете периода изменения концентрации в заданных пределах

$$\tau = \frac{V_{пом}}{L_y}\ln\frac{C_n - C_0 + \dfrac{M_{вр}}{L_y}}{C_n - C + \dfrac{M_{вр}}{L_y}}. \qquad (8.30)$$

При расчете изменения концентрации

$$C = \frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - \left(\frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C_0\right)^{-\tau\frac{L_y}{V_{пом}}}. \qquad (8.31)$$

Следует заметить, что учет условия $\rho_n \neq \rho_y$ при получении зависимостей (8.30) и (8.31) приводит к появлению у величины C_n множителя (ρ_y/ρ_n).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 9

КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК И СИСТЕМ

§57. Вентиляционные каналы, сборные короба и воздуховоды

Вентиляционные каналы могут быть проложены в толще внутренних стен, или выполнены в виде приставных каналов из плит у внутренних стен и перегородок. Для устройства вертикальных каналов используют также специальные вентиляционные блоки. Устройство каналов не разрешается в наружных стенах во избежание конденсации в них водяных паров удаляемого воздуха.

Минимальное сечение вентиляционных каналов, устраиваемых в толще кирпичных стен – полкирпича на полкирпича (140×140 мм). Толщину стенок каналов и толщину простенков между одноименными каналами принимают не менее размера в полкирпича, поэтому наименьшая толщина внутренней стены, пригодной для размещения в ее толще вентиляционного канала – полтора кирпича (рис. 9.1*а*). Толщина простенков между разноименными каналами (приточными и вытяжными) должна быть не менее размера кирпича (250 мм), одноименными – полкирпича, а размеры каналов должны быть кратными размеру в полкирпича. Устройство каналов возможно и во внутренних стенах, имеющих толщину, меньшую нежели 1,5 кирпича. Но в этом случае приходится предусматривать устройство вертикальной ниши (борозды или штробы), которую затем заделывают плитой с последующим оштукатуриванием стены (рис. 9.1*в*).

При отсутствии кирпичных капитальных внутренних стен устанавливают вентиляционные панели или каналы делают приставными (вертикальными и горизонтальными) из блоков и плит (шлакогипсовых и шлакобетонных, бетонных и т.д.). Минимальное сечение приставных каналов – 100×150 мм. Применение материалов, содержащих асбест, для изготовления вентиляционных каналов запрещается по причине канцерогенных свойств асбеста. Приставные каналы можно размещать и вблизи наружных стен, но в этом случае между каналом и наружной стеной должна быть воздушная прослойка толщиной не менее 50 мм (рис. 9.1*ж*) или слой утеплителя, термическое сопротивление которого достаточно для предотвращения конденсации водяных паров в канале.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

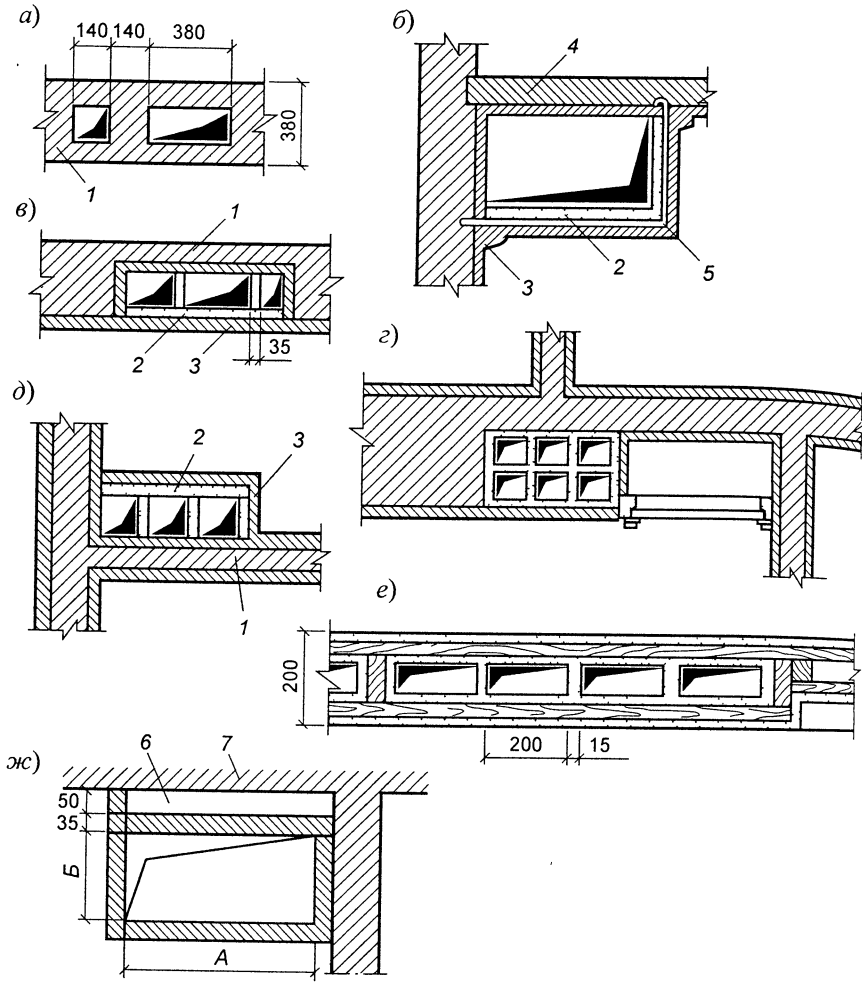


Рис 9.1. Конструкции вентиляционных каналов

а – в кирпичной стене, *б* – подвесного горизонтального, *в* – в борозде стены, заделываемый плитой, *г* – скомпанованных со встроенным шкафом, *д* – приставных (пристенных) вертикальных, *е* – в перегородке, обшитой листам сухой штукатурки, *ж* – приставной канал около наружной стены

1 – кирпичная стена, *2* – шлакогипсовые плиты, *3* – штукатурка, *4* – перекрытие, *5* – подвеска из стальной полосы или проволоки $d = 6$ мм, *6* – герметичная воздушная прослойка, *7* – наружная стена

Особенностью конструкции некоторых вентиляционных панелей состоит в наличии канала для транзитного перемещения воздуха от нижележащих этажей к вытяжной шахте (рис. 9.3*б*).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

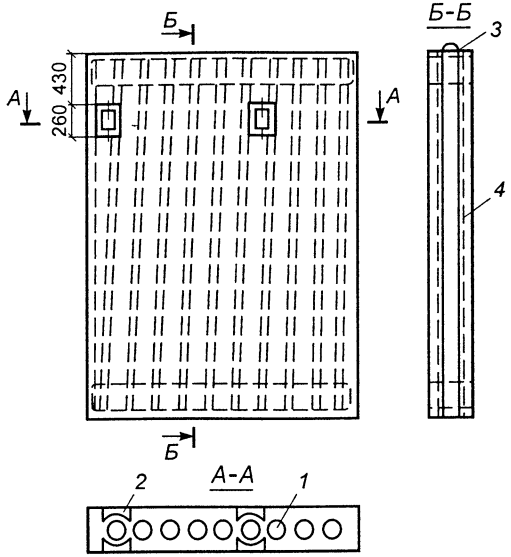


Рис 9.2 Вентиляционный блок-панель с наклонными каналами

1 – вытяжной канал; *2* – углубление для установки жалюзийной решетки; *3* – проволочная петля для транспортировки блока, *4* – металлическая арматурная сетка

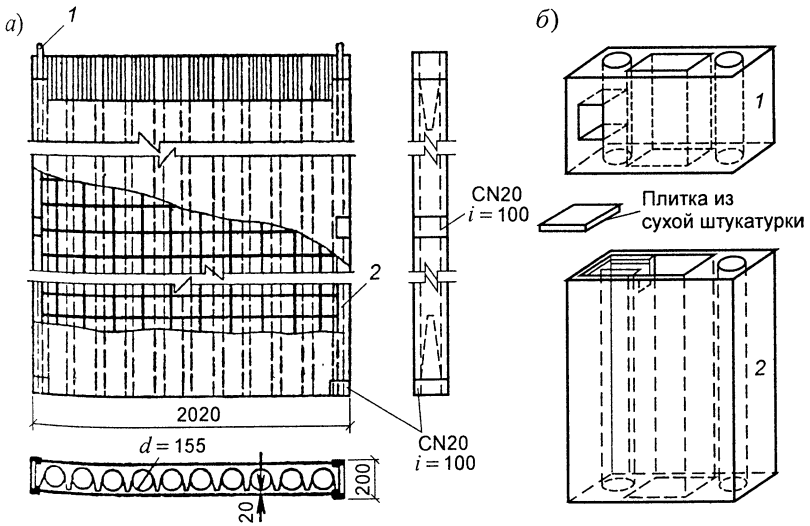


Рис 9.3. Вентиляционные блок-панели с вертикальными каналами

а – не сообщающимися, *б* – с транзитным каналом и ответвлениями *1* – петля для транспортирования панели, *2* – металлическая сетка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Горизонтальные вентиляционные каналы применяются для перемещения воздуха под потолком в пределах помещения или этажа (рис. 9.1*б*). Для сбора воздуха из вертикальных каналов вытяжных систем вентиляции с последующим транспортированием его в вытяжную шахту применяют сборные короба. Их прокладывают на чердаке или под потолком одного из промежуточных этажей. В случае прокладки в пределах неотапливаемого помещения или чердака необходимо обеспечить должное термическое сопротивление стенки во избежание конденсации водяных паров удаляемого воздуха на стенках сборного короба. Если плиты, из которых собирается сборный короб, не имеют должного термического сопротивления, стенки коробов выполняют двойными с устройством герметичной воздушной прослойки толщиной 40 мм (рис. 9.4*а*). Стенки коробов из материалов с малым коэффициентом теплопроводности выполняют сплошными, без воздушной прослойки (рис. 9.4*б*). Для удаления воздуха из кухонь, ванных комнат, каналы должны выполняться из материалов повышенной влагостойкости, например из шлакобетонных плит. Воздух из помещений с высокой влажностью транспортируют по стальным оцинкованным воздуховодам с обязательной тепловой изоляцией стенок, если они проходят через неотапливаемое помещение.

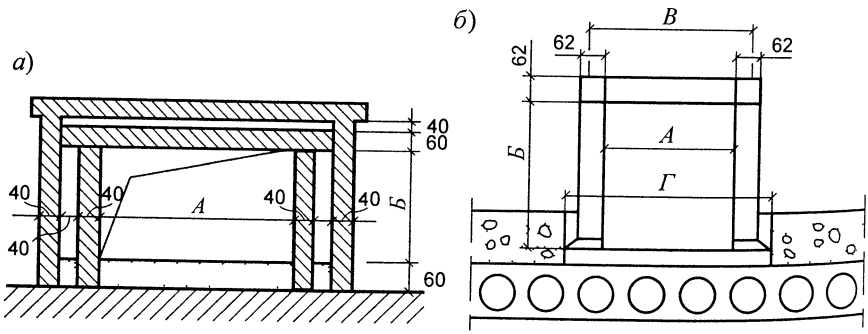


Рис 9.4. Устройство сборных коробов на чердаке
а – из плит толщиной 40 мм с высокой теплопроводностью материалов,
б – то же из плит толщиной 100 мм из материалов с малой теплопроводностью материалов

Каналы и короба из строительных материалов не обладают должной герметичностью, поэтому сети из каналов не могут быть очень протяженными по причине недопустимо больших присосов для вытяжных и потерь воздуха в случае приточных систем. В гражданских

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

зданиях сети большой протяженности выполняют из металлических воздуховодов прямоугольного (квадратного) сечения, которые лучше чем круглые вписываются в объем помещений и занимают в них меньше места. Каналы из строительных материалов желательно применять в гравитационных вентсистемах, где давления воздуха невелики.

По противопожарным требованиям в системах естественной вытяжной вентиляции один вытяжной канал не может обслуживать помещения на разных этажах. Одним вертикальным каналом обслуживаются одно или несколько помещений в пределах одного этажа. Вытяжка из нескольких помещений производится через решетки коробом или воздуховодом, присоединенным к вертикальному каналу. С целью предотвращения перетекания загрязненного воздуха из нижележащих в вышележащие помещения в зданиях до 5-ти этажей предпочтение следует отдавать раздельному выпуску воздуха в атмосферу. В зданиях большей этажности вертикальные каналы объединяют горизонтальным сборным коробом, из которого воздух поступает в вытяжную шахту.

В системах из вентиляционных панелей ответвления к отдельным помещениям присоединяются к вертикальной шахте через один, два, три и большее количество этажей. Во избежание нежелательного перетекания загрязненного воздуха каналы последних этажей не присоединяются вертикальному сборному каналу, а самостоятельно выпускают воздух в атмосферу.

В производственных помещениях промышленных зданий для перемещения воздуха с температурой до 70°С обычно применяют стальные воздуховоды круглого и, при необходимом технико-экономическом обосновании, – прямоугольного (квадратного) сечения.

За рубежом и в России выпускаются эластичные пенопластовые воздуховоды. Воздуховод представляет собой пенопластовую трубу с алюминиевым покрытием снаружи и внутри. Соединения – на клею. Выпускаемые в России воздуховоды имеют толщину стенки 8 мм для систем вентиляции и 16 мм для систем кондиционирования воздуха. Эти воздуховоды, в ряде случаев, можно не утеплять, так как термическое сопротивление стенки пенопластовых воздуховодов с толщиной стенки 8 мм составляет 0,16–0,42 $м^2 \cdot °С/Вт$ и толщиной 16 мм – 0,31–0,57 $м^2 \cdot °С/Вт$. Пенопластовые воздуховоды могут применяться при температурах воздуха от –60 до +100°С. Эластичность воздуховодов способствует повышенным потерям звукового давления в них, что позволяет в ряде случаев отказаться от установки шумоглушителей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

К фасонным частям относят тройники и крестовины, с помощью которых ответвления присоединяют к магистрали, а также диффузоры и конфузоры, для перехода от одного диаметра к другому, и так называемые переходники, монтируемые в местах, где необходимо изменить форму поперечного сечения воздуховода с круглого на прямоугольное (квадратное) и наоборот.

Тройники и крестовины изготавливают с прямой и косой (рис. 9.5 и 9.6) врезкой. Прямая врезка ответвлений круглых воздуховодов позволяет получать соединение, по компактности приближающееся к тройникам прямоугольных воздуховодов, однако обладает повышенным аэродинамическим сопротивлением. Так называемая «косая врезка» ответвлений производится под углом 30° и 45°, как для чистого воздуха, так и в системах аспирации и пневмо-

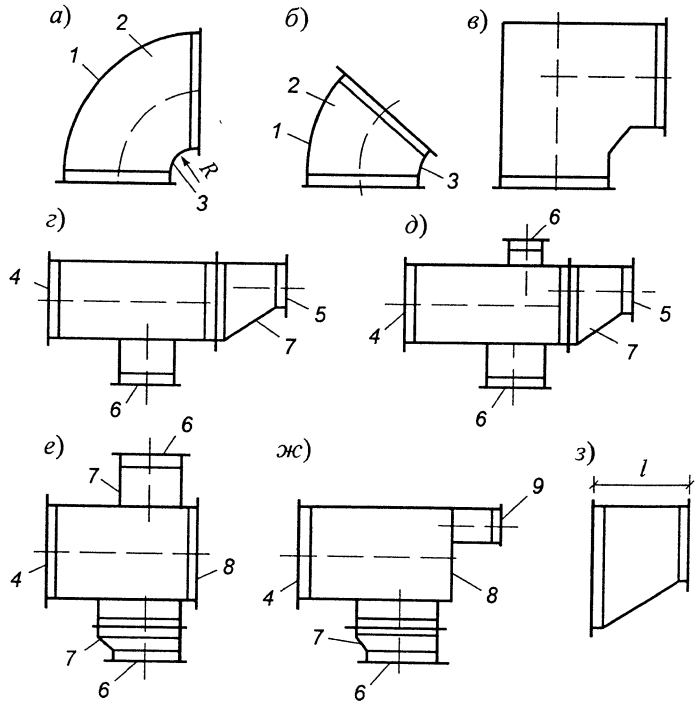


Рис 9.5. Фасонные части воздуховодов прямоугольного сечения с прямой врезкой

а, б – отвод и полуотвод; *в* – колено; *г* – односторонний тройник, *д* – двусторонний тройник, *е, ж* – штанообразные тройники, *з* – диффузор-конфузор *1, 3* – изогнутые боковые стенки, *2* – отвод; *4, 5, 6, 9* – фланцы; *7* – конфузор, *8* – глухая стенка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

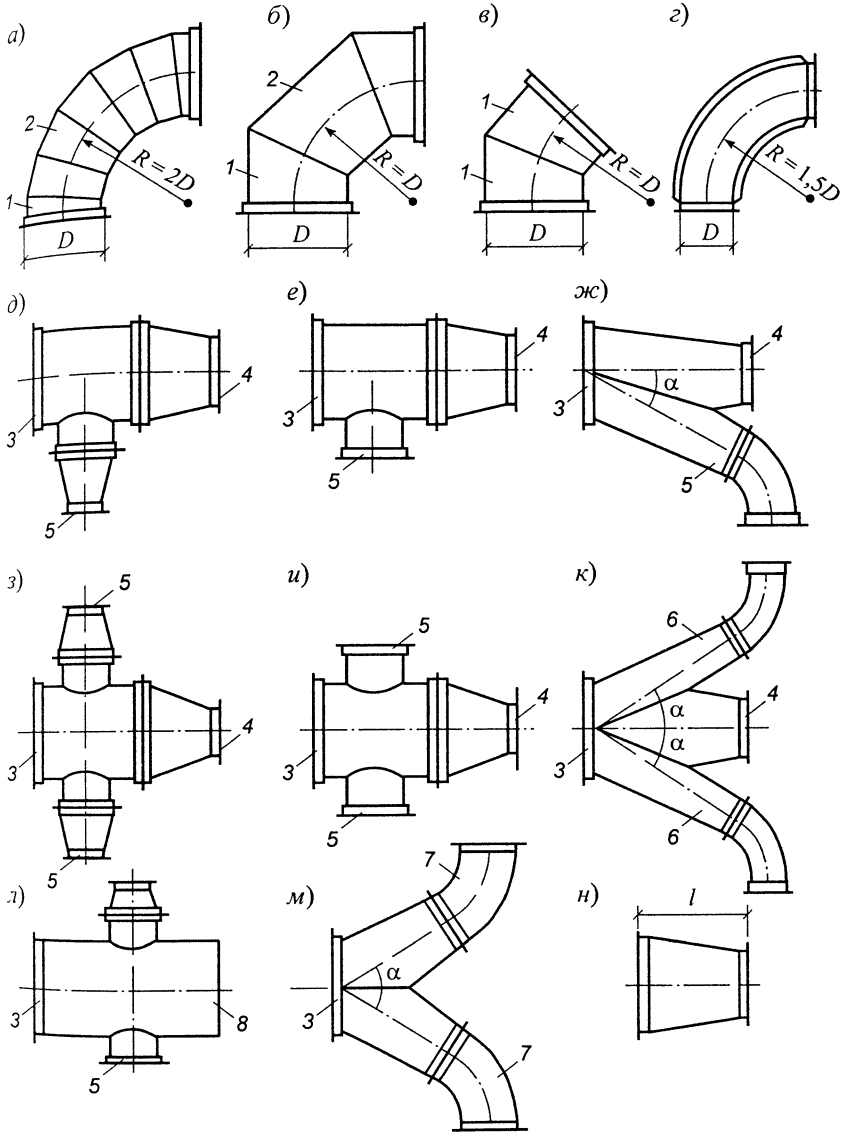


Рис 9.6. Металлические фасонные детали круглых воздуховодов

а, б, в – отводы, составленные из стаканов, *г* – штампованный отвод, *д, е* – односторонние тройники с прямой врезкой; *ж* – односторонний тройник с косой врезкой, *з, и* – двухсторонние тройники с прямой врезкой, *к* – двухсторонний тройник с косой врезкой, *л* – концевой тройник с прямой врезкой, *м* – штанообразный тройник, *н* – конфузор (диффузор) *1, 2* – звенья отводов; *3, 4, 5* – фланцы, *6* – ответвления; *7* – полуотводы, *8* – заглушенный торец

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

транспорта с разветвленной сетью воздуховодов. В случае систем аспирации и пневмотранспорта более предпочтительными следует считать тройники с углами присоединения в 15° и даже 8°. Последнее значение угла присоединения применяется в случае транспортирования плотных материалов: песка, горелой земли и т.д. Тройники с косой врезкой обладают лучшими аэродинамическими характеристиками, нежели тройники с прямой врезкой, что снижает сопротивление сети воздуховодов и экономит электроэнергию.

Воздуховоды вытяжных систем от гальванических ванн должны обладать повышенной коррозионной стойкостью. Материалов, коррозионная стойкость которых была бы достаточна для транспортирования любых паров и газов нет. Наименьшей стойкостью обладают стальные сварные воздуховоды с коррозионностойкой покраской. Коррозионно-стойкая сталь Х18Н10Т, обладает достаточной коррозионной стойкостью против воздействия паров различных щелочей и кислот, но не пригодна для окислов серы, и паров кислот соляной, серной, азотной. Хорошей коррозионной стойкостью обладают титановые сплавы с содержанием титана более 50%. Для удаления паров плавиковой кислоты применяется фенопласт марки Т. Достаточной коррозионной стойкостью обладают воздуховоды из металлопласта, защищенного наполненным полиэтиленом ВД, либо ПВХ.

§58. Приточные камеры гражданских и производственных зданий

Приточные камеры *служат для обработки приточного воздуха и подачи его в вентилируемые помещения.* Обработка приточного воздуха включает в себя очистку воздуха от пыли и подогрев до необходимой температуры в холодное время года. При круглогодичной механической вентиляции внутренних производственных помещений с *явными* теплоизбытками, в состав приточной камеры включают камеру адиабатического охлаждения. Автоматическое регулирование параметров притока в теплый период года при этом не предусматривается. Адиабатическая обработка воздуха позволяет снизить общеобменный воздухообмен на 20% и более в теплый период года.

С основными элементами приточных камер можно ознакомиться на примере приточной камеры в строительных конструкциях (рис. 9.7).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

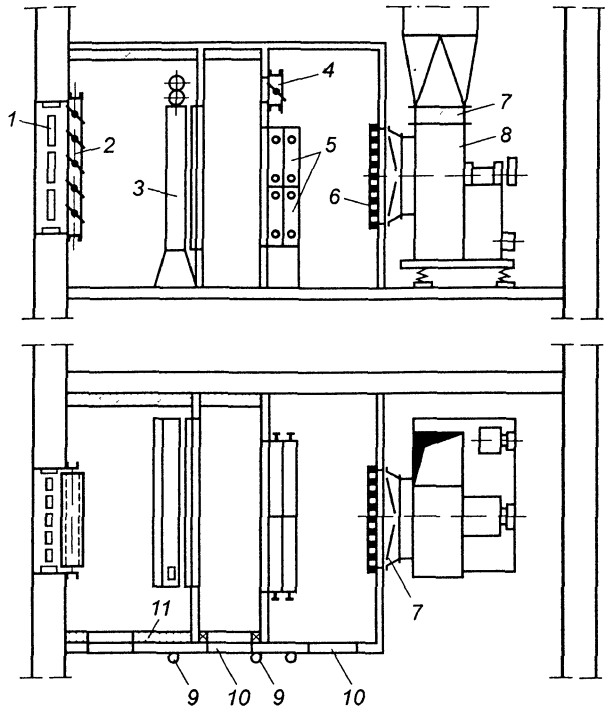


Рис 9 7 Принципиальная схема приточной камеры в строительных конструкциях
1 – приточная жалюзийная решетка (более правильно разместить ее в плоскости наружной поверхности стены, чтобы полностью исключить увлажнение толщи стены осадками); *2* – утепленный многостворчатый клапан; *3* – фильтр для очистки воздуха; *4* – обводной клапан, *5* – воздухоподогреватели; *6* – защитная решетка, *7* – гибкая вставка; *8* – вентилятор, *9* – патрубки с заглушками; *10* – герметичные двери; *11* – тепловая изоляция

Основными элементами приточных камер являются:

- собственно корпус камеры с внутренними перегородками, изготавливаемый из монолитного железобетона толщиной 100 мм или из кирпича с обязательным оштукатуриванием;
- утепленный многостворчатый приемный клапан, предотвращающий проникновение наружного воздуха в холодный период года в нерабочее время и замерзание воды в неработающих калориферах;
- воздушный фильтр (в некоторых случаях воздушный фильтр может отсутствовать);
- калориферная группа, подогревающая воздух до необходимой температуры в холодный период года;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• приточный вентилятор, присоединяемый к корпусу камеры и сети приточных воздуховодов через гибкие вставки. Вентилятор монтируется на виброосновании или на виброизоляторах. Назначение гибких вставок и виброизоляторов – предотвращение передачи вибрации, шума ударного происхождения сети воздуховодов и строительным конструкциям. Воздухоприемный утепленный клапан, воздушный фильтр и калориферы устанавливаются в проемах внутренних перегородок камеры, к которым и крепятся. В боковых стенках камеры предусматриваются герметичные двери, обеспечивающие обслуживание перечисленных элементов.

Несколько десятилетий тому назад приточные камеры выполнялись преимущественно в строительных конструкциях. В настоящее время их заменили камеры заводского изготовления. Но все перечисленные элементы присутствуют и в современных камерах. Некоторые конструкции камер заводского изготовления могут не иметь герметичных дверей, но обязательно должны иметь съемные панели, позволяющие обслуживать фильтр, калориферы, вентагрегат.

Длительное время серийно выпускаются приточные камеры 2ПК, (серия 5.904-75.94) (рис. 9.8). В состав комплектации входят: вентилятор ВР86-77, виброоснование; гибкие вставки; соединительная секция; калориферная группа, комплектуемая калориферами марки КВС, КВБ, КСк3, КСк4; воздушный фильтр, оснащенным фильтровальными тканями ФРНК и ФВСУ; приемная секция; клапан утепленный КВУ, заслонка рециркуляционная; исполнительные механизмы МЭО. Производительность по воздуху от 10 до 125 тыс. м^3/ч.

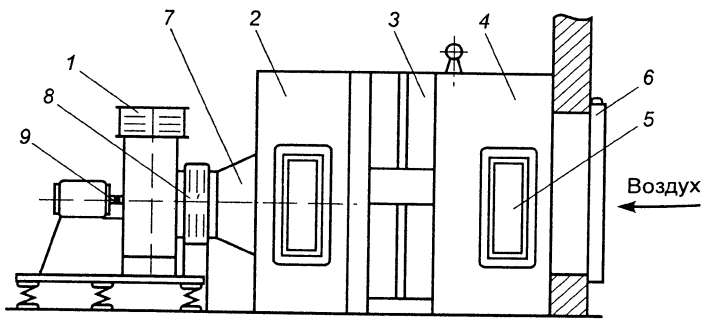


Рис 9.8. Принципиальная схема приточной камеры 2ПК

1, 8 – гибкая вставка, *2* – соединительная секция, *3* – воздухонагреватели; *4* – воздушный фильтр, *5* – герметичная дверь; *6* – утепленный клапан, *7* – конфузор, *8* – гибкая вставка, *9* – электродвигатель

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Обшивка выполняется из стали. В зависимости от процесса обработки приточного воздуха камеры поставляют:

а) с полным набором секций;

б) без оросительной камеры;

в) без секции фильтра и оросительной секции;

г) без секций фильтра, оросительной секции и заслонки рециркуляционной.

Типичным представителем современных приточных камер являются модульные приточные установки типа АПК, предназначенные для промышленного и гражданского строительства (рис. 9.9). Камера, в зависимости от комплектации, может осуществлять следующие режимы обработки воздуха: очистка воздуха от пыли; нагрев–охлаждение; увлажнение–осушение. Возможны: рециркуляция, установка резервного вентилятора, если агрегат выполняет функции воздушного отопления, а также частичная утилизация тепла удаляемого воздуха. Подача воздуха может осуществляться как в сеть воздуховодов, так и непосредственно в помещение. Агрегаты изготавливают на производительность от 100 до 16000 м^3/ч. Поперечное сечение приточной камеры невелико: от 270×270 мм до 970×970 мм для камеры производительностью 16000 м^3/ч. Габариты и конструкция позволяют подвешивать камеру под потолком или устанавливать на полу.

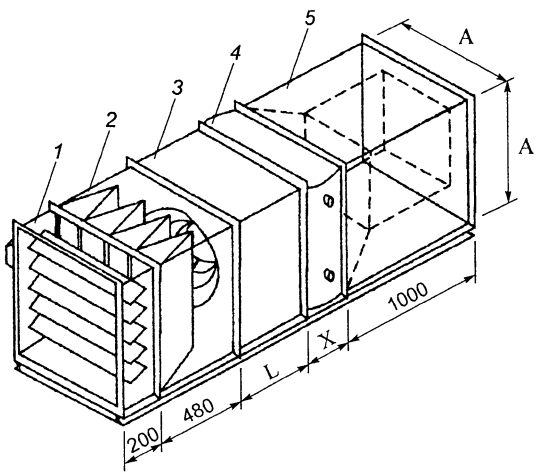


Рис 9.9. Принципиальная схема модульной приточной установки типа АПК

1 – входной клапан с приводом, *2* – воздушный фильтр EU-3; *3* – вентилятор; *4* – калорифер (водяной или электрический), *5* – глушитель шума, *A* – размер поперечного сечения приточной камеры, *L* – длина вентиляторного блока; *x* – ширина воздухоподогревателя

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вентилятор работает на наружном воздухе, так как помещен перед калорифером. Калорифер многоходовой для теплоносителя «вода». В камере могут быть установлены как калориферы, так и калориферные секции с обводным клапаном. Предпочтительны последние, так как при эксплуатации обводной клапан является дополнительным приспособлением, позволяющим избежать замерзания воды в трубках калорифера. Приточная камера АПК позволяет устанавливать в ней наряду с традиционными воздухонагревателями – электрокалориферы. Установки комплектуются системой управления и защиты, допускают применять регулятор частоты вращения электродвигателя, что позволяет применять камеры АПК в системах вентиляции с переменным расходом воздуха.

Важным преимуществом каркасно-панельных камер является их унификация с вытяжными вентустановками, позволяющая монтировать приточно-вытяжные вентустановки с утилизацией тепла выбросного воздуха (рис. 9.10).

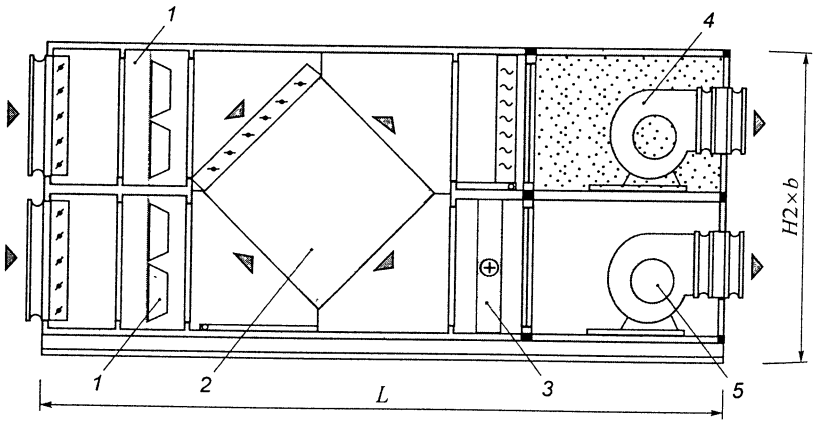


Рис. 9.10. Схема комбинированной приточно-вытяжной камеры с поверхностным теплоутилизатором

1 – воздушный фильтр карманного типа, *2* – поверхностный теплоутилизатор, *3* – воздухоподогреватель, *4* – вытяжной вентилятор; *5* – приточный вентилятор

К реалиям современного состояния вентиляционной техники является широкое применение оборудования иностранного производства. Примером приточно-вытяжного агрегата для децентрализованной вентиляции помещений большой площади являются агрегаты, «Hoval», описание которого приводится ниже.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Воздушно-отопительный агрегат «Hoval, Operating Modes LHW» предназначен для вентиляции и отопления помещений большой площади: крупных спортивных залов, бассейнов, аквапарков, торговых центров, крупных производственных помещений с оборудованием, требующим высококачественного микроклимата (станки с числовым программным управлением и др.), авиационных ангаров, складов и т.д. Здание должно быть одноэтажным высотой от 3 до 13 метров (рис. 9.11).

Агрегат устанавливается в перекрытии, позволяет работать как с частичной, так и с полной рециркуляцией, имеет встроенный пластинчатый рекуператор для утилизации теплоты удаляемого воздуха. Один агрегат обслуживает до 650 квадратных метров помещения. Отличительной особенностью агрегата является вихревой воздухораспределитель «Air injector» с изменяемой дальнобойностью воздушной струи, направляемой сверху вниз. Воздухораспределитель выполнен в виде сопла, вблизи вытяжного отверстия которого размещен круглый диск выпуклой формы. На поверхности диска смонтированы направляющие лопатки, которые вручную или дистанционно могут устанавливаться как радиальном направлении так тангенциально. Наибольшая

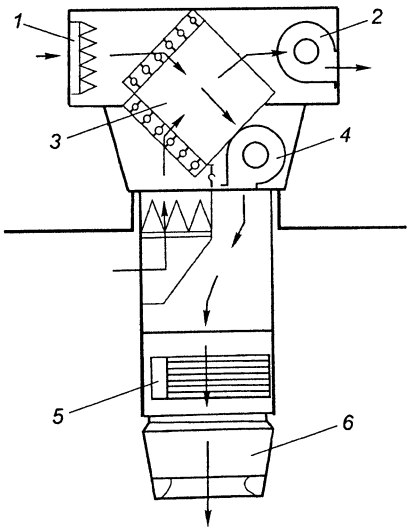


Рис 9.11. Приточно-вытяжная установка децентрализованной вентиляции помещений большой площади «Hoval, Operating Modes LHW»

1 – клапан наружного воздуха, *2* – вытяжной вентилятор, *3* – теплоутилизатор; *4* – приточный вентилятор, *5* – воздухоподогреватель, *6* – сопло для подачи воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

дальнобойность имеет место при радиальном направлении лопаток, так как при этом формируется компактная струя. В случае установки лопаток тангенциально, струя становится закрученной и ее дальнобойность уменьшается. Чем больше угол поворота лопаток относительно радиуса, тем больше степень закрутки и меньше дальнобойность.

Таблица 9.1

Технические характеристики воздушно-отопительных агрегатов Hoval, Operating Modes LHW

Обозначение		Ед. изм.	Типоразмер 3	Типоразмер 5	Типоразмер 8
Номинальный расход воздуха		$м^3/ч$	3000	5000	8000
Монтажная высота	мин	м	3	4	5
Обрабатываемая площадь	мин	м×м	10×10	12×12	15×15
	макс	м×м	17×17	21×21	26×26
Рекомендуемое расстояние от стены	мин	м	5	6,5	8
Рекомендуемое расстояние между агрегатами	мин	м	10	13	15
Общий уровень звуковой мощности	α = 0°–37°	дБ(А)	57	59	60
	α = 38°–45°	дБ(А)	59	62	63
	α = 46°–50°	дБ(А)	64	66	67

Для удаления воздуха применяют вентиляционные камеры заводского изготовления, типичным представителем которых являются вытяжные камеры серии КВ (рис. 9.12). Корпус камеры монтируется из тепло и звукоизолированных панелей, имеет фланец для присоединения вытяжного воздуховода, в верхней части расположено выхлопное отверстие. В камере размещен вентагрегат, состоящий из вентилятора с клиноременной передачей и электродвигателя, смонтированных на виброизолирующем основании. В нерабочее время при размещении вытяжной вентиляционной камеры на чердаке вытяжные вентиляционные системы могут работать на вытяжку под действием гравитационных сил, обеспечивая ночное проветривание помещений. Обычно в камере предусматривается обводной клапан, позволяющий поступать удаляемому из помещений воздуху непосредственно в вытяжную шахту, минуя вентилятор. Обводного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

клапана описываемая камера не имеет. В зависимости от типоразмера камера обеспечивает удаление вытяжного воздуха в пределах от 1800 до 10000 м^3/ч.

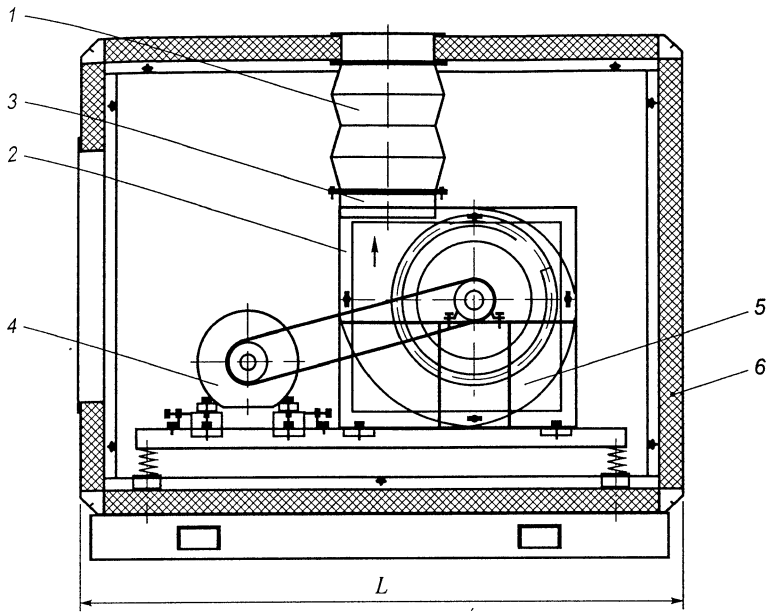


Рис 9.12. Вытяжная вентиляционная камера

1 – гибкая вставка выхлопного отверстия, *2* – фланец для присоединения вытяжного воздуховода, *3* – выхлопное отверстие вентилятора, *4* – электродвигатель, *5* – вентилятор, *6* – теплозвукоизоляция

Широкое применение для удаления воздуха получили *канальные вентиляторы*, выполняющие роль вытяжной камеры, монтируемые непосредственно в воздуховоде и не требующие дополнительной площади для размещения. В канальных вентиляторах используются рабочие колеса радиальных вентиляторов, позволяющие получить достаточные расход и давление при приемлемом уровне шума. По причине отсутствия улиткообразного кожуха и применения электродвигателей с внешним ротором, скошенности поступающего в рабочее колесо потока коэффициент полезного действия вентагрегатов невелик. Типичными представителями канальных вентагрегатов являются: вентилятор канальный круглый ВКК, вентилятор канальный прямоугольный, оснащенный элек-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тродвигателем с внешним ротором ВКП-11 и вентиляторы канальные прямоугольные со стандартным электродвигателем ВКП-21 и ВК (рис. 9.13).

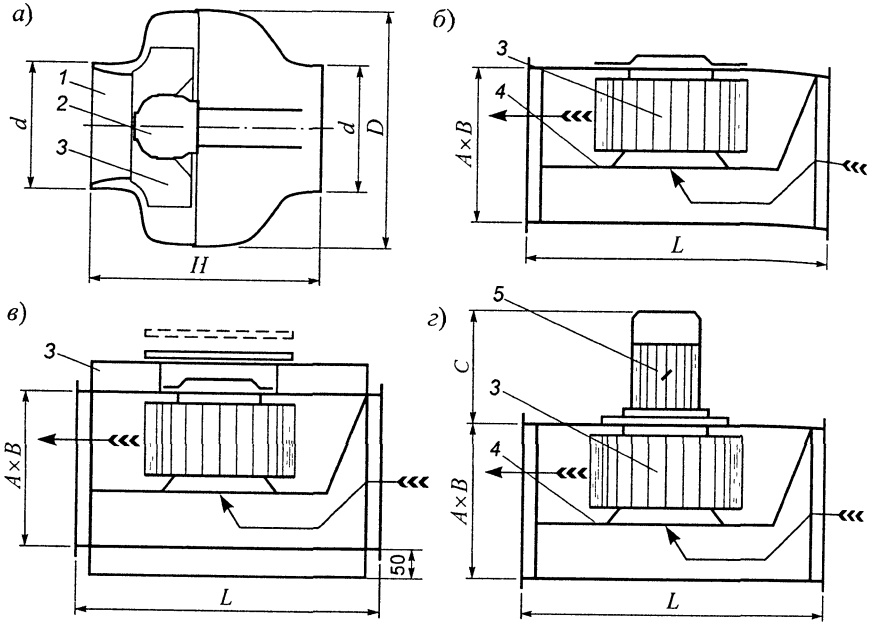


Рис. 9.13. Принципиальные схемы канальных вентиляторов
а – ВКК; *б* – ВКП-11; *в* – ВКП-21; *г* – ВК

1 – входное отверстие, *2* – электродвигатель с внешним ротором; *3* – рабочее колесо, *4* – перегородка, разделяющая воздуховод на всасывающую и нагнетательную части; *5* – электродвигатель традиционной конструкции, *6* – теплозвукоизоляция

§59. Воздухозабор. Размещение приточных и вытяжных камер

Приточные и вытяжные установки размещают в специальных помещениях – *вентиляционных камерах или вентиляционных центрах.* В промышленных зданиях вентиляционные установки размещаются не только в вентцентрах, но и на специально устраиваемых на высоте 3,0 и более метров от поверхности пола *вентиляционных площадках.* Особенно характерно такое размещение для реконструируемых производственных зданий.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Гражданские здания. Общепринятое расположение приточных камер в гражданских зданиях – в центральной части здания, в подвале. Такое местоположение позволяет обходиться сетью воздуховодов небольшой протяженности и одним воздухозабором. В зданиях протяженных может оказаться целесообразным устройство двух и большего числа вентиляционных центров.

Устройство вентцентра позволяет в гражданских зданиях обойтись меньшим числом воздухозаборных устройств, нежели при рассредоточенном размещении. Воздухозаборное устройство, в этом случае, состоит из воздухоприемной, обычно располагаемой на некотором расстоянии от здания, шахты (рис. 9.14*б*), *подземного канала*, по которому воздух подводится к зданию и *коридора наружного воздуха*, из которого получают свежий воздух все приточные камеры и кондиционеры.

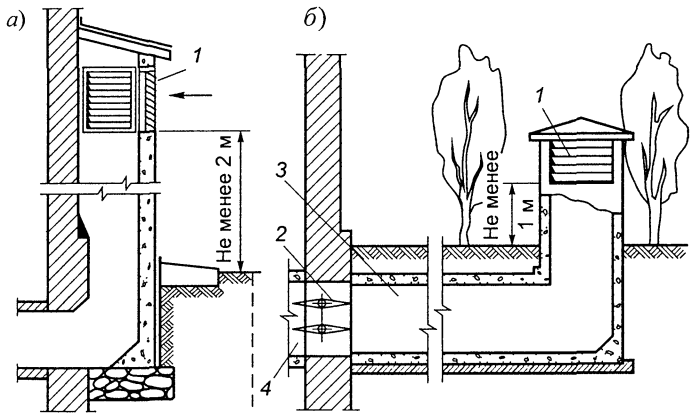


Рис 9.14. Принципиальная схема приставной и выносной приточной шахт

а – приставная воздухозаборная шахта, *б* – выносная воздухозаборная шахта, *1* – воздухоприточные решетки, *2* – утепленный клапан; *3* – тоннель для подачи воздуха к коридору наружного воздуха, *4* – коридор наружного воздуха

Сечение канала, соединяющего шахту и коридор свежего воздуха должно позволять производить осмотр его состояния и периодическую очистку. Принятая расчетная скорость воздуха в тоннеле и коридоре наружного воздуха должна обеспечивать минимальные потери в воздухоподводящем тракте и минимальное взаимовлияние на работу друг на друга приточных камер, присоединенных к коридору наружного воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Присоединение камер и кондиционеров может быть односторонним и двухсторонним (рис. 9.15). В коридорах иногда устанавливают теплоотдающие калориферы системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем, обеспечивающие предварительный подогрев приточного воздуха для всех приточных камер, присоединенных к каналу.

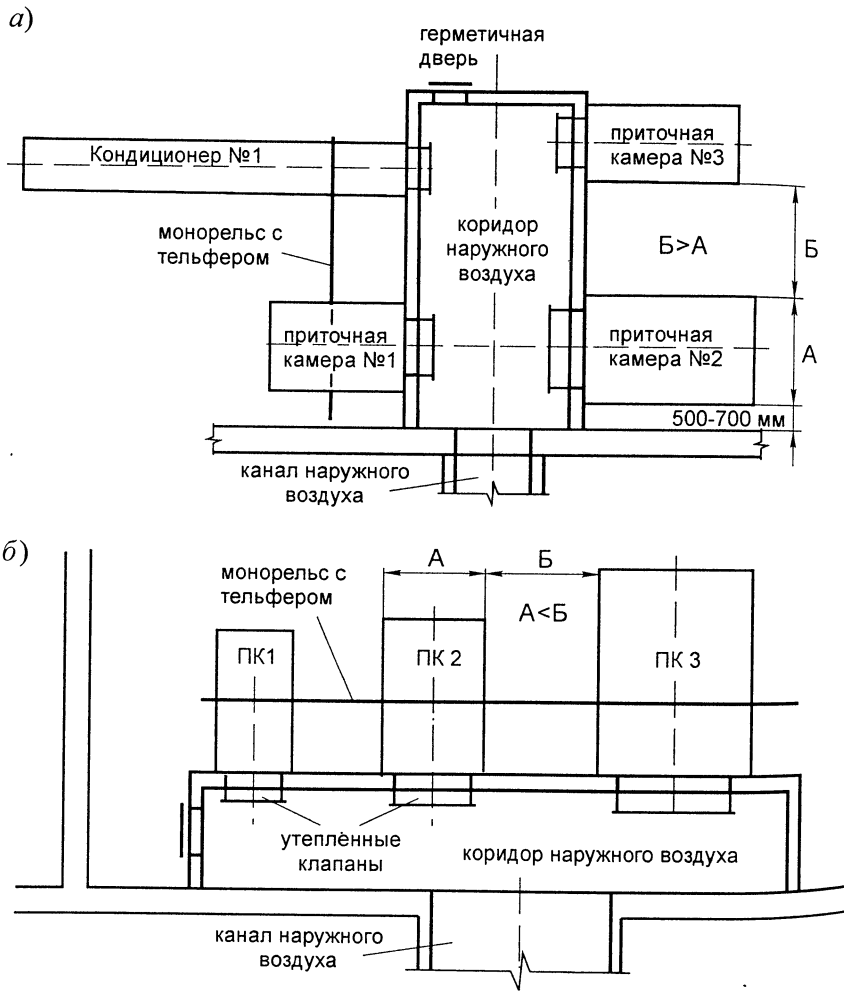


Рис 9.15. Принципиальная схема присоединения приточных камер и кондиционеров к коридору наружного воздуха

а – ось коридора наружного воздуха перпендикулярна фасаду,
б – коридор свежего воздуха примыкает к стене фасада,
ПК – приточная камера

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Значительное количество гражданских зданий имеет ширину 10–12 м, поэтому предпочтительным является перпендикулярное фасаду расположение коридора свежего воздуха. Это позволяет получить вентиляционный центр необходимой площади для размещения приточных камер, центральных кондиционеров, воздуховодов и шумоглушителей. С целью осмотра и ремонта в коридоре наружного воздуха предусматривается герметичная дверь. Воздухоприемные утепленные клапаны приточных камер и кондиционеров часто устанавливаются внутри коридора свежего воздуха, что упрощает доступ к ним с целью осмотра и ремонта, а также позволяет экономить площадь вентиляционного центра. Расстояния между соседними приточными камерами должны обеспечивать возможность проведения работ по обслуживанию и ремонту, в частности, замену калориферов. Рекомендуется предусматривать установку простейших подъемных устройств для подъема и транспортирования элементов приточной камеры (монорельс, тельфер и т.д.). Проходы между вентиляционным оборудованием должны быть 0,7 м и более, с учетом необходимости выполнения профилактических и ремонтных работ.

Воздухозаборную шахту для одиночной приточной камеры небольшой производительности часто выполняют приставной (рис. 9.14*а*), размещают в простенке между окнами, при этом стена здания является одной из стенок шахты. Ширина воздухозаборной шахты не может быть большей ширины простенка, что ограничивает ее возможности по воздухозабору. Воздухозаборные решетки размещаются в верхней части шахты, при этом низ воздухозаборных решеток должен располагаться на высоте не менее +2,0 м от поверхности земли, а в местах со снежными заносами нижняя кромка воздухоприемного отверстия должна быть на высоте более 1 м от уровня устойчивого снегового покрова, определяемого по данным гидрометеостанций, или расчетом.

Сборные короба вытяжных вентиляционных систем с гравитационным побуждением размещают на чердаках. Там же располагают и вытяжные камеры с вытяжными вентиляторами. Вытяжные камеры механической вентиляции не следует размещать над помещениями с постоянным пребыванием людей. Установка вентагрегатов на виброизоляторы или виброоснования (рамы с виброизоляторами, на которые монтируются вентилятор и электродвигатель в случае передачи момента вращения с помощью клиноременной передачи) является обязательным требованием. Размещение на

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

чердаке вытяжных вентиляционных камер имеет то преимущество, что в нерабочее время в холодный период года системы механической вентиляции могут работать как вытяжные гравитационные, обеспечивая проветривание помещений ночью. С учетом этой функции их конструкция должна предусматривать устройство байпаса с клапаном, обеспечивающего пропуск вытяжного воздуха в обход вентилятора. На чердаке размещают и шумоглушители, предотвращающие распространение шума по сборным коробам и вертикальным каналам. Вытяжные вентиляторы помещаются в утепленную камеру, во избежание конденсации водяных паров в кожухе.

Вытяжные шахты могут выполняться из различных материалов. Традиционные, деревянные имеют утепление и обшивку внутри и снаружи листовой сталью. Изготавливают их также бетонными (рис. 9.16), из пеностекла и других материалов. Особое внимание уделяется пересечению вытяжной шахтой кровли. С этой целью над местом пересечения кровли стенкой шахты предусматривается выступ, под который заводят кровлю, что и обеспечивает герметичность пересечения.

Конструкция сборного короба и площадь поперечного сечения вытяжной шахты имеют большое значение для предотвращения перетекания загрязненного воздуха из нижележащих этажей в вышележащие помещения в вытяжных системах с гравитационным побуждением. Оптимальной является конструкция, объединяющая в себе сборный короб и вытяжную шахту (рис. 9.16). Условия работы гравитационных систем, оборудованных совмещенным с вытяжной шахтой сборным коробом приближается к работе вытяжных систем с раздельными вытяжными каналами, если площадь поперечного сечения вытяжной шахты равна или превышает суммарную площадь объединяемых сборным коробом вытяжных вертикальных каналов.

В связи с возросшей потребностью в офисных помещениях, повышенным загрязнением приземного слоя воздуха стало актуальным поэтажное размещение приточных и вытяжных камер, обслуживающих отдельные офисы. Размещение приточных камер вне подвала, на верхних этажах здания бывает целесообразным также в больших закрытых спортивных сооружениях, позволяющее подавать воздух на спортивную арену и места для зрителей приточными струями сравнительно короткими патрубками с соплами, занимая воздуховодами минимум объема здания.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

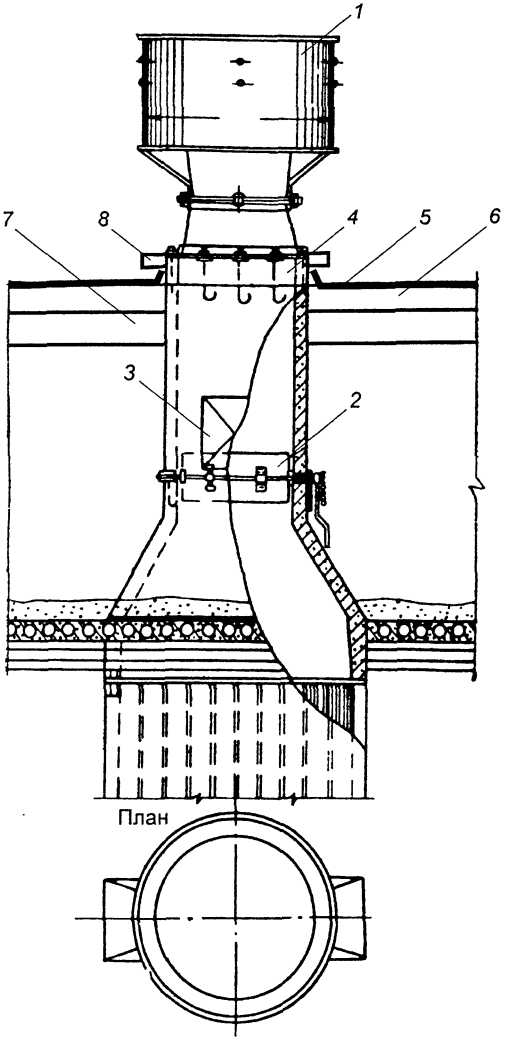


Рис 9 16 Вытяжная шахта, объединенная со сборным коробом
1 – дефлектор; *2* – клапан, *3* – смотровой люк, *4* – сборный короб, совещенный с вытяжной шахтой; *5* – гидроизоляционный ковер; *6* – утеплитель, *7* – чердачное перекрытие; *8* – выступ

Производственные здания бывают одно- и многоэтажными. Приточные и вытяжные установки размещают преимущественно в специально устраиваемых помещениях (венткамерах или вентцентрах), либо на вентиляционных площадках непосредственно в про-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

изводственном помещении, что характерно для реконструируемых зданий (рис. 9.17). Помещения, в которых установлены вытяжные системы, относят по взрывопожарной и пожарной опасности к категориям производственных помещений, которые они обслуживают.

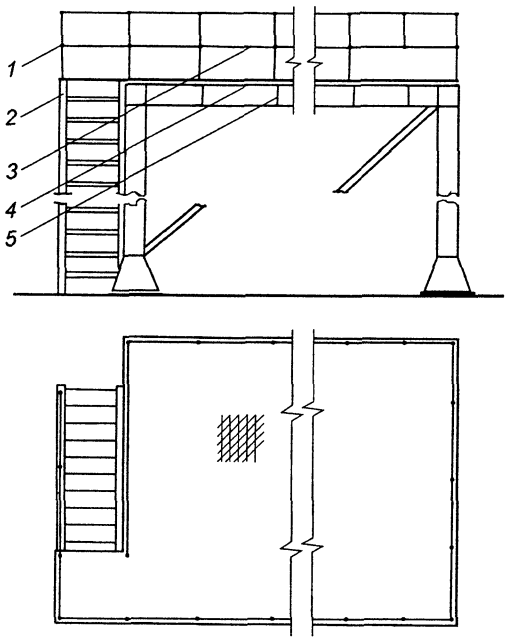


Рис 9.17. Схема вентиляционной площадки
1 и *3* – ограждение; *2* – трап, *4* – покрытие из рифленой листовой стали; *5* – несущие элементы из стального проката

Вентиляционные площадки изготавливают из стального проката, устанавливают на колонны из швеллеров или двутавров, отметка площадки +3,0 м и более относительно пола помещения. Платформу вентплощадки набирают из стального проката, элементы которого размещают таким образом, чтобы они воспринимали нагрузку от вентиляционного оборудования, в полках стального проката сверлятся отверстия для крепления оборудования с помощью болтов. Поверх проката укладывают листы рифленой стали. Обязательны установка ограждения и стационарной лестницы – трапа. В некоторых случаях вентиляционные площадки выполняют из монолитного железобетона. Проектируют и монтируют площадки строители, ин-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

женеры по отоплению и вентиляции выдают задание на проектирование с указанием массы каждого вида устанавливаемого оборудования, привязкой и величиной диаметров отверстий под крепежные болты. Одиночные вытяжные вентиляторы до №8 устанавливают на кронштейнах, которые крепят к колоннам или стенам.

Выхлопные воздуховоды вытяжных систем промышленных зданий желательно прокладывать внутри помещения во избежание конденсации водяных паров в холодный период года и увлажнения дождем летом, что приводит к коррозии. Пересечение выхлопными воздуховодами крыши производится через специальные строительные конструкции. В случае одиночного воздуховода в месте пересечения воздуховодом крыши с рулонным покрытием устанавливается металлический или железобетонный стакан (рис. 9.18).

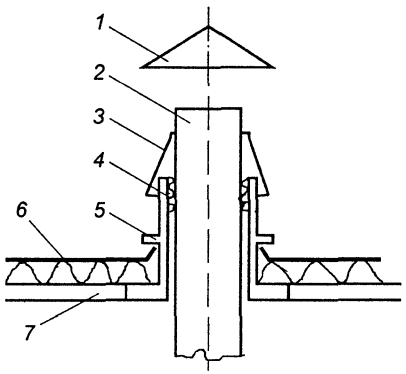


Рис. 9.18. Узел пересечения кровли одиночным выхлопным воздуховодом
1 – зонт; *2* – выхлопной воздуховод; *3* – «юбка»; *4* – бетонный «стакан»; *5* – выступ; *6* – кровля, *7* – бесчердачное перекрытие

Если на вентплощадке или вентцентре установлены несколько вытяжных вентиляторов, выброс воздуха производится через вытяжную шахту с сотовым заполнением. Воздуховод от каждой вытяжной установки присоединяется к отдельной ячейке.

В многоэтажных производственных зданиях с большой насыщенностью вентиляционными системами устраивают технические этажи, в которых и размещают вентиляционное оборудование. Технические этажи размещают между производственными этажами. Высота технических этажей невелика, обычно она находится в пределах близких к 2–2,5 метрам.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 10

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

§60. Воздухонагреватели, конструктивные особенности

Воздухонагреватели (калориферы) – теплообменники, применяемые для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции и кондиционирования воздуха, воздушного отопления, а также в сушильных установках.

В качестве теплоносителя обычно используются вода или насыщенный водяной пар. Электрическая энергия применяется реже вследствие более высокой стоимости. Электронагреватели (электрокалориферы) чаще используются в качестве доводчиков в системах кондиционирования воздуха и вентиляции, а также в вентиляционных установках спецсооружений.

Особенности теплопередачи от теплоносителя воздуху через стенку. Величина теплового потока от теплоносителя к нагреваемому воздуху зависит, от термического сопротивления стенки трубки R_0.

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_{тн-ст}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{ст-взд}}, \qquad (10.1)$$

где $\alpha_{тн-ст}$ – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке, Вт/(м^2·°С); $\delta_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ – соответственно, толщина стенки, м, и коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·°С); $\alpha_{ст-взд}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, Вт/(м^2·°С).

Величина $\alpha_{тн-ст}$ для насыщенного водяного пара составляет 7000–21000 Вт/(м^2·°С); для воды, даже находящейся в состоянии естественной циркуляции вблизи стенки, – 500–600 Вт/(м^2·°С); толщина стенок трубок калориферов не превышает нескольких миллиметров, а коэффициент теплопроводности стали – ~60 Вт/(м^2·°С), меди – ~400 Вт/(м^2·°С). Поэтому термические сопротивления от теплоносителя к стенке и собственно стенки незначительны. Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху в условиях естественной конвекции равен ~10–15 Вт/(м^2·°С), поэтому основную долю термического сопротивления составляет величина $1/\alpha_{ст-взд}$. Недостаточную теплоотдачу наружной поверхности трубки можно компенсировать увеличением ее поверхности в соотношении:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\alpha_{тн-ст} A_{тн-ст} = \alpha_{ст-взд} A_{ст-взд}, \qquad (10.2)$$

где $A_{тн-ст}$ и $A_{ст-взд}$ – соответственно, площади внутренней и наружной поверхности 1-го погонного метра трубы.

Приведенное соотношение указывает на целесообразность применения в калориферах оребренных поверхностей для теплоносителей «вода» и «пар», однако применение оребренных труб в случае нагрева воздуха дымовыми газами нецелесообразно, так как термические сопротивления от дымовых газов стенке и от стенки воздуху примерно одинаковы. Гладкотрубные воздухонагреватели для теплоносителей «вода» или «пар» (рис. 10.1*а*) существуют, но основная масса калориферов – оребренная. Гладкотрубными часто выполняют электрические калориферы (рис. 10.2).

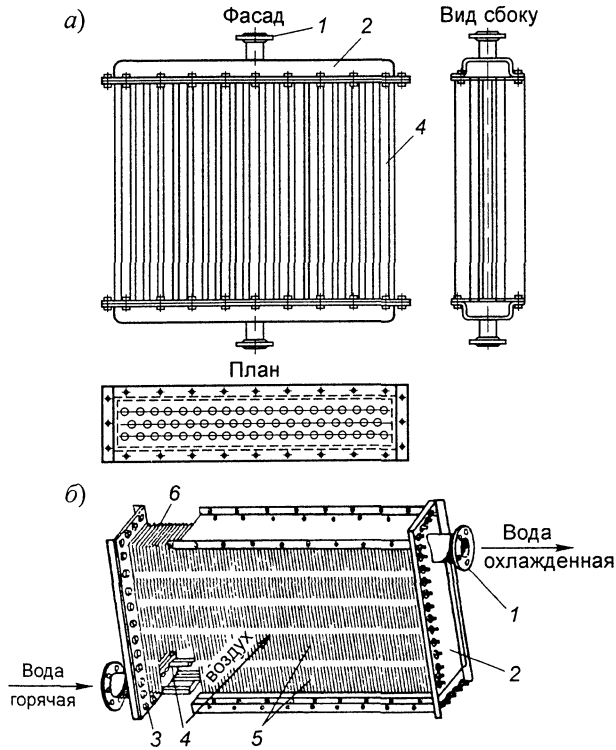


Рис 10.1. Воздухонагреватели

а – гладкотрубный, *б* – с пластинчатым оребрением
1 – патрубок с фланцем, *2* – распределительная коробка, *3* – трубная доска, *4* – трубки для прохода теплоносителя, *5* – оребренный греющий элемент, *6* – оребрение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

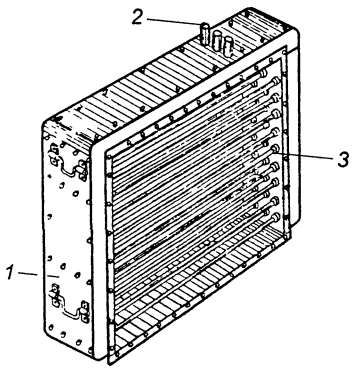


Рис 10.2. Электрокалорифер
1 – корпус, *2* – подвод электроэнергии; *3* – ТЭНы

Виды оребрения тепловых элементов калориферов. Нагревательные элементы с *пластинчатым оребрением* применяются длительное время. По одному варианту технологии пластины вырубаются прессом из черной листовой стали и насаживаются на группу греющих трубок диаметром 16×2 мм. Вся конструкция оцинковывается горячим способом для получения достаточного теплового контакта между стальной трубкой и пластиной, при этом оцинковывается и внутренняя поверхность труб для прохода теплоносителя, что повышает долговечность изделия. Срок службы калориферов с греющими элементами описанного типа составляет 8–15 лет. Конструкции современных пластинчатых элементов используют искусственную турбулизацию воздушного потока в пространстве между пластинами для увеличения коэффициента теплопередачи. Для этого в пластинах выштамповываются специальные гофры, расположенные под углом ~45° относительно направления воздушного потока. При незначительном увеличении аэродинамического сопротивления интенсивность теплообмена между нагреваемым воздухом и греющим элементом существенно возрастает, а отложения пыли невелики. Интенсификация теплообмена обеспечивается также смещением трубок четных рядов относительно нечетных в плоскости перпендикулярной направлению движения воздуха. Стальные оцинкованные нагревательные элементы применяются, например, в конструкции калориферов типа КВС, КВБ, КПБ-П. Производятся нагревательные элементы не только с круглыми, но и с плоскоовальными трубками. Таковы греющие элементы калориферов КВБ-П и КБП-П.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

По другой технологии нагревательные элементы изготавливают из медных трубок диаметром 5 мм и алюминиевых пластин толщиной 0,2 мм. Пластины насаживаются на трубки без заметного усилия, плотность посадки и тепловой контакт обеспечивается последующим увеличением диаметра путем проводки через трубу стального шарика, имеющего несколько больший диаметр, нежели внутренний диаметр трубки. Нагревательные элементы с пластинчатым оребрением этого типа применяются в калориферах марки ВНВ.

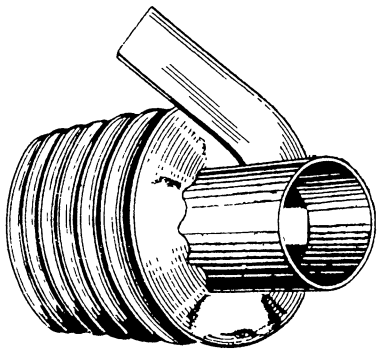


Рис 10 3 Трубка калорифера со спирально-навивным оребрением

Спирально-навивное оребрение пришло на смену пластинчатому оребрению из стали. На стальную трубу теплового элемента навивалась стальная лента (рис. 10.3). Технология была производительной, но тепловой контакт оребрения с трубкой был недостаточным.

Биметаллическое оребрение получают путем насаживания на стальную трубу толстостенной алюминиевой. Оребрение получают накаткой ребер на алюминиевой трубе специальными роликами с шагом 2,8 мм. Оребрение имеет гофры, турбулизирующие воздушный поток и интенсифицирующие теплообмен при незначительном увеличении аэродинамического сопротивления. Тепловой контакт получается хорошим, но вследствие разности электрохимических потенциалов стали и алюминия в месте контакта «сталь–алюминий» с течением времени возникают коррозионные процессы, которые через некоторое время приводят к ухудшению теплопередачи от стали к алюминиевой трубке. Биметаллическое оребрение имеют тепловые элементы калориферов КСк3 и КСк4.

Воздухонагреватель (калорифер) традиционной конструкции для воды и пара состоит из обечайки с фланцами для крепления калорифера к конструкциям приточной камеры или воздуховода. В обечайке размещают нагревательные элементы (рис. 10.1*б*). Теплоноситель к ним подается через распределительные коробки, имеющие патрубки для присоединения калорифера к трубопроводу. Выпускаются как одно- так и многоходовые калориферы. В одноходовых калориферах скорость движения теплоносителя «вода» по трубкам невелика, чтобы ее увеличить и повысить коэффициент теплопере-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

дачи применяют многоходовые калориферы (рис. 10.4), в которых распределительная коробка состоит из отдельных камер, подающих воду лишь части греющих элементов, а поток теплоносителя несколько раз проходит через трубки греющих элементов калорифера.

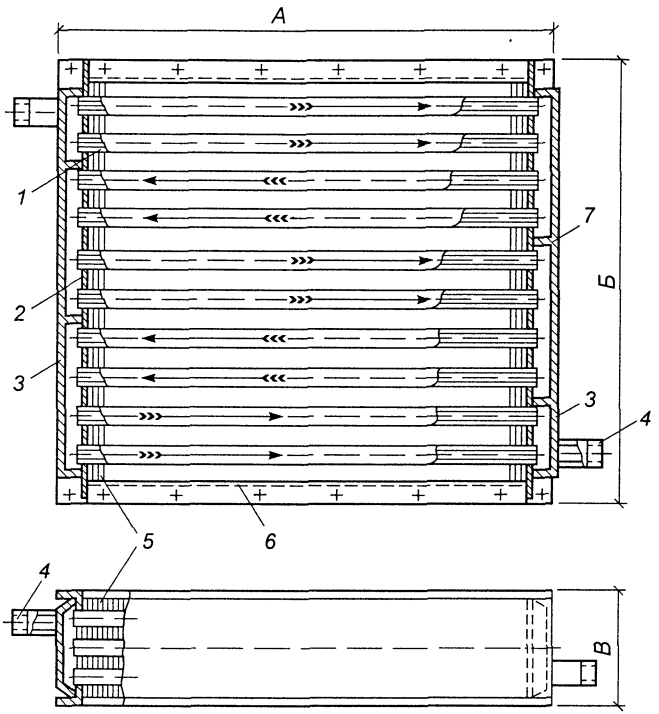


Рис. 10.4. Конструкция и схема движения теплоносителя в многоходовом калорифере

1 – трубки для движения теплоносителя, *2* – трубная доска, *3* – распределительный коллектор; *4* – штуцер с резьбой для соединения калорифера с трубопроводом при помощи муфты, *5* –пластины оребрения, *6* – обечайка с фланцем, *7* – перегородки в коллекторе, организующие «ходы» теплоносителя

Многоходовые калориферы имеют лучшие теплотехнические характеристики, нежели одноходовые, и применяются при теплоносителе «вода». Одноходовые калориферы целесообразно применять при теплоносителе «пар», так как коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке трубки практически не зависит от скорости движения пара в трубках (рис. 10.5). Применять многоходовые калориферы при теплоносителе «пар» не следует, их работа будет

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

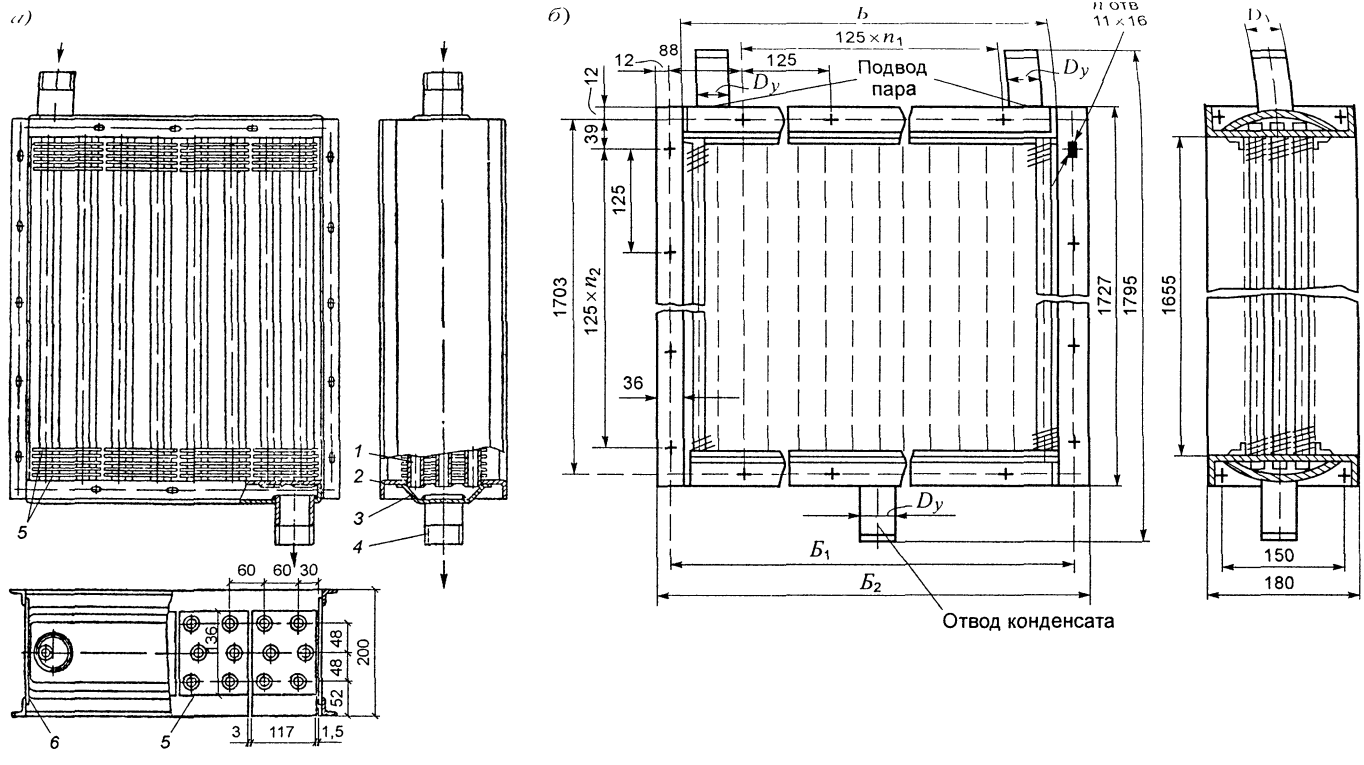


Рис. 10 5. Одноходовые калориферы для теплоносителя «пар»

а – с одним патрубком для подвода пара и патрубком для удаления конденсата;

б – с двумя патрубками для подвода пара и одним патрубком для конденсата

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

сопровождаться гидравлическими ударами вследствие скопления конденсата в камерах распределительной коробки.

Одноходовые калориферы можно устанавливать как вертикально, так и горизонтально. Многоходовые только горизонтально Горячая вода подается в нижний штуцер и удаляется через верхний, как одноходовых, так и многоходовых калориферах, обеспечивая удовлетворительное удаление воздуха. При теплоносителе «пар» калорифер рекомендуется устанавливать вертикально, пар подавать в верхний штуцер, конденсат удалять через нижний. Направление движения пара и конденсата в этом случае будут совпадать, что существенно снизит возможность возникновения гидравлических ударов.

Характеристики воздухонагревателя, используемые для его подбора: *коэффициент теплопередачи, площадь наружной поверхности для нагрева воздуха, фронтальная площадь для прохода воздуха, живое сечение трубок калорифера вцелом (для одноходовых) или одного «хода» для движения теплоносителя в многоходовых калориферах.*

Фронтальная площадь для прохода воздуха равна площади поперечного сечения обечайки, в которой размещаются нагревательные элементы.

Коэффициент теплопередачи K является основной характеристикой, определяющей теплотехнические показатели воздухоподогревателя, определяется экспериментально. При теплоносителе «вода», зависит от скорости движения воздуха, геометрических размеров и конструктивных особенностей воздухоподогревателя, скорости движения воды по трубкам.

Скорость движения воздуха через воздухоподогреватель принято оценивать *массовой скоростью* $v\rho$, кг/(с·м^2). Причина: физическая скорость при движении воздуха через калорифер изменяется вследствие увеличения удельного объема воздуха при нагревании. Начальные и конечные температуры у калориферных групп, расположенных в разных районах и обслуживающих помещения различного назначения могут существенно отличаться, будут различными и физические скорости на входе в калорифер и выходе из него. Неопределенность величины физической скорости устраняется введением массовой скорости, величина которой постоянна во всех сечениях калориферов и калориферных групп. *Рекомендуемая массовая скорость во фронтальном сечении для подбора калориферов составляет 4–5 кг/(с·м^2).*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Определение коэффициента теплопередачи проводят при стационарном тепловом режиме калорифера. *У калориферов, работающих на воде,* в процессе испытаний изменяются расходы воздуха и теплоносителя, что позволяет исследовать коэффициент теплопередачи при различных массовых скоростях движения воздуха и различных скоростях движения воды по трубкам. Правильность полученных экспериментальных результатов проверяется сравнением измеренных потоков теплоты от теплоносителя к воздуху и от воды к греющим элементам калорифера. По результатам испытаний вычисляются величины коэффициента теплопередачи.

Измеряются также потери давления воздуха в воздухоподогревателе в зависимости от массовой скорости и зависимость потерь давления теплоносителя от скорости движения воды в трубках. Применительно к одноходовым калориферам с теплоносителем «вода» результаты экспериментов обрабатываются в виде степенных зависимостей вида:

$$K = A(v\rho)^m w^n. \qquad (10.3)$$

Для многоходовых калориферов может быть использована зависимость (10.3) или:

$$K = A(v\rho)^m w^n l^r, \qquad (10.4)$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/м^2·°С или кДж/(ч·м^2·°С); A, m, n, r – константа и показатели степени, зависящие от конструкции калорифера; $v\rho$ – массовая скорость воздуха, кг/с; w – скорость движения воды в трубках теплоносителя, м/с; l – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

В случае паровых воздухонагревателей (калориферов) скорость движения пара не учитывается и зависимость (10.3) имеет вид:

$$K = A(v\rho)^m. \qquad (10.5)$$

Аэродинамические потери в калориферах обычно представляют в виде соотношения:

$$\Delta p_{v\rho} = B(v\rho)^q, \qquad (10.6)$$

где $\Delta p_{v\rho}$ – потери давления воздуха, проходящего через калорифер, Па; B, q – константа и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера.

Возможно представление экспериментальных данных и другими, более сложными зависимостями.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Гидравлические потери часто бывают представлены зависимостями:

$$\Delta p_w = C(w)^s \tag{10.7}$$

или, для многоходовых

$$\Delta p_w = C(w)^s l^r, \tag{10.8}$$

где Δp_w – потери давления теплоносителя, движущегося по трубкам калорифера, м/с; C, s, r – константа и показатель степени, зависящие от конструкции калорифера; l – приведенная длина трубки одного хода, либо длина трубки нагревательного элемента, между распределительными коробками, м.

Для ручного счета характеристики калориферов обычно представляют таблицами вида 10.1, 10.2 и 10.3.

В справочно-нормативной литературе приводятся и расчетные формулы, по которым они составлены. Приведенная табл. 10.2 построена путем вычислений коэффициента теплопередачи по формуле: $K = 23{,}05(v\rho)^{0{,}35}w^{0{,}13}$ и аэродинамического сопротивления одиночного калорифера по соотношению $\Delta p_{аэрод} = 5{,}98(v\rho)^{1{,}525}$, Па.

Калориферы для теплоносителей «вода» и «пар» КВС, КВБ, КПС-П, КПБ-П со стальными пластинчатыми теплообменными элементами и КСк3, КСк4 с биметаллическими теплообменными, предназначены для нагревания воздуха с запыленностью не более 0,5 мг/м^3, не содержащего волокнистых материалов и липких веществ. Конструкция унифицирована, позволяет в обечайку устанавливать различные греющие элементы. Для калориферов КВС, КВБ, КСк3, КСк4 теплоносителем является перегретая вода, давление которой не должно превышать 1,2 МПа и температуру не выше 180°С. Калориферы КПС-П, КПБ-П используют насыщенный водяной пар с рабочим давление также не более 1,2 МПа и температурой 190°С. Основой нагревательных элементов являются стальные трубки диаметром 16×1,2, приваренные к трубным доскам обечайки; боковые щитки обечайки съемные, крепятся к торцам трубных решеток болтовыми соединениями. Между щитками и трубными решетками устанавливаются уплотнительные прокладки. При групповой установке воздухонагревателей боковые щитки могут не устанавливаться. что позволяет организовывать сплошную поверхность нагрева с необходимой производительностью по воздуху до 500 тыс. м^3/ч.

Калориферы ВНВ, предназначенные для теплоносителя «вода». несколько отличаются по конструкции от калориферов, описанных выше. Малый диаметр греющих трубок позволяет организовывать

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 10.1

Технические данные калориферов КВС

Индекс	Площадь поверхности теплообмена, м^2	Площадь фронтального сечения, м^2	Площадь сечения для прохода теплоносителя, м^2	Число ходов по теплоносителю	Длина трубки в одном ходе, м	Масса, кг
КВС6	12,92	0,267	0,00087	6	0,530	55
КВС7	15,92	0,329			0,655	65
КВС8	18,96	0,392			0,780	75
КВС9	22,02	0,455			0,905	85
КВС10	28,11	0,581			1,155	105
КВС11	80,30	1,660	0,00261	4	1,655	273
КВС12	120,36	2,488	0,00392		1,655	401

Таблица 10.2

Данные для подбора калориферов КВС

Массовая скорость воздуха	Коэффициент теплопередачи K, Вт/(м^2·°С), при скорости движения теплоносителя по трубкам калорифера w, м/с										Аэродинамическое сопротивление Δp, Па
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	
1,5	21,55	22,72	23,58	24,27	24,86	25,36	25,81	26,2	26,57	27,21	11,1
2,0	23,83	25,12	26,08	26,85	27,49	28,05	28,64	28,98	29,38	30,08	17,21
2,5	25,77	27,16	28,2	29,03	29,73	30,33	30,86	31,33	31,76	32,53	24,19
3,0	27,47	28,95	30,06	30,94	31,68	32,32	32,89	33,4	33,86	34,67	31,94
3,5	28,99	30,56	31,72	32,65	33,44	34,12	34,71	35,25	35,73	36,59	40,4
4,0	30,38	32,02	33,24	34,22	35,04	35,75	36,37	36,94	37,44	38,34	49,53
4,5	31,65	33,37	34,64	35,66	36,52	36,91	37,91	38,49	39,02	39,96	59,27

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 10.3

Технические характеристики электрокалориферов ЭКО

Характеристики	Показатели							
	ЭКО-5	ЭКО-10	ЭКО-16	ЭКО-25	ЭКО-40	ЭКО-60	ЭКО-100	ЭКО-160
Установленная мощность, кВт	4,8	9,6	15	22,5	45	67,5	90	157,5
Производительность, $м^3/ч$	500	800	1900	2500	3500	4000	5000	7500
Перепад температур, °С	35	35	35	35	50	60	60	60
Температура выходящего воздуха, °С	55	55	55	55	70	90	90	90
Температура поверхности нагревателя, °С	190							
Аэродинамическое сопротивление, Па	30	60	200	150	200	250	250	300
Количество электрических секций	1	2	2	3	3	3	3	3
Мощность секции, кВт	4,8	4,8	7,5	7,5	15	22,5	30	52,5
Напряжение сети, В	190							
Напряжение на нагревателе, В	220							
Частота тока, Гц	50							
Схема соединения нагревателей	«звезда»							
Размер Н, мм	205	250	250	250	385	520	655	1060

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

многоходовое движение теплоносителя с помощью отводов 180° (так называемых «калачей»). Теплоноситель к трубкам одного хода подводят с помощью магистрали, выполненной из трубы. При высокой интенсивности теплоотдачи калориферы ВНВ имеют повышенное аэродинамическое и гидравлическое сопротивление по сравнению с калориферами традиционной конструкции.

Электрические воздухонагреватели. Промышленность выпускает электрокалориферы типов ЭКО и ВЭ, применяемые для нагрева воздуха в сельскохозяйственных, промышленных и гражданских зданиях при условии, что окружающая среда и нагреваемый воздух невзрывоопасны и не содержат значительного количества взрывоопасной пыли. Калорифер ЭКО представляет собой каркас прямоугольного сечения, внутри которого смонтированы трубчатые оребренные электронагреватели: в электрокалорифере ЭКО-5 размещены 3 теплоэлектронагревателя (ТЭНа), в остальных – ТЭНы расположены в три ряда, каждый из которых представляет автономную электрическую секцию. Электрокалориферы рассчитаны на сеть 3-х фазного тока с напряжением 380V, присоединяются по схеме «звезда», что обеспечивает подачу напряжения на электронагреватели в 220V. Достоинством электрокалориферов является отсутствие опасности замерзания. К недостаткам – постоянно поддерживаемая высокая температура поверхности нагревателей, что создает опасность возгонки пыли нагреваемого воздуха.

Наряду с электрокалориферами применяются электрические канальные подогреватели круглого, КПК, и прямоугольного сечения, КПП. Применяются они в качестве температурных доводчиков в системах вентиляции и кондиционирования воздуха; в приточных вентиляционных установках небольшой тепловой мощности могут применяться в качестве основного подогревателя (рис. 10.6).

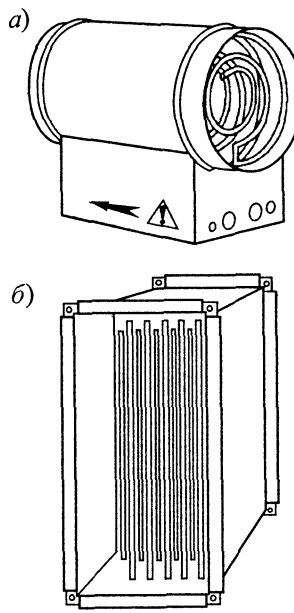


Рис. 10 6. Электрические подогреватели воздуха

а – канальный подогреватель круглый, *б* – канальный подогреватель прямоугольный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§61. Установка воздухонагревателей

Установка калориферов по отношению к проходящему через них воздуху может быть параллельной, последовательной (рис. 10.7) и параллельно-последовательной.

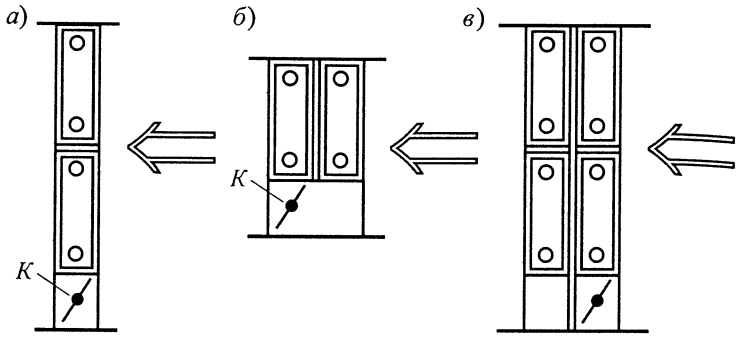


Рис. 10.7. Схемы установки калориферов по воздуху
а – параллельная; *б* – последовательная, двухрядная установка, *в* – параллельно-последовательная (два калорифера по фронту, два ряда в направлении движения воздуха); *К* – обводной клапан

Параллельная установка калориферов по воздуху применяется тогда, когда требуется нагреть большое количество воздуха на небольшую разность температур, а *последовательная установка* калориферов по воздуху необходима при большой разности конечной и начальной температур. Если расход воздуха и разность температур велики, применяется последовательно-параллельная установка калориферов. В калориферной установке все калориферы должны быть одинаковыми по типу, модели и номеру, чтобы обеспечить одинаковое сопротивление проходу воздуха и обеспечить равномерное распределение воздуха по всей площади поперечного сечения калориферной группы (рис. 10.7).

Для регулирования теплоотдачи калорифера при теплоносителе «вода» изменяют количество подаваемого теплоносителя или его температуру с помощью смесительного насоса, регулирующего температуру воздуха по импульсу от датчика температуры, установленного в обслуживаемом помещении или после калориферной группы. Так как пар не поддается качественному регулированию, а температура его слишком высока (равна или более 100°С) обязательна установка двойного (спаренного) многостворчатого клапана, кото-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

рый пропускает часть подогреваемого воздуха в обход калорифера. Количественное регулирование пара не может быть применено, так как в малом количестве он быстро отдает тепло, и возможно замерзание конденсата. Спаренный многостворчатый клапан состоит из двух окон: одно окно со створками перекрывает доступ воздуха к калориферу, другое своими створками – проходное отверстие обводного канала. Створки двойного обводного клапана связаны одной тягой таким образом, что при открывании створок клапана калориферной группы прикрывается обводной канал и наоборот (рис. 10.8*в*).

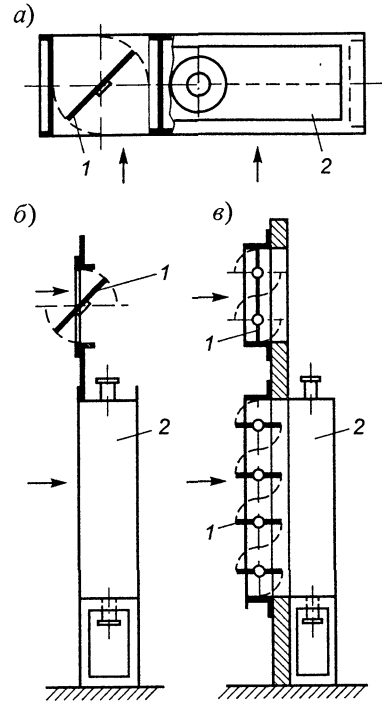


Рис. 10.8 Схемы установки обводных клапанов для регулирования теплоотдачи калориферов

а – вертикальный, *б* – горизонтальный; *в* – многостворчатый
1 – обводной клапан; *2* – воздухоподогреватель

Установка обводного клапана обязательна при теплоносителе «пар» и весьма желательна при теплоносителе «вода», так как позволяет избежать замерзания воды в трубках при излишне большой поверхности нагрева путем открытия обводного клапана и пропуска через него, минуя калориферы, некоторого количества холодного воздуха.

При теплоносителе «пар» применяется только параллельная схема обвязки калориферов трубопроводами.

Если теплоноситель – вода, то обвязка калориферов трубопроводами возможна по параллельной, последовательной и смешанной схемам, что позволяет изменять скорость движения воды в трубках и коэффициент теплопередачи, добиваясь требуемого запаса поверхности нагрева. Наиболее эффективна противоточная схема движения нагреваемого воздуха и теплоносителя, которую можно осуществить при последовательном движении воды по трубкам в направлении обратном направлению движения воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

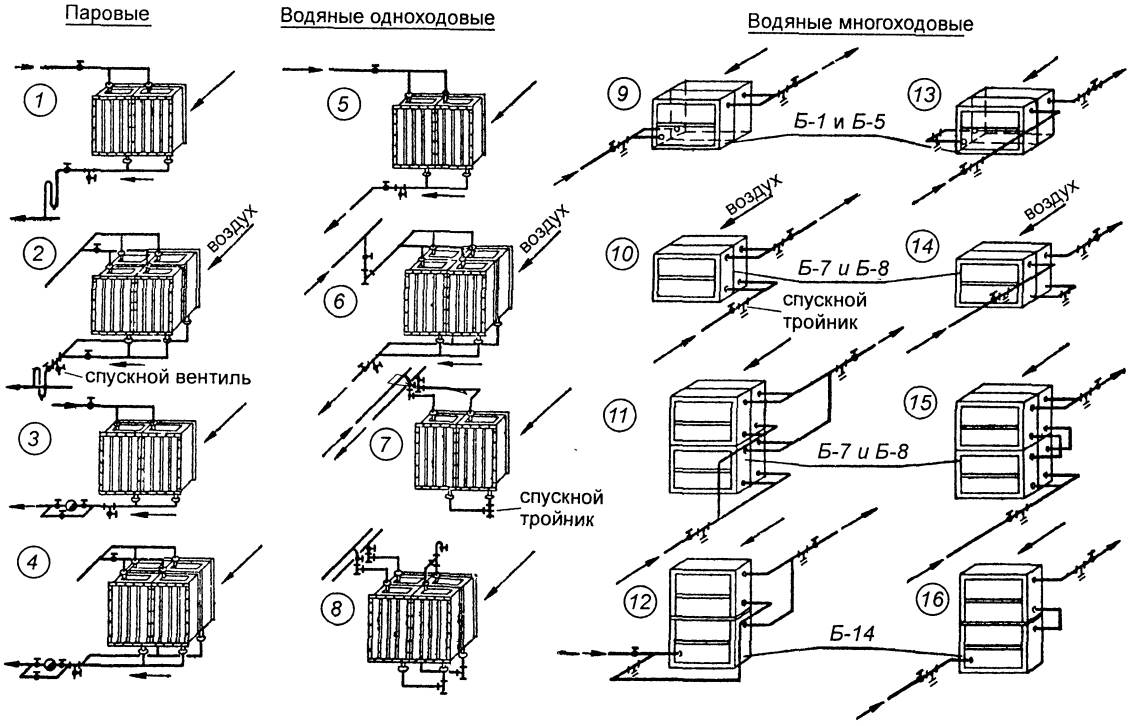


Рис. 10.9. Схемы *присоединения воздухонагревателей к трубопроводам*

1 и 2 – при теплоносителе «пар» низкого давления с гидравлическим затвором; *3* и *4* – при теплоносителе «пар» высокого давления с конденсатоотводчиками, *5*, *6*, *7*, *8* – водяных одноходовых; *9*-*16* – водяных многоходовых, 1-6, 9, 10 – параллельное присоединение к трубопроводам, *7*, *8*, *13*, *14*, *15* и *16* – последовательное присоединение

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Разработаны и применяются конструкции компактных фильтров для очистки теплоносителя от крупной взвеси («грязевики»), устанавливаемые на входе теплоносителя в калориферную группу.

§62. Подбор воздухонагревателей

Целью подбора воздухонагревателей является определение количества калориферов выбранного типоразмера, а также особенностей компоновки калориферной группы, устанавливаемой в приточную камеру. Определяются:

- количество калориферов, устанавливаемых по фронту, перпендикулярно потоку нагреваемого воздуха;
- число рядов калориферов в направлении движения воздуха;
- схема подачи теплоносителя в калориферы, так как от этого зависит скорость движения воды по трубкам греющих элементов и его коэффициент теплопередачи.

Исходными данными для расчета являются: расход нагреваемого воздуха, м^3/ч или кг/ч, начальная температура приточного воздуха $t_н$ и конечная, температура на выходе из калориферной группы $t_к$, а также параметры теплоносителя на входе и выходе из калориферной группы. Начальная температура равна расчетной температуре наружного воздуха. Строительные нормы и правила устанавливают параметры Б – для систем отопления, вентиляции, воздушного душирования и кондиционирования. Конечная температура является расчетной температурой притока.

Последовательность расчета по подбору воздухонагревателя с теплоносителем «вода».

1. Определение необходимой площади фронтального сечения калориферной группы:

$$A_{фр} = \frac{L\rho_в}{3600(\nu\rho)}, \qquad (10.9)$$

где L – объемный часовой расход воздуха, м^3/ч; $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3; $\nu\rho$ – массовая скорость движения воздуха в фронтальном сечении, кг/(с·м^2).

По величине $A_{фр}$ подбираются тип и типоразмер калорифера с площадью фронта, ближайшей к вычисленному значению. При больших расходах воздуха приходится устанавливать параллельно несколько калориферов в количестве $n_{фр}$. В результате становится известной фактическая площадь фронтального сечения $A_{фр}^{факт}$. К па-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

раллельной установке нескольких калориферов малого размера приходится прибегать с целью получения необходимой величины запаса поверхности нагрева.

2. Вычисляется фактическая величина массовой скорости для принятой площади фронтального сечения $A_{фр}^{факт}$, м^2

$$(\nu\rho)_{факт} = \frac{L\rho_в}{3600A_{фр}^{факт}}. \qquad (10.10)$$

3. Расход теплоты для нагревания воздуха

$$Q' = Gc(t_к - t_н) \qquad (10.11)$$

или

$$Q = 0{,}278Q', \qquad (10.12)$$

где Q' – расход тепла для нагревания воздуха, кДж/ч; Q – то же, Вт; 0,278 – коэффициент перевода кДж/ч в Вт; G – массовое количество нагреваемого воздуха, кг/ч, равное $L\rho_в$ [здесь L – объемное количество нагреваемого воздуха, м^3/ч; $\rho_в$ – плотность воздуха (при температуре $t_к$ или $t_н$ в зависимости от расположения вентилятора до или после калорифера)], кг/м^3; c – удельная теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг·°С); $t_к$ – температура воздуха после калорифера, °С; $t_н$ – температура воздуха до калорифера, °С.

4. Расход теплоносителя через калорифер, кг/ч:

$$G_w = \frac{Q'}{c_w(t_г - t_0)}, \qquad (10.13)$$

где c_w – удельная теплоемкость воды, кДж/кг·°С; $t_г$ и t_0 параметры теплоносителя, °С.

5. Скорость движения воды по трубкам калорифера, м/с:

$$w = \frac{G_w}{3600\rho_w A_{тр}}, \qquad (10.14)$$

где ρ_w – плотность воды в калориферной группе, для расчетных параметров (150–70)°С составляет 951 кг/м^3, что соответствует средней температуре теплоносителя в 110°С; $A_{тр}$ – площадь живого сечения трубок одного хода калорифера, м^2.

Комментарий. Следует иметь ввиду, что формула (10.14) определяет скорость движения теплоносителя по трубкам при последовательном протекании теплоносителя через каждый калорифер груп-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

пы, что обеспечивается соответствующим конструированием трубопроводной обвязки. В случае иной схемы обвязки, при параллельном присоединении к трубопроводу хотя бы части приборов калориферной группы величина живого сечения трубок калорифера может составить $2A_{тр}$ и более, что приведет к снижению скорости воды и ухудшению теплотехнических показателей калориферов. Не следует также стремиться увеличивать скорость движения теплоносителя по трубкам более 0,2 м/с. Превышение этого предела не приводит в заметному увеличению коэффициента теплопередачи, но гидравлическое сопротивление возрастает значительно.

6. Вычисляется коэффициент теплопередачи калорифера по соответствующей формуле или определяется по таблице.

7. Необходимая площадь поверхности нагрева калориферной группы, м^2, определяется по формуле:

$$A_{тр} = \frac{(1{,}1 \div 1{,}2)Q}{K(t_{ср\,т} - t_{ср\,в})}, \qquad (10.15)$$

где Q – расход тепла для нагревания воздуха, Вт; K – коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м·°К); $t_{ср\,т}$ – средняя температура теплоносителя, °С; $t_{ср\,в}$ – средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер, °С, равная $(t_н + t_к)/2$.

Если теплоносителем служит пар, то средняя температура теплоносителя $t_{ср\,т}$ равна температуре насыщения пара при соответствующем давлении, если вода – средняя температура подаваемой и обратной воды.

Коэффициент запаса 1,1÷1,2 учитывает потери тепла вследствие охлаждения воздуха в воздуховодах.

8. Количество калориферов в калориферной группе определяется из соотношения:

$$N_{тр} = A_{тр}/A_к, \qquad (10.16)$$

где $A_к$ – поверхность нагрева одного калорифера, м^2.

Комментарий. Величина $N_{тр}$ округляется до целого числа, но общее количество калориферов в группе $N_{факт}$ должно быть кратным количеству калориферов, установленных по фронту, $n_{фр}$. Поэтому фактическое количество калориферов может быть равным: $1n_{фр}$, $2n_{фр}$ и т.д. Указанное условие обеспечивает одинаковое аэродинамическое сопротивление калориферной группы по фронту и одинаковую нагрузку по воздуху каждого калорифера.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

9. Вычисляется фактическая тепловая производительность калориферной группы:

$$Q'_{факт} = K'(t_{ср\,т} - t_{ср\,в})N_{факт}F_к, \qquad (10.17)$$

$$Q_{факт} = K(t_{ср\,т} - t_{ср\,в})N_{факт}F_к, \qquad (10.18)$$

где K' и K – коэффициенты теплопередачи калориферов, соответственно, кДж/(м^2·ч·°С) и Вт/м^2·°С.

10. Необходимо иметь запас фактической тепловой производительности в размере (10–15)%, который вычисляется как

$$\frac{Q' - Q'_{факт}}{Q'} \cdot 100 \text{ или } \frac{Q - Q_{факт}}{Q} \cdot 100. \qquad (10.19)$$

Комментарий. Необходимость иметь запас в (10–15)% является следствием отклонения фактических значений коэффициента теплопередачи от данных, представленных в каталогах или справочной литературе. Запас теплоотдающей поверхности призван также компенсировать снижение коэффициента теплопередачи вследствие возможного загрязнения внутренней поверхности трубок отложениями с течением времени. Больший запас теплоотдающих поверхностей приводит к переохлаждению теплоносителя и может явиться причиной замерзания воды в трубках калориферов и их разрыва. Необходимо стремиться к снижению величины запаса теплоотдающей поверхности, если фирма-поставщик гарантирует соответствие фактических коэффициентов теплопередачи заявленным в рекламном проспекте или каталоге.

11. Вычисляется величина аэродинамических потерь в калориферной группе как:

$$\Delta p_{vp\,гр} = B(v\rho)^q n, \qquad (10.20)$$

где n – количество рядов калориферов по ходу движения воздуха.

12. Вычисляется гидравлическое сопротивление группы последовательно соединенных по теплоносителю калориферов:

$$\Delta p_{w,m} = Cw^s m, \qquad (10.21)$$

где m – количество последовательно соединенных калориферов, через которые проходит поток теплоносителя.

Если присоединение по теплоносителю параллельное или смешанное, расчет гидравлического сопротивления калориферной группы рассчитывается методами, изучаемыми в курсе «Отопление».

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Последовательность подбора воздухонагревателя с теплоносителем «пар».

Аналогична расчету водяных калориферов. Исключениями являются:

1) расход теплоносителя, водяного пара, определяется по формуле:

$$G = Q/r, \qquad (10.22)$$

где r – теплота конденсации водяного пара на кривой насыщения, кДж/кг.

В настоящее время отдельные фирмы-производители оборудования требуют от проектировщика рассчитывать некоторые конструктивные особенности теплообменника: шаг пластин греющего элемента, число ходов теплоносителя и т.д. Подробно такие методики такого расчета рассматриваются в дисциплине «Кондиционирование воздуха».

2) скорость движения пара в трубках не рассчитывается.

Последовательность подбора электрокалорифера или электроподогревателя более проста, нежели у водяных и паровых калориферов. В технических характеристиках (табл. 10.3) указываются: расход воздуха и установленная электрическая мощность. Последовательность подбора: по требуемому расходу, начальной и конечной температурах, определяется требуемая тепловая мощность. Выбирается типоразмер, количество калориферов по фронту, из условия, чтобы воздушная нагрузка на калорифер не была ниже указанной в таблице во избежание перегрева нагревательных элементов. Количество рядов калориферов по ходу движения воздуха определяется делением требуемой тепловой мощности на тепловую мощность калориферов, установленных по фронту. При компоновке калориферной группы следует стремиться запасу ~10%.

§63. Защита калориферов от замерзания

В холодный период года теплоноситель, вода или конденсат, могут замерзнуть в трубках работающего воздухонагревателя. Наибольшей опасности замерзания подвергаются калориферы с параллельным соединением по теплоносителю. Причины замерзания:

1) низкая скорость движения воды по трубкам;

2) завышенная площадь поверхности нагрева калориферной установки;

3) в воздухонагревателях с диаметром трубок меньшим 10 мм причиной замерзания теплоносителя может послужить засор.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Причины низких скоростей движения воды по трубкам воздухоподогревателей:

- применение одноходовых калориферов для теплоносителя «вода»;
- применение количественного регулирования теплоотдачи калориферной группы путем установки на обратной линии регулирующего расход клапана.

Клапан на обратной линии имеет задачей регулирование температуры воздуха, подаваемого в помещение. В случае поступления значительных теплоизбытков в помещение клапан может снизить расход теплоносителя до недопустимо малой величины.

Избежать нежелательного замерзания воды возможно следующим образом:

- применять для теплоносителя «вода» только многоходовые калориферы;
- подбирать воздухоподогреватели таким образом, чтобы скорость воды в трубках была равной или большей 0,12 м/с;
- производить регулирование теплоотдачи воздухоподогревателей с помощью смесительного насоса, позволяющего перейти на качественное регулирование теплоотдачи.

Эффективным способом борьбы с замерзанием теплоносителя (так называемое «размораживание») является обводной клапан. Некоторые модели калориферов имеют встроенный обводной клапан. Этим моделям и следует отдавать предпочтение.

Очистка подаваемой воздухонагреватель воды в фильтре-грязевике предотвращает засорение трубок и является существенной мерой против замерзания воды в них. С этой же целью следует промывать трубки калориферов 1 раз в 2–3 года.

Действующими нормами предусматривается установка на каждую калориферную группу циркуляционного насоса. Представленная на рис. 10.10 обвязка калориферов используется для воздухонагревателей центральных установок, в которые в холодный период года поступает наружный воздух и есть опасность замерзания теплоносителя в теплообменниках.

Схема узла управления теплоотдачей воздухонагревателя с трехходовым регулирующим клапаном *11* и циркуляционным насосом *1* обеспечивает качественное регулирование тепловой мощности воздухоподогревателя, путем изменения температуры теплоносителя на входе в воздухонагреватель. Для этого на обратном трубопроводе установлен регулирующий (трехходовой) клапан *11* пропорционального или дискретного регулирования с электроприводом. Гидравлическое

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

сопротивление обратного трубопровода изменяется двухходовым клапаном с пропорциональным регулированием *2*. Обратная вода по перемычке направляется в подающий трубопровод, снижая температуру воды, поступающей в воздухоподогреватель. На перемычке установлен обратный клапан *6*, препятствующий проходу горячей воды в обратный трубопровод. Регулирование гидравлического сопротивления подающего трубопровода при проведении наладочных работ производится балансировочным клапаном *4*. Регулирующий клапан *11* пропускает через воздухонагреватели количество теплоносителя, необходимое для нагревания воздуха до заданной температуры согласно температурному графику отпуска теплоты. Эта температура контролируется датчиком температуры воздуха после вентилятора и поддерживается постоянной в процессе работы воздухонагревателей.

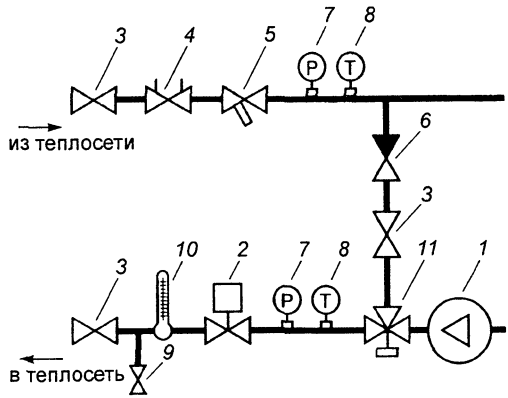


Рис 10.10. Схема присоединения калориферной группы приточной камеры к тепловой сети с установкой циркуляционного насоса

1 – циркуляционный насос, *2* – двухходовой клапан с пропорциональным регулированием, *3* – отсечные шаровые краны, *4* – балансировочный клапан; *5* – фильтр, *6* – обратный клапан; *7* – показывающий стрелочный манометр; *8* – показывающий стрелочный термометр, *9* – спускной кран, *10* – гильза для датчика температуры обратной воды, *11* – трехходовой клапан с пропорциональным или дискретным регулированием

Причинами замерзания калориферов, работающих на паре, могут быть: недостаточная производительность или неправильная установка конденсатоотводчиков, падение давления пара, неисправность запорной арматуры на паропроводах перед калориферами. Все это приводит к скапливанию в нижней сборной коробке калориферов конденсата и замерзанию его при низких температурах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Уменьшить опасность замерзания конденсата при теплоносителе «пар» возможно, размещая конденсатоотводчики не менее чем на 300 мм ниже патрубков воздухонагревателей, из которых стекает конденсат, а также удаляя конденсат от конденсатоотводчиков в конденсатные баки самотеком.

Пример 10.1. Подобрать калориферную установку для нагревания 60000 кг/ч воздуха. Расчетная температура наружного воздуха по параметрам Б – $t_в = -35$°С, температура притока $t_{пр} = +21$°С; теплоноситель – перегретая вода с $t_г = 150$°С и $t_о = 70$°С.

1. Задавшись массовой скоростью, равной 4 кг/(с·м^2), определяем необходимую площадь фронтального сечения калориферной группы (формула 10.9):

$$A_{фр} = \frac{60000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 4} = 5 \text{ м}^2.$$

2. Принимаем к установке калориферы КВС-10, имеющих теплоотдающую поверхность $A_{т\,п} = 28,11$ м^2, площадь фронтального сечения $A_{фр} = 0,581$ м^2, площадь поперечного сечения трубок для прохода теплоносителя $A_{тр} = 0,00087$ м^2.

3. Определяем фактическую массовую скорость в калориферной группе, приняв к установке 8 калориферов по фронту:

$$v\rho = \frac{60000 \cdot 1,2}{3600 \cdot 8 \cdot 0,581} = 4,3 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2).$$

4. Расход теплоты для подогрева воздуха:

$$Q' = 60000 \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (21 + 35) = 4052160 \text{ кДж/ч},$$

$$Q = 0,278 \cdot 4052160 = 1126500 \text{ Вт}.$$

5. Расход теплофикационной воды:

$$G = \frac{4052160}{4,187 \cdot (150 - 70)} = 11124 \text{ кг/ч}.$$

6. Скорость воды в трубках калориферов при условии параллельного присоединения 8-ми калориферов к трубопроводу:

$$w = \frac{11124}{3600 \cdot 951 \cdot 8 \cdot 0,00087} = 0,467 \text{ м/с}.$$

7. Коэффициент теплопередачи калорифера

$$K = 23,05 \cdot 4,3^{0,35} \cdot 0,467^{\,0,13} = 34,71 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°С}.$$

8. Требуемая поверхность нагрева:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$A_{тр} = \frac{1126500}{34,71\left(\frac{150+70}{2} - \frac{21+35}{2}\right)} = 395,8 \text{ м}^2.$$

9. Принимаем к установке 16 калориферов с общей поверхностью нагрева

$$A_{факт} = 28,11 \cdot 16 = 449,76 \text{ м}^2.$$

10. Фактическая теплопроизводительность калориферной группы составит:

$$Q_{факт} = 34,71 \cdot 449,7 \cdot \left(\frac{150+70}{2} - \frac{21+35}{2}\right) = 1279945 \text{ Вт}.$$

11. Запас по теплопроизводительности составит:

$$\frac{1279945 - 1126500}{1126500} \cdot 100 = 13,62\%.$$

что является допустимой величиной.

12. Окончательно устанавливаются 16 калориферов КВС-10 последовательно в 2 ряда и параллельно по фронту 8 шт. Теплоноситель подводится параллельно к 8 калориферам последнего ряда и далее подается в 8 калориферов 1-го ряда, тем самым, осуществляя противоточное движение воды.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 11

ОЧИСТКА ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ ОТ ПЫЛИ И ЗАГРЯЗНЕНИЙ

§64. Общие положения

Нормы предусматривают обязательную очистку наружного воздуха от пыли, если его запыленность вблизи воздухозабора превышает 30% ПДК для рабочей зоны помещения. Очистка воздуха от пыли обязательна для помещений производств с повышенными требованиями к чистоте воздуха: радиоэлектроники, приборостроения, точной механики, оптики, окрасочных отделений и цехов.

Очистке от пыли подвергают приток, подаваемый в лечебно-профилактические учреждения, картинные галереи, музеи и некоторые общественные здания (концертные залы, театры, кинотеатры и т.д.).

Вентиляционные выбросы могут содержать не только пыль, но и вредные для здоровья пары и газы. Перед выбросом в атмосферу они должны подвергаться очистке до уровня, который обеспечит, после рассеивания, соблюдение их нормативных концентраций в приземном слое воздуха. Поэтому вытяжные камеры оборудуются аппаратами очистки вентиляционных выбросов от пыли, вредных паров и газов.

Между пылеочистным оборудованием приточных и вытяжных систем имеются конструктивные различия, поэтому приточные камеры оснащаются *воздушными фильтрами*, а вытяжные камеры – *пылеуловителями*.

Некоторые технологические процессы, например процессы металлопокрытия, сопровождаются выделением в воздух мелкодисперсных капель, паров. Для их улавливания применяют специальный вид фильтров, получивших название *туманоуловители*.

Воздушные фильтры, пылеуловители и туманоуловители для целей вентиляции выпускаются серийно.

В зависимости от начального и требуемого конечного содержания пыли очистка может производиться с помощью одного аппарата, или воздух последовательно проходит очистку в нескольких. Способ очистки, при котором отделение пыли или иных вредных примесей от воздушного потока осуществляется последовательно в нескольких аппаратах, отличающихся по принципу действия, конструктивным особенностям и способу очистки, называют *комбинированным*.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Фильтры, пылеуловители имеют различную способность к улавливанию пыли различных классов дисперсности. Основной характеристикой работы фильтра или пылеуловителя является *пофракционная эффективность* и *пофракционный проскок*, позволяющие правильно подобрать аппарат и рассчитать степень очистки. Но для этого необходимо знать пофракционный состав пыли, содержащейся в очищаемом воздухе.

Пыли, как правило, представляют собой полидисперсные системы, состоящие из множества частиц различных размеров. Под дисперсностью пыли понимают распределение массы пыли по размерам частиц. Размер частиц при различных способах определения дисперсного состава принимают равным:

а) размеру в свету наименьших отверстий сита – при ситовом определении дисперсного состава пыли;

б) диаметру сферических частиц или наибольшему линейному размеру частиц неправильной формы – при исследовании дисперсного состава при помощи микроскопа;

в) диаметру воображаемых сферических частиц, обладающей такой же плотностью и скоростью витания, как и данные частицы – при определении дисперсного состава методом воздушного проветривания или жидкостной седиментации.

По дисперсности различают пыли пяти классификационных групп (табл. 11.1).

Таблица 11.1

Классификация пылей

№№ классификационной группы	Наименование классификационной группы	Размер частиц в мкм
I	Очень крупнодисперсная пыль	15 мкм и более
II	Крупнодисперсная пыль	2–15 мкм
III	Среднедисперсная пыль	0,3–2 мкм
IV	Мелкодисперсная пыль	0,1–0,3 МКМ
V	Очень мелкодисперсная пыль	Менее 0,1 мкм

§65. Классификация обеспыливающих устройств и характеристики их действия

Требования к фильтрам, применяемым в технике вентиляции и кондиционирования воздуха определяются ГОСТ Р 51251-99 «Фильтры очистки воздуха. Классификация. Маркировка».

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Фильтром воздушным *называют устройство, в котором с помощью фильтрующего материала или иным способом осуществляется отделение аэрозольных частиц от фильтруемого воздуха.*

Фильтры классифицируются по назначению и эффективности. Различают:

а) *фильтры общего назначения*, подразделяющиеся на фильтры *грубой* очистки и фильтры *тонкой* очистки;

б) *фильтры, обеспечивающие специальные требования к чистоте воздуха, в том числе для чистых помещений – фильтры высокой эффективности* и *фильтры сверхвысокой эффективности.*

Работа фильтра оценивается:

1. *Коэффициентом проскока* или *проницаемостью P%* равной процентному отношению концентрации частиц после фильтра N_n к концентрации частиц до фильтра $N_д$

$$P = \frac{N_n}{N_д} \cdot 100 . \qquad (11.1)$$

2. *Эффективностью E%* – равной процентному отношению разности концентраций частиц до $N_д$ и после фильтра N_n к концентрации частиц до фильтра $N_д$:

$$E = \frac{N_д - N_n}{N_д} \cdot 100 . \qquad (11.2)$$

Фильтры разделяются на классы. *Класс – характеристика эффективности фильтра, выраженная условным обозначением.* Классификация и эффективность фильтров грубой и тонкой очистки приведена в табл. 11.2.

Таблица 11.2

Группа фильтров	Класс фильтра	Средняя эффективность, %	
		E_c	E_a
Фильтры грубой очистки	G1	$E_c < 65$	–
	G2	$65 \le E_c < 80$	–
	G3	$80 \le E_c < 90$	–
	G4	$90 \le E_c$	
Фильтры тонкой очистки	F5	–	$40 \le E_a < 60$
	F6	–	$60 \le E_a < 80$
	F7	–	$80 \le E_a < 90$
	F8	–	$90 \le E_a < 95$
	F9	–	$95 \le E_a$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Обозначения к табл. 11.2: E_c – эффективность, определяемая по синтетической пыли весовым методом (по разности массовых концентраций частиц до и после фильтра); E_a – эффективность, определяемая по атмосферной пыли.

Классификация, эффективность и коэффициент проскока фильтров, обеспечивающих специальные требования к чистоте воздуха, в том числе чистых помещений, приведена в табл. 11.3.

Таблица 11.3

Группа фильтра	Класс фильтра	Интегральное значение		Локальное значение	
		эффективности, %	коэффициента проскока, %	эффективности, %	коэффициента проскока, %
Фильтры высокой эффективности	H10	85	15	–	–
	H11	95	05	–	–
	H12	99,5	00,5	97,5	2,5
	H13	99,95	00,05	99,75	0,25
	H14	99,995	00,005	99,975	0,025
Фильтры сверхвысокой эффективности	U15	99,9995	00,0005	99,9975	0,0025
	U16	99,99995	00,00005	99,99975	0,00025
	U17	99,999995	00,000005	99,9999	0,0001

При оценке двух пылеуловителей целесообразнее сравнивать их по величине проскока. Например, если один пылеуловитель имеет проскок $P_1 = 15\%$, а другой $P_2 = 5\%$, то второй пылеуловитель в $15:5 = 3$ раза эффективнее первого.

Общая эффективность очистки воздуха в нескольких фильтрах, установленных последовательно, определяется по формуле:

$$E = 1 - P_1 \cdot P_2 \cdot \ldots \cdot P_n . \qquad (11.3)$$

К параметрам, характеризующим работу фильтров, относятся:

Удельная воздушная нагрузка – отношение объемного расхода очищаемого воздуха к площади фильтрующей поверхности фильтра или пылеуловителя, размерность $м^3/ч$ на 1 $м^2$ фильтрующей поверхности. При этой характеристике ведется подбор фильтров.

Пылеемкость фильтра оценивается количеством пыли (г или кг) которое удерживает пылеуловитель или фильтр за период непрерывной работы между двумя регенерациями фильтрующего слоя.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Поскольку пылеемкость зависит от размера частиц, ее следует относить к пыли определенной дисперсности.

Аэродинамическое сопротивление фильтра равно разности давлений на входе и выходе, измеренное в Па. Различают *начальное сопротивление*, равное сопротивлению чистого фильтра, определенное при номинальной производительности и *конечное*, по достижении которого следует производить регенерацию. Начальное сопротивление указывается в технической документации. ГОСТ рекомендует следующие значения конечного аэродинамического сопротивления:

- 250 Па – для фильтров грубой очистки;
- 450 Па – для фильтров тонкой очистки;
- 600 Па – для фильтров высокой и сверхвысокой эффективности.

Стоимость очистки воздуха и газов слагается из капитальных затрат и эксплуатационных расходов.

§66. Фильтры для очистки приточного воздуха

Ячейковые фильтры относятся к фильтрам грубой очистки и являются старейшим видом воздушных фильтров, сохранивших первоначальную конструкцию и размеры (в дюймах). В настоящее время применяют унифицированные ячейковые фильтры с фильтрующим слоем из различных материалов. Ячейка фильтра представляет собой металлический короб сечением 514×514 мм (20×20 дюймов) и глубиной 50 мм и более (рис. 11.1). В корпус ячейки укладывается фильтрующий слой (рис. 11.2).

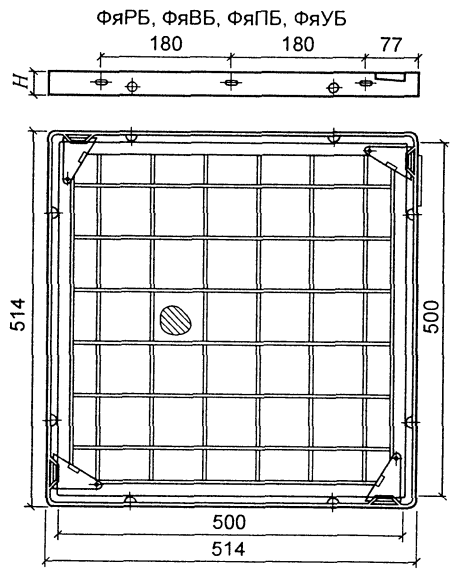


Рис. 11 1 Схема ячейки ячейкового фильтра

Ячейки устанавливаются в специальную металлическую панель, из которой периодически извлекаются для регенерации с последующей установкой на место. Панели предусматривают плоскую или угловую установки ячеек.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

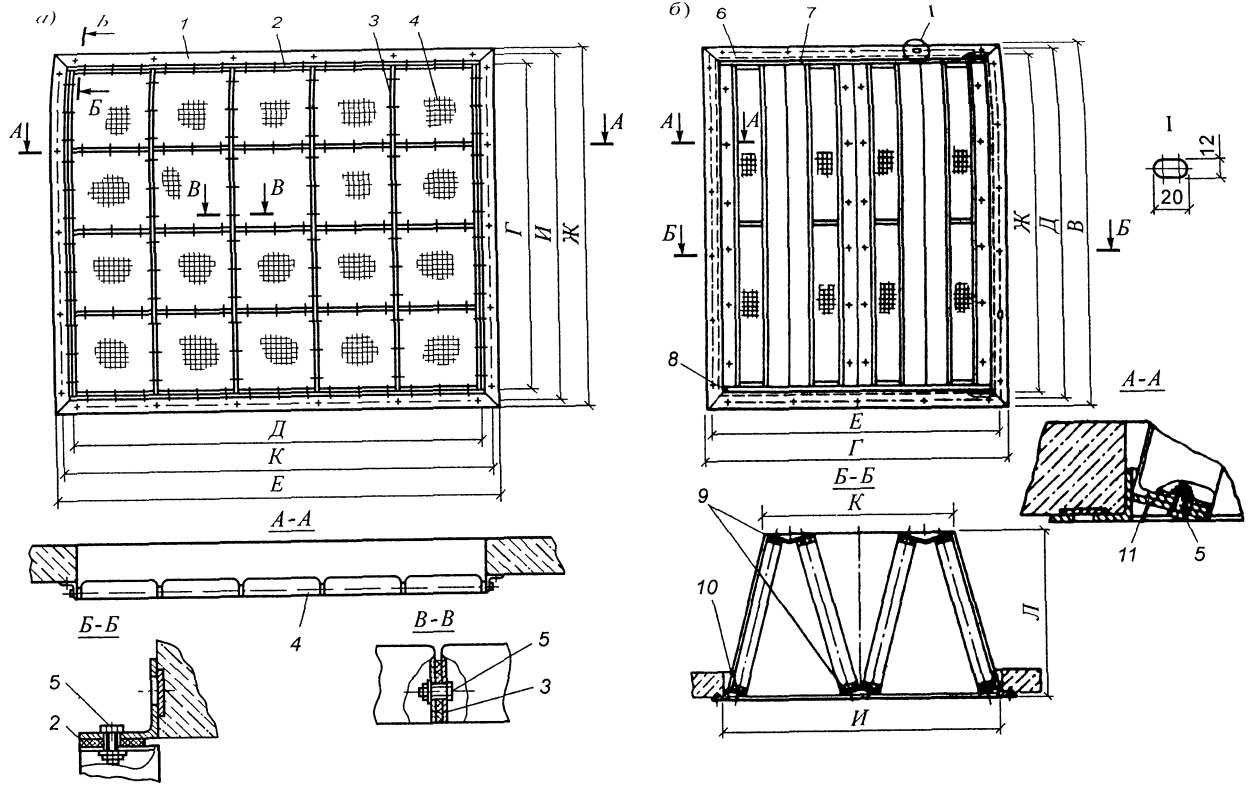


Рис. 11.2 Плоская и угловая установка ячейковых фильтров в панели для приточных камер в строительных конструкциях

1 – рамка; *2*, *3*, *11* – прокладки; *4* – фильтр; *5* – болт с гайкой; *6* – фланец; *7*, *8* – листы верхний и нижний; *9* – стойки; *10* – планка

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Фильтр ФяРБ (фильтр инж. Рекка). Относится к классу G3. Фильтрующим слоем являются металлические гофрированные сетки. Гофрирование сеток производится с целью придания им жесткости. Сетки раньше замасливалсь висциновым, индустриальным и другими маслами, применяемыми в машиностроении. Замасливаемые фильтры имели недостаточный диапазон температур, при которых фильтр сохраняет способность улавливать пыль. Например, рабочий диапазон температур для висцинового масла составляет от +35 до –15°С, «индустриального-12» от +20 до –20°С Специально для замасливания сеток ЦНИИпромзданий были предложены 70% водно-глицериновый раствор с рабочим диапазоном температур от +35 до –35°С и полиметилсиликоновая жидкость ПСМ-200 с рабочим диапазоном температур от +50 до –50°С. Регенерация осуществляется путем промывки запыленных ячеек фильтра в содовом растворе с последующим замасливанием (рис. 11.3).

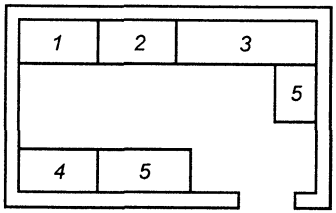


Рис. 11.3. Схема пункта регенерации ячейковых фильтров
1 – ванна с раствором моющего вещества (для мойки ячеек фильтра), *2* – ванна с горячей водой (для ополаскивания ячеек); *3* – стол или сушильный шкаф для сушки ячеек фильтра, *4* – ванна для замасливания ячеек; *5* – стол с поддоном для стекания излишков масла

Фильтры ФяВБ заполнены гофрированными винипластовыми сетками. По эффективности и пылеемкости идентичны фильтрам ФяР. Могут применяться как в замасленном, так и сухом виде. При применении в сухом виде эффективность несколько ниже. Класс фильтра G3.

В **фильтрах ФяПБ** в качестве фильтрующего материала применен губчатый пенополиуретан, обработанный в растворе щелочи для придания ему воздухопроницаемости. Фильтр обладает меньшей пылеемкостью, чем ФяВБ. Регенерация производится промывкой водой. Простота регенерации облегчает эксплуатацию фильтра, который также относится к классу G3.

Фильтры ФяУБ и ФяУК заполнены стекловолокнистым упругим фильтрующим материалом ФСВУ. Фильтрующий слой из стек-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тянного волокна, промасленный в процессе изготовления, имеет толщину 30–50 мм. Пылеемкость фильтра меньше, чем ФяВ и ФяР. Запыленный материал подлежит замене. Фильтр относится к классу G3.

Фильтр ФяКП. Фильтрующая поверхность, с целью увеличения, выполнена в виде карманов из иглопробивного материала ФНИ, прикрепленных к ячейке. При работе карманы распрямляются потоком воздуха, поэтому глубина фильтра в рабочем состоянии составляет ~ 650 мм. Имеет наибольшие среди ячейковых фильтров эффективность, номинальную пропускную способность ячейки и пылеемкость, относится к классу G4 (рис. 11.4).

Подбор всех ячейковых фильтров сводится к определению числа ячеек из условия нагрузки на одну ячейку 1540 м^3/ч, удельная нагрузка ячейки фильтра ФяКП – 2500 м^3/ч.

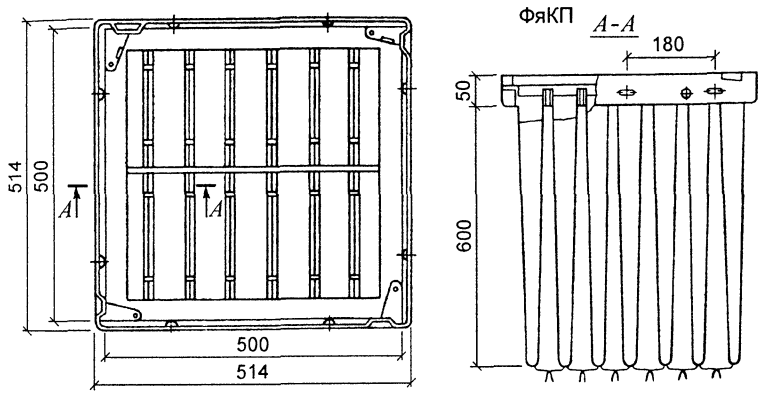


Рис 11.4. Схема карманного фильтра

Рулонные фильтры. Рулонный фильтр состоит из рамы, решетки, на которую накладывается фильтрующий слой и катушек с фильтрующим материалом: на верхей катушке находится чистая фильтрующая ткань, на нижнюю наматывается загрязненная. Регенерация заключается в периодической перемотке загрязненной ткани на нижнюю катушку при достижении определенного значения гидравлического сопротивления фильтра в результате накопления пыли.

Промышленностью изготовляется рулонный фильтр ФРС, относящийся к фильтрам тонкой очистки, класс F8. Предназначен для очистки приточного и рециркуляционного воздуха, производительность 31,5–125 тыс. м^3/ч. Фильтрующая ткань – ткань капроновая для сит (рис. 11.5).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

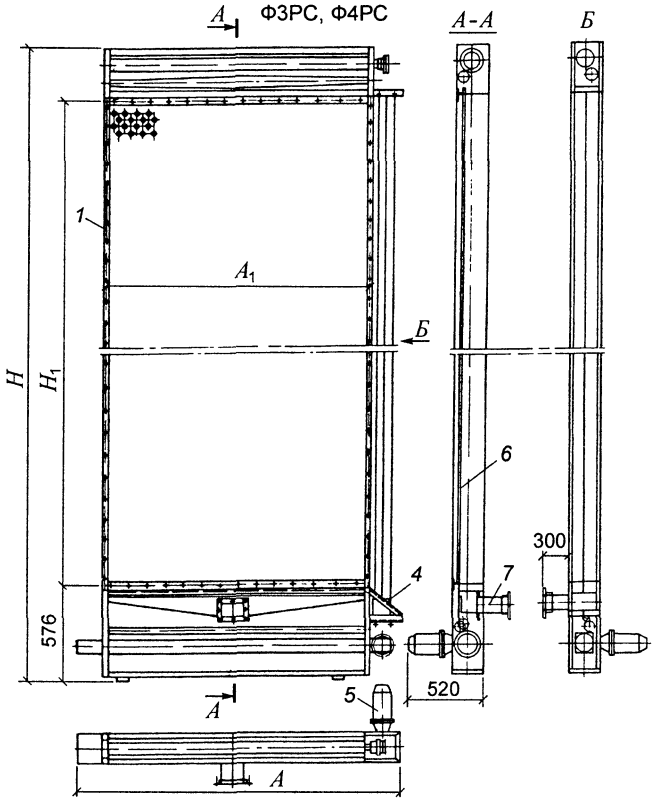


Рис 11.5. Рулонный фильтр ФРС

1 – каркас фильтра, *2* и *3* верхняя и нижняя секции; *4* – груз, *5* – узел привода; *6* – фильтрующий материал; *7* – воздуховод

Воздушные фильтры высокой эффективности. В отечественных фильтрах высокой и сверхвысокой эффективности используются фильтрующие материалы ФП, известные также как «ткань Петрянова». Материалы ФП представляют собой слои ультратонких полимерных волокон, сцепленные, как правило, между собой силами трения. Материалы ФП, в зависимости от того, из какого полимера они изготовлены, стойки к различным химическим веществам, к высоким температурам – до 250–270°С.

Выпускаемые фильтры ЛАИК (лаборатория института Карпова) (рис. 11.6) применяют для тонкой очистки воздуха. В одном $м^3$ фильтра размещено до 100 $м^2$ фильтрующей поверхности. Вследствие малой пылеемкости фильтры высокой эффективности используются

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

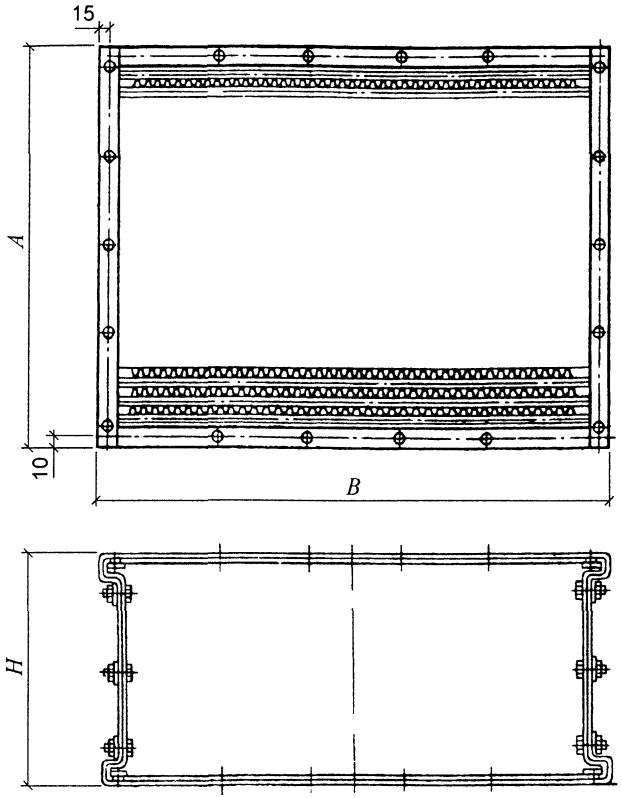


Рис 11.6. Складчатый волокнистый фильтр ФяЛ типа ЛАИК

в качестве второй или третьей ступени очистки. В настоящее время разработаны и применяются другие виды тканей для сверхтонкой очистки воздуха от пыли.

Электрические воздушные фильтры ЭФ-2М (рис. 11.7) для приточных систем – двухзонные, собирают из унифицированных ячеек, могут быть снабжены противоуносным фильтром, в виде разъемной рамки с заполнением фильтрующим материалом ФСВУ или пенополиуретаном. На входе в фильтр установлена защитная проволочная сетка, предотвращающая случайное касание человеком электродов, находящихся под напряжением. Вначале поток воздуха, проходит зону, в которой размещена решетка из металлических пластин с натянутыми между ними коронирующими проволочными электродами. К электродам подведен постоянный ток напряжением 13–15 кВ положительного знака от выпрямителя.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

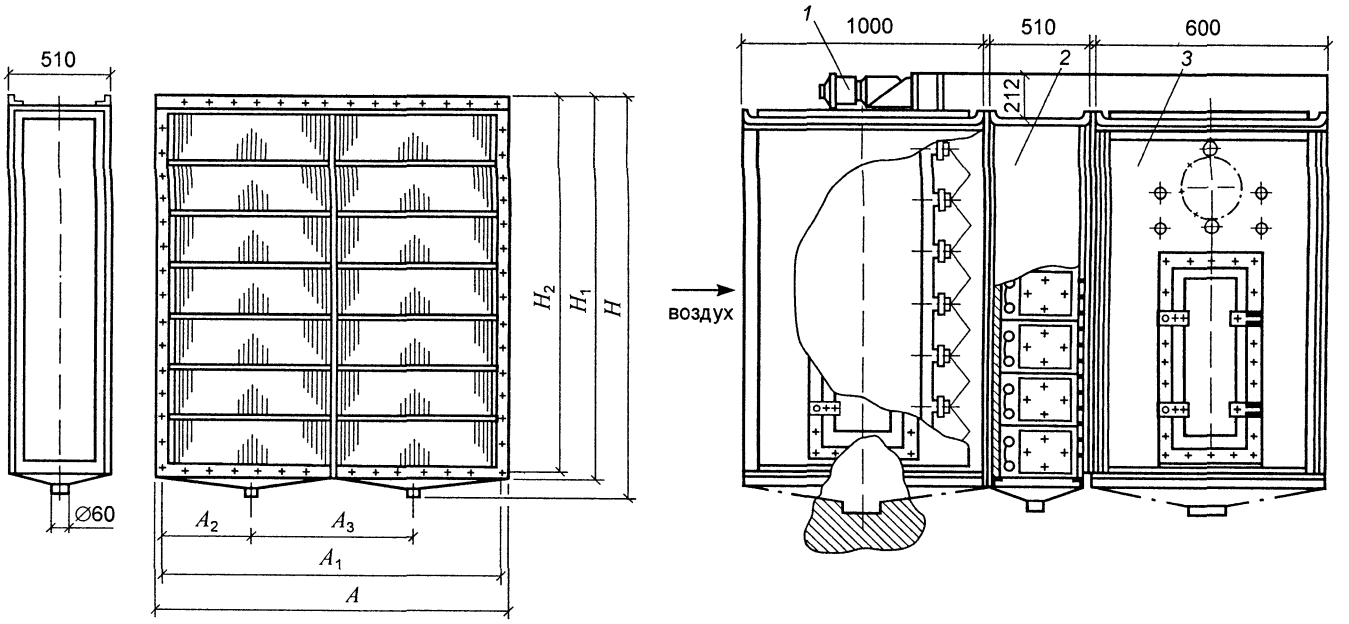


Рис 11 7. Электрофильтр ЭФ-2М

1 – промывочное устройство; *2* – электрофильтр; *3* – промежуточная каммера

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вокруг коронирующего электрода происходит электрический разряд, сопровождающийся свечением («корона»), при этом происходит образование озона, а также оксидов азота. При напряжении, применяемом в воздушных фильтрах, озон и оксиды азота выделяются в небольших количествах и опасности для людей не представляют. Получившие положительный электрический заряд пылевые частицы с потоком воздуха направляются в осадительную зону из пакета металлических пластин, расположенных параллельно друг другу с шагом 8–12 мм. К каждой второй пластине подведен ток напряжением 6,5–7,5 кВ положительного знака. Пыль осаждается на заземленных пластинах, к которым ток не подведен и имеющих отрицательный заряд.

Уловленную пыль удаляют промывкой водой; расход воды 0,5 $м^3$ на 1 $м^2$ входного сечения фильтра или 0,08 $м^3$ на 1000 $м^3$ очищаемого воздуха, при давлении воды 300 кПа. Продолжительность промывки 3–5 мин. Промывка производится 1–2 раза в месяц, а при отсутствии противоуносного фильтра – 1 раз в неделю. Полная очистка ячеек фильтра производится 1–2 раза в год.

§ 67. Пылеуловители для очистки вентиляционных выбросов

Пылеуловители, применяемые для очистки воздуха, удаляемого системами вытяжной вентиляции, делятся на пять классов в зависимости от размеров эффективно улавливаемых частиц пыли, отнесенной к соответствующей группе дисперсности (табл. 11.4).

Таблица 11.4

Классификация пылеуловителей по их эффективности

Класс пылеуловителей	Размеры эффективно улавливаемых частиц пыли, мкм	Эффективность, %, в зависимости от группы пыли по дисперсности				
		V	IV	III	II	I
I	> 0,3-0,5	< 80	99,9-80	–	–	–
II	> 2	–	92-45	99,9-92	–	–
III	> 4	–	–	99-80	99,9-99	
IV	> 8	–	–	–	99,9-95	> 99,9
V	–	–	–	–	–	> 99,9

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Под эффективным понимают улавливание с эффективностью более 95%. Однако, эффективность улавливания частиц данной группы пыли, приведенная в табл. 11.4 является ориентировочной, поскольку зависит от концентрации пыли в выбросе, ее способности к коагуляции.

Пылеуловители применяются не только в вентиляции, но и для очистки технологических выбросов во всех отраслях промышленности. Четкой границы между вентиляционными и технологическими пылеуловителями провести нельзя.

Гравитационные пылеуловители. Пылеосадочные камеры являются простейшими пылеулавливающими устройствами. Используются в качестве первой ступени очистки для осаждения крупных пылевых частиц, (вытяжка от очистных барабанов, выбивных решеток литейных цехов). Применяют три вида камер – полую (рис. 11.8*а*), полочную (рис. 11.8*б*) и лабиринтную (рис. 11.8*в*).

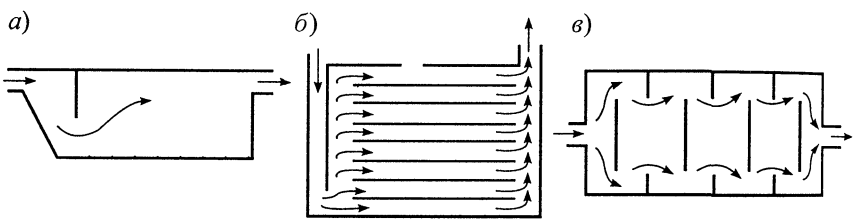


Рис 11.8. Схемы пылеосадочных камер
а – обычная; *б* – полочная; *в* – лабиринтная

Пылевая частица, внесенная в камеру потоком воздуха, находится под действием двух сил: инерции, перемещающей ее горизонтально, и тяжести, осаждающей ее на дно камеры. Максимальная скорость движения воздуха через пылеосадочную камеру обычно не превышает 3 м/с. Если в камере на начальном участке устанавливается ламинарный режим, то длина участка осаждения ориентировочно может быть определена из соотношения.

$$\frac{H}{v_s} \le \frac{l_{осн}}{v}, \qquad (11.4)$$

где H – высота камеры, м; v_s – скорость витания, м/с; $l_{осн}$ – длина основного участка камеры, м; v – скорость движения запыленного воздуха вдоль камеры, м/с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Скорость витания, м/с, может быть определена как:

$$v_s = \frac{\rho_n g}{18\mu_в} d^2, \qquad (11.5)$$

где ρ_n – плотность пылевой частицы, кг/м^3 ; d – диаметр (размер) частицы, м; $\mu_в$ – динамическая вязкость воздуха, Па·с.

Эффективность осаждения повышают устройством горизонтальных полок, уменьшающих высоту H и габариты камеры.

Реально в пылеосадочных камерах наблюдается турбулентный или переходный режим воздушного потока. Для увеличения эффекта осаждения применяются полые камеры, к потолку которых подвешены цепи, стержни.

В.В. Батурин предложил камеру лабиринтного типа (рис. 11.8*в*). Проведенными испытаниями установлено, что эффективность очистки в камере лабиринтного типа доходит до 55–60%. Известны также пылеосадочные камеры, в которых осуществляется мокрая очистка. Так, для улавливания сахарной пыли применяют пылеосадочную камеру, в которой нижняя часть заполнена горячей водой. Осаждающаяся сахарная пыль поглощается водой, которую по достижении высокой концентрации в ней сахара периодически возвращают в производство и заменяют новой. Для осаждения взрывно- и пожароопасной пыли устройство пылеосадочных камер не допускается.

Инерционные пылеуловители в вентиляционной технике наиболее широко представлены *циклонами*, используемыми для очистки от сухой неслипающейся пыли.

Циклоны относятся к пылеулавливающим аппаратам, в которых для инерционной сепарации используется центробежная сила.

Широко применяются для очистки от пыли вентиляционных выбросов. Преимущества – простота устройства, надежность в эксплуатации при сравнительно небольших капитальных и эксплуатационных затратах.

Циклоны используют для грубой и средней очистки воздуха от сухой неслипающейся пыли, как правило, устанавливаются вне здания. Если очищается воздух, содержащий влажную пыль (например, в литейных цехах), циклоны устанавливают в отапливаемом помещении во избежание смерзания пыли и выхода циклона их строя. Принято считать, что они обладают сравнительно небольшой фракционной эффективностью в области фракций пыли размером до 5–10 мкм, что является основным их недостатком. Однако циклоны высокой эффективности, улавливают пыль размером до 10 мкм с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

эффективностью 80% и более процентов, но отличаются повышенным аэродинамическим сопротивлением.

Циклон традиционной конструктивной схемы состоит из цилиндрической и конической частей с тангенциальным или спиралевидным подводом воздуха к цилиндрической части, обычно со скоростью 12–14 м/с, через патрубок прямоугольного сечения в верхней части цилиндра. Очищенный воздух удаляется через выхлопную трубу (рис. 11.9).

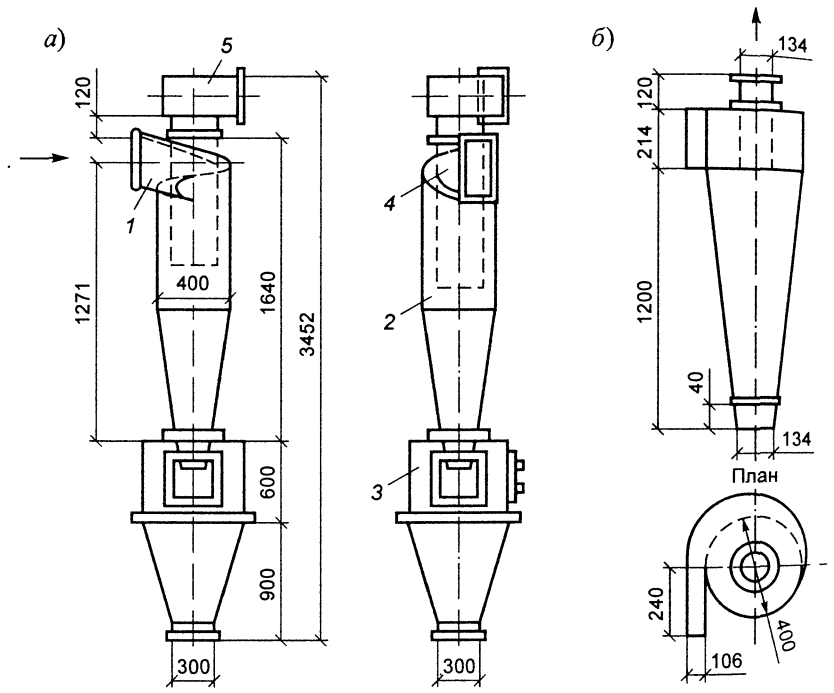


Рис. 11.9. Схемы циклонов ЦН и СДК-ЦН-33

а – циклон ЦН, подвод запыленного воздуха – тангенциальный;
б – циклон СДК-ЦН-33, подвод воздуха – спиралевидный
1 – патрубок для подвода запыленного воздуха; *2* – корпус циклона; *3* – герметичный бункер, *4* – выхлопная труба; *5* – улитка для приема очищенного воздуха

При большой концентрации пыли в очищаемом воздухе для уменьшения износа вентилятора циклон рекомендуется устанавливать на всасывание. Более высокая степень очистки достигается в циклонах малого диаметра, необходимую производительность при этом получают, группируя циклоны в группы по несколько штук с присоединением к общему бункеру (рис. 11.10*а* и 11.10*б*).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

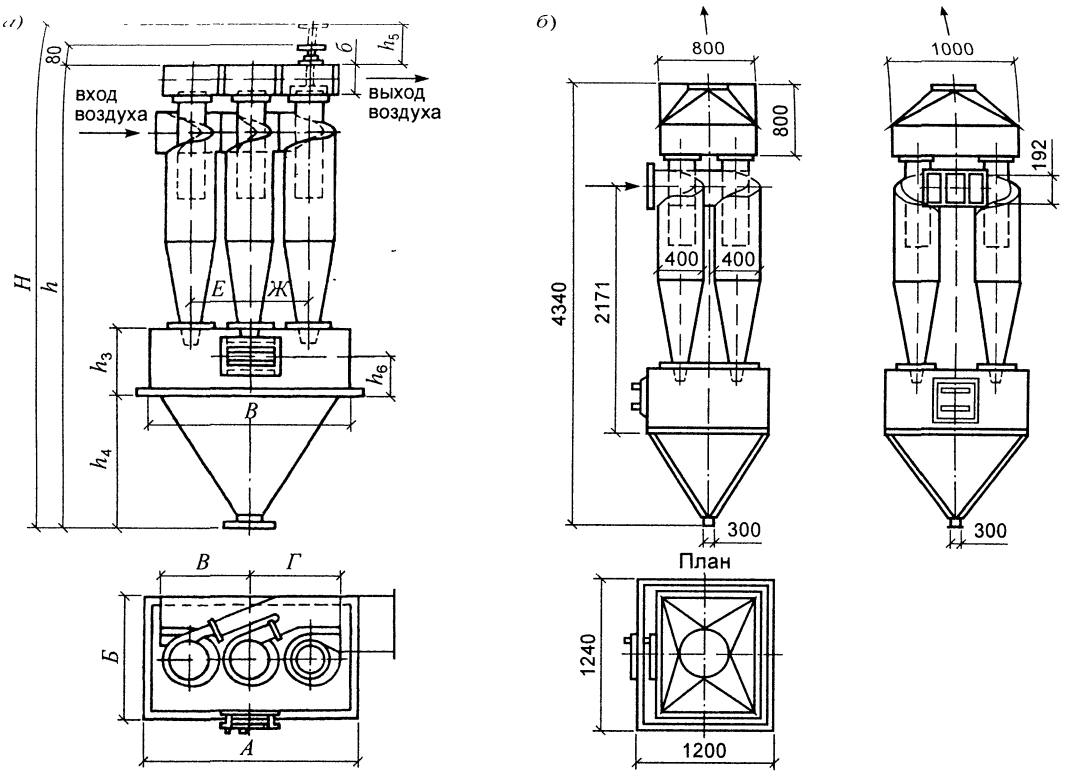


Рис. 11.10 Группа из нескольких циклонов

а – с выбросом очищенного воздуха через улитки; *б* – с выбросом очищенного воздуха через колпак

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Стремление к уменьшению габаритов установок реализовано в циклонах СИОТ, которые состоят только из конического (рис. 11.11) корпуса *1*, крышки *2* с входным патрубком треугольной формы *3* и раскручивателем потока очищенного воздуха *4* с выхлопным патрубком также треугольного сечения *5*. Особенности конструкции затрудняют компоновку нескольких циклонов в компактную установку.

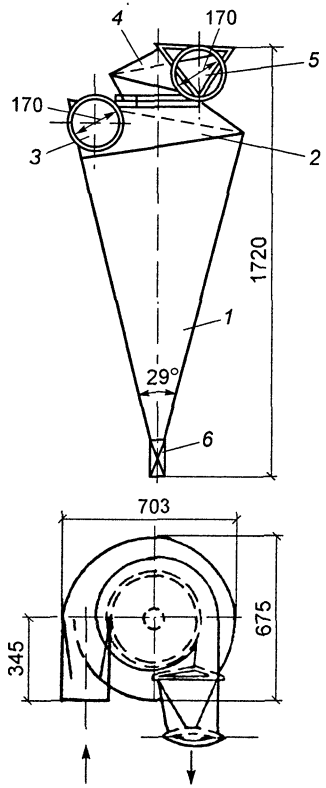


Рис. 11.11. Схема циклона СИОТ

1 – корпус циклона; *2* – крышка корпуса, *3* – входной патрубок запыленного воздуха; *4* – раскручиватель; *5* – выходной патрубок; *6* – пылеотводящий патрубок

Из различных видов циклонов наибольшее применение получили циклоны серии ЦН (ЦН-11, ЦН-15), СИОТ. Циклон ВЦНИИОТ с обратным конусом и бункером для сбора пыли, применяется в качестве первой ступени для очистки воздуха, в частности, от абразивной пыли в обеспыливающих установках, очищенный воздух которых поступает в помещение (рис. 11.12).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

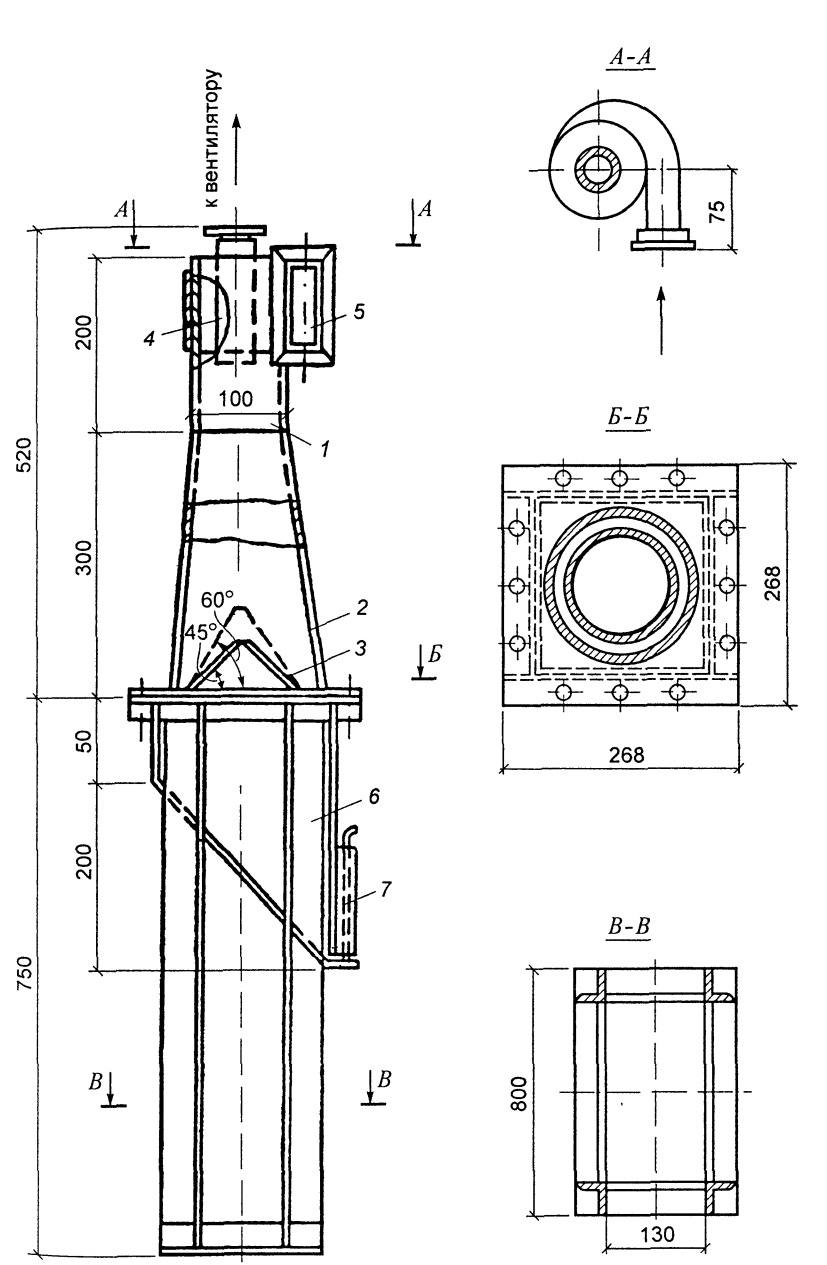


Рис 11.12. Циклон ВЦНИИОТ с обратным конусом

1 – цилиндр; *2* – обратный конус, *3* – внутренний конус, *4* – выхлопная труба; *5* – входной патрубок, *6* – бункер для приема пыли; *7* – шибер

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В деревообрабатывающей промышленности применяют циклоны УЦ, циклоны Клайпедского ОЭКДМ (рис. 11.13). Особенностью деревообрабатывающей промышленности является постоянное повышение скорости обработки древесины, сопровождающееся увеличением доли пыли в древесных отходах. Это заставляет постоянно переходить на более эффективные циклоны.

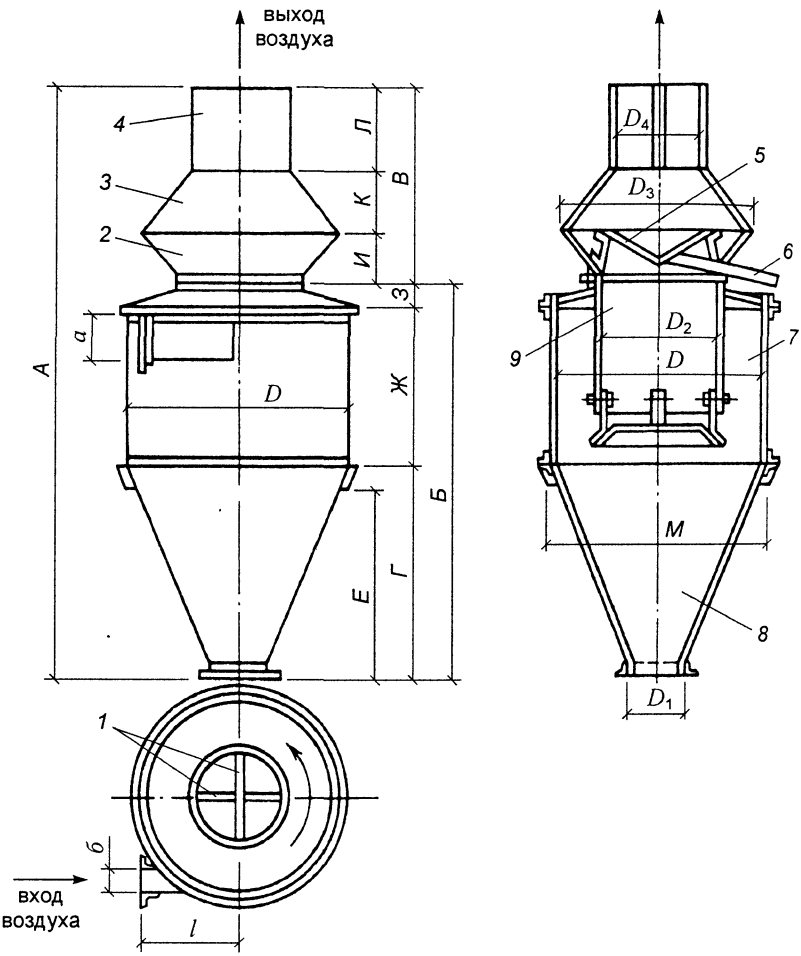


Рис. 11.13. Циклон Клайпедского ОЭКДМ для очистки воздуха от древесных отходов

1 – рассекатель, *2* и *3* – верхний и нижний корпуса, *4* – труба выхлопная, *5* – водосборник, *6* – труба сливная, *7* – корпус циклона, *8* – конус циклона, *9* – внутренний циклон

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расчет и подбор циклонов. Очищаемый воздух, поступая в верхнюю часть циклона тангенциально, вращаясь, опускается из кольцевого пространства, образуемого корпусом циклона и выхлопной трубой, в нижнюю конусную часть, формирует вихрь (рис. 11.14). В центре вихря на оси циклона имеет место разрежение, являющееся причиной поступления в циклон наружного воздуха через отверстие для удаления уловленных частиц. Это приводит к резкому снижению эффективности циклона.

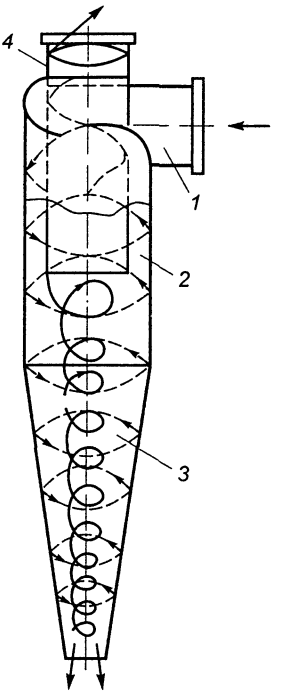


Рис. 11.14. Схема движения воздуха в циклоне

1 – патрубок подвода очищаемого воздуха; *2* – цилиндрическая часть, *3* – конус; *4* – выхлопная труба

Правило: *циклон обязательно должен присоединяться к герметичному бункеру.*

Под действием центробежной силы частицы в циклоне перемещаются к стенке. Как в нисходящим, так и восходящем потоке происходит непрерывное изменение направления скорости потока, а скорость частиц не совпадает с скоростью потока. Достигают стенок циклона, теряют скорость и сепарируются из потока частицы, масса которых достаточно велика.

Под влиянием силы тяжести, радиального стока, турбулентности, циклона отсепарированные частицы скатываются вниз, в бункер.

А.И. Пирумов получил формулу для имеющего место на оси циклона разрежения P_0:

$$P_0 = p + \frac{v^2}{2}\rho - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \rho v^2, \qquad (11.6)$$

где p и v – соответственно давление и средняя скорость во входном патрубке циклона; R_1 и R_2 – соответственно радиус цилиндрической части циклона и выхлопной трубы.

В циклоне тангенциальный или спиралевидный подвод воздуха формирует вихрь, называемый радиальным стоком. В пространстве

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

между корпусом циклона и выхлопной трубой и в верхней части конуса воздух движется вниз. Затем меняет направление и начинает подниматься в выхлопную трубу.

Фракционную эффективность циклона можно рассчитать по уравнению радиального стока:

$$\frac{\partial^2 R}{\partial t^2} + \frac{1}{\tau}\cdot\frac{dR}{dt} - \frac{\left(k + c_0 e^{-\frac{1}{\tau}}\right)}{R^3} + \frac{\Phi}{\tau R} = 0, \qquad (11.7)$$

где t – время пребывания частицы в циклоне; k – постоянная, характеризующая течение в циклоне, м^2/с; Φ – сток на единице высоты циклона H, т.е. $\Phi = L/(2\pi H)$, где L – объемный расход воздуха; τ – характеризует время «релаксации» частицы:

$$\tau = \frac{m}{3\pi\mu_в d},$$

здесь m – масса пылевой частицы; $\mu_в$ – динамическая вязкость воздуха, d – диаметр (размер) частицы.

Центробежная сила отбрасывает частицу к стенке, но под влиянием стока радиальная скорость частицы убывает и становится равной нулю на расстоянии R_x. Затем она вращается на орбите с радиусом R_x, опускаясь вниз. Частицы, для которых $R_x > R_1$, улавливаются циклоном.

На основе уравнения (11.7) получена формула для определения R_x:

$$R_x = \sqrt{\frac{\tau}{\Phi}\left(k + c_0 e^{-\frac{t_x}{\tau}}\right)\left(k + 3c_0 e^{-\frac{t_x}{\tau}}\right)}. \qquad (11.8)$$

При $t_x/\tau > 7$

$$R_x = k\sqrt{\frac{\tau}{\Phi}}. \qquad (11.9)$$

Фракционную эффективность циклонов можно определить как:

$$E_\phi = \frac{R_x - R_i}{b}, \qquad (11.10)$$

где R_i – радиус циклона; b – ширина входного парубка циклона.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Из приведенных выше выкладок следует, что циклон с максимальной эффективностью при минимальных энергозатратах возможно разработать для определенного дисперсного состава пыли с частицами определенной плотности. На практике диаметр циклона выбирается из условия улавливания фракций, масса которых является превалирующей для конкретной дисперсности пыли.

В справочно-нормативной литературе для выбранного типа циклона можно найти характеристики пофракционной эффективности очистки, производительность при нескольких скоростях воздуха во входном патрубке и коэффициент местного сопротивления, отнесенный либо к скорости в горизонтальном сечении корпуса циклона, либо в патрубке. Этих данных достаточно для подбора циклона.

Мокрые пылеуловители (скрубберы). Недостатком работы циклонов является так называемый вторичный унос отсепарированной пыли, когда частицы, потерявшие скорость и скатывающиеся вниз, подхватываются воздушным потоком уже очищенного воздуха, вновь загрязняя его. Это нежелательное явление уменьшают созданием на внутренней поверхности аппарата водной пленки, которая захватывает отсепарированные частицы пыли. В отличие от сухих циклонов, в скрубберы запыленный воздух подводится тангенциально снизу. В верхней части аппарата смонтирована система трубопроводов и форсунок, создающих на внутренней поверхности пылеуловителя водяную пленку, которая, уловив частицы пыли, стекает вниз в виде шлама. Степень очистки в скруббере может достигать 95%. Шламом называют жидкую грязь, которая образуется при поглощении водной пленкой отсепарированных частиц. В пылеуловителе ЦВП (рис. 11.15*б*) запыленный воздух уже во входном патрубке увлажняется форсунками грубого распыления, подающими воду навстречу движущемуся очищаемому воздушному потоку. Как и в циклонах, в центре вихревой структуры скруббера имеет место разрежение, поэтому нормальная работа аппарата возможна при отводе шлама в шламоотстойник через гидрозатвор или так называемый «затвор-мигалку» Это устройство представляет собой дисковый клапан с противовесом, откидывающийся под действием силы веса скопившегося в нижней части скруббера шлама.

Пылеуловители СИОТ (рис. 11.15*а*) от ЦВМ отличаются меньшими габаритами, но водяная пленка создается на внутренней поверхности аппарата лотковым водораспределителем, который плохо работает при отклонении оси аппарата от вертикали.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

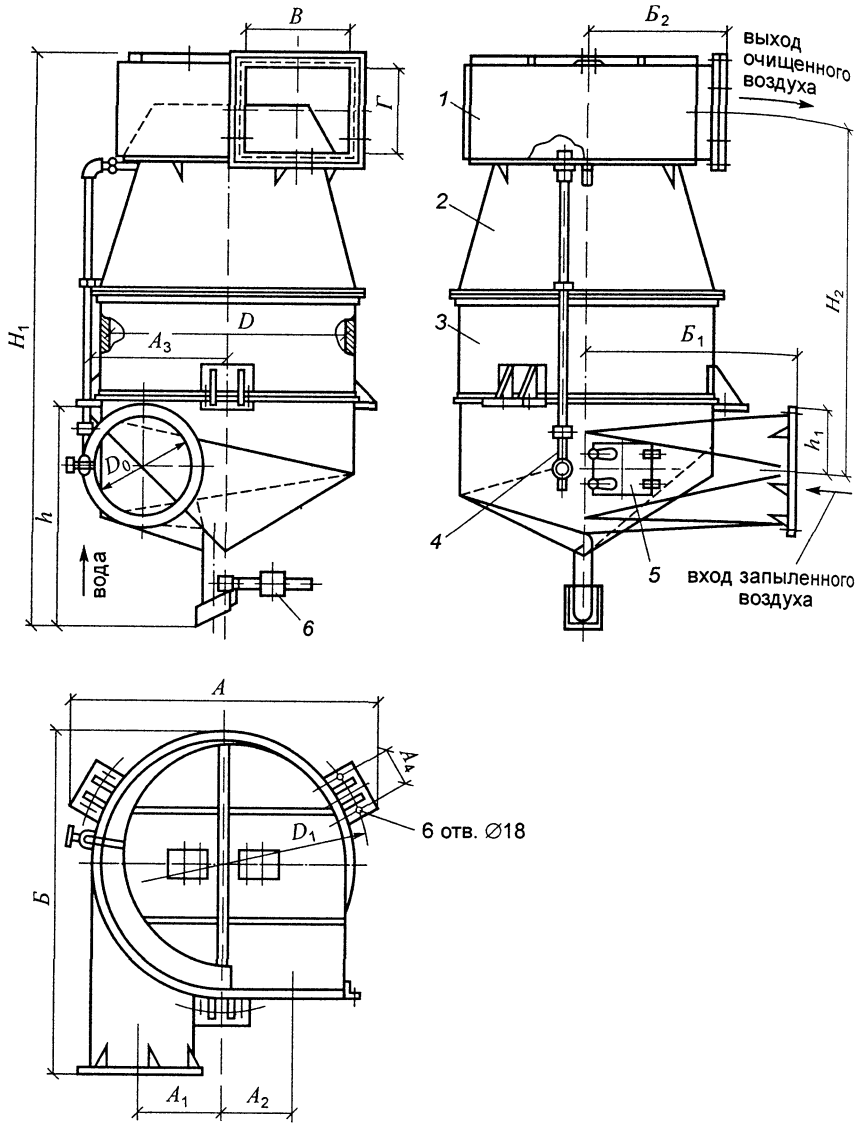


Рис. 11.15*а*. Пылеуловитель (скруббер) СИОТ

1 – раскручиватель; *2* и *3* – конический и цилиндрический корпуса, *4* – водоподводящий трубопровод диаметром *d*20; *5* – люк; *6* – затвор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

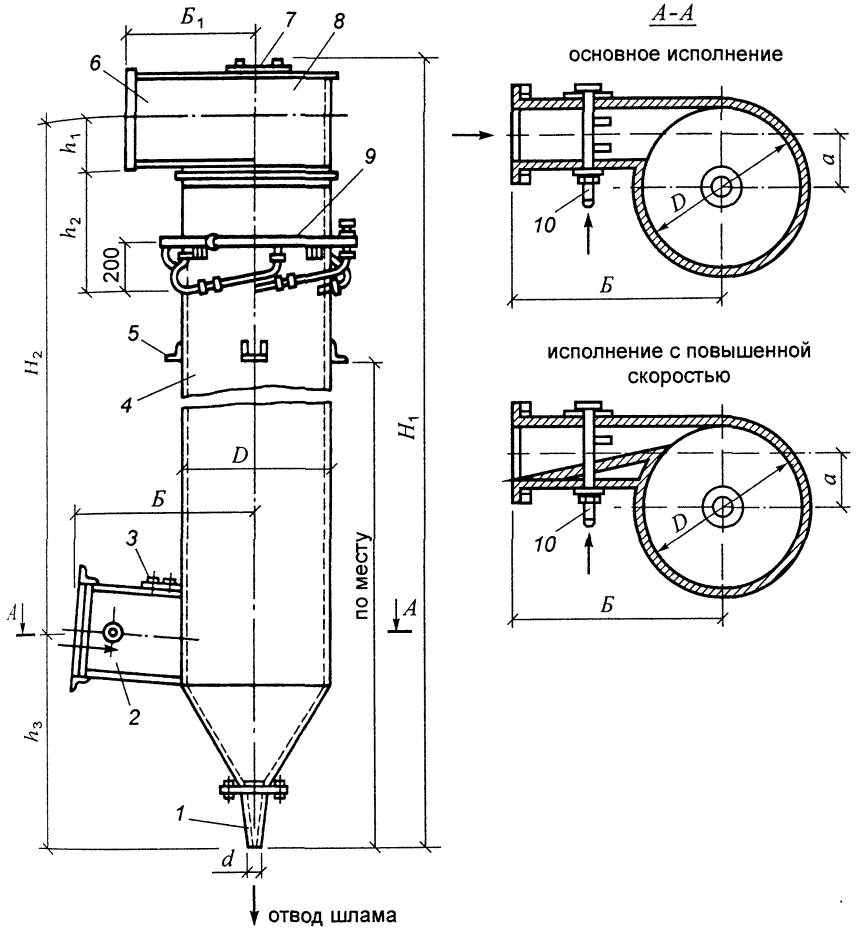


Рис 11.15*б*. Пылеуловитель ЦВП

1 – конусный патрубок-гидрозатвор, *2* и *6* – входной и выходной патрубки; *3* – лючок; *4* – корпус циклона, *5* – опора; *7* – люк; *8* – улиточный раскручивающий аппарат; *9* – оросительная труба *d*20; *10* – подвод воды

Фильтрационные пылеуловители. В фильтрационных пылеуловителях, как и в фильтрах для очистки приточного воздуха, очистка воздуха происходит при прохождении запыленного потока через слой пористого материала. В качестве фильтрующего слоя используют специальные ткани. Существуют пылеуловители, ис-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

пользующие в качестве фильтрующего слоя кокс, гравий и иные насыпные насадки.

Подбирая соответствующий фильтрующий материал, можно получить желаемую степень очистки. Фильтрующий слой требует регенерации, которая заключается в периодическом или систематическом удалении задержанных частиц.

Применяют несколько способов регенерации фильтрующей ткани: встряхивание, встряхивание с обратной продувкой, вибровстряхивание, встряхивание с импульсной продувкой и др.

Пылеуловители с фильтрующими устройствами не лишены недостатков: по конструкции они более сложны, чем перечисленные выше аппараты, стоимость очистки в них выше, чем, например, в циклонах. Некоторые их них необходимо устанавливать в отапливаемых помещениях.

Наибольшее распространение получили рукавные фильтры. Рукавный фильтр состоит из ряда тканевых рукавов, подвешенных в металлической камере. Верхнюю часть рукавов обычно заглушают. Эффективность процесса фильтрации зависит от типа ткани и вида пыли. Гладкие и неворсистые ткани сравнительно легко пропускают запыленный газ. В порах таких тканей задерживаются только крупные частицы пыли. Фильтр начинает хорошо задерживать мелкую пыль только после накопления на поверхности фильтрующих элементов слоя пыли, который становится дополнительным фильтрующим слоем. Для ворсистых, шерстяных тканей с мелкими порами влияние начального слоя пыли менее заметно. Ворсистые ткани целесообразно применять при улавливании зернистой гладкой пыли, а при улавливании волокнистой пыли – лучше гладкие ткани. Фильтрация тонкой пыли (частицы менее 1–2 мкм) возможна лишь на поверхности ранее осажденной пыли фильтровальных материалов. Ткани, используемые в качестве фильтрующих, должны отличаться высокой пылеемкостью, воздухопроницаемостью, механической прочностью, стойкостью к истиранию, стабильностью свойств при повышенной температуре и агрессивном воздействии химических примесей, а также минимальным влагопоглощением и способностью к легкому удалению накопленной пыли. Не все применяемые в промышленности материалы удовлетворяют перечисленным требованиям, поэтому каждый материал используют в определенных, наиболее благоприятных для него условиях.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Типичным представителем рукавных фильтров является выпускаемый промышленность пылеуловитель Г4-1БФМ-60 (рис. 11.16). Очищаемый воздух подводится к фланцу в нижней части корпуса и проходит через ткань. Очищенный воздух собирается в межрукавном пространстве и далее через патрубки в верхней части поступает в сборный коллектор. Регенерация осуществляется встряхиванием рукавов. Определение требуемой площади фильтрующей поверхности – по удельной нагрузке на 1 м^2 в м^3/ч.

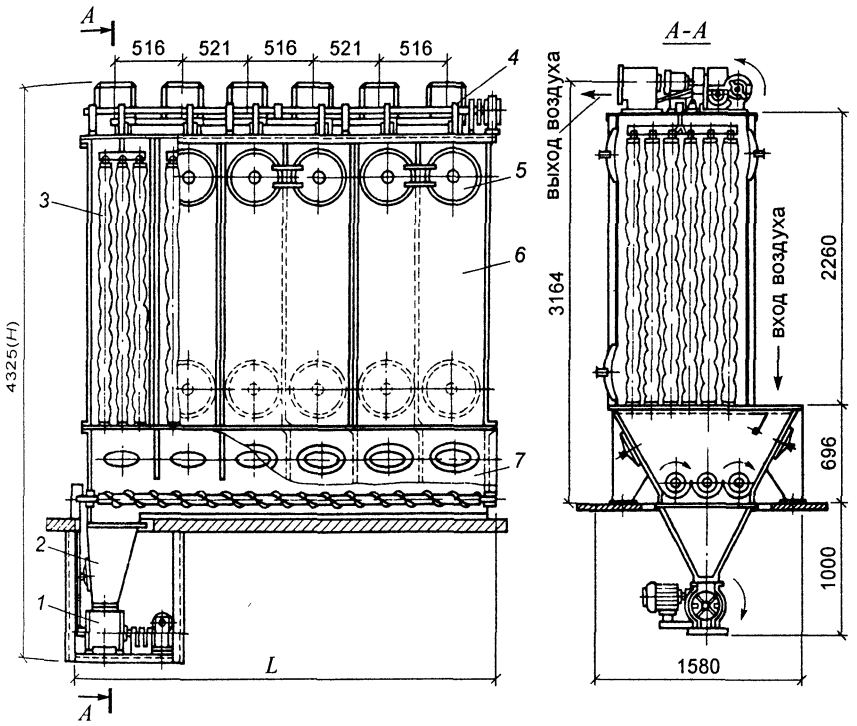


Рис. 11.16. Рукавный фильтр Г4-1БФМ

1 – шлюзовой затвор с электроприводом; *2* – сборник пыли; *3* – рукав; *4* – крышка с механизмом встряхивания; *5* – люк; *6* – шкаф; *7* – желоб

Электрические пылеуловители. Широкое применение электрофильтров для улавливания твердых и жидких частиц обусловлено их универсальностью и высокой степенью очистки газов при сравнительно низких энергозатратах. Эффективность установок

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

электрической очистки газов достигает 99%, а в ряде случаев и 99,9%, расход электроэнергии ~ 0,5 кВт/ч на 1000 м^3 воздуха или газа. Такие пылеуловители способны улавливать частицы различных размеров, в том числе и субмикронные, при начальной концентрации частиц в газе 50 г/м^3 и выше.

Промышленные электрофильтры позволяет работать в диапазоне температур 400–450°С и более, а также в условиях воздействия коррозийных сред.

Применение электрофильтров экономически целесообразно при очистке больших объемов газа. Недостатки электрофильтров: высокая стоимость и чувствительность процесса очистки газов к отклонениям производства от расчетного технологического режима, к механическим дефектам самого фильтра. Электроочистка затруднена при высоком удельном электрическом сопротивлении пыли, ее нельзя применять, если очищаемый газ представляет собой взрывоопасную смесь.

Электрофильтры подразделяются на сухие и мокрые. В сухих электрофильтрах улавливаются твердые частицы, которые удаляются с электродов встряхиванием. В мокрых можно улавливать и твердые, и жидкие частицы, которые при регенерации смываются с поверхности электродов водой.

Если температура газа, поступающего в мокрый электрофильтр, близка к точке росы или равна ей, осадившиеся жидкие частицы самостоятельно стекают с электродов по мере их накопления, и электрофильтр может не иметь специальных устройств для промывания пластин.

На (рис. 11.17) показана конструкция вертикального четырехсекционного электропылеуловителя ДВП. Скорость вертикального перемещения запыленного воздуха составляет 1,75–2,0 м/с, каждая секция может очистить 75000–100000 м^3/ч запыленного воздуха или газа. Осадительные электроды *1* – пластинчатые. Система коронирующих электродов – рама с натянутыми горизонтальными проводами *2* сечением 4×4 мм, подвешена с помощью тяг к изоляторам *3*. Пыль с осадительных и коронирующих электродов осаждается встряхиванием, поступает в сборные бункера 4, откуда и удаляется.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

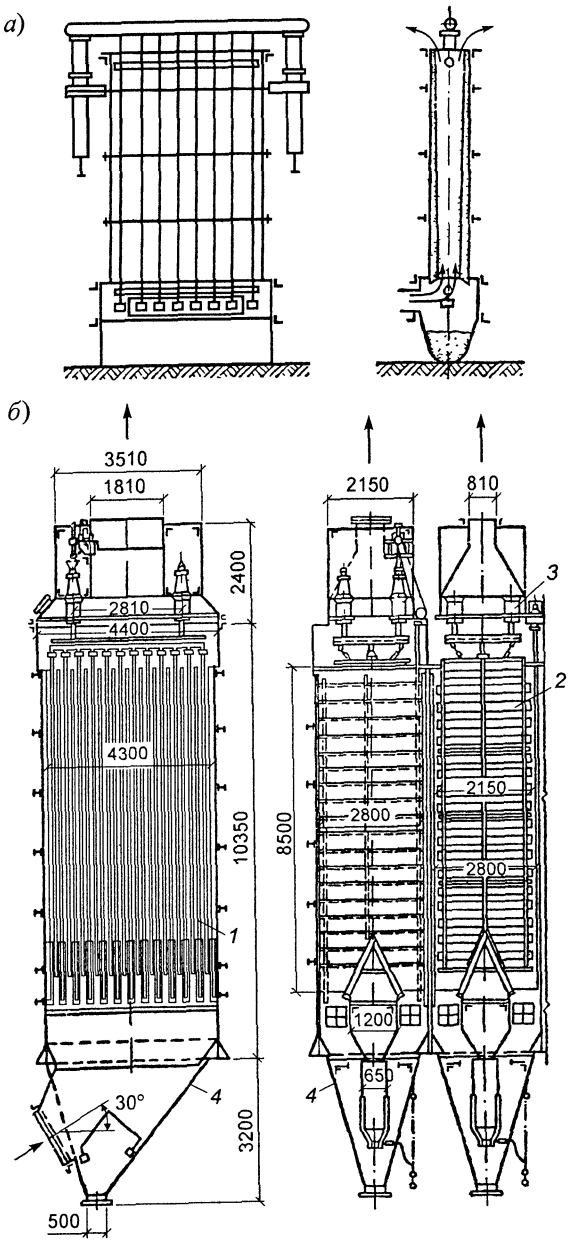


Рис 11.17. Электропылеуловитель ДВП

а – схема, *б* – конструкция, *1* – осадительные электроды-пластины, *2* – рама с натянутыми горизонтальными коронирующими электродами; *3* – электроизоляторы, *4* – бункер для пыли

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пылеуловитель Вентури. Пылеуловитель Вентури (рис. 11.18) (турбулентный промыватель) является пылеуловителем, эффективность которого может достигать 99,9%. Его действие основано на использовании кинетической энергии воздушного потока для распыления впрыскиваемой по ходу воздушного потока воды. На поверхности капель которой осаждаются пылевые частицы размером до 10 мкм. Труба Вентури обязательно комплектуется скруббером, или иным мокрым пылеуловителем, легко улавливающим капли воды с осевшей на них пылью. Эффективность очистки в большой степени зависит от скорости воздуха в горловине и расхода воды, который может достигать 0,5–1 кг на м^3 обрабатываемого воздуха. Расчет трубы Вентури может быть выполнен по методике, предложенной институтами Гипрогазоочистка и НИИОГаз по величине расхода очищаемого воздуха L, м^3/ч, и заданной скоростью воздуха в горловине v, м/с.

Труба Вентури состоит из конфузора *1* с углом сужения $\alpha_1 = 25–30°$, в котором воздушный поток разгоняется до скорости v, равной 80–200 м/с, цилиндрической горловины и диффузора с углом раскрытия $\alpha_2 = 7°$, в котором скорость снижают до приемлемых 10–20 м/с (рис. 11.18). Средний диаметр капли воды, мкм, после распыления ее воздушным потоком можно определить по эмпирической формуле:

$$d_к = \frac{4780}{v} + 28{,}12q^{1{,}5}, \qquad (11.11)$$

где v – скорость воздуха в горловине, м/с; q – расход воды на 1 м^3 очищаемого воздуха, дм^3.

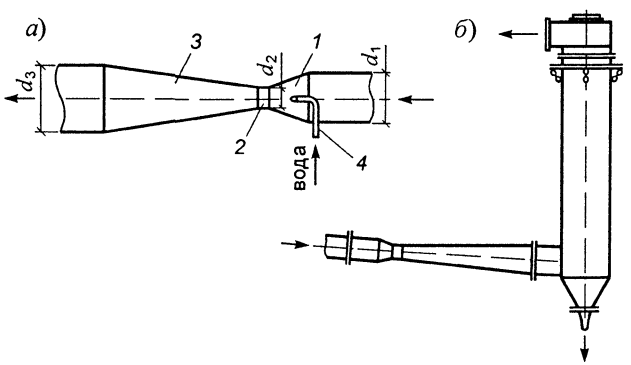


Рис 11.18. Схема аппарата для очистки запыленного воздуха трубой Вентури
а – схема трубы Вентури; *б* – скруббер с водяной пленкой, установленный после трубы Вентури; *1* – конфузор, *2* – горловина, *3* – диффузор, *4* – подводящая воду труба с форсункой

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Минимальный диаметр конфузора (входного сечения трубы Вентури) d_1, горловины d_2 и выходного сечения диффузора d_3 можно определить по формуле:

$$d = 1{,}88 \cdot 10^{-2} \sqrt{L / v_i}\,. \qquad (11.12)$$

где v_i – скорость воздуха, соответственно на входе в трубу, горловины и на выходе из трубы Вентури.

Длина, соответственно, конфузорной l_1, диффузорной l_3 частей и горловины l_2 составят:

$$l_1 = (d_0 - d_2) \Big/ \left(2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2} \right), \quad d_0 \geq d_1 \qquad (11.13)$$

$$l_2 = 0{,}15 d_2, \qquad (11.14)$$

$$l_3 = (d_4 - d_2) \Big/ \left(2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2} \right), \quad d_4 \geq d_3 \qquad (11.15)$$

где d_0 и d_4 – начальный и конечный диаметры трубы Вентури, α_1 и α_2 – углы между образующими конфузора и диффузора.

Секундный расход воды, кг/с, составит:

$$V_{ж} = L m_1 / 3600, \qquad (11.16)$$

где L – объемный расход очищаемого воздуха, м^3/ч.; m_1 – удельный расход воды, кг/м^3 воздуха, определяемый из уравнения:

$$m_1 = \frac{1}{\zeta} \cdot \frac{\rho_в}{\rho_{ж}} \left[\frac{2g(\Delta p_{тр})_{ор}}{\rho_в v_2} - 0{,}2 \right], \qquad (11.17)$$

здесь ζ – коэффициент местного сопротивления трубы; $\rho_в$ – плотность очищаемого воздуха на входе в трубу, кг/м^3; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости, кг/м^3; $(\Delta p_{тр})_{ор}$ – ориентировочное сопротивление трубы, Па; v_2 – скорость воздуха в горловине м/с; 0,2 – коэффициент, учитывающий качество изготовления трубы.

Диаметр выходного сечения форсунки для подачи воды, м:

$$d_ф = \sqrt{\frac{4V_{ж}}{\pi \mu \sqrt{2gp}}}, \qquad (11.18)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с; p – давление воды перед форсункой, кПа.

Для равномерного перекрытия сечения горловины факелом распыленной воды форсунку ВТИ размещают перед конфузором на расстоянии $(1 \div 1{,}5) d_1$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пылеуловители типа КМП, состоящие из трубы Вентури и скруббера производительностью 2500–8000 м^3/ч (рис. 11.19) применяют для очистки вентвыбросов от пыли.

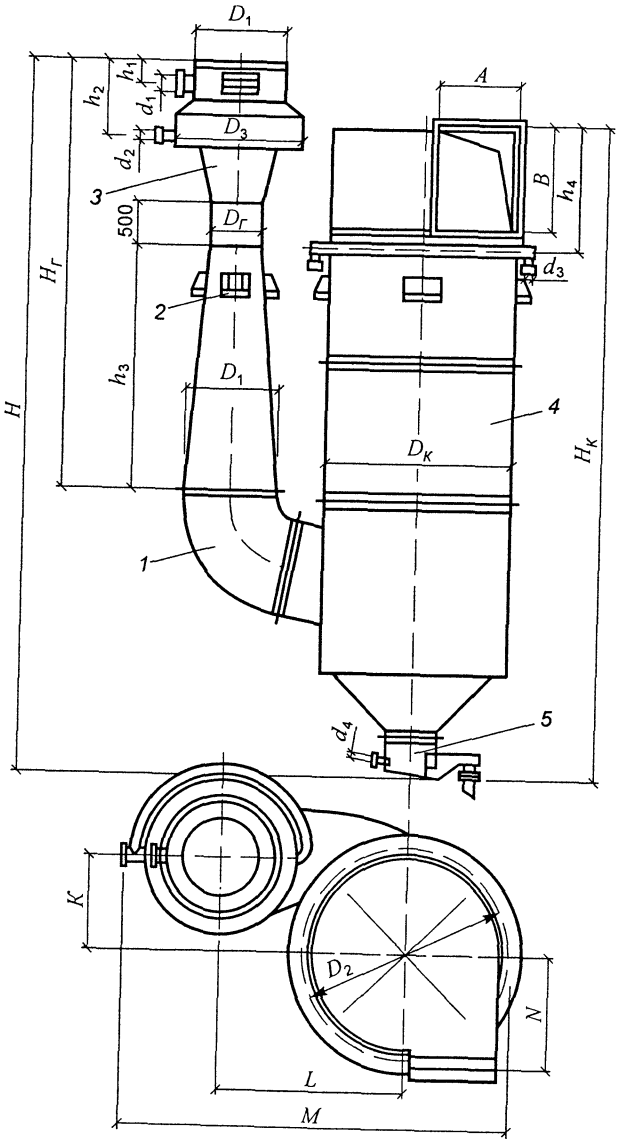


Рис 11.19. Пылеуловитель КМП

1 – отвод; *2* – лапа опорная, *3* – труба-коагулятор (труба Вентури), *4* – скруббер с водяной пленкой, *5* – гидрозатвор

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Недостатком перечисленных выше скрубберов и труб Вентури является необходимость установки их в отапливаемых помещениях и устройства системы оборотного водоснабжения, позволяющей многократно использовать в пылеуловителе одну и ту же воду.

Пылеуловители щелевого типа. Аппарат состоит из герметичной камеры (рис. 11.20) к горизонтальной верхней крышке которой приварены вертикальный стальной лист, не доходящий до дна, и на некотором расстоянии параллельно стальная полоса, нижняя кромка которой располагается несколько ниже нижней кромки вертикального листа. Камера заполняется водой до отметки, на 100–150 мм превышающей отметку низа вертикально листа. В одну из половин камеры подается очищаемый воздух, уровень воды в ней понижается, в соседней повышается. При определенной величине давления воздуха вода начинает барботировать через слой воды в соседнюю камеру, очищаясь от пыли. Щелевые пылеуловители ПВМ и КМП имеют производительностью от 3000 до 40000 $м^3$/ч. Пылеуловители не требуют устройства системы оборотного водоснабжения, так как отлагающийся на дне камеры шлам удаляется специальным транспортером, но должны устанавливаться в отапливаемом помещении.

Пенные промыватели. В пенных аппаратах пылеулавливающий эффект достигается в результате движения очищаемого газа через слой пены.

Пенные промыватели представляют собой вертикальный аппарат круглого или прямоугольного сечения, во внутренней полости которого установлены перфорированные или щелевые решетки. Очищаемый воздух поступает к решеткам снизу. В результате интенсивного перемешивания газа с жидкостью в слое пены происходит смачивание и выделение из потока пылевидных частиц, которые выводятся из аппарата в виде шлама, а очищенные газы выходят через патрубок, расположенный в верхней части аппарата (рис. 11.21).

Существуют пенные пылеуловители с провальной щелевой (*б*) и провальной дырчатой (*в*) решетками.

Необходимо отметить, что при скорости газа более 1,0–1,2 м/с в пенных аппаратах возможен сильный унос капель воды. Поэтому в сечении аппарата над слоем пены должен быть установлен каплеуловитель. Для выравнивания слоя пены и увеличения скорости воздуха в сечении корпуса аппарата до 3 м/с устанавливают специальный выпрямитель высотой 60 мм в виде сот с ячейками (35×35 мм).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

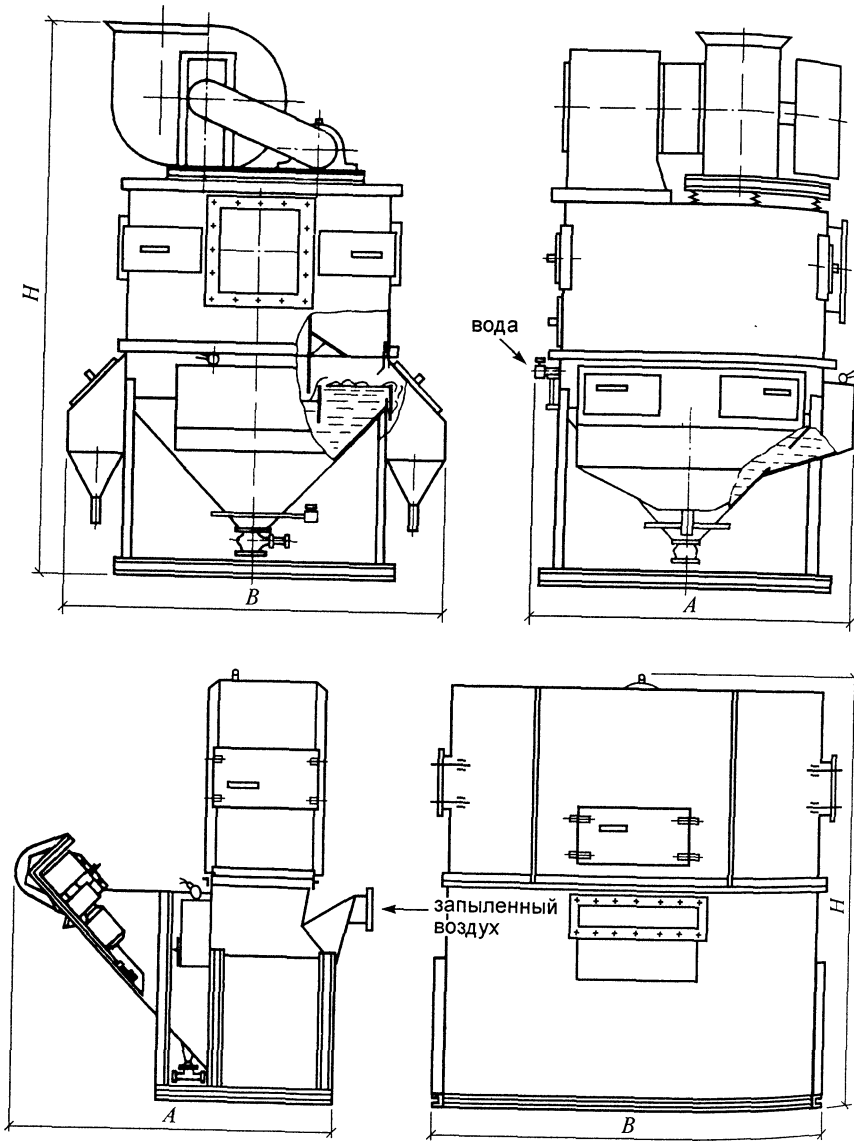


Рис 11.20. Пылеуловитель ПВМ

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

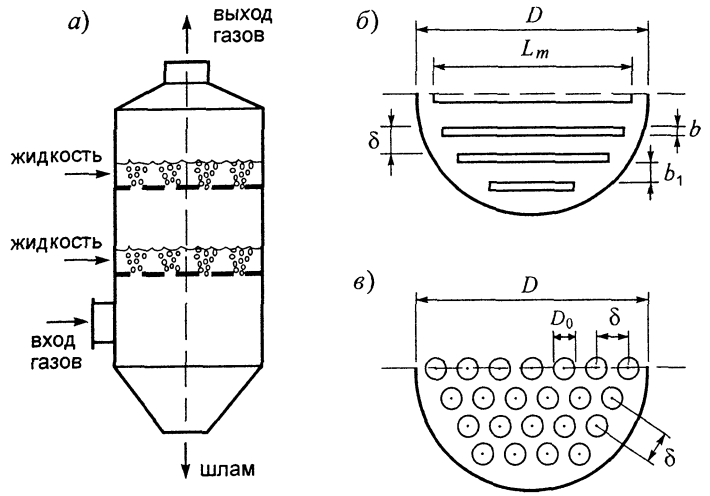


Рис. 11.21. Пенный промыватель

а – принципиальная схема пенного промывателя, *б* – провальныя решетка щелевого типа, *в* – провальная решетка дырчатого типа

Пенные пылеуловители ПГП-ЛТИ используют для очистки вентиляционного воздуха с температурой до 100°С от пыли, туманов и других загрязнений.

Степень очистки при размерах частиц 15–20 мкм составляет 90–96%, 3–5 мкм ~ 80%.

Фильтры-туманоуловители. Многие технологические процессы сопровождаются образованием туманов: процессы металлопокрытий, испарение масел при закалке, производство и концентрирование различных кислот, производство хлора и др. Жидкие частицы в тумане имеют размер менее 10 мкм. Для улавливания частиц тумана в настоящее время применяют волокнистые фильтры-туманоуловители, для которых характерен непрерывный вывод уловленной жидкости.

Применяют в основном два типа фильтров-туманоуловителей: низкоскоростные и высокоскоростные.

В *низкоскоростных туманоуловителях* соосно расположены две проволочные сетки, пространственно между которыми заполнено волокнами. Трубка в нижней части корпуса аппарата оборудована гидрозатвором, через который уловленная жидкость удаляется из аппарата.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Высокоскоростные туманоуловители имеют меньшие размеры и состоят из плоских элементов, установленных в каркасе, под которым расположен поддон, куда стекает уловленная жидкость. Фильтрующим слоем являются иглопробивные материалы-войлоки. По химической стойкости наиболее универсален полипропиленовый войлок. Толщина слоя – 3–12 мм, диаметр волокон 20–75 мкм. Сопротивление фильтра ~500 Па, эффективность улавливания частиц более 3 мкм около 100 %.

Их недостаток – высокая стоимость, большое гидравлическое сопротивление, трудность регенерации.

§68.Очистка вентиляционных выбросов от вредных газов и паров

Парообразные загрязнители при высокой их концентрации в выбросах часто удаляют *методом конденсации*. Эти способом улавливают и возвращают в технологический процесс пары растворителей лаков и красок соответствующих производств. Иногда конденсацию применяют для извлечения дорогостоящих или особо опасных веществ. Степень улавливания паров зависит от температуры конденсации загрязнителей. В производственных условиях температуру и давления принимают такими, чтобы энергозатраты составляли незначительную долю затрат на технологию. Поэтому степень извлечения даже дорогостоящих продуктов не превышает 70–80%. Конденсация паров производится в испарителях холодильных машин, являющимися, в данном случае, конденсаторами для улавливаемых паров. При экономически и технически приемлемых параметрах хладагента конденсацию целесообразно применять, если концентрация легкокипящих соединений в воздухе достигает 5–10 г/м^3. Конденсация меньших концентраций требует значительных затрат, поэтому конденсационная обработка часто применяется в многоступенчатых схемах очистки выбросов в качестве первой ступени.

При низкой концентрации паров применяют *абсорбционную* очистку, использующие способность некоторых жидкостей избирательно извлекать из загрязненного воздуха отдельные ингридиенты и поглощать (сорбировать) их. Контакт с очищаемым воздухом *абсорбента* осуществляется в насадочных колоннах, пенных промывателях, скрубберах Вентури.

Если для сорбции используются твердые вещества (активированный уголь, силикагели, цеолиты и др.) метод является *адсорбционным*. Этот метод используется для улавливания и последующего

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

возвращения в производство паров органических растворителей. Наиболее распространенный адсорбер – активированный уголь.

Выбросы, содержащие горючие составляющие вредных выделений с незначительными концентрациями, очищают, используя методы *термического* и *каталитического* дожигания.

Термическое дожигание применяют в случаях, когда их возвращение в производство путем выделения из удаляемого воздух невозможно или нецелесообразно, а концентрация примеси превышает нижний предел воспламенения при достаточно высоком содержании в вентиляционном выбросе кислорода. Дожигание происходит при температуре 800–1100°С.

Если концентрация дожигаемой примеси менее нижнего предела воспламенения, применяют **каталитическое дожигание**. При этом способе температура окисления не превышает 250–400°С. Каталитическая очистка в 2–3 раза дешевле высокотемпературного дожигания при более высокой эффективности процесса. Следует отметить, что процесс дожигания требует для своего поддержания существенного расхода газа или иного вида энергии, поэтому утилизация теплоты от сгоревших примесей и газа является необходимым условием повышения экономичности установки. На рис. 11.22 представлена принципиальная схема каталитической очистки.

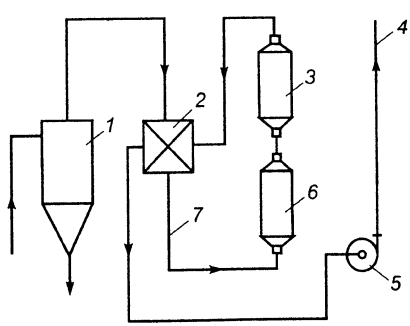


Рис 11.22. Схема установки для каталитической очистки воздуха от вредных примесей

1 – уловитель крупных частиц, *2* – рекуператор теплоты; *3* – реактор; *4* – выброс в атмосферу; *5* – вентилятор; *6* – теплообменник, *7* – воздуховод

В качестве катализатора используются металлы и металлические соединения (платина и металлы того же ряда, окись меди и т.д.). Так как каталитическое горение происходит на поверхности катализатора, незначительное количество катализатора наносится

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тем или иным способом на носитель, имеющий развитую поверхность контакта. Тонкий слой платины наносится на ленту хромированного никеля или фарфоровые пластинки. Эффективность реакции возрастает с повышением температуры. Для каждой реакции характерна определенная температура, называемая температурой начала реакции, ниже которой катализатор становится неактивным. Верхним пределом поддержания температуры в реакторе является температура, при которой катализатор разрушается.

§69. Нормирование чистоты приземного слоя воздуха

Нормативами чистоты приземного слоя воздуха являются **предельно-допустимые концентрации (ПДК) атмосферных загрязнителей**, под которыми понимают наибольшие концентрации химических и биологических веществ, которые за время воздействия на человека не приносят вреда его организму.

Предельно-допустимые концентрации в приземном слое воздуха химических соединений и веществ задаются санитарными нормами и правилами (СанПиН). Для отдельных веществ допускается использование *ориентировочных безопасных уровней воздействия* (*ОБУВ*), сроки действия которых устанавливаются постановлением Главного государственного санитарного врача Российской Федерации.

Нормы не допускают превышение как максимальных разовых, среднесуточных ПДК, так и ОБУВ на территориях постоянного проживания людей.

В местах массового отдыха населения, а также на территориях размещения лечебно-профилактических учреждений длительного пребывания больных и центров реабилитации допускается 0,8 ПДК атмосферных загрязнителей.

§70. Расчет распространения вредных веществ вентиляционных выбросов в атмосфере

Общая тенденция развития санитарного законодательства заключается во все большем ужесточении норм содержания вредных веществ в воздухе. Это является стимулом к разработке безотходных технологических процессов.

Вентиляционные выбросы большинства технологических процессов содержат значительные количества вредных примесей, глубокая очистка их до концентраций меньших ПДК экономически невыгодна или невозможна при существующем уровне техники. Поэтому,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

на практике, ограничиваются частичной очисткой выбросов до концентраций, обеспечивающих величину **предельно-допустимых выбросов** (ПДВ). Величина ПДВ зависит от способности вредных примесей, содержащихся в воздухе, к рассеиванию в атмосфере и накапливанию в приземном слое воздуха.

Вредные вещества, содержащиеся в вентиляционных выбросах, как правило, относятся к третьей группе загрязнителей. Промышленные выбросы обычно имеют более высокую концентрацию загрязнителей.

С точки зрения особенностей распространения вредных выделений в атмосферном воздухе вентиляционные выбросы подразделяют на *точечные, линейные и объемные.*

К *точечным* источникам относятся выхлопные воздуховоды и вытяжные шахты систем вентиляции. Точечными считаются также источники бóльших размеров, нежели обычные выхлопные воздуховоды и вытяжные шахты, но размеры которых в направлении ветра и перпендикулярном ему сопоставимы. Предельное соотношение сторон точечного источника в плане не должно превышать 1:5.

Линейные источники или группы линейно расположенных точечных источников – аэрационные фонари. Протяженность линейных источников в направлении перпендикулярном направлению ветра должна быть значительна, а соотношение сторон в плане – более 1:5. Линейным источником принято считать и группу точечных источников, расположенных друг от друга в перпендикулярном ветру направлении на расстоянии менее 5-ти калибров друг от друга.

Объемные источники – зоны аэродинамического следа, воздушные массы вблизи обдуваемых ветром зданий, загрязненные вредными выбросами (см. главу 14). Зоны аэродинамического следа проветриваются плохо, вредные вещества, поступающие в них, накапливаются, образуя приземное облако загрязненного воздуха. Вредные вещества от зоны аэродинамического следа и наземных источников загрязнений распространяются вдоль поверхности земли стелящимся потоком.

По высоте расположения относительно кровли здания источники подразделяются на *низкие* и *высокие*. У низких источников вытяжное отверстие располагается в зоне аэродинамического следа здания, у высоких – за его пределами.

Размеры зоны аэродинамического следа и ее размеры зависят от конфигурации здания, соотношения его размеров, а также, является оно свободностоящим или находящимся в составе застройки.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Промышленные здания подразделяются на *узкие и широкие, отдельно стоящие и смежные* (рис. 11.23). *Узкими* считаются здания, ширина которых меньше критической величины. *Критическая величина* – ширина, при которой здание полностью размещается в зоне аэродинамического следа. *В качестве ширины принимается размер здания в направлении движения воздушного потока.*

Кровли узких зданий полностью размещаются в зоне аэродинамического следа, широких – омываются частично зоной аэродинамического следа, а частично – настилающимся потоком (рис. 11.23*б*). Смежные здания могут быть расположены настолько близко друг к другу, что образуют общую зону аэродинамического следа. Характер обтекания такой группы смежных зданий подобен обтеканию широкого здания (рис. 11.23*в*).

Низкий источник, как было указано выше, имеет выхлопное отверстие, располагающееся в зоне аэродинамического следа. Однако в здании, относящемся к «широким», в зависимости от направления ветра, один и тот же источник может оказываться и «высоким» и «низким» в зависимости от того, находится он в зоне аэродинамического следа или омывается настилающимся потоком. Это обстоятельство следует учитывать при расчете рассеивания вредностей.

Наиболее хорошо изучены закономерности распространения вредных веществ от точечных источников.

Распространение газообразных примесей и пылевых частиц размером до 20 мкм, имеющих незначительную скорость осаждения, подчиняется одинаковым закономерностям. Более крупные частицы выпадают из газового облака и оседают на поверхность земли вблизи источника выделения. Так как в настоящее время практически вся крупная пыль улавливается в очистных установках, то рассеивание выбросов мелкодисперсной пыли в атмосфере принято рассчитывать так же, как и газообразные загрязнения.

Загрязненный воздух распространяется по ветру в виде струи, истекающей из источника. Вследствие подмешивания окружающего воздуха размеры струи растут, и она достигает приземного слоя воздуха.

Изменение концентрации загрязняющих веществ вдоль оси струи зависит от высоты трубы и интенсивности турбулентного перемешивания. На некотором расстоянии от здания $x_{макс}$ всегда образуется зона приземного слоя воздуха с максимальной концентрацией $C_{макс}$. Это расстояние тем меньше, чем ниже источник и интенсивнее подмешивание атмосферного воздуха к струе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

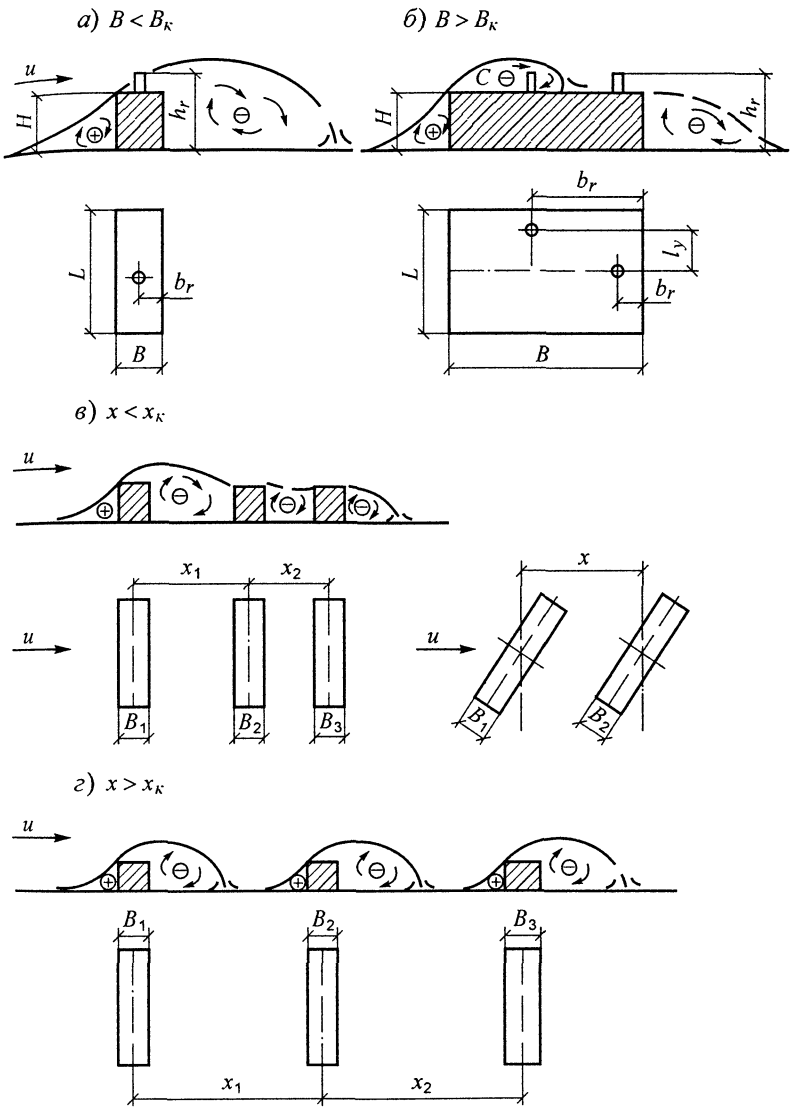


Рис 11.23. Схемы обдувания ветром отдельно стоящих и группы зданий
а – узкие; *б* – широкие; *в* – смежные; *г* – отдельно стоящие

Закономерности распространения факела вредных выделений учитывают два вида диффузионных процессов:

1) молекулярную диффузию, связанную со случайным и хаотичным движением молекул;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

2) турбулентную диффузию, обусловленную вихревым полем атмосферы.

Турбулентное состояние атмосферы определяется двумя критериями: динамическим и термическим. Динамическая составляющая турбулентности оценивается критерием Рейнольдса – Re, термическая – критерием Ричардсона Ri.

$$\mathrm{Ri} = \frac{g\left(\frac{\partial T}{\partial z} - \Gamma\right)}{T\left(\frac{\partial v}{\partial z}\right)^2}, \qquad (11.19)$$

где $\partial T/\partial z$ – градиент температуры по вертикали; Г – адиабатический градиент температуры (равный, в среднем 1°С на каждые 100 м высоты от поверхности земли); $\partial v/\partial z$ – градиент скорости по вертикали.

Число Ричардсона оценивает интенсивность турбулентного перемешивания атмосферы соотношением стабилизирующих и турбулизирующих факторов.

Уравнение диффузии газов в атмосфере решалось Тейлором, Сеттоном, П.И. Андреевым.

Решение уравнения диффузии газов в атмосфере было получено Тейлором на основе статистической теории. Сеттон использовал решение Тейлора для случая расчета диффузии от точечных источников в приземном слое атмосферы. В точке с координатами x, y, z при высоте трубы H средняя концентрация примесей в факеле удаляемого вентиляционной установкой воздуха составит:

$$C = \frac{2M_T}{\pi C_y C_z v x^{2-n}} \cdot \exp\left\{-\frac{1}{x^{2-n}}\left[\frac{y^2}{C_y^2} + \frac{(z-H)^2}{C_z^2}\right]\right\}, \qquad (11.20)$$

где M_T – суммарный расход вредных веществ в выбросах из трубы, кг/с; C_y и C_z – коэффициенты, характеризующие вертикальную и горизонтальную составляющие турбулентной диффузии; величина коэффициентов зависит от конкретных условий; v – средняя скорость ветра, м/с; n – показатель, характеризующий метеорологические условия (для теплого периода n = 0, для холодного периода n = 0,2…0,3); начало координат совпадает с центром основания трубы; ось x совпадает с направлением ветра.

Концентрация вредных веществ y поверхности земли максимальна в точке с координатами $y = 0$, $z = 0$, $x = x_{макс}$. При постоянных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

и равных коэффициентах C_y и C_z эта концентрация, г/м^3, равна:

$$C_{макс} = \frac{2M_T}{e\pi vH^2} = \frac{0{,}235 \cdot M_T}{vH^2}. \qquad (11.21$$

При этом

$$x_{макс} = \left(\frac{H}{C_z}\right)^{\frac{2}{2-n}}, \qquad (11.22)$$

т.е. концентрация прямо пропорциональна расходу вредных веществ и обратно пропорциональна скорости ветра v и квадрату высоты трубы H.

Формулы Сеттона и аналогичные формулы П.И. Андреева, дают хорошую сходимость с данными эксперимента. У разных авторов эмпирические коэффициенты имеют отличающиеся друг от друга значения:

- по П.И. Андрееву $C_y = C_z = 0{,}05$;
- по С.А. Клюгину $C_y = C_z = 0{,}2$;
- зарубежные авторы $C_y = 0{,}21C_z = 0{,}1$.

В случае факельного выброса струи нагретого воздуха действие кинетической энергии и гравитационных сил приводит к подъему струи над трубой на некоторую высоту, вследствие чего фактическая или эффективная высота выброса возрастает на величину ΔH относительно отметки источника:

$$\Delta H = \Delta H_к + \Delta H_{гр}. \qquad (11.23)$$

Высоту подъема струи над устьем трубы за счет кинетической энергии $H_к$ можно определить по формуле:

$$\Delta H_к = k_к \frac{d_m v_m}{\varphi v}, \qquad (11.24)$$

где $k_к$ – числовой коэффициент, значение которого по данным разных авторов находится в пределах 1,6–2; d_m – диаметр устья трубы, м; v_m – средняя скорость выхода газов из устья струи, м/с; φ – коэффициент, учитывающий изменение ветра по высоте; v – скорость ветра на высоте 10 м, м/с.

Для определения высоты подъема струи над устьем трубы за счет разности плотностей наружного и воздуха вентиляционного выброса, можно воспользоваться формулой:

$$\Delta H_m = k_m Q_c' / v^3, \qquad (11.25)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где k_m – эмпирический коэффициент, ориентировочное значение которого равно $6 \cdot 10^{-3}$; Q'_c – количество теплоты, удаляемого через трубу с вентиляционным выбросом, кДж/с.

Целью расчета распространения вредностей в атмосфере является определение предельной концентрации вредной примеси в вентиляционном выбросе $C_{пред}$, обеспечивающее в точке приземного слоя воздуха с координатами $y = 0$, $z = 0$, $x = x_{макс}$ концентрацию, не превышающую нормативную.

Количество вытяжных шахт и выхлопных воздуховодов промышленного здания и производственного предприятия может измеряться десятками. Для определения фактической загрязненности воздуха на территории и вблизи промышленного здания на генплан накладывают сетку координат, рассчитывают поля концентраций от каждого источника и суммируют их по отдельным видам вредных веществ. Расчеты проводят при различных направлениях ветра. Эти поля являются исходными данными для определения предельно допустимых выбросов и размеров санитарной зоны вблизи предприятия. Расчеты такого рода, построение полей концентраций весьма трудоемки, поэтому их выполняют с помощью компьютера. Существуют специализированные программы расчетов такого рода, одной из которых является программа «Эколог», разработанная Главной геофизической обсерваторией имени А.И. Воейкова.

§71. Санитарно-защитные зоны промышленных предприятий

Предприятия, отдельные производственные здания и сооружения с технологическими процессами, выделяющими в окружающую среду вредные или пахучие веществ, а также шум, вибрацию, инфразвук, электромагнитные волны радиочастоты, статическое электричество должны отделяться от жилой застройки *санитарно-защитными зонами.*

Санитарно-защитная зона окружает территорию предприятия со всех сторон и отделяет зону жилой застройки от границ промплощадки предприятия с учетом ее развития, от зданий и сооружений, являющихся источником вышеперечисленных вредных воздействий на человека.

В зависимости от мощности, концентрации объектов на ограниченной территории, степени токсичности, наличия пахучих веществ,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

создаваемого шума и вибрации, радиоизлучений и т.д. все предприятия делятся на пять классов, для которых устанавливаются минимальная ширина санитарно-защитной зоны:

- предприятия первого класса – 2000 м;
- предприятия второго класса – 1000 м;
- предприятия третьего класса – 500 м;
- предприятия четвертого класса – 300 м;
- предприятия пятого класса – 100 м.

Для минипроизводств (предприятий пищевой, парфюмерно-косметической промышленности, общественного питания, зрелищных и культурных объектов) минимальная санитарно-защитная зона принимается равной 50 м при расчетном обосновании ее достаточности по шумовому воздействию.

Ширина санитарно-защитной зоны по приведенной классификации (в первую очередь для предприятии I, II и III класса), должна быть уточнена расчетами рассеивания в атмосфере выбросов, приоритетных по объему и токсичности химических веществ с учетом сложившегося фонового загрязнения атмосферы. Фоновое загрязнение должно учитываться от выбросов действующих, намеченных к строительству или проектируемых предприятий.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 12

БОРЬБА С ШУМОМ И ВИБРАЦИЕЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

§ 72. Источники возникновения шума

Источником шума и вибрации в вентиляционных системах является вентилятор, в котором имеют место нестационарные процессы течения воздуха через рабочее колесо и в самом кожухе. К их числу относятся пульсации скорости, образование и срыв вихрей с элементов вентилятора. Указанные факторы являются причиной возникновения *аэродинамического шума.*

Е.Я. Юдин, исследовавший шум вентиляционных установок, указывает на три основные составляющие аэродинамического шума, создаваемого вентилятором:

1) *вихревой шум* – следствие образования вихрей и периодического срыва их при обтекании элементов вентилятора потоком воздуха;

2) *шум от местных неоднородностей потока*, образующихся на входе и выходе из колеса и приводящих к нестационарному обтеканию лопаток и неподвижных элементов вентилятора, расположенных около колеса;

3) *шум вращения* – каждая движущаяся лопатка колеса вентилятора является источником возмущения воздушной среды и образования вихрей. Доля шума вращения в общем шуме вентилятора обычно незначительна.

Колебания элементов конструкции вентиляционной установки, часто вследствие неудовлетворительной балансировки колеса, являются причиной *механического шума.* Механический шума вентилятора обычно имеет ударный характер, пример тому – стуки в зазорах изношенных подшипников.

Зависимость шума от окружной скорости рабочего колеса при различных характеристиках сети для центробежного вентилятора с загнутыми вперед лопатками представлена на (рис. 12.1). Из рисунка следует, что при окружной скорости более 13 м/с механический шум шарикоподшипников «маскируется» аэродинамическим шумом; при меньшей скорости шум подшипников преобладает. При окружной скорости более 13 м/с уровень аэродинамического шума растет быстрее уровня механического шума. У центробежных вентиляторов с

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

загнутыми назад лопатками уровень аэродинамического шума несколько меньше, чем у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед.

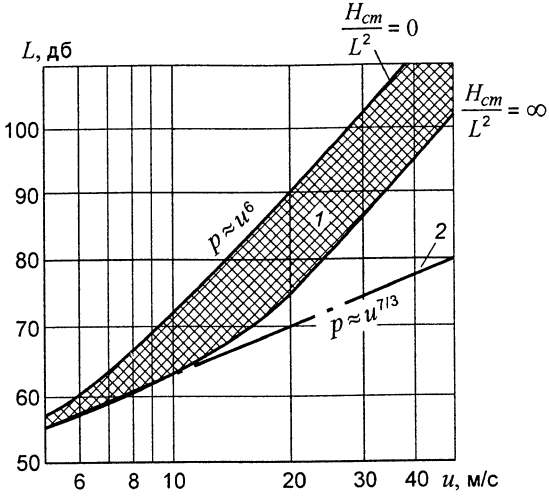


Рис 12.1. Зависимость уровня аэродинамического и механического шума от окружной скорости рабочего колеса с лопатками, загнутыми вперед

В системах вентиляции кроме вентилятора источниками шума могут быть вихри, образующиеся в элементах воздуховодов и в вентиляционных решетках, а также колебания недостаточно жестких стенок воздуховодов. Кроме того, возможно проникновение через стенки воздуховодов и вентиляционные решетки посторонних шумов из соседних помещений, через которые проходит воздуховод.

§73. Звук и шум. Физические и физиологические характеристики, единицы измерения

Звуком *называют волновое колебание упругой среды, создающее в ней дополнительное переменное давление.*

Звук какой-либо одной строго определенной частоты может быть воспроизведен камертоном. Подавляющее большинство звуков характеризуется совокупностью различных частот и представляют собой сложные звуки. Но даже в сложных звуках возможна определенная повторяющаяся тональность.

Шумом *называется сложный звук, не содержащий ясно выраженных частотных составляющих.*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

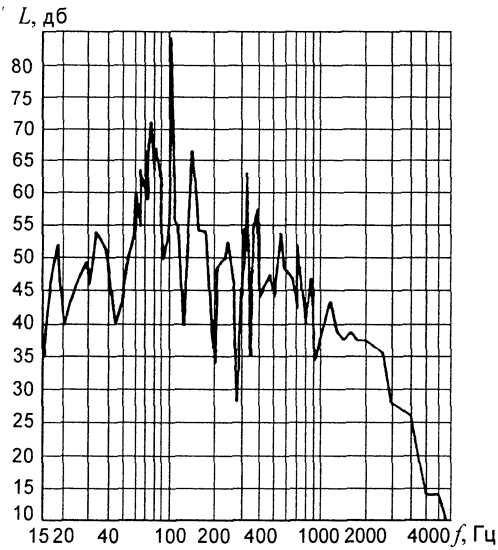


Рис 12 2 Спектрограмма радиального пылевого вентилятора ЦАГИ №4 при n = 1040 1/мин

В быту шумом часто называют нежелательные звуки, которые сопровождают работу того или иного аппарата или машины. Для оценки шумов служат спектрограммы, в которых звуковая энергия распределена по частотам или частотным полосам. На рис. 12.2 приведена спектрограмма шума радиального пылевого вентилятора ЦАГИ №4, работающего с частотой вращения 1040 1/мин. Приведенная спектрограмма показывает, что шум вентилятора относится к многочастотным шумам. Многочастотность шума вентилятора определяет выбор типа шумоглушителя для приточных и вытяжных установок.

Физические показатели оценки шума (звука).

Частота колебания, измеряемая в герцах (Гц):

$$f = \frac{1}{T}, \tag{12.1}$$

где T – время одного колебания или период колебания, с.

Длиной волны называется расстояние, м, на которое *звук одной частоты* распространяется за один период колебания:

$$\lambda = c \cdot T = \frac{c}{f}, \tag{12.2}$$

где c – скорость распространения звука в воздухе, м/с, равная 340 м/с при t = 20°С.

Интенсивностью звука, или силой звука I, называют количество энергии, переносимой звуковыми волнами за единицу времени через единицу площади поверхности, перпендикулярной направлению распространения волн. Единицей интенсивности звука (или силы звука) служит Вт/м^2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Уровень интенсивности звука измеряется в *децибеллах*:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0}, \qquad (12.3)$$

где L_I – уровень интенсивности звука, дБ; I – интенсивность данного звука, Вт/м^2; I_0 – интенсивность звука той же частоты, с которым сравнивают данный звук, Вт/м^2.

За I_0 принимают наименьшую интенсивность звука, которую воспринимает ухо человека на пороге слышимости (в среднем это значение составляет $I_0 = 10^{-12}$ Вт/м^2).

В этом случае децибел (дБ) представляет собой такой уровень интенсивности звука, при котором

$$10 \cdot \lg \frac{I}{10^{-12}} = 1.$$

Звуковым давлением p называют дополнительное переменное давление, возникающее в среде при прохождении через нее звуковых волн.

Уровень звукового давления. Так как интенсивность звука пропорциональна квадрату амплитуды колебаний A^2, а звуковое давление – первой степени амплитуды A, то при переходе от уровня интенсивности звука к уровню звукового давления получим:

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \qquad (12.4)$$

где L_p – уровень звукового давления, дБ; p – звуковое давление данного звука, Па; p_0 – давление, с которым сравнивают звуковое давление данного звука, Па.

За p_0 принимают наименьшее звуковое давление (порог), которое воспринимает ухо человека (в среднем значение $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па).

Единицей уровней звуковых давлений также служит децибел. В этом случае децибел представляет собой такой уровень звукового давления, при котором

$$20 \lg \frac{p}{2 \cdot 10^{-5}} = 1.$$

Интенсивность звука, воспринимаемая человеком, находится в пределах от 10^{-12} до 10 Вт/м^2. Нижний предел соответствует порогу слышимости, верхний – болевому порогу. Отношение верхнего предела слышимости к нижнему равно 10^{13}, т.е. десяти триллионам.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При столь громадном диапазоне слышимости, каким обладает слуховой аппарат человека для получения удобных в пользовании величин децибелов в формулах (12.3) и (12.4) использованы логарифмические зависимости.

Из зависимостей (12.3) и (12.4) следует, что разности двух уровней звуковых давлений или двух уровней интенсивностей звука соответствует определенное отношение их абсолютных значений. Каждому удвоению звукового давления соответствует увеличение уровня давления на 6 дБ, а каждому удвоению интенсивности звука – увеличение его уровня на 3 дБ. Изменение уровня звукового давления на 10 дБ приблизительно соответствует изменению интенсивности звука в 2 раза.

Шум, генерируемый вентилятором, принято оценивать в дБ. В этих единицах нормируются допустимый уровень шума в помещении, проводятся расчеты затухания звука в сети воздуховодов и в объеме помещения. В акустических расчетах вентиляционных установок пользуются октавными полосами частот, т.е. такими, у которых конечная частота 2 раза больше начальной:

$$f_н / f_к = 2, \tag{12.5}$$

а среднегеометрическая частота в $\sqrt{2}$ раза больше начальной:

$$f_{ср\,г} = \sqrt{f_н \cdot f_к} = \sqrt{2} f_н . \tag{12.6}$$

Сложение уровней звуковой мощности или уровней звукового давления проводится по формуле:

$$L_{общ} = L_б + 10\lg(1 + 10^{-0,1\Delta}) = L_б + \Delta L, \tag{12.7}$$

где $L_{общ}$ – суммарный уровень для каждых двух слагаемых уровней, дБ; $L_б$ – больший из двух слагаемых уровней, дБ; $\Delta = L_б - L_м$ разность между большим и меньшим слагаемыми уровнями, дБ; ΔL – добавка к большему уровню, дБ.

При числе разных уровней более двух сложение их проводят последовательно, начиная с двух больших уровней.

Если все слагаемые уровни одинаковы, то общий уровень равен:

$$L_{общ} = L + 10\lg n, \tag{12.8}$$

где n – число одинаковых слагаемых уровней.

Физиологические показатели оценки звука.

Высота тона определяется частотой колебаний: чем больше частота, тем выше тон.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Человек с нормальным слухом слышит звуки в диапазоне колебаний от 20 до 20000 Гц. Голос человека создает тоны от 80 до 1300 Гц. В музыке пользуются тонами от 30 до 4000 Гц. Ухо человека по-разному воспринимает звуки различных частот. Наиболее чувствительно оно к высоким тонам. Для связи физических и физиологических показателей оценки звука используют тон с частотой 1000 Гц, с уровнем которого сравнивают уровни звуковых давлений других равногромких звуков.

Уровнем громкости (оцениваемым в фонах) данного звука называют уровень звукового давления, дБ, равногромкого с ним звука с частотой 1000 Гц.

§74. Нормирование шумов

Шум, создаваемый вентиляционной установкой, передается в помещения следующими путями:

а) по воздушной среде внутри воздуховодов через приточные и вытяжные решетки или через шахты вытяжных систем в атмосферу;

б) через стенки транзитных воздуховодов в помещение, по которому они проложены;

в) по воздушной среде, окружающей вентиляционную установку, к ограждающим конструкциям камеры и через них в смежные помещения.

Каждый из перечисленных путей передачи шума определяет соответствующие мероприятия, которые должны быть предусмотрены для уменьшения шума в помещениях с нормируемым уровнем звука.

Шумы нормируют исходя из допустимого воздействия их на организм человека, при котором шум или вообще не оказывает влияния на самочувствие человека или это влияние незначительно.

Допустимые уровни звукового давления на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, в жилых и общественных зданиях, а также на территории жилой застройки и промышленных объектов строго ограничиваются действующими санитарными нормами. Шумы нормируются в девяти октавных полосах со среднегеометрическими частотами 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000; 2000; 4000 и 8000 Гц.

При нормировании допустимого уровня звукового давления учитывается физиологическое воздействие на человека звуков различной частоты. Низкие частоты воспринимаются более благоприятно, нежели высокие, поэтому в табл. 12.1 «Допустимые уровни шума в помещениях различного назначения гражданских зданий»

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

допустимый уровень шума при частоте 63 Гц в два с лишним раза превышает уровень звукового давления при 8000 Гц.

Таблица 12.1

Допустимые уровни шума $L_{доп}$ в помещениях различного назначения гражданских зданий (по СНиП 23-03-2003 «Защита от шума»)

Назначение помещения	Время суток	Уровни звукового давления, дБ, в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами, Гц									Уровни звука, дБА	Макс. уровни звука, дБА
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Учебные помещения школ	нет	79	63	52	45	39	35	32	30	28	40	55
Номера гостиниц	с 7 до 23 ч.	76	59	48	40	34	30	27	25	23	35	50
	с 23 до 7 ч.	69	51	39	31	24	20	17	14	13	25	50
Торговые залы магазинов	нет	93	74	65	58	53	50	47	45	44	55	70

Следует отметить, что человек сформировался в определенной звуковой среде, поэтому полное безмолвие столь же неблагоприятно, как и излишний шум.

§75. Мероприятия по снижению поступления шума в помещения от вентиляционных установок

Снижение уровней звукового давления на постоянных рабочих помещения осуществляют применением комплекса следующих мероприятий:

1) установкой малошумных вентиляторов, наиболее совершенных по акустическим характеристикам;

2) выбором оптимальных режимов работы вентиляторов:

- с максимальным коэффициентом полезного действия, при котором шум вентилятора минимален;
- с минимально-возможным давлением вентилятора, которое также способствует уменьшению уровня шума.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

3) ограничением скорости движения воздуха в отводах, коленах, тройниках и других элементах вентиляционной сети:

4) применением пенопластовых воздуховодов, обладающих повышенной способностью к поглощению звука;

5) изменением акустических качеств помещения, в котором требуется снижение уровня звукового давления, с помощью звукопоглощающих облицовок или штучных звукопоглотителей;

6) снижением уровня звуковой мощности источников шума по пути распространения звука с помощью глушителей или облицовки внутренних поверхностей воздуховодов звукопоглощающими материалами.

Ослабление шума в канале может быть приближенно определенно по формуле:

$$\Delta L = 1{,}09 a l \frac{П}{A_{сеч}}, \qquad (12.9)$$

где ΔL – потери уровня звуковой мощности в канале, дБ; a – коэффициент звукопоглощения стенок канала; $П$ – периметр поперечного сечения канала, м; $A_{сеч}$ – площадь поперечного сечения канала, м^2; l – длина канала, м.

Из формулы (12.9) следует, что глушение шума в каналах малого сечения или в каналах с развитым периметром будет происходить интенсивнее, чем в каналах большого сечения или с минимальным периметром.

Шум от транзитных воздуховодов, проходящих через помещение, может быть уменьшен увеличением массивности стенок воздуховодов, (выполнением их из бетона, шлакоалебастровых плит и других массивных материалов) или наложением на стенки металлических воздуховодов слоя звукоизолирующих материалов (стекловолокно, минеральный войлок и пр.).

Уменьшение шума в помещениях, смежных с вентиляционной камерой, достигается выбором соответствующего материала стен вентиляционной камеры и звукоизоляции их.

§76. Конструкции шумоглушителей

Шумоглушители можно разделить на две категории: *пассивные и активные.* В пассивных шумоглушителях используются звукопоглощающие материалы или особенности поглощения и отражения звука от конструкций шумоглушителя. Активные шумоглушители для гашения шума создают звук с амплитудой, отстающий на поло-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

вину длины волны от звука, который гасится. В результате наложения волн происходит глушение шума.

Наиболее простыми по конструкции являются камерные шумоглушители (рис. 12.3*г*), однако устройства этого типа гасят шум лишь одной частоты или группы близких по частоте шумов и звуков. Принцип действия состоит в наложении бегущей и отраженной звуковых волн. Камерный глушитель может представлять собой камеру, длиной в половину длины волны шума. Отразившаяся от противоположной стенки звуковая волна отстает от основной на половину длины, их наложение друг на друга приводит к эффекту гашения шума.

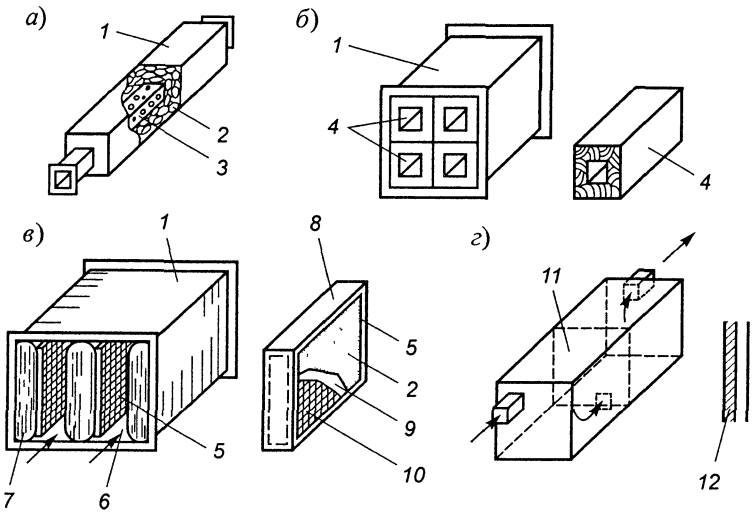


Рис 12.3. Схемы шумоглушителей диссипативного типа

а – трубчатого, *б* – сотового; *в* – пластинчатого; *г* – камерного
1 – наружный кожух, *2* – звукопоглощающий материал, *3* – перфорированный воздуховод; *4* – звукопоглощающие ячейки; *5* – звукопоглощающие пластины; *6* – панель для воздуха; *7* – обтекатели; *8* – каркас пластины, *9* –ткань, *10* – каркас пластины, *11* – камера; *12* – облицовка

Спектрограммы показывают, что спектр шума вентиляторов охватывает полосу частот в диапазоне 15–5000 Гц. Поэтому в вентиляционных установках применяют глушители *диссипативного действия*, в которых происходит рассеяние звуковой энергии всех частот. Глушителями диссипативного действия являются: трубчатые, пластинчатые и сотовые.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В качестве звукопоглощающего слоя шумоглушителей диссипативного действия применяют мягкие маты из супертонкого стекловолокна или базальтового волокна плотностью 15–20 кг/м^3, в вытяжных – полужесткие плиты из стекловолокна плотностью 30–40 кг/м^3 или минераловатные плиты (80 кг/м^3).

Трубчатый шумоглушитель выполняется в виде воздуховода, перфорированного на некотором протяжении. Общий процент перфорации должен составлять не менее 20% площади поверхности шумоглушителя. Во избежание эрозии (выдувания) шумопоглощающего материала перфорированный участок обертывается тканью, поверх которой накладываются шумопоглощающий слой и герметичный кожух, препятствующий присосам или выбиванию транспортируемого воздуха в помещение. Толщина звукопоглощающего слоя в трубчатых глушителях 100 мм. Проходное сечение для воздуха у трубчатых глушителей обычно делают не более 500×500 мм, так как превышение указанных размеров приводит к заметному снижению шумопоглощающих свойств. Трубчатые шумоглушители размещаются на вертикальных или горизонтальных участках сети воздуховодов и не требуют практически дополнительных площадей для размещения. Недостаток – меньшая, по сравнению с пластинчатыми и сотовыми шумопоглощающая способность.

Основным элементом **пластинчатого шумоглушителя** является металлическая (часто из оцинкованной стали) пластина-параллелепипед с перфорированными боковыми стенками, в который помещен звукопоглощающий материал в чехле из ткани. Толщина средних пластин может составлять 100, 200, 400, и 800 мм. Параметры перфорации, звукопоглощающие материалы, ткань чехла те же, что и у трубчатого. Боковые стенки кожуха шумоглушителя могут выполняться из стального листа, либо в виде шумопоглощающих пластин с толщиной в 50% от срединных. Традиционное размещение пластинчатых шумоглушителей – под потолком с присоединением к воздуховодам через диффузор и конфузор. В настоящее время некоторые конструкции панельно-каркасных приточных камер и кондиционеров предусматривают включение шумоглушителей в конструкцию, размещая их после вентиляторного блока или на корпусе камеры (рис. 12.4). Подобное решение способствует увеличению степени компактности приточных систем и уменьшению потребности в площадях и объемах помещений для размещения вентиляционного оборудования.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

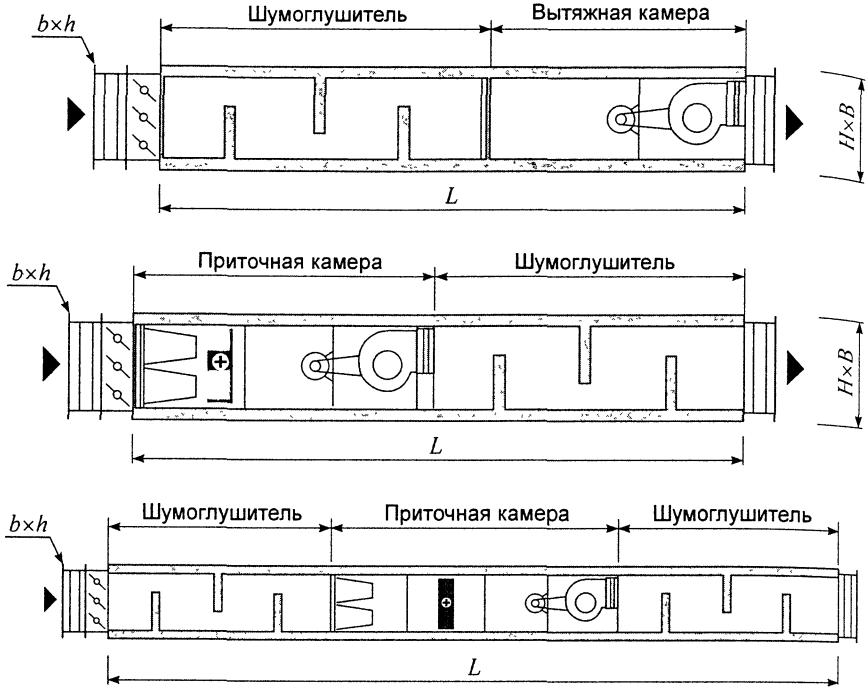


Рис. 12.4. Варианты компоновки пластинчатых шумоглушителей с панельно-каркасными камерами

Сотовые шумоглушители набираются из ячеек, часто с размерами 500×500×500 мм со сквозным каналом для прохода воздуха. Ячейка заполнена шумопоглощающими материалами, указанными выше. Стенки сквозного канала – перфорированные. Ячейки укладываются в кожух, в количестве и с конфигурацией, обеспечивающей необходимые параметры работы глушителя (общая площадь поперечного сечения, длина). Традиционное размещение сотового шумоглушителя – на полу вентиляционной камеры или подвала с подводом воздуха сверху, так как он заметно тяжелее пластинчатого равных параметров. Достоинство – отсутствие необходимости в индивидуальном заказе конкретного глушителя, так как необходимую конструкцию можно собрать и на стройплощадке. Недостаток – потребность в площадях для размещения и повышенный расход металла по сравнению с пластинчатыми шумоглушителями.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В шумоглушителях активного типа (рис. 12.5) используются как диссипативный, так и эффект нейтрализации шума воздействием эквивалентного шума, отстающего от основного на половину длины волны, характерный для камерного шумоглушителя. Активные системы проектируются на конкретный спектр шума, наиболее эффективны для подавления низкочастотного шума, которые с трудом подавляются традиционными конструкциями шумоглушителей, описанными выше. Одна из конструкций активной системы подавления шума состоит из трубчатого шумоглушителя, на торцах которого размещены: микрофон детектирования на входе и контрольный на выходе из шумоглушителя. Микрофон детектирования воспринимает входящий звук и передает его на электронное вычислительное устройство, которое определяет спектр частот и вырабатывает электрические сигналы звука, подавляющего шум, и отстающий от основного на половину длины волны, которые передает на громкоговоритель. В результате сложения звуковых волн основного и генерируемого шума происходит гашение. Контрольный микрофон на выходе контролирует уровень звукового давления на выходе из шумоглушителя и вносит необходимые коррективы в работу электронного генератора подавления шума.

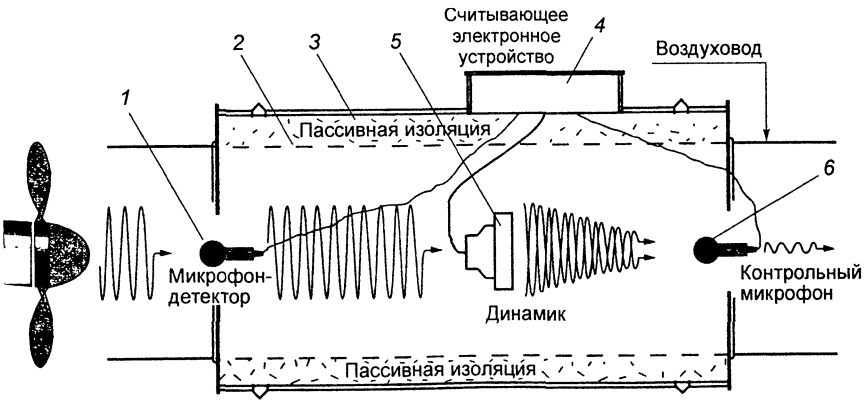


Рис 12.5. Принципиальная схема шумоглушителя активного типа

1 – микрофон детектирования шума на входе в шумоглушитель; *2* – внутренняя перфорированная оболочка; *3* – диссипативная изоляция; *4* – электронное вычислительное устройство-генератор подавления шума, *5* – источник подавления шума (громкоговоритель), *6* – контрольный микрофон на выходе

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§77. Основные положения акустического расчета вентиляционных систем. Подбор шумоглушителей

Акустический расчет имеет целью обеспечение требуемого уровня звукового давления в рабочей зоне помещения путем установки шумоглушителя с требуемыми характеристиками шумоглушения. В табл. 12.1 представлены уровни звукового давления для помещений различного назначения.

Требуемый уровень звукового давления обеспечивается установкой, в необходимых случаях, шумоглушителей. Расчетом должен учитываться не только шум, создаваемый вентилятором, но генерированный по пути движения воздушного потока элементами сети воздуховодов.

Последовательность акустического расчета вентиляционной системы. Акустическому расчету вентиляционной системы должен предшествовать аэродинамический расчет. Источником шума является вентилятор. Поэтому *расчетным для подбора шумоглушителя является помещение, ближайшее по сети воздуховодов к вентилятору*. В помещении выбирается *расчетная точка*, относительно которой производится акустический расчет. Точка выбирается таким образом, чтобы обеспечение расчетного уровня звукового давления в ней обеспечивало нормируемый и меньший уровень шума во всей рабочей зоне помещения. Возможны три случая положения расчетной точки в помещении (рис. 12.6):

а) наименьшее из расстояний от вытяжной или приточной решетки до рабочего места (помещения офисов, рабочие кабинеты, чертежные и т.д.);

б) непосредственно под приточной или вытяжной решеткой, если места постоянного пребывания людей размещаются под ними (актовые и зрительные залы, помещения для заседаний);

в) вблизи стены здания с источником шума, воздухозабора или выброса воздуха вентилятором.

Осредненный уровень звукового давления вентилятора определяется выражением:

$$L_p = L' + 20\lg p_в + 10\lg Q + \delta, \qquad (12.10)$$

где L' – критерий шумности вентилятора дБ, зависящий от типа, размера и частоты вращения вентилятора; $p_в$ – полное давление, развиваемое вентилятором, Па; Q – объемный расход воздуха вентилятором, м^3/с; δ – поправка на режим работы вентилятора учитывающая фактический КПД.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

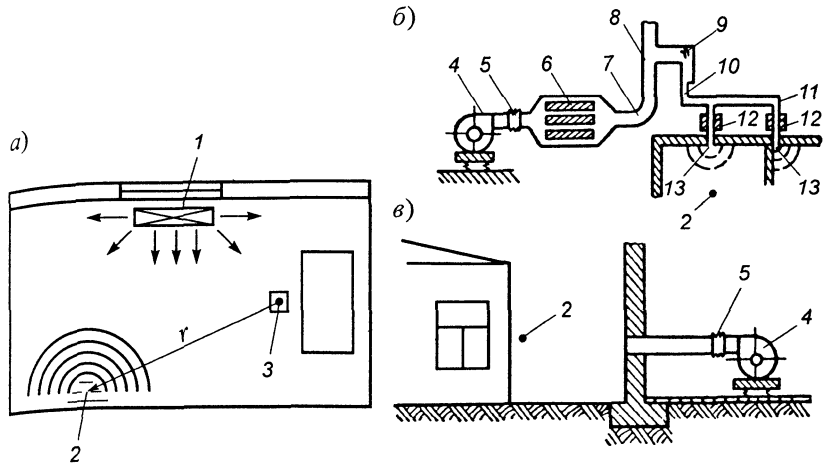


Рис. 12.6. Различные случаи взаимного расположения источников шума и расчетной точки

а – источник шума и расчетная точка находятся в одном помещении; *б* – источник шума и расчетная точка находятся в различных помещениях; *в* – источник шума находятся в помещении, а расчетная точка – на прилегающей территории *1* – автономный кондиционер; *2* – расчетная точка; *3* – плафон, через который поступает шум от вентилятора, *4* – вентилятор на виброизолирующем основании, *5* – гибкая вставка; *6* – центральный глушитель; *7* – плавный поворот воздуховода; *8* – разветвление воздуховода, *9* – лопатки Прандтля, установленные в колене; *10* – внезапное сужение потока, *11* – колено 90°; *12* – вспомогательный глушитель; *13* – приточная решетка

Осредненное давление вентилятора пересчитывается на уровни звукового давления по девяти октавным среднегеометрическим частотам по формулам:

а) в воздуховод при всасывании и нагнетании:

$$L_{p,окт} = L_p - \Delta L_1 + \Delta L_2; \qquad (12.11)$$

б) открытым входным или выходным патрубком вентилятора в помещение или атмосферу:

$$L_{p,окт} = L_p - \Delta L_1 + \Delta L_3; \qquad (12.12)$$

в) через стенки корпуса вентилятора в помещение или атмосферу:

$$L_{p,окт} = L_p - \Delta L_1, \qquad (12.13)$$

где ΔL_1 – поправка, определяемая типом, размером и частотой вращения вентилятора; ΔL_2 – поправка, дБ, зависящая от диаметра воздуховода, подводящего воздух к вентилятору или корня квадратного из

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

площади поперечного сечения выхлопного отверстия вентилятора; ΔL_3 – поправка, дБ, равная разности потерь отражения звука от открытого конца патрубка при всасывании или нагнетании вентилятора при его свободном положении в помещении и заподлицо со стеной.

Поправки ΔL_1, ΔL_2, ΔL_3 содержатся в соответствующей нормативной литературе.

По пути движения воздуха происходит снижение уровня (потеря) звуковой мощности: по длине воздуховода, особенно изготовленных из листовой стали или пенопласта, $\Delta L_{дл}$; в поворотах (отводах и коленах) $\Delta L_{пов}$, тройниках $\Delta L_{тр}$, за счет отражения звука внутрь воздуховода $\Delta L_{отр}$. Наиболее сложным вопросом является определение затухание шума в помещении $\Delta L_{пом}$. Оно происходит вследствие рассеивания звуковой энергии пропорционально квадрату расстояния от приточной или вытяжной решетки, рассматриваемой в качестве точечного источника звука, и путем поглощения звука ограждающими конструкциями. Расчет этот достаточно сложен, и в данном пособии не рассматривается. В инженерной практике подбора шумоглушителей им обычно пренебрегают или ограничиваются учетом рассеивания звуковой энергии пропорционально квадрату расстояния от решетки до расчетной точки, что при подборе шумоглушителя создает некоторый запас.

Уровень звукового давления, который необходимо погасить в шумоглушителе, $\Delta L_{шг}$ для каждой расчетной октавной полосы частот определяется из выражения:

$$\Delta L_{шг} = L_{р,окт} - (\Delta L_{дл} + \Delta L_{пов} + \Delta L_{тр} + \Delta L_{отр}) - \Delta L_{пом} - \Delta L_{норм}, \qquad (12.14)$$

где $\Delta L_{норм}$ – нормируемый уровень шума в помещении, дБ.

Если $\Delta L_{шг} \le 0$, шумоглушитель устанавливать не требуется.

Расчет параметров шумоглушителя.

Задача расчета шумоглушителя состоит в определении:

1) суммарной площади поперечного сечения каналов для прохода воздуха (живое сечение);

2) длины глушителей (трубчатых, сотовых и пластинчатых);

3) гидравлического сопротивления глушителей по воздушному тракту.

Живое сечение каналов глушителя, м^2, определяется по формуле:

$$\Sigma F_{кан} = L/(3600 v_{доп}), \qquad (12.15)$$

где $\Sigma F_{кан}$ – суммарная площадь поперечного сечения каналов для прохода воздуха в шумоглушителе, м^2; L – расход воздуха через

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

глушитель, м^3/ч; $v_{доп}$ – допустимая скорость движения воздуха в глушителе, м/с.

Скорость движения воздуха через глушитель не должна превышать определенной величины $v_{доп}$ с тем, чтобы сам глушитель не являлся генератором шума (табл. 12.2).

Таблица 12.2

Допустимые величины скорости в шумоглушителе

Допускаемый уровень звука в помещении, дБА	30	40	50	55
Допускаемая скорость воздуха, м/с	4	6	8	10

Длину трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют для каждой из девяти среднегеометрических частот октавных полос частот:

$$l = \Delta L_{шг} / \Delta L, \qquad (12.16)$$

где l – длина глушителя, м; $\Delta L_{шг}$ требуемое заглушение шума в глушителе, дБ; ΔL – снижение шума в глушителе длиной 1 м в данной полосе частот, дБ.

Гидравлическое сопротивление трубчатых, сотовых и пластинчатых глушителей определяют по формуле:

$$\Delta p_{гл} = \left(\zeta + \frac{\lambda}{l} d_v \right) \frac{v^2}{2} \rho, \qquad (12.17)$$

где $\Delta p_{гл}$ – потери давления в глушителе, Па; ζ – суммарный коэффициент местных сопротивлений; λ – коэффициент сопротивления трения; d_v – гидравлический диаметр одного канала для прохода воздуха, м; ρ – плотность воздуха, кг/м^3; v – скорость движения воздуха в каналах глушителя, м/с.

Пример. Подобрать шумоглушитель для приточной системы вентиляции, аксонометрическая схема представлена на рисунке 12.7. Вентилятор ВЦ4-70 №6,3 имеет производительность 10900 м^3/ч, развивает давление 1400 Па, при частоте вращения 1450 об/мин и коэффициенте полезного действия $\eta = \eta_{макс} = 0{,}85$. Критерий шумности вентилятора $L' = 33$ дБ при $\eta = 0{,}85$. Данные по шумоглушению пластинами приняты по данным литературы:

1. СНиП II-1277 Защита от шума.

2. Справочник проектировщика. Часть 3 Вентиляция и кондиционирование воздуха, книга 1. –М., Стройиздат, 1992.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

3. Справочник проектировщика, часть II, Вентиляция и кондиционирование воздуха, –М., Стройиздат, 1977.

Решение. Ближайшим к вентилятору является помещение школьного класса на 2-м этаже. Расчетная точка находится центре ближайшей приточной решетки (рис. 12.7).

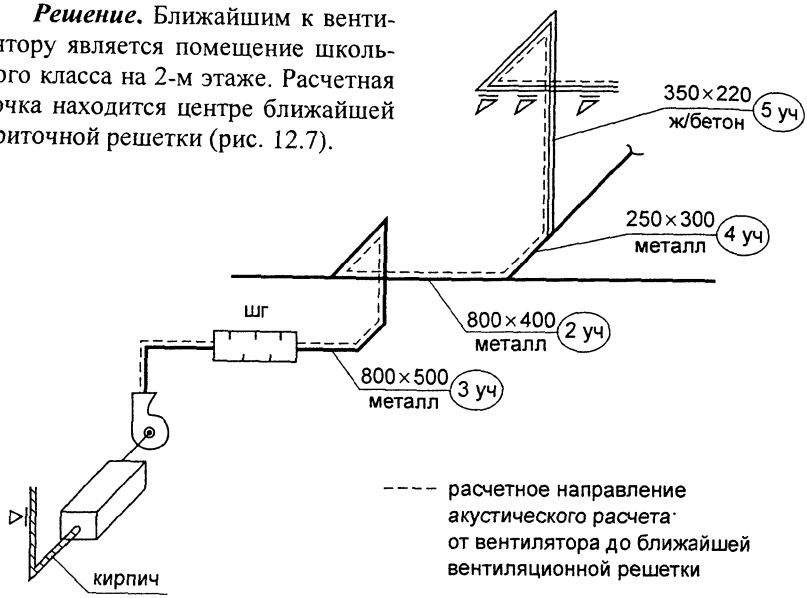


Рис. 12.7. К расчету шумоглушителя

Предварительный расчет.

1. Октавный уровень звуковой мощности, излучаемый в приточный воздуховод нагнетательным отверстием вентилятора.

$$L_p = L' + 20\lg p_в + 10\lg Q + \delta.$$

Согласно [1] $L' = 33$; если $\eta = \eta_{макс}$, то $\delta = 0$.

$$L_p = 33 + 20\lg 1400 + 10\lg(10900/3600) = 100{,}7 \text{ дБ}.$$

Дальнейший расчет проводим в форме табл. 12.3.

Расчет потерь звукового давления в тройниках по формуле (12.21).

Тройник 1. $400\times400 \top 800\times400$
800×500

$\Sigma A_{отв.1} = 0{,}4\times0{,}4 + 0{,}8\times0{,}4 + 0{,}8\times0{,}5 = 0{,}88;$

$A_{отв.1} = 0{,}8\times0{,}4 = 0{,}32;$

$A = 0{,}8\times0{,}5 = 0{,}4;$

$m = A/\Sigma A_{отв.1} = 0{,}40/0{,}88 = 0{,}454;$

$$\Delta L_p = 10\lg\left[\frac{0{,}88(0{,}454+1)^2}{0{,}32\cdot4\cdot0{,}454}\right] = 5{,}05 \text{ дБ}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 12.3

№ п/п	Рассчитываемые параметры	Ссылки на формулы или таблицы	Значение параметра при среднегеометрической частоте октавной полосы							
1	2	3	4							
1.	$L_p = L' + 20\lg P_в + 10\lg Q$	ф. 12.1	100,7	100,7	100,7	100,7	100,7	100,7	100,7	100,7
	ΔL_1	табл. 12.3	– 6	– 5	– 5	– 10	– 14	– 17	– 22	– 27
	ΔL_2	табл. 12.4	+ 8	+ 3	0	0	0	0	0	0
	$\Delta L_{p,\,окт}$		102,7	98,7	95,7	90,7	86,7	83,7	78,7	73,7
2.	Допустимые уровни шума в помещении	табл. 12.1	58	47	40	34	30	27	25	23
3.	Снижение уровня шума на прямых участках									
	Уч.2, 800×400, $d_v = 533$, $l = 3,5$	табл.12.14	0,6×3,5	0,6×3,5	0,3×3,5	0,15×3,5	0,15×3,5	0,15×3,5	0,15×3,5	0,15×3,5
			2,1	2,1	1,05	0,53	0,53	0,53	0,53	0,53
	Уч.3, 800×500, $d_v = 615$, $l = 3,0$	то же	0,6×3	0,6×3	0,3×3	0,15×3	0,15×3	0,15×3	0,15×3	0,15×3
			1,8	1,8	0,9	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
	Уч.4, 400×200, $d_v = 270$, $l = 0,8$	то же	0,6×0,8	0,6×0,8	0,45×0,8	0,3×0,8	0,2×0,8	0,2×0,8	0,2×0,8	0,2×0,8
			0,48	0,48	0,36	0,24	0,16	0,16	0,16	0,16
		Итого	4,38	4,38	2,31	1,22	1,14	1,14	1,14	1,14

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Продолжение таблицы 12.3

1	2	3	4							
	Снижение уровня шума в плавных поворотах									
	уч. 3 ширина 500 мм; 3 поворота	табл. 12.16	0	0	0	1×3	2×3	3×3	3×3	3×3
			0	0	0	3	6	9	9	9
	уч. 3 ширина 800 мм, 1 поворот	то же	0	0	1	2	3	3	3	3
	уч. 5, ширина 200 мм, 2 шт.	табл. 12.15	0	0	1×2	5×2	7×2	5×2	3×2	3×2
			0	0	2	10	14	10	6	6
		Итого	0	0	3	15	23	22	18	18
	Снижение уровня шума в тройниках									
	тройник 1	ф.12.21	5,05	5,05	5,05	5,05	5,05	5,05	5,05	5,05
	отвод шириной 400 мм	табл. 12.16	0	0	0	1	1	3	3	3
	тройник 2	ф.12.21	10,24	10,24	10,24	10,24	10,24	10,24	10,24	10,24
	отвод шириной 400 мм	табл. 12.16	0	0	0	1	1	3	3	3
	тройник 3	ф.12.21	7,87	7,87	7,87	7,87	7,87	7,87	7,87	7,87
	отвод шириной 200 мм	табл. 12.16	0	0	0	0	1	2	3	3
		Итого	23,16	23,16	23,16	25,16	27,16	31,16	32,16	32,16
	Отражение от жалюзийных решеток 3 ж.р. 200×200 $(3\times200\times200)^{0,5} = 346$	табл. 12.18	13	7	2	0	0	0	0	0
Общее снижение шума в сети			40,54	34,54	30,47	41,38	51,3	54,3	51,3	51,3
Требуется погасить в шумоглушителе			4,16	17,16	25,23	15,32	5,4	2,4	2,4	– 0,6

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

400×200

Тройник 2. 800×400 ⊥ 800×400

$\Sigma A_{отв.1} = 0{,}2\times0{,}4 + 0{,}8\times0{,}4 + 0{,}8\times0{,}4 = 0{,}72;$

$A_{отв.1} = 0{,}2\times0{,}4 = 0{,}08;$

$A = 0{,}8\times0{,}4 = 0{,}32;$

$m = 0{,}32/0{,}72 = 0{,}444;$

$$\Delta L_p = 10\lg\frac{0{,}72(0{,}444+1)^2}{0{,}08\cdot4\cdot0{,}44} = 10{,}24 \text{ дБ}.$$

200×200

Тройник 3. 400×200 ⊥ 400×200

$\Sigma A_{отв.1} = 0{,}2\times0{,}2 + 0{,}2\times0{,}4 + 0{,}2\times0{,}4 = 0{,}2;$

$A_{отв.1} = 0{,}2\times0{,}2 = 0{,}04;$

$A = 0{,}2\times0{,}4 = 0{,}08;$

$m = 0{,}08/0{,}2 = 0{,}4;$

$$\Delta L_p = 10\lg\frac{0{,}2(0{,}4+1)^2}{0{,}04\cdot4\cdot0{,}4} = 7{,}87 \text{ дБ}.$$

Расчет параметров шумоглушителя.

1. Принимаем к установке пластинчатый шумоглушитель.

2. Согласно рекомендациям на с. 341 Справочника проектировщика принимаем толщину средних пластин равной 200 мм, а крайних – 100 мм, расстояние между пластинами 200 мм.

3. Эффективность шумоглушения 1 п.м. по октавным полосам и требуемая длина шумоглушителя

63 дБ	1,5 дБ	$l = 4{,}16/1{,}5 = 2{,}79$ м
125 дБ	3,5 дБ	$l = 17{,}16/3{,}5 = 4{,}91$м
250 дБ	9,0 дБ	$l = 25{,}23/9{,}0 = 2{,}81$ м
500 дБ	15,0 дБ	$l = 15{,}32/15 = 1{,}2$ м

Принимаем в качестве расчетной длину 5,0 м.

Для того, чтобы скорость в шумоглушителе между пластинами равнялась скорости в воздуховоде при высоте шумоглушителя 500 мм, следует иметь 4 канала шириной в 200 мм, что обеспечит живое сечение 0,4 м^2, соответствующее сечению 500×800 мм.

§78. Виброизоляция вентиляционных установок

Вибрации, возникающие при работе вентилятора, передаются воздуховодам и основанию, на котором смонтирована вентустановка. Вибрации являются причиной возникновения структурного

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

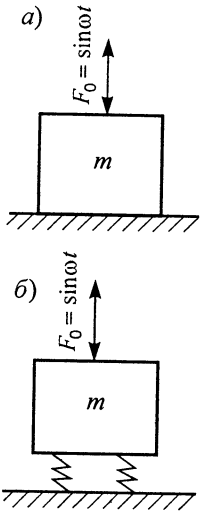


Рис 12.8. Схемы установки вентагрегата
а – с жестким креплением,
б – на виброизоляторах

звука, под которым понимают шум, распространяющийся в твердых телах. При установке вентилятора на фундаменте колебания по грунту могут передаваться фундаментам, стенам и перекрытиям здания. В случае установки вентилятора на междуэтажном перекрытии структурный звук непосредственно передается в нижележащее помещение. Снижение структурного звука, передаваемого основанию, может быть достигнуто путем установки вентиляторов на виброизоляторах. На рис. 12.8 представлены схемы установки машины с жестким креплением и на виброизоляторах. В первом случае машина не может испытывать колебаний, и вибрация полностью передается основанию. Во втором случае, при установке машины на упругих виброизоляторах, только часть колебаний вибрации будет передана основанию, а остальная ее часть воспринимается виброизоляторами, т.е. передача силы на основание будет уменьшена. Эффективность виброизоляции оценивается коэффициентом передачи динамических нагрузок основанию:

$$\varphi = F_0 / F_y, \qquad (12.18)$$

где F_0 – амплитуда динамической силы, передающейся на основание через виброизоляторы; F_y – амплитуда динамической силы, действующей на изолированную от основания установку.

При жестком несущем основании коэффициент передачи динамических нагрузок определяется формулой:

$$\varphi_{ж} = \frac{-1}{\frac{f_в}{f_z} - 1}, \qquad (12.19)$$

где f_d – частота возмущающих колебаний, Гц; f_z – частота собственных вертикальных колебаний установки, состоящей из машины, опорной рамы или плиты и виброизоляторов, Гц.

Для эффективной виброизоляции частота собственных вертикальных колебаний установки f_z должна быть значительно меньше

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

частоты возмущающей силы $f_в$. При расчетах виброизоляции вентиляционных установок принимают отношение $f_в/f_z \geq 3$.

В качестве виброизолирующих устройств, препятствующих распространению колебаний по материалу, применяют исключительно пружинные амортизаторы и, в некоторых случаях, упругие прокладки.

Наилучшими виброизолирующими свойствами обладают стальные пружинные виброизоляторы, характеризующиеся стабильностью упругих свойств, допускающие большой прогиб и ослабляющие колебания даже весьма низких частот. Наиболее распространенные конструкции пружинных виброизоляторов приведены на рис. 12.9.

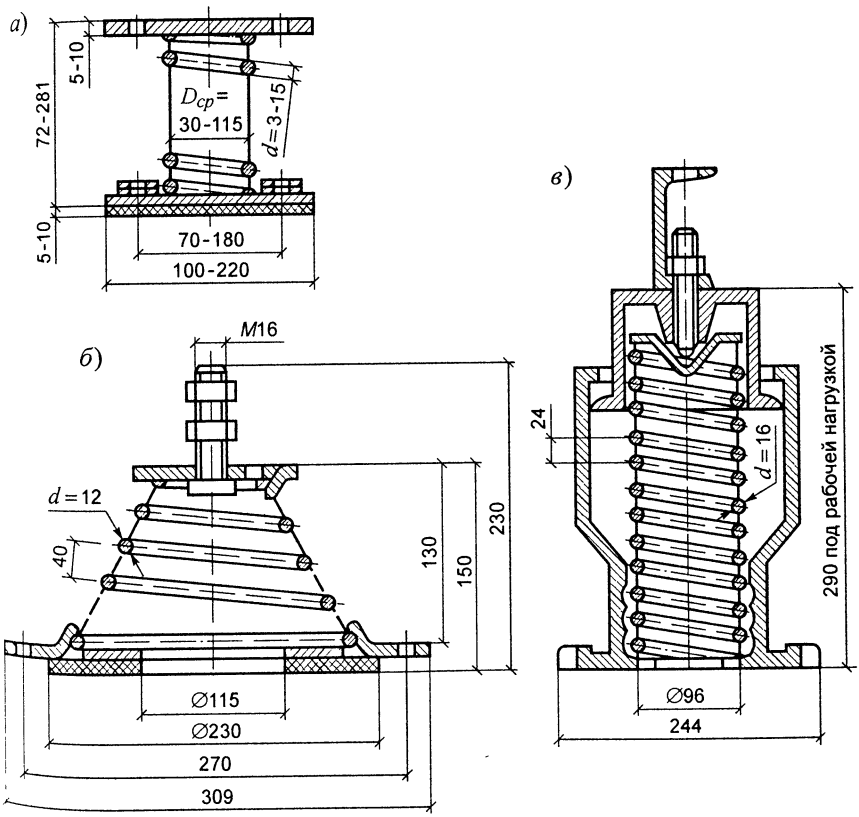


Рис 12.9. Пружинные виброизоляторы
а – типа Д038–Д045, *б* – равночастотный типа В76″ 10.00.020; *в* – типа ВИ-500

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Прокладки из резины обеспечивают виброизоляцию только звуковых частот от 40 Гц и выше, что соответствует частоте вращения вентилятора $n \geq 1800$ об/мин, и, следовательно, применение их для вентиляционных установок во многих случаях не обеспечивает нужного эффекта. Кроме того, упругие прокладки из резины с течением времени могут терять свои упругие свойства. Поэтому предпочтение следует отдавать стальным виброизоляторам.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 13

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИИ

Подача приточного воздуха в рабочую зону помещения производят турбулентными струями, которые формируются воздухораспределителями. В технической литературе эти устройства называют приточными насадками, приточными патрубками и просто насадками и патрубками.

Воздухораспределители размещают как в рабочей, так и в верхней зонах помещения. Подача струями позволяет избежать загромождения объема помещения воздуховодами, уменьшить их протяженность и капитальные затраты на устройство вентиляции.

Подвижность воздуха в зоне действия струи – повышенная, а температура, если приточная струя неизотермическая, может существенно отличаться от температуры рабочей зоны. Нормы накладывают ограничения на эти отклонения.

В процессе своего перемещения воздух турбулентной струи эжектирует воздух помещения, скорость и избыточная температура в струе уменьшаются, и отклонения от параметров воздуха рабочей зоны могут достигнуть приемлемых значений.

Воздухораспределители позволяют формировать струи: компактные, веерные, плоские, конические, закрученные и др. Каждый вид струй обладает собственной способностью к затуханию. Эта способность оценивается коэффициентами затухания осевой скорости m и избыточной температуры n. Чем меньше m, тем менее дальнобойная струя.

Указанные обстоятельства объясняют многообразие конструкций воздухораспределителей, которое имеет место.

§79. Воздухораспределители гражданских и производственных помещений

Воздухораспределители могут быть классифицированы:

1) **по месту установки**:

- устанавливаемые непосредственно в рабочей зоне;
- устанавливаемые вне рабочей зоны.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

2) **по способу подачи приточного воздуха**:

- непосредственно в рабочую зону;
- сосредоточенно, выше рабочей зоны (так называемая «сосредоточенная подача»);
- настилающимися на потолок или не настилающимися струями;
- наклонными струями в направлении рабочей зоны с высоты 3–6 м;
- сверху вниз в направлении рабочей зоны с высоты не более 6 м от пола.

Общая тенденция в разработке новых типов воздухораспределителей состоит не только в улучшении аэродинамических характеристик, но придании им способности формировать струи различной турбулентной структуры, что расширяет возможности применения воздухораспределителя и повышает его востребованность. Часто воздухораспределители имеют направляющую решетку, позволяющую изменять угол направления струи относительно плоскости пола. Это позволяет корректировать подачу притока в теплый и холодный периоды года, если вентиляция помещения выполняет функции и воздушного отопления.

В учебнике на рис. 13.1–13.21 представлены схемы некоторых характерных образцов воздухораспределителей, как современных, так и выпускавшихся ранее. Для большинства из них известны характеристики m и n формируемых ими струй.

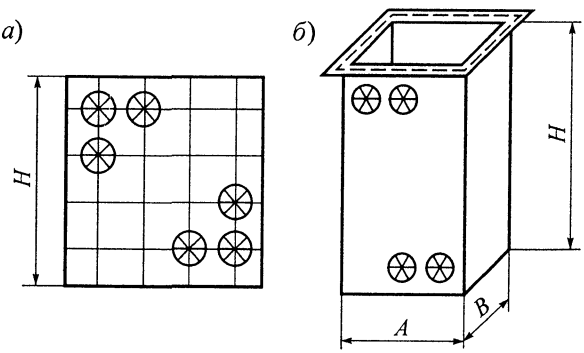


Рис 13.1. Воздухораспределители эжекционные, панельные штампованные ВЭПш

а – панель воздухораздающая П-ВЭПш-II; *б* – воздухораспределитель ВЭПш

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

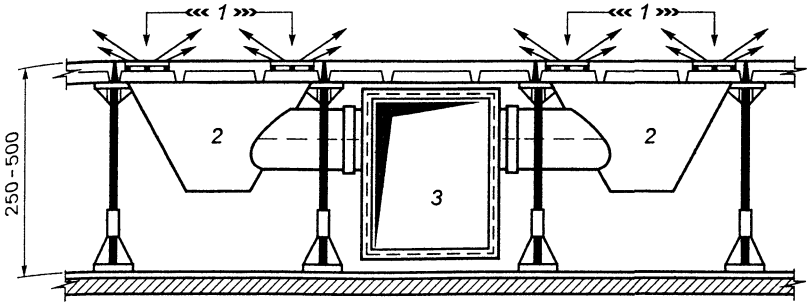


Рис 13.2. Устройство для напольной раздачи воздуха типа УВН

1 – решетки-закручиватели; *2* – воздухораздаточные коробки; *3* – воздуховод

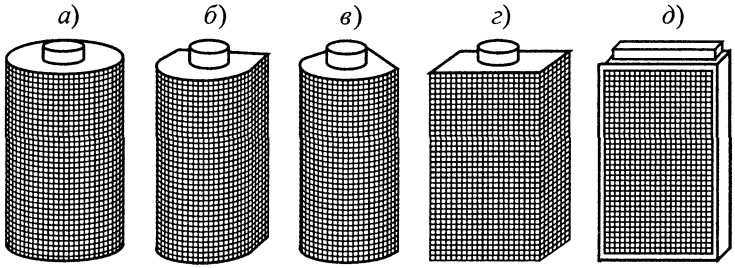


Рис. 13.3. Перфорированные панели ВОП

а – ВОП1; *б* – ВОП2; *в* – ВОП3; *г* – ВОП4, *д* – ВОП5

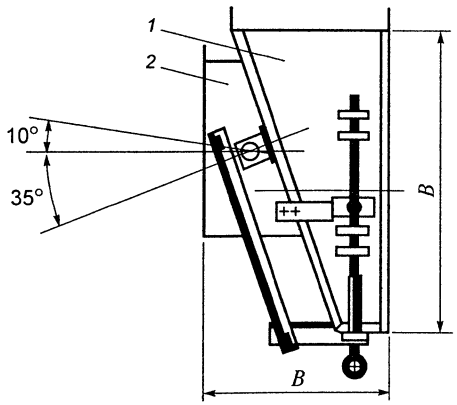


Рис. 13.4. Воздухораспределитель для сосредоточенной подачи воздуха прямоструйный типа ВСП

1 – поворотная чать, *2* – приточный патрубок прямоугольного сечения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

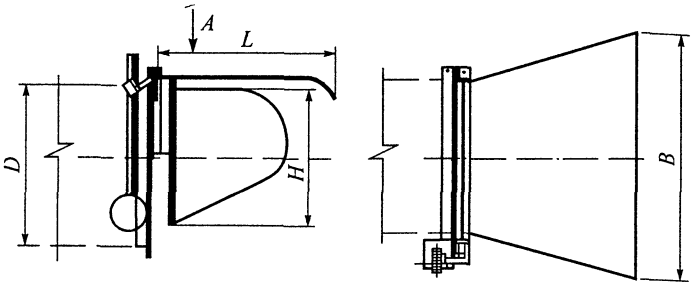


Рис. 13.5. Воздухораспределитель вихревой регулируемый ВВР

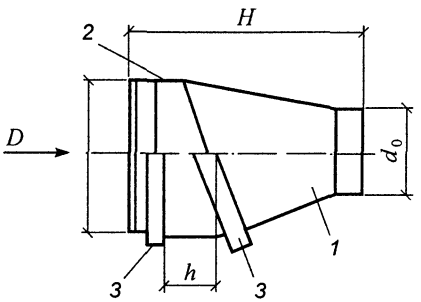


Рис. 13.6. Воздухораспределитель с поворотным фланцем ВПФ
1 – сопло; *2* – поворотное звено; *3* – поворотные фланцы

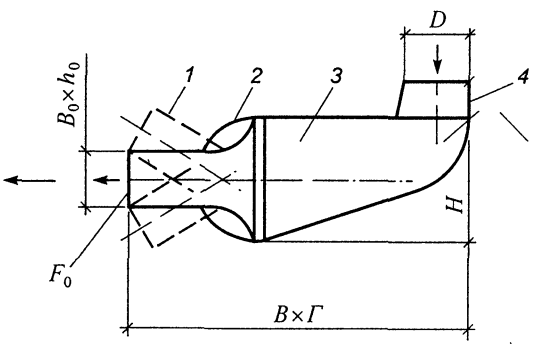


Рис 13.7. Воздухораспределитель с поворотным соплом ВПС
1 – поворотное сопло; *2* – цилиндрический шарнир, *3* – камера статического давления; *4* – переход с круглого сечения на прямоугольное с поворотными фланцами

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

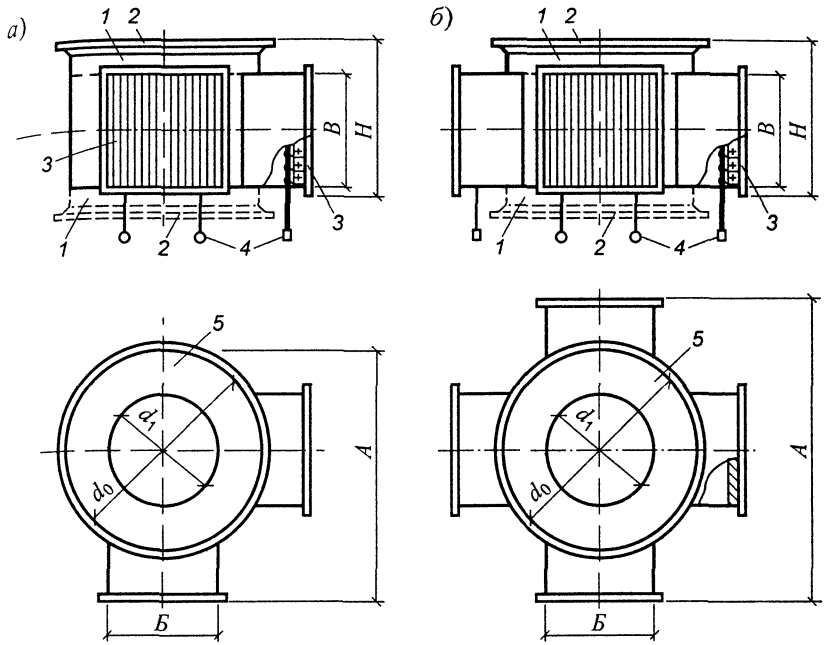


Рис 13.8. Приколонный регулируемый веерный воздухораспределитель НРВ

а – двухструйный; *б* – четырехструйный

1 – корпус; *2* – фланец, *3* – решетка; *4* – тяга для изменения положения направляющих лопаток

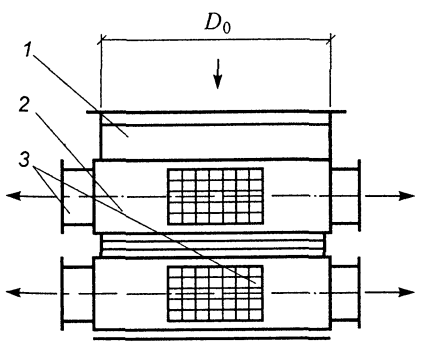


Рис. 13.9. Воздухораспределитель приколонный регулируемый веерного типа ВПРВ

1 – подводящий воздух патрубок;
2 – барабан; *3* – приточные решетки

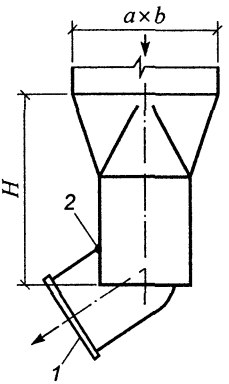


Рис 13.10. Воздухораспределитель поворотный ВП

1 – приточная решетка;
2 – шарнир

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

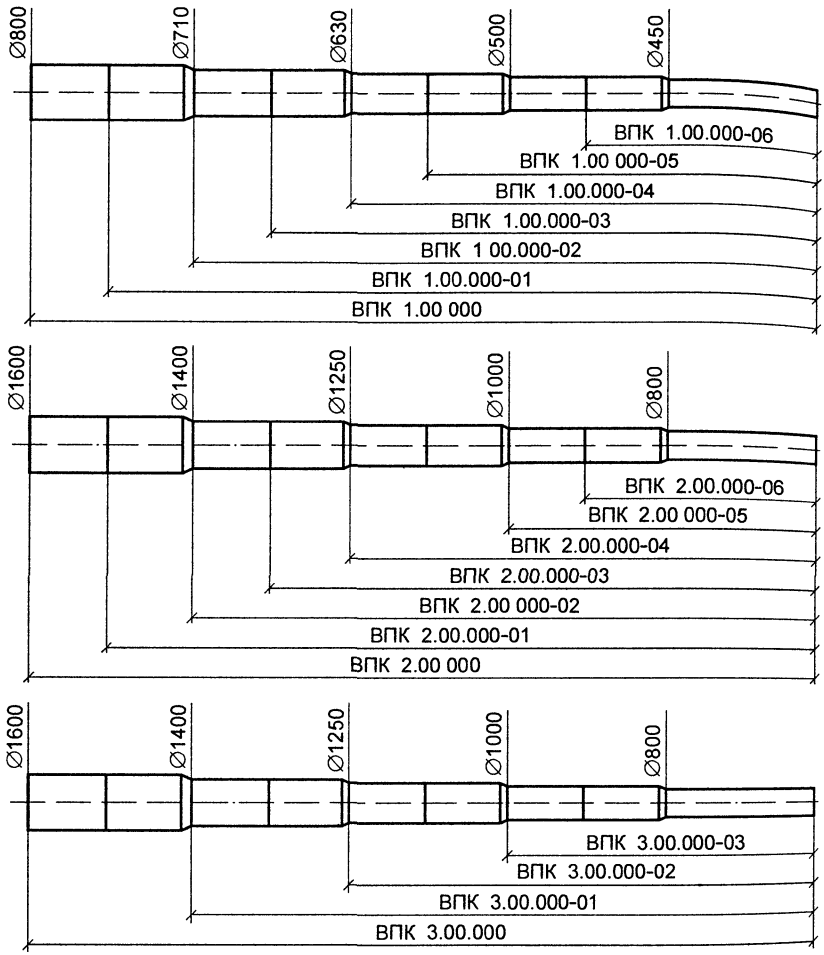


Рис. 13.11. Перфорированные воздухораспределители ВПК1, ВПК2 и ВПК3

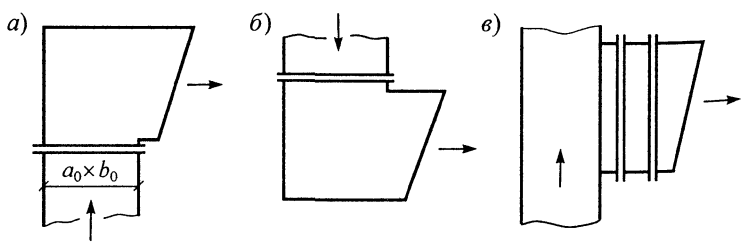


Рис. 13.12. Воздухораспределитель ВГК

а – нижний, *б* – верхний; *в* – на горизонтальном воздуховоде

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

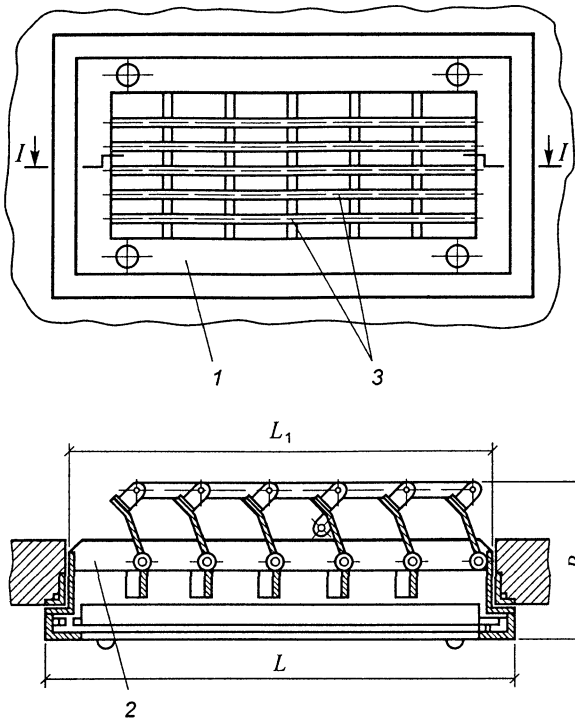


Рис 13.13. Регулируемая решетка типа РР

1 – запорно-регулирующая решетка; *2* – многостворчатый регулятор расхода, *3* – регулятор направления

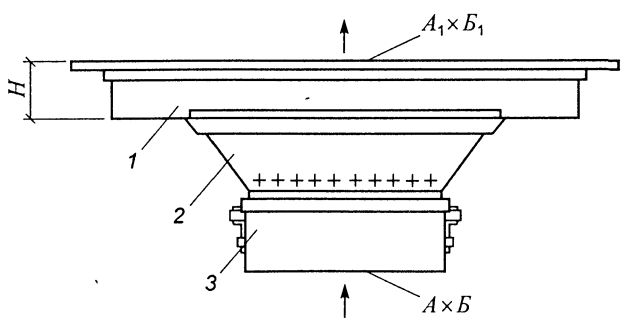


Рис 13.14. Решетка с регулируемым направлением потока воздуха типа РРНП

1 – решетка регулирования направления потока в вертикальной плоскости; *2* – решетка направления потока в горизонтальной плоскости, *3* – решетка регулирования расхода воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

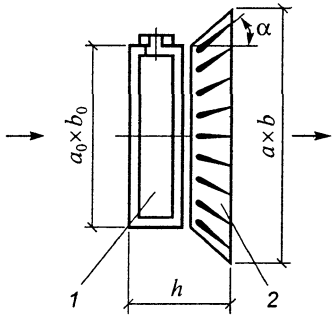


Рис 13.15. Регулируемая вентиляционная решетка РВ
1 – коробка; *2* – поворотные направляющие лопатки

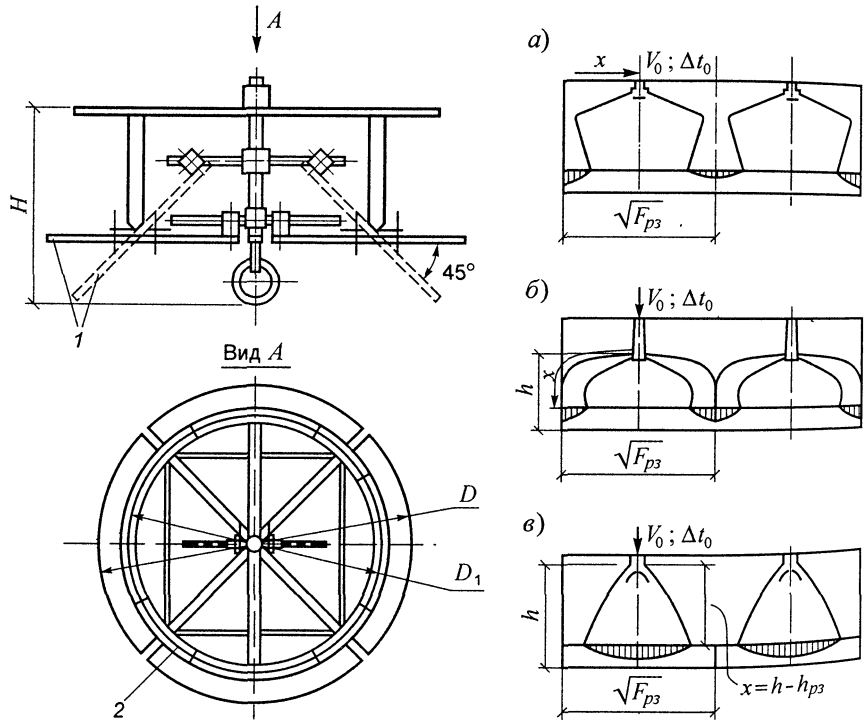


Рис 13.16. Воздухораспределитель прямоточный регулируемый типа ВР
а – подача полной веерной струей; *б* – подача несмыкающейся конической струей, *в* – подача конической струей; *1* – секторы диска в наклонном и горизонтальном положении, *2* – крепежное кольцо

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

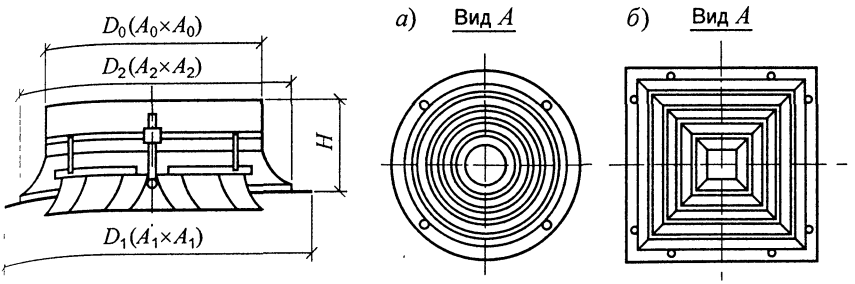


Рис. 13.17. Воздухораспределители ПРМ
а – круглого сечения (ПРМ); *б* – прямоугольного сечения (ПРМп и ПРМпф)

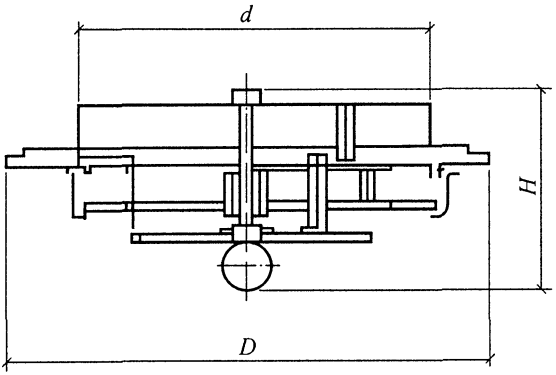


Рис 13.18. Воздухораспределители ВПР

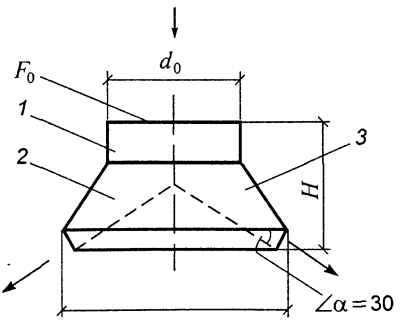


Рис 13.19. Воздухораспределитель ВК
1 – приточный воздуховод, *2* – диффузор,
3 – корпус-рассекатель воздушного потока

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

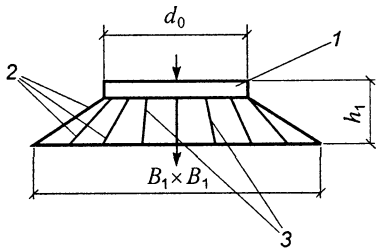


Рис. 13.20. Воздухораспределитель двухструйный шестидиффузорный прямоугольного сечения ВДШп

1 – присоединительный патрубок; *2* – диффузоры, обеспечивающие настилание струи на потолок; *3* – диффузоры для подачи струи сверху вниз

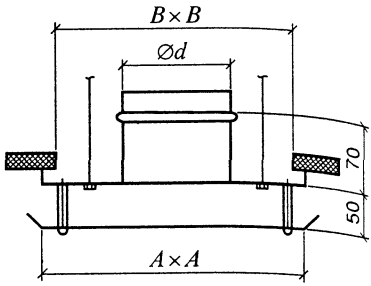


Рис 13.21. Воздухораспределитель ВРНС

Таблица 13.1

Основные характеристики струи, формируемой воздухораспределителями

Тип воздухораспределителя, серия рабочих чертежей	Углы поворота, град.		Коэффициенты			Примечание
	относительно горизонтальные	в горизонтальной	скоростной, m	температурный, n	местного сопротивления ζ	
1	2	3	4	5	6	7
Подача непосредственно в рабочую зону						
ВЭПш Серия 1.494-38	–	–	0,6		330	Отнесено к скорости выхода воздуха из панели
УВН Серия 5.904-6	–	–	2,65	2,1	650	Значение m и n при $x = 1$
Перфорированные панели ВОП	–	–	–	–	–	Потери давления и скорости вблизи в/р определяются по графикам

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1	2	3	4	5	6	7
Подача воздуха наклонными компактными струями в рабочую зону помещения						
ВСП, Серия 5.904-18	+10 −35	–	6,3	4,5	1,25	
ВВР Серия 5.904-40	0 −40	–	1,5 3,5	2 4,5	1,2 2,3	
ВПФ	0 ±30	0 ±30	6,4 6,6	4,8 4,9	1,9 1,17	
Подача воздуха наклонными неполными веерными струями в рабочую зону помещения						
НРВ Серия 1.494-37	0 ±30	0	2,3	1,4	3	
ВПРВ Серия 5.904-50	0 ±30	0	2	1,6	3	
ВП Серия 5.904-50	0 −90	0	6	5	2,6	
1	2	3	4	5	6	7
Подача плоскими струями						
ВПК Серия 5.904-6	–	–	0,5	1,5	2,4	
Сосредоточенная подача воздуха в верхнюю зону помещения						
ВГК	+10 −30	–	6,5 6,5	5,1 5,1	1,9 1,9	
Подача воздуха настилающимися или нестесненными струями в верхнюю зону						
РР Серия 1.494-8	–	–	4,5	3,2	2,2	
РРНП	±45 90	±45 90	6,7 6,8	5,6 5,1	2,7 1,5	
Подача воздуха на потолок полными веерными струями или смыкающимися коническими струями						
ВР Серия 5.904-21	0 −45	–	1 2,7	0,9 2,5	1,5 1,7	без экрана
ПРМ Серия 5.904-39	0 0	– –	0,7 3,2	0,6 2,8	1,4 1,3	с экраном
ПРМп Серия 5.904-9	0 0	– –	1,2 2,5	1,2 3	1,3 1,7	

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Окончание таблицы 13.1

1	2	3	4	5	6	7
ВПР Серия 5.904-39	±35	–	0,75	0,7	2,7	
ВК	62,5	360	1,12	0,85	1,77	
ВДШп Серия 4.904-29	–	360	1,4	1,05	1,9	

§80. Подбор воздухораспределителей

Подбор воздухораспределителя проводится по формулам, изложенным в главе 4. Из формул создается последовательность для расчета (алгоритм), с помощью которой определяются типоразмер воздухораспределителя, скорость и температура притока.

Формулы турбулентных струй – результат обобщения экспериментальных данных, полученных на моделях, имеющих определенные соотношения размеров. Расчет выполнен корректно, если геометрические характеристики помещения или его части, обслуживаемой одной струей, соответствуют размерами моделей, на которых проводились испытания. Поэтому необходимым элементом расчета является проверка соответствия геометрических размеров помещения обслуживаемых одной струей тем размерам моделей, на которых были получены расчетные формулы.

Расчет воздухораспределения состоит из нескольких этапов:

- выбор общей схемы организации воздухообмена в помещении, обеспечивающей наиболее рациональное использование приточного воздуха при отсутствии непроветриваемых частей рабочей зоны;
- выбор типа и количества приточных и вытяжных устройств, предварительное размещение их в объеме помещения; с целью снижения капитальных затрат необходимо устанавливать минимально-необходимое количество воздухораспределителей;
- определение по действующим нормам допустимых скорости $v_x^{норм}$ и избыточной температуры $\Delta t_x^{норм}$ в контрольной точке;
- подбор воздухораспределителей и вытяжных устройств, обеспечивающих соответствие параметров струи в контрольной точке требованиям норм;
- проверка равномерности распределения параметров воздуха в рабочей зоне;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

• проверка соответствия геометрических характеристик вентилируемого помещения или обслуживаемой одной струей части помещения (ячейки) тем моделям, испытаниями на которых получены расчетные формулы.

При подборе воздухораспределителя необходимо:

• выбрать величину геометрической характеристики струи H таким образом, чтобы траектория оси струи прошла через расчетную точку x на границе рабочей зоны;

• вычислить скорость v_0 и температуру t_0 на выходе из воздухораспределителя, обеспечивающие расчетную величину геометрической струи H;

• вычислить фактические параметры воздушной струи в расчетной точке v_x и Δt_x, при параметрах воздушного потока на выходе из воздухораспределителя v_0 и Δt_0; если они не соответствуют нормам, следует изменить типоразмер воздухораспределителя;

• после побора воздухораспределителя проверяется степень равномерности распределения параметров воздуха в рабочей зоне и соответствие геометрических размеров ячейки, обслуживаемой одной струей, геометрическим характеристикам моделей, испытаниями на которых были получены расчетные формулы.

Проверка равномерности распределения параметров в рабочей зоне. Степень равномерности распределения параметров воздуха в рабочей зоне определяется отношением площади поперечного сечения приточной струи при поступлении ее в рабочую зону к площади пола вентилируемой этой струей части помещения.

В инженерной методике расчета воздухораздачи степень неравномерности определяется величиной относительной площади приточной струи $\bar{A}_g$. Приемлемая степень неравномерности имеет место при значениях $\bar{A}_g$, приведенных в табл. 13.2.

Таблица 13.2

Рекомендуемый диапазон изменения относительной площади $\bar{A}_g$ для компактных, неполных и полных веерных, плоских и конических струй

Вид струи	Величина $\bar{A}_g$	
	минимальная	максимальная
Компактная, неполная верная, плоская	0,2	0,5
Коническая смыкающая	0,2	0,5
Коническая несмыкающаяся	0,2	0,6
Полная веерная	0,5	0,7

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Относительная площадь приточной струи при поступлении ее в рабочую зону рассчитываются по формулам:

• для веерных струй

$$\bar{A}_g = 1 - 0{,}15\left(2 - \frac{h_n - h_{рз}}{\sqrt{A_p}}\right)^2; \qquad (13.1)$$

• для конических несмыкающихся струй

$$\bar{A}_g = 9{,}27\frac{(h_{вр} - h_{рз})^2}{A_p}; \qquad (13.2)$$

• для конических смыкающихся струй

$$\bar{A}_g = \frac{A_0}{A_p}\left[C_1 + C_2\left(\frac{h_{вр} - h_{рз}}{1{,}13\sqrt{A_0}} - C_3\right)\right]^2; \qquad (13.3)$$

• для плоских струй

$$\bar{A}_g = 0{,}22\frac{b_1 + h_n - h_{рз}}{b_1}; \qquad (13.4)$$

• для горизонтальных компактных и неполных веерных струй

$$\bar{A}_g = \frac{0{,}53}{m}\cdot\frac{(b_1 + h_n - h_{рз})^2}{a_1 \cdot b_1} \quad \text{при } S < a_1;$$

$$\bar{A}_g = 0{,}22\frac{b_1 + h_n - h_{рз}}{b_1} \quad \text{при } S \geq a_1, \qquad (13.5)$$

где $S = (2{,}4/m)(b_1 + h_n - h_{рз})$; b_1 – длина ячейки, обслуживаемая струей, м; a_1 – ширина ячейки, обслуживаемая одной струей, м; $h_{рз}$ – высота рабочей зоны; h_n – высота помещения.

Таблица 13 3

Константы для определения относительной площади конических смыкающихся струй

Тип воздухораспределителя	C_1	C_2	C_3
ВР	4	0,44	–02
ПРМ	0	0,44	–10

Проверка соответствия геометрических соотношений вентилируемого помещения требуемым. При подаче настилающими-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ся компактными неполными и полными веерными, коническими, плоскими струями и закрученными струями в рабочую зону и через воздухораспределители УВН необходимо выдерживать следующие геометрические соотношения:

$$a_1 \le 3h_n . \tag{13.6}$$

Для компактных и неполных веерных струй:

$$\begin{aligned} b_1 &\le 0{,}5m\sqrt{a_1 h_p}, \\ b_1 + h_n - h_{p3} &\le 0{,}5m\sqrt{a_1 b_1}. \end{aligned} \tag{13.7}$$

Для плоских струй ($l_0 > 0{,}75a_1$):

$$\begin{aligned} b_1 &\le 0{,}25m^2 h_n, \\ b_1 + h_n - h_{p3} &\le 0{,}25m^2 b_1, \end{aligned} \tag{13.8}$$

где l_0 – длина щели, м; m – коэффициент затухания осевой скорости.

Ниже приводятся алгоритмы подбора воздухораспределителей для некоторых распространенных случаев воздухораздачи.

Подача воздуха настилающимися компактной или неполной веерной приточной струей.

При этом способе подачи воздуха (рис. 13.22) необходимо, чтобы поверхность потолка была гладкой, а настилающаяся струя достигала противоположной приточным решеткам стены и далее опускалась вдоль нее в рабочую зону. Вероятность преждевременного отрыва существует, если температура притока t_0 меньше температуры рабочей зоны t_{p3}. Рекомендуемое направление приточных струй – поперек помещения, что обеспечит безотрывное течение при меньшей скорости притока v_0, и, следовательно, меньшей скорости на входе в рабочую зону v_x. Настилание струи на потолок обеспечивается при условии:

$$h_{вр} \ge 0{,}65h_n ,$$

где $h_{вр}$ и h_n – высота оси приточного отверстия над полом, высота помещения.

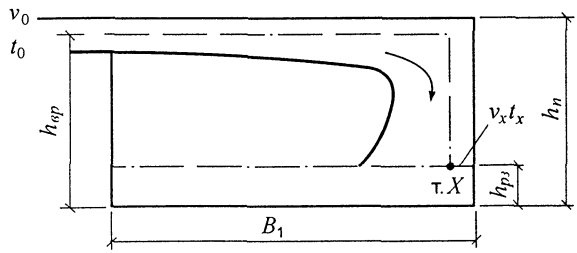


Рис 13 22 К расчету подачи воздуха настилающейся струей

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Последовательность расчета:

1. По каталогам оборудования или справочной литературе выбираются типы воздухораспределителей, пригодных для подачи воздуха струями, настилающимися на потолок.

2. Выписываются данные для воздухораспределителей наименьших типоразмеров, так как струя, формируемая ими, затухает более быстро, нежели струи с большими A_0:

- площадь приточного отверстия A_0, м^2;
- коэффициенты затухания осевых скорости m и температуры n;
- коэффициент местного сопротивления ζ.

4. Определяется требуемая для безотрывного течения на протяжении всей ширины помещения B_1 величина геометрической характеристики струи $H_{тр}$.

- компактные, и неполные веерные струи

$$H_{тр} = B_1/0{,}5;$$

- плоские и полные веерные струи

$$H_{тр} = B_1/0{,}4.$$

5. Для выбранных типоразмеров воздухораспределителей на основе $H_{тр}$ вычисляется скорость, обеспечивающая безотрывное течение:

- для компактных и веерных струй:

$$H \approx 5{,}45 m v_0 \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n \cdot \Delta t_0}} \text{ или } v_0 \approx \frac{H_{тр}\sqrt{n(t_{рз} - t_0)}}{5{,}45 m \sqrt[4]{A_0}};$$

- для плоских струй:

$$H \approx 9{,}6 \sqrt[3]{b_0 \frac{(m v_0)^4}{(n\Delta t_0)^2}} \text{ или } v_0 \approx 0{,}1834 \frac{H^{0{,}75}(n\Delta t_0)^{0{,}5}}{m b_0^{0{,}25}}.$$

6. Вычисляется скорость на входе струи в рабочую зону:

$$v_x = \frac{m v_0 \sqrt{A_0}}{x},$$

где $x = B_1 + (h_{вр} - h_{р.з})$.

К дальнейшему расчету допускаются воздухораспределители, которые обеспечивают $v_x \le v_{норм}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

7. Определяется производительность каждого из допущенных к дальнейшему расчету воздухопроизводителей $L_{вр}$, м^3/ч:

$$L_{вр} = 3600 v_0 A_0.$$

8. Определяется общее количество воздухораспределителей $N'_{вр}$, каждого из допущенных к дальнейшему расчету типоразмеров, необходимых для подачи притока в помещение $L_{пр}$:

$$N'_{вр} = L_{пр}/L_{вр}.$$

Полученная величина $N'_{вр}$ округляется в большую сторону до значения $N_{вр}$.

9. Уточняются:

• производительность воздухораспределителя каждого из типоразмеров:

$$L_{вр}^{факт} = L_{пр}/N_{вр};$$

• скорость выхода воздуха из него:

$$v_0^{факт} = \frac{L_{вр}^{факт}}{3600 F_0};$$

• геометрическая характеристика струи:

• фактическая протяженность безотрывного течения

– для компактных, и неполных веерных струй

$$x_0^{факт} = 0{,}5 H^{факт};$$

– для плоских и полных веерных струй

$$x_0^{факт} = 0{,}4 H^{факт}.$$

10. Для типоразмеров воздухораспределителей, у которых $x_0^{факт} \approx B_1$ определяются размеры a_1 и B_1 зон помещения, обслуживаемых одной приточной струей (ячеек) и проводятся поверочные расчеты:

а) определяется равномерность распределения параметров в рабочей зоне по величине $\overline{A}_g$;

б) проверяется соблюдение соответствия геометрических соотношений ячеек требуемым параметрам.

Окончательно выбирается типоразмер воздухораспределителя, который удовлетворяет всем вышеприведенным требованиям.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Подача воздуха ненастилающейся приточной струей

Параметры струи на входе в рабочую зону те же, что и в предыдущем случае.

Одним из предпочтительных способов подачи воздуха не настилающейся струей с относительно небольшой высоты является подача плоской струей шириной $b_0 \le 50$ мм (рис. 13.23).

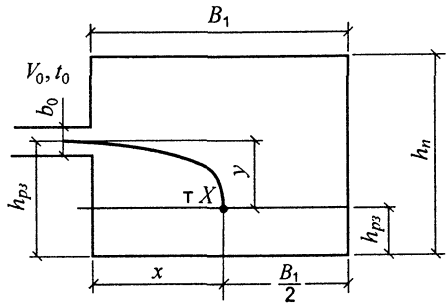


Рис. 13.23. К расчету подачи воздуха ненастилающейся струей

Условие не настилания струй на потолок или пол:

$$h_{вр} = (0{,}35 \ldots 0{,}65) h_n,$$

но струя может налипать на ближайшее вертикальное ограждение. Это нежелательное явление можно предотвратить выбором места входа струи в рабочую зону, которое должно быть равноудаленным от вертикальных ограждений.

Последовательность расчета:

1. Определяется требуемое значение геометрической характеристики струи, обеспечивающее попадание струи в точку x:

Из формулы $y = 0{,}4\sqrt{x^5/H^3}$ получим

$$H_{тр} = \sqrt[3]{0{,}16 x^5 / y^2}.$$

2. Вычисляется ширина приточной щели b_0 из условия обеспечения требуемых $v_x^{норм}$ и $\Delta t_x^{норм}$;

В формулу

$$H_{тр} = 9{,}6 \sqrt[3]{\frac{(m v_0)^4}{(n \Delta t_0)^2} \cdot b_0}$$

подставляем величину скорости

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$v_0 = \frac{v_x^{норм}\sqrt{x}}{m\sqrt{b_0}}$$

и получаем

$$b_0 = 884,74\frac{(v_x^{норм})^4 x^2}{H^3(n\Delta t_0)^2}.$$

3. Определяется требуемая скорость притока

$$v_0^{тр} = \frac{v_x^{норм}\sqrt{x}}{m\sqrt{b_0}}.$$

4. Вычисляется длина щели для подачи воздуха $l_{щ}$

$$l_{щ} = \frac{L_{пр}}{3600 b_0 v_0^{тр}}.$$

Для подачи воздуха в помещения устраивается одна щель.

5. Уточняются:

• фактическая скорость на входе в рабочую зону с учетом коэффициентов неизотермичности и стеснения;

• фактическая избыточная температура на входе в рабочую зону с учетом тех же коэффициентов.

6. Определяется величина относительной площади приточной струи $\overline{A}_g$ и проверяется соответствие геометрических характеристик вентилируемого помещения требуемым условиям.

Подача воздуха полной веерной струей, настилающейся на потолок

Полная веерная струя, настилающаяся на потолок с гладкой поверхностью, может быть сформирована воздухораспределителями ВР и ВРНС.

Последовательность расчета.

1. Потолок разбивается на одинаковые квадратные или прямоугольные ячейки, в центре каждой из которых размещается воздухораспределитель (рис. 13.24). Расчетная длина струи $x = x_n + l$. Размещение воздухораспределителей должно отвечать условию:

$$0,5 < l/x_n < 1,5.$$

Количество ячеек определит количество устанавливаемых в помещении воздухораспределителей $N_{вр}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

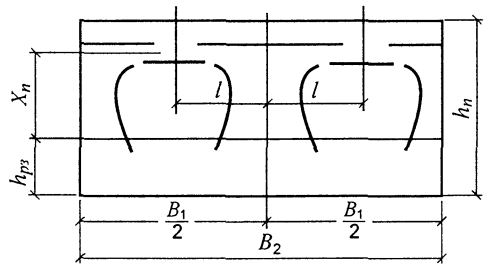


Рис 13.24. К расчету подачи воздуха веерной струей

2. Требуемая производительность воздухораспределителя:

$$L_{вр} = L_{пр} / N_{вр}.$$

3. Безотрывное течение должно происходить на протяжении l м, что обеспечивается величиной геометрической характеристики струи $H_{тр}$

$$H_{тр} = l / 0{,}4.$$

4. Требуемая площадь приточного отверстия воздухораспределителя, обеспечивающая соблюдение нормируемой подвижности воздуха $v_x^{норм}$ определится из соотношения:

$$v_0 = \frac{v_x^{норм} x}{m\sqrt{A_0^{тр}}} = \frac{L_{вр}}{3600 A_0^{тр}}.$$

Откуда $$A_0^{тр} = \left(\frac{mL_{вр}}{3600 v_x^{норм} x} \right)^2.$$

Принимается типоразмер воздухораспределителя с ближайшей к $A_0^{тр}$ величиной A_0.

5. Вычисляются фактические:

• скорость выпуска воздуха

$$v_0^{факт} = \frac{L_{вр}}{3600 A_0} \cdot k_{неизотерм};$$

• скорость воздуха на оси при входе в рабочую зону

$$v_x^{факт} = \frac{m v_0^{факт} \sqrt{A_0}}{x} \cdot \frac{1}{k_{неизотерм}}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При данном способе воздухораспределения и подаче охлажденного воздуха коэффициенты стеснения, взаимодействия, неизотермичности принимаются равными 1, если подается нагретый воздух – коэффициент неизотермичности принимается по справочным данным.

• избыточная температура

$$\Delta t_x^{факт} = \frac{n\Delta t_0\sqrt{A_0}}{x}\cdot\frac{1}{k_{неизотерм}};$$

• геометрическая характеристика струи

$$H^{факт} \approx 5{,}45 m v_0^{факт}\frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n\Delta t_0}}.$$

Расчет может считаться оконченным, если v_x и Δt_x, будут соответствовать $v_x^{норм}$ и $\Delta t_x^{норм}$, а $H^{факт} \approx H_{тр}$, обеспечивая безотрывное течение струи на протяжении l.

Пример 13.1. Пример подбора воздухораспределителя.

Исходные данные.

Подобрать воздухораспределители для подачи в производственное помещение, в котором выполняется работа со степенью тяжести «средняя IIа» 1520 м^3/ч. воздуха. Размеры помещения 10×5×5 (h_n) м. Температура рабочей зоны +18°С, притока +11°С. Допустимая подвижность воздуха в рабочей зоне 0,3 м/с.

Дополнительные данные.

Согласно действующим нормам на входе в рабочую зону допускается повышенная подвижность воздуха и отклонение температуры от расчетной температуры рабочей зоне. Коэффициент K перехода от нормируемой подвижности воздуха к максимальной скорости в струе равен 1,8. Допустимое отклонение температуры в приточной струе от нормируемой температуры в рабочей зоне $\Delta t = 2$°С.

$$v_x = K\cdot v_{рз} = 1{,}8\cdot 0{,}3 = 0{,}54 \text{ м/с}.$$

$$t_x = t_{рз} - \Delta t = 18 - 2 = 16\text{°С}.$$

Возможные типы воздухораспределителей, которые могут быть применены для подачи притока настилающимися струями, направленными поперек помещения: приточные решетки РР и РВ. Аэродинамические характеристики решеток наименьших типоразмеров приведены в таблице.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Типоразмер	Размеры, мм	Площадь приточного отверстия, м^2	Коэффициенты затухания осевых скорости и избыточной температуры	
РР-1	100×200	0,0128	4,5	3,2
РР-2	100×400	0,0254		
РВ-2	250×250	0,022	2	1,9

Расчет.

1. Определяем требуемую величину геометрической характеристики:

$$H_{mp} = B_1/0,5 = 5,0/0,5 = 10,0.$$

2. Вычисляем скорость притока, соответствующую H_{mp}.

• решетка РР-1

$$v_0 = \frac{H_{mp}\sqrt{n(t_{рз} - t_0)}}{5,45m\sqrt[4]{A_0}} = \frac{10\sqrt{3,2(18-11)}}{5,45\cdot 4,5\sqrt[4]{0,0128}} = 5,74 \text{ м/с};$$

• решетка РР-2

$$v_0 = \frac{H_{mp}\sqrt{n(t_{рз} - t_0)}}{5,45m\sqrt[4]{A_0}} = \frac{10\sqrt{3,2(18-11)}}{5,45\cdot 4,5\sqrt[4]{0,0254}} = 4,83 \text{ м/с};$$

• решетка РВ-2

$$v_0 = \frac{H_{mp}\sqrt{n(t_{рз} - t_0)}}{5,45m\sqrt[4]{A_0}} = \frac{10\sqrt{1,9(18-11)}}{5,45\cdot 2\sqrt[4]{0,022}} = 8,68 \text{ м/с}.$$

3. Вычисляем скорость на входе в рабочую зону:

$$x = B_1 + (h_n - h_{рз}) = 5 + (5 - 2) = 8 \text{ м}.$$

• решетка РР-1

$$v_x = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x} = \frac{4,5\cdot 5,74\sqrt{0,0128}}{8,0} = 0,365 < 0,54 \text{ м/с};$$

• решетка РР-2

$$v_x = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x} = \frac{4,5\cdot 4,83\sqrt{0,0254}}{8,0} = 0,433 < 0,54 \text{ м/с};$$

• решетка РВ-2

$$v_x = \frac{mv_0\sqrt{A_0}}{x} = \frac{2\cdot 8,68\sqrt{0,022}}{8,0} = 0,32 < 0,54 \text{ м/с}.$$

По скорости на входе в рабочую зону для воздухораздачи пригодны оба типа воздухораспределителей.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

4. Производительность воздухораспределителей:

РР-1 $L_{в\,р} = 3600 v_0 A_0 = 3600 \cdot 5{,}74 \cdot 0{,}0128 = 264{,}5$ м^3/ч;

РР-2 $L_{в\,р} = 3600 v_0 A_0 = 3600 \cdot 4{,}83 \cdot 0{,}0254 = 441{,}7$ м^3/ч;

РВ-2 $L_{в.р} = 3600 v_0 A_0 = 3600 \cdot 8{,}68 \cdot 0{,}022 = 687{,}45$ м^3/ч.

5. Требуемое количество воздухораспределителей:

РР-1 $N_{вр} = 1520/264{,}5 = 5{,}75$
принимаем к установке 6 воздухораспределителей;

РР-2 $N_{вр} = 1520/441{,}7 = 3{,}44$
принимаем к установке 4 воздухораспределителя;

РВ-2 $N_{вр} = 1520/687{,}45 = 2{,}21$
принимаем к установке 2 воздухораспределителя.

6. Проверяем степень равномерности распределения параметров воздуха в рабочей зоне.

РР-1. Размеры ячейки, обслуживаемой одной приточной струей: $b_1 = 5{,}0$ м; $a_1 = 1{,}67$ м.

Вычисляем $\bar{A}_g$

$$S = \frac{2{,}4}{m}(b_1 + h_n - h_{рз}) = \frac{2{,}4}{4{,}5}(5{,}0 + 5{,}0 - 2{,}0) = 4{,}27.$$

$S > a_1$ или $4{,}27 > 1{,}67$ поэтому

$$\bar{A}_g = 0{,}22\frac{b_1 + h_n - h_{рз}}{b_1} = 0{,}22\frac{5{,}0 + 5{,}0 - 2{,}0}{5{,}0} = 0{,}352.$$

РР-2. Размеры ячейки, обслуживаемой одной струей: $b_1 = 5{,}0$ м; $a_1 = 2{,}5$ м.

$S_1 > a_1$ или $4{,}27 > 2{,}5$. $\bar{A}_g = 0{,}352$.

Воздухораспределители РР-1 и РР-2 обеспечивают требуемую равномерность распределения параметров.

РВ-2. Размеры ячейки, обслуживаемой одной приточной струей: $b_1 = 5{,}0$ м; $a_1 = 5{,}0$ м.

Вычисляем $\bar{A}_g$

$$S = \frac{2{,}4}{m}(b_1 + h_n - h_{рз}) = \frac{2{,}4}{2{,}0}(5{,}0 + 5{,}0 - 2{,}0) = 9{,}6.$$

$S > a_1$ или $9{,}6 > 5{,}0$ поэтому

$$\bar{A}_g = 0{,}22\frac{b_1 + h_n - h_{рз}}{b_1} = 0{,}22\frac{5{,}0 + 5{,}0 - 2{,}0}{5{,}0} = 0{,}352 > 0{,}2.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Воздухораспределитель РВ-2 обеспечивает требуемую равномерность распределения параметров.

7. Проверяем соответствие размеров ячейки, обслуживаемой одной струей, требуемым условиям.

Первое условие

$$a_1 \le 3h_n.$$

Второе и третье условие

$$b_1 \le 0{,}5m\sqrt{a_1 h_n},$$

$$b_1 + h_n - h_{рз} \le 0{,}5m\sqrt{a_1 b_1}.$$

РР-1. Ячейка: $a_1 = 1{,}67$ м, $b_1 = 5{,}0$ м.

Первое условие

$$1{,}67 \le 3 \cdot 5 \text{ или } 1{,}67 \le 15.$$

Второе условие

$$5{,}0 \le 0{,}5 \cdot 4{,}5 \cdot (1{,}67 \cdot 5{,}0)^{0{,}5} \text{ или } 5{,}0 \le 2{,}89.$$

Второе условие для воздухораспределителя РР-1 не соблюдается, поэтому 3-е условие не проверяем. Воздухораспределитель РР-1 не может быть принят к установке.

РР-2. Ячейка: $a_1 = 2{,}5$ м, $b_1 = 5{,}0$ м.

Первое условие

$$2{,}5 \le 3 \cdot 5 \text{ или } 2{,}5 \le 15.$$

Второе условие

$$5{,}0 \le 0{,}5 \cdot 4{,}5 \cdot (2{,}5 \cdot 5{,}0)^{0{,}5} \text{ или } 5{,}0 \le 7{,}95.$$

Третье условие

$$5{,}0 + 5{,}0 - 2{,}0 \le 0{,}5 \cdot 4{,}5 \cdot (2{,}5 \cdot 5{,}0)^{0{,}5} \text{ или } 8{,}0 \le 7{,}95.$$

Третье условие практически соблюдается. Воздухораспределитель РР-2 может быть установлен.

РВ-2. Ячейка: $a_1 = 5{,}0$ м, $b_1 = 5{,}0$ м.

Первое условие

$$5{,}0 \le 3 \cdot 5 \text{ или } 5{,}0 \le 15.$$

Второе условие

$$5{,}0 \le 0{,}5 \cdot 2{,}0 \cdot (5{,}0 \cdot 5{,}0)^{0{,}5} \text{ или } 5{,}0 \le 5{,}0.$$

Третье условие

$$5{,}0 + 5{,}0 - 2{,}0 \le 0{,}5 \cdot 2{,}0 \cdot (5{,}0 \cdot 5{,}0)^{0{,}5} \text{ или } 8{,}0 \le 5{,}0.$$

Третье условие не соблюдается. Воздухораспределитель РВ-2 не может быть установлен.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Предварительно к установке принимаются 4 воздухораспределителя РР-2. Производительность каждого – 380 м^3/ч, фактическая скорость выпуска воздуха:

$$v_0 = \frac{380}{3600 \cdot 0{,}0254} = 4{,}156 \text{ м/с},$$

фактическое значение геометрической характеристики струи:

$$H = 5{,}45 m v_0 \frac{\sqrt[4]{A_0}}{\sqrt{n \Delta t_0}} = 5{,}45 \cdot 4{,}5 \cdot 4{,}156 \cdot \frac{\sqrt[4]{0{,}0254}}{\sqrt{3{,}2(18-11)}} = 8{,}597$$

или безотрывное течение будет происходить на расстоянии ≈ 4,3 м при ширине помещения 5,0 м, что вполне достаточно. Скорость выпуска воздуха меньше предельной, вычисленной выше, поэтому проверку фактической скорости входа струи в рабочую зону производить не следует.

Избыточная температура на входе в рабочую зону составляет:

$$\Delta t_x^{факт} = \frac{n \Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x} = \frac{3{,}2 \cdot 7 \cdot \sqrt{0{,}0254}}{8{,}0} = 0{,}45°\text{C} < 2{,}0°\text{C}.$$

Окончательно к установке принимаются 4 воздухораспределителя РР-2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 14

ОСНОВЫ АЭРОДИНАМИКИ ЗДАНИЯ, НЕОРГАНИЗОВАННЫЙ ВОЗДУХООБМЕН В ПОМЕЩЕНИЯХ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЕСТЕСТВЕННЫХ СИЛ

Обтекание зданий потоком воздуха является сложным физическим процессом. Перед зданием и за ним образуется область так называемого отрывного течения или зона аэродинамического следа (АС), структура воздушной массы в которой отличается от структуры набегающего потока. Иногда эти области называют застойной областью или застойной зоной, так как циркулирующий в ней воздух плохо обменивается воздухом с набегающим потоком.

Большое значение исследования зоны аэродинамического следа имеют для промышленных зданий, в которых осуществляется проветривание помещений с выделяющимися в них вредностями. Вредности могут поступать в зону АС и, следовательно, в приземные слои воздуха на промышленной площадке. Зоны отрывного течения находятся в контакте с наружными поверхностями ограждения, определяют величину давления ветра на них и влияют на организацию аэрации. Предметом изучения обычно являются распределение давления ветра на поверхности ограждающих конструкций, размеры зоны АС и особенности циркуляции воздуха в ней. Эти сведения позволяют решать вопросы размещения воздухозаборных устройств и вытяжных шахт, определять требуемую высоту шахт, организовывать и рассчитывать аэрацию.

§81. Обтекание здания воздушным потоком

Здания традиционной формы являются плохо обтекаемым телами, а обтекание их ветром сложным процессом из-за трехмерности препятствия и влияния подстилающей плоскости – поверхности земли.

Набегающий поток воздуха образует зону циркуляции у наветренной поверхности здания (рис. 14.1). При этом поток ветра затормаживается, кинетическая энергия этой части потока переходит в потенциальную, и статическое давление в зоне АС возрастает. Увеличение статического давления происходит постепенно по мере

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

приближения к зданию. Максимальное превышение над статическим давлением невозмущенного потока ветра статическое давление циркуляционной зоны достигает на поверхности наветренного фасада. *В зоне аэродинамического следа на наветренной стороне здания статическое давление выше, чем в невозмущенном потоке.* Часть воздуха наветренной зоны в виде вихрей уходит на заветренную сторону здания (рис. 14.1*а*). На заветренной стороне здания образуется несколько вихрей (рис. 14.1*б*), создающих заветренную циркуляционную зону. Зона АС как бы дополняет форму здания до удобообтекаемой и тем самым уменьшает потери энергии в потоке ветра, обтекающего здание с боков и сверху.

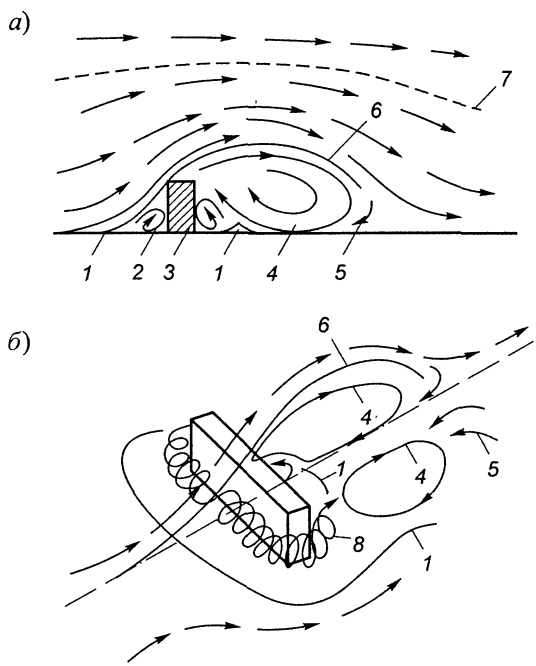


Рис. 14.1. Схема обтекания здания потоком воздуха

а – вертикальный разрез, *б* – схема движения воздуха в зоне аэродинамического следа

1 – граница между вихрями в зоне аэродинамического следа, участок с нулевой скоростью движения воздуха; *2* – зона избыточного давления, *3* – здание; *4* – зона разрежения и вихревого движения воздуха; *5* – обратные потоки воздуха, входящие в зону аэродинамического следа; *6* – граница зоны аэродинамического следа; *7* – граница влияния здания на поток воздуха; *8* – вихреобразные потоки воздуха из зоны избыточного давления в зону разрежения

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

К заветренной циркуляционной зоне воздух поступает как поверх крыши, так и с боков. *На заветренной стороне здания статическое давление в циркуляционной зоне меньше, чем в невозмущенном потоке ветра.* Характерная особенность циркуляции в зоне АС – наличие приземного потока воздуха, направленного к зданию в заветренной зоне, и навстречу ветру – в наветренной. В заветренной части зоны этот поток приносит к воздухозаборным устройствам и к приточным аэрационным проемам вредности, поступившие в зону АС.

Особенности циркуляции воздуха вблизи здания делают целесообразным *устройство воздухозаборных устройств на боковых фасадах и фронтальных в местах, примыкающих к торцам здания вблизи углов.* Это решение справедливо еще и потому, что направление ветра изменчиво: наветренная сторона может стать заветренной, ветер может набегать на одну из боковых сторон, и т.д. Учитывая слабую проветриваемость циркуляционных зон, *выброс загрязнений должен осуществляться за пределами зоны аэродинамического следа*, в противном случае, может произойти накопление вредных выделений в приземном слое вблизи здания и концентрация их может превысить допустимый уровень. Наиболее полно изучено обтекание модели отдельно стоящего здания в устоявшемся воздушном потоке аэродинамической трубы, представленные на рис. 14.2.

На графике приведены предельные габариты зоны аэродинамического следа и иных параметров, отнесенных к высоте здания H (данные применимы для $b/H \leq 0{,}5$). Расположение границы зоны аэродинамического следа в этой области указано ориентировочно. Влияние этой границы на распространение вредностей в приземном слое заметно лишь вблизи места срыва потока с наветренного фасада. Испытания на гидролотке показывают, что ее протяженность составляет не четыре, как это следует из приведенного рисунка, а более 10-ти высот здания.

Аэродинамические процессы обтекания здания в непосредственной близости от поверхности ограждающих конструкций более сложны, нежели это фиксирует график (рис. 14.2). На наветренной стороне здания в месте сопряжения плоской кровли с наружной стеной, согласно рис. 14.3 формируется локальная зона разрежения. Эта особенность обтекания используется для устройства аэрационных проемов фонарей так называемого щелевого типа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

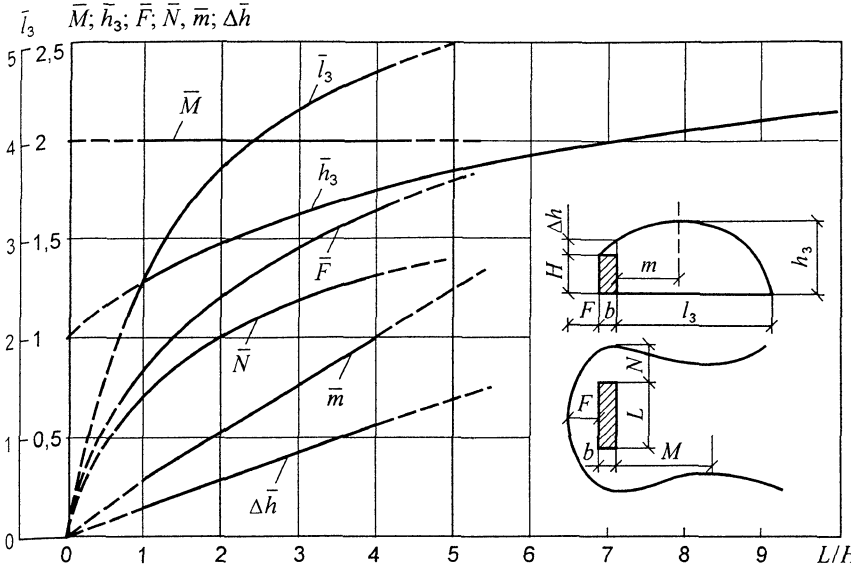


Рис. 14.2. Зависимость размеров зоны аэродинамического следа от габаритных размеров здания (на графике размеры даны в относительных величинах – по отношению к H (данные применимы для $b/H < 0{,}5$)

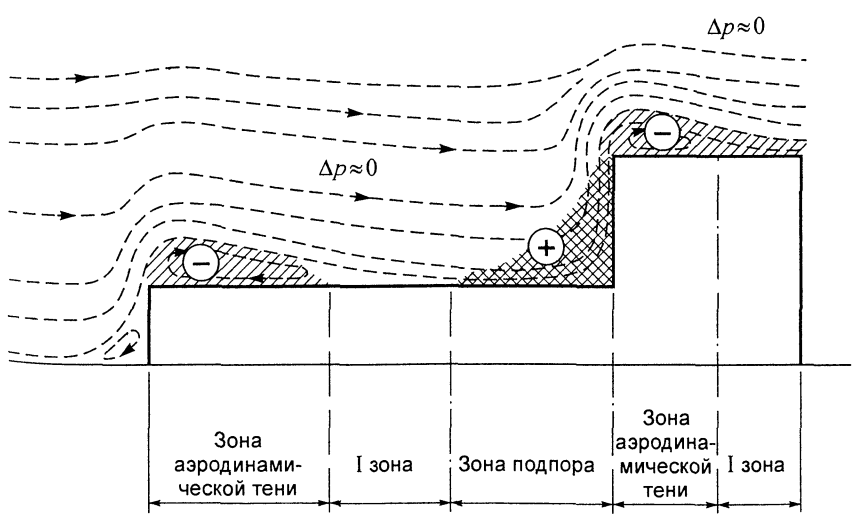


Рис 14 3. Схема обтекания элементов здания сложной формы ветром

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример 14.1.

Исходные данные. Определить размеры зоны аэродинамического следа для здания высотой $H = 25$ м, длиной $L = 100$ м и шириной $b = 12$ м.

Решение 1. Относительная длина здания $L/H = 100/25 = 4$.

2. Относительная высота зоны аэродинамического следа по графику на рис. 14.2 $\bar{h}_з = 1{,}7$, следовательно, высота зоны $h_з = 1{,}7 \cdot 25 = = 42{,}5$ м.

3. Относительная длина зоны аэродинамического следа $l_з = 4{,}65$, следовательно, $l_з = 4{,}65 \cdot 25 = 116$ м.

4. Аналогично определяем другие размеры зоны: для $L/H = 4$ $\bar{F} = 1{,}6$ или $F = 1{,}6 \cdot 25 = 40$ м; $\bar{N} = 1{,}3$ или $N = 1{,}3 \cdot 25 = 32{,}5$ м; $\bar{m} = 1{,}0$, $m = 25$ м; $\bar{M} = 2{,}0$, $M = 50$ м и т.д.

Представленная выше схема движения воздуха описывает лишь принципиальную схему движения потоков воздуха вблизи здания. В реальных условиях имеют место пульсирующие изменения направления и силы ветра, что приводит изменению во времени габаритов зоны аэродинамического следа и циркуляции в ней воздуха. При обтекании ветром группы зданий зоны аэродинамических следов влияют друг на друга, и аэродинамика обтекания усложняется.

§82. Определение величины давления ветра на ограждающие конструкции, аэродинамический коэффициент здания

Избыточное статическое давление относительно статического давления вне зоны АС на наветренном и заветренном фасадах здания пропорционально динамическому давлению ветра. При расчете ветровой нагрузки на здание, а также при определении давлений в плоскости приточных и вытяжных аэрационных проемов применяется аэродинамический коэффициент $K_{аэр}$.

Аэродинамический коэффициент равен отношению избыточного статического давления в одной из точек наружной поверхности здания к динамическому давлению ветра.

В соответствии с этим статическое давление в любой точке наружной поверхности здания равно:

$$p_{ст} = p_{ветра} = K_{аэр} \frac{v^2}{2} \rho. \qquad (14.1)$$

Аэродинамический коэффициент определяет (в долях единицы) часть кинетической энергии потока ветра, преобразующуюся в статическое давление воздуха на поверхности ограждения здания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

На наветренной стороне здания это давление превышает статическое давление в потоке ветра, поэтому величина аэродинамического коэффициента положительна, на заветренной стороне имеет место разрежение и значение аэродинамического коэффициента отрицательно. Известны способы аналитического расчета аэродинамических коэффициентов для зданий простейших форм, но, как правило, их определяют экспериментально в аэродинамических трубах на моделях зданий. Величина и знак аэродинамического коэффициента зависят от места расположения точки на поверхности здания, от формы здания и направления воздушного потока. Для наиболее широко распространенной формы здания (параллелепипед), главный фасад которого расположен перпендикулярно направлению воздушного потока, аэродинамические коэффициенты в центре фасада имеет следующие значения: на фасаде с наветренной стороны $K_{аэр.н} = (+0,4) \div (+0,8)$, на фасаде с заветренной стороны $K_{аэр\,з} = (-0,3) \div (-0,6)$. Ближе к краям фасада величины аэродинамических коэффициентов уменьшаются. Это связано с отклонением от первоначального направления потока ветра, взаимодействующего с вихревой зоной на наветренной поверхности, вследствие чего ветер ближе к краям фасада набегает на здание под углом, меньшим 90°.

На величину аэродинамического коэффициента некоторое влияние оказывает открытие окон в здании и организация сквозного проветривания (аэрация под действием ветра). В практических расчетах этим влиянием обычно пренебрегают, хотя оно и имеет место.

В реальных условиях скорость ветра возрастает с высотой, эпюра скоростей ветра по высоте здания имеет криволинейный характер. В связи с этим имеет место неопределенность – к какой скорости относить аэродинамический коэффициент $K_{аэр}$. В данном случае необходимо следовать рекомендациям:

1) если соотношение высоты здания H и протяженности фасада l меньше 1 (низкое протяженное здание), обтекание воздухом происходит в основном над зданием, и в качестве расчетной принимается *средняя скорость ветра по высоте здания;*

2) для высоких зданий при $H/l > 1$ обтекание происходит с боков, изменение скорости ветра с высотой должно учитываться и *расчетным является скорость ветра на уровне рассматриваемой точки поверхности ограждения.* На рис. 14.4 представлены результаты более детальных исследований распределения аэродинамических коэффициентов на поверхности ограждений производственного здания.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

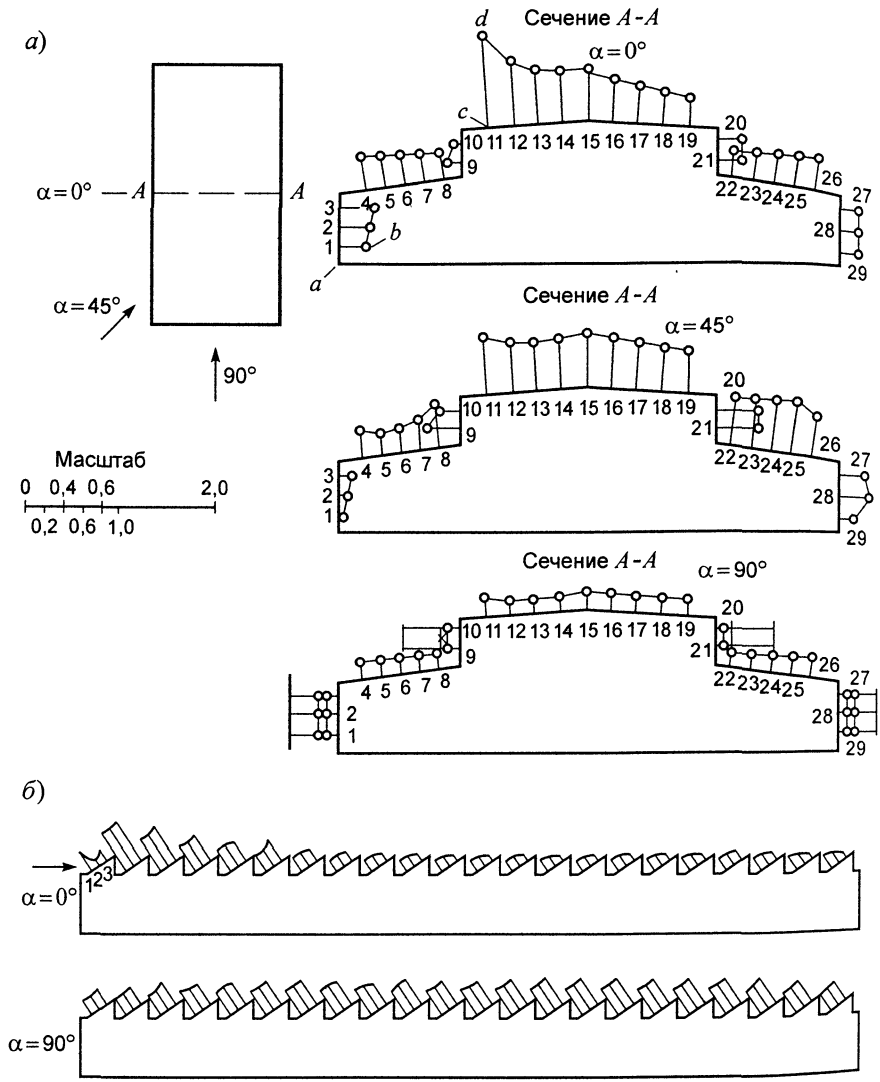


Рис. 14.4. Эпюры аэродинамических коэффициентов производственных зданий
а – эпюры аэродинамических коэффициентов промышленного здания с аэрационно-световым фонарем и коньковой крышей; *б* – эпюры аэродинамических коэффициентов промышленного здания со световыми фонарями типа Шед

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§ 83. Подобие аэродинамических процессов, автомодельность

Аэродинамические коэффициенты зданий определяются путем продувки моделей в аэродинамической трубе. С целью обеспечения достоверности получаемых результатов необходимо соблюдать:

1) подобие турбулентной структуры воздушного потока, создаваемого в рабочем пространстве аэродинамической трубы, турбулентной структуре реального ветра;

2) подобие процессов обтекания модели в трубе реальным процессам обтекания здания потоком ветра в натуре;

3) геометрическое подобие модели и испытываемого здания.

Первое условие обеспечить достаточно сложно, так как турбулентная структура реального потока ветра сложна и недостаточно изучена. Наряду с присущей ветру обычной турбулентностью, могут возникать и достигать поверхности земли крупные турбулентные структуры, проявляющие себя как порывы ветра. Процессы их формирования и развития изучены недостаточно. Поэтому аэродинамические коэффициенты здания определяют экспериментально в условиях установившегося процесса обтекания модели воздушным потоком, имеющим постоянную скорость.

Второе условие обеспечивается применением при выборе параметров воздушного потока аэродинамической трубы теоремы Кирпичева–Гухмана: *два явления подобны, если они описываются одной и той же системой дифференциальных уравнений и имеют подобные условия однозначности.*

В условиях установившегося процесса обтекания здания определяющими критериями являются:

- критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{vl}{\nu},$$

где v – скорость воздушного потока в натуре и на модели, м/с; l – определяющий размер, в качестве которого при плоских зданиях выбирается длина фасада, в случае высоких – высота здания или модели, м; ν – коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$.

- критерий Эйлера

$$\mathrm{Eu} = \frac{p}{\rho v^2},$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

называемый иногда коэффициентом давления в данной точке. Физический смысл этого критерия аналогичен физическому смыслу аэродинамического коэффициента:

$$K_{аэр} = 2\text{Eu}; \tag{14.2}$$

• степень турбулентности ε также должна учитываться при определении аэродинамических коэффициентов

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(\overline{v'})^2}}{\overline{v}}, \tag{14.3}$$

где $\sqrt{(\overline{v'})^2}$ – пульсационная скорость, осредненная по времени; $\overline{v}$ – осредненная по времени скорость потока воздуха.

При моделировании аэродинамических процессов в турбулентных потоках необходимо, чтобы в подобных потоках степени турбулентности были равны:

$$\varepsilon_н = \varepsilon_м, \tag{14.4}$$

где $\varepsilon_н$ и $\varepsilon_м$ – степени турбулентности потоков в натуре и на модели.

Третьим важным условием подобия аэродинамических процессов в натуре и на модели является геометрическое подобие здания и модели. Отношение соответственных размеров здания $l_н$ и модели $l_м$ называется масштабом линейных размеров:

$$M_l = l_н / l_м. \tag{14.5}$$

Другие масштабные соотношения – масштаб скорости m_v, масштаб плотности m_ρ, масштаб динамической вязкости m_ν, масштаб давления m_p определяются отношением величин в натуре к соответственным величинам на модели.

Необходимость соблюдения масштабных соотношений может привести к результатам, при которых определение аэродинамических коэффициентов путем испытания моделей в аэродинамических трубах небольшого размера становится практически невозможным. Если модель выполнена в масштабе 1:100, то условием соблюдения равенства чисел Рейнольдса для модели и реального объекта является соотношение: скорость воздушного потока при моделировании должна в 100 раз превышать скорость в натурных условиях. Например, если расчетная скорость ветра в натурных условиях составляет всего лишь 4 м/с, в аэродинамической трубе должно поддерживать

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

сверхзвуковую скорость в 400 м/с, что качественно меняет картину обтекания модели.

Исследования обтекания зданий традиционной формы и других плохо обтекаемых тел показали, что явление срыва воздушных потоков с острых кромок и установление характера обтекания, характерного для скоростей с большими числами Рейнольдса наблюдается при значениях $Re < 10^3$ и в дальнейшем характер обтекания не меняется. *Практическое отсутствие функциональной зависимости искомой величины от критерия Рейнольдса называется автомодельностью относительно этого критерия.* Автомодельность процессов обтекания относительно критерия Re *наблюдается только в случае моделей с острыми кромками.* Автомодельность относительно Re позволила при определении аэродинамических коэффициентов на моделях зданий соблюдать лишь геометрический (линейный) масштаб и подбирать при моделировании любую скорость воздушного потока в аэродинамической трубе, удобную для проведения замеров.

В настоящее время получают распространение гражданские здания нетрадиционной формы: цилиндрические, овальные и др. Их форма приближается к обтекаемой, поэтому явление автомодельности может наступать при значительно больших значениях критерия Рейнольдса, или не наступать вовсе. Это обстоятельство необходимо учитывать при проведении испытаний, уточняя специальными исследованиями значения критерия Рейнольдса, при котором наступает состояние автомодельности. Возрастающая обтекаемость форм зданий может потребовать проведения испытания с моделями больших размеров в больших аэродинамических трубах.

Влияние степени турбулентности на значения $K_{аэр}$ обычно не учитывается, так как замеры степени турбулентности в потоке воздуха и регулирование ее требуют сложного оборудования. Обычная аэродинамическая труба на выходе имеет спрямляющую воздушный поток решетку или сотовое заполнение, обеспечивающие плоскопараллельное течение воздуха. Известны случаи установки на входе в рабочее пространство аэродинамической трубы специальных турбулизаторов воздушного потока, но полностью вопрос обеспечения соответствия турбулентной структуры воздушного потока, формируемого в аэродинамической трубе, реальной структуре ветра не решен. Этим объясняется разница в результатах, полученных для одинаковых моделей, обдуваемых в разных аэродинамических трубах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§84. Аэродинамическая труба, гидравлический лоток, построение эпюр аэродинамических коэффициентов

Аэродинамическая труба *– установка для получения искусственного равномерного прямолинейного потока воздуха в рабочей части трубы, где устанавливается исследуемая модель.*

Аэродинамическая труба представляет собой воздуховод с побудителем движения воздуха (осевой или радиальный вентилятор, компрессор и т.п.) и спрямляющим поток устройством. Различают прямоточные и замкнутые аэродинамические трубы, а также трубы с закрытой и открытой рабочей частью. На рис. 14.5 представлена замкнутая аэродинамическая труба с открытой рабочей частью.

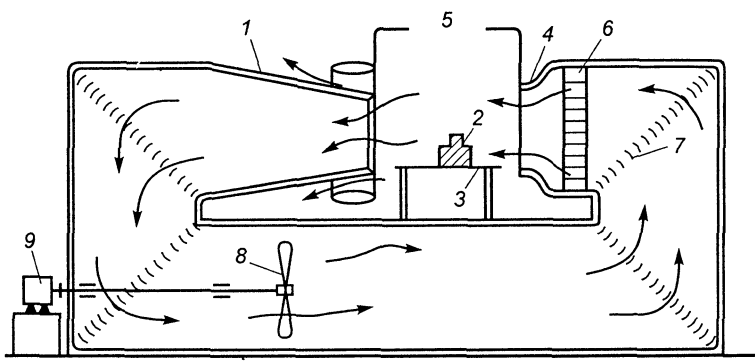


Рис 14.5. Схема аэродинамической трубы

1 – всасывающий патрубок аэродинамической трубы; *2* – модель здания, *3* – подставка под модель, имитирующая поверхность земли, *4* – выходной патрубок аэродинамической трубы, *5* – рабочая часть трубы, *6* – решетка у выходного патрубка аэродинамической трубы; *7* – поворотные лопатки, *8* – вентилятор с изменяемым углом атаки лопаток, *9* – электродвигатель

Качественную картину процесса обтекания здания потоком воздуха изучают на гидравлических лотках – плоских и объемных. *Плоский гидравлический лоток* – это мелкий корытообразный канал, в котором организуется равномерное прямолинейное движение воды. Модель здания размещают у вертикальной стенки, имитирующей поверхность земли. Картина обтекания здания потоком в гидравлическом лотке двухмерная (справедлива для бесконечно длинного здания при нормальном к фасаду направлении потока). Для наблюдения за обтеканием используют индикаторы – алюминиевую пудру или мелкие бумажные конфетти. Фотографируя процесс обтекания

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

модели с длительной экспозицией, можно получить не только размеры вихревых зон, но и векторы скоростей в отдельных частях потока (по длине следа, оставляемого конфетти).

Для исследования 3-х мерного процесса обтекания зданий при любом направлении потока применяют *объемные гидравлические лотки.* Объемный гидравлический лоток – это канал прямоугольного сечения большой протяженности. Для исследования процесса обтекания здания используется передняя часть лотка, в которой влияние пограничных пристенных слоев незначительно. Модель здания, установленную на плоской подставке (имитирующей поверхность земли), помещают в поток воды сразу за выравнивающей решеткой.

В объемном лотке удобно моделировать процессы, определяющие рассеивание выбрасываемых из здания вредных веществ. Индикатором является краска (например, раствор туши). Индикатор подают к местам расположения точек выброса вредных веществ на модели через капиллярные трубки.

Для получения скоростного поля вблизи модели в качестве индикатора применяют вещества, плотность которых близка к плотности воды. По траекториям отдельных капелек индикатора – меток, зафиксированных на кинопленке, можно судить о размерах зоны аэродинамического следа, о воздухообмене в зоне и о других ее характеристиках. Наглядность процесса в объемном гидравлическом лотке – главное преимущество его перед аэродинамической трубой.

При экспериментальном определении аэродинамических коэффициентов изготовленная в необходимом масштабе модель здания, устанавливается на подставку в рабочую часть аэродинамической трубы. Труба настраивается на необходимую скорость воздушного потока, после чего проводятся необходимые замеры с их последующей обработкой.

Масштаб модели определяется размерами рабочей части аэродинамической трубы. Размеры модели должны быть таковы, чтобы в рабочей части размещались не только модель, но и зона аэродинамического следа, возникающая при продувке модели. В противном случае получаемые результаты будут недостоверными. Границы зоны аэродинамического следа и предельный габарит модели можно ориентировочно определить с помощью графиков рис. 14.2.

Модель может изготавливаться сплошной или дренированной. Дренированная модель более трудоемка в изготовлении, так как имеет в расчетных точках отборники статического давления (дренажные трубки), соединяемые шлангами с батарейным микроманомет-

Электронная библиотека http://tgv.kstu.ru

ром, позволяющим одновременно отслеживать статические давления на поверхности ограждений в нескольких точках одновременно.

Давления на поверхности сплошной модели здания давление измеряется микроманометром, соединенным шлангом со щупом. Динамическое давление потока воздуха измеряется трубкой Пито в начальном сечении рабочей части трубы. Значение аэродинамического коэффициента определяется по формуле:

$$K_{аэр} = P_{ст}/P_{д}. \qquad (14.6)$$

По результатам испытаний в характерных сечениях здания строят эпюры аэродинамических коэффициентов. На чертеже сечения здания перпендикулярно линии контура проводят отрезки прямых, на которых в выбранном масштабе наносят значения аэродинамических коэффициентов с учетом его знака. Например, отрезок прямой, отложенный внутрь контура здания соответствует положительной величине аэродинамического коэффициента, снаружи – отрицательному значению. Эпюры аэродинамических коэффициентов позволяют определять величины ветрового давления в плоскости аэрационных проемов при сквозном проветривании помещений промышленных зданий, а также строить эпюры давлений, на основе которых ведутся расчеты аэрации и воздушного режима здания.

§85. Внутреннее избыточное давление. Расчетное давление вытяжных систем с гравитационным побуждением

Понятие *внутреннего избыточного давления* для расчета аэрации и используемое в расчетах воздушного режима здания было предложено профессором П.Н. Каменевым.

Перемещение воздуха происходит от мест с высоким давлением к местам с пониженным давлением. Чем больше эта разность, тем интенсивнее процесс переноса воздуха. *Внутренним избыточным давлением называется разность давлений на определенной отметке относительно поверхности земли внутри и снаружи здания.* Поэтому *внутреннее избыточное давление является причиной перемещения воздуха из помещений наружу и наоборот.* Внутреннее избыточное давление может быть как положительным, так и отрицательным. *Для определения внутреннего избыточного давления на любой отметке по высоте здания (в частности, в плоскости аэрационных проемов) строят эпюры статических давлений по высоте здания снаружи и внутри.*

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Избыточное давление в здании при действии ветра. Величины и распределение давлений на поверхности ограждений вычисляются по эпюрам аэродинамических коэффициентов $K_{аэр}$. Через вентиляционные проемы и иные виды неплотностей в ограждениях давление ветра проникает в здание и в помещениях формируется давление, отличающееся от атмосферного за пределами зоны аэродинамического следа. Если температуры воздуха снаружи и в помещении одинаковы, давление по высоте помещения не изменяется.

Внутреннее избыточное давление воздуха в помещении вследствие разности плотностей воздуха снаружи и внутри помещения. В условиях безветрия ветровое давление на ограждения отсутствует. Известно, если температура воздуха помещения превышает температуру наружного воздуха, через отверстия, расположенные в нижней части помещения, воздух поступает в него, а через проемы в верхней части выходит наружу. Это свидетельствует о том, что в плоскости нижних отверстий внутри помещения давление меньше атмосферного снаружи $(p_{вн} - p_н) < 0$, т.е. имеет место разрежение или *отрицательная величина избыточного давления.* Удаление воздуха через верхние проемы свидетельствует: внутреннее давление больше атмосферного, а *избыточное давление положительно.* Следовательно, при движении по вертикали внутри помещения избыточное давление меняет знак, то есть проходит через нулевое значение $p_{изб} = 0$ или $p_{вн} = p_н$. Приведенные рассуждения свидетельствуют: *между приточным и вытяжным отверстиями в отсутствии ветра располагается нейтральная плоскость* (*нейтральная зона*) *с избыточным давлением* $p_{изб} = 0$.

Для определения избыточного давления на некоторой отметке в помещении со средней внутренней температурой большей, нежели наружная, выбирается горизонтальная плоскость AB на некотором удалении от поверхности земли, и на расстояниях H_1 и H_2, соответственно ниже и выше плоскости AB параллельные ей плоскости CD, и EF (рис. 14.6). Если измерить барометром с совершенной чувствительностью атмосферное давление p_a в плоскости AB снаружи цеха и установить его в той же плоскости, но внутри цеха, то он даст другое показание $(p_a + p_0)$, Па.

Как известно, давление есть сила веса, действующая на 1 м^2 опорной поверхности, поэтому для упрощения выкладок выделяются снаружи и внутри цеха между плоскостями AB, CD и EF столбы воздуха площадью в 1 м^2 каждый. Сила веса каждого из столбов $gH\rho$ в ньютонах численно равна давлению в Па.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

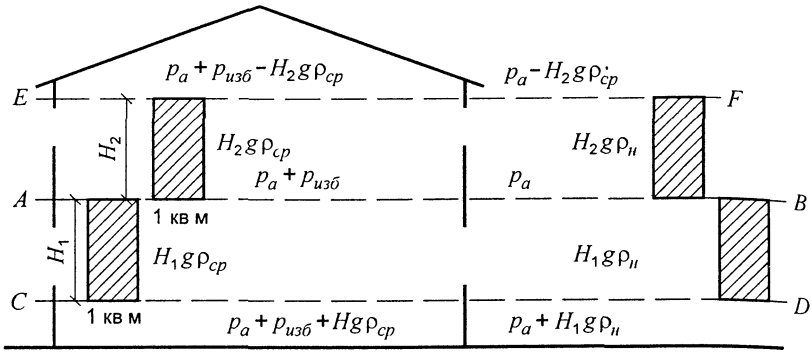


Рис. 14.6. К определению внутреннего избыточного давления под действием разности плотности воздуха в помещении и снаружи

Измеренное барометром давление в плоскости *CD* снаружи цеха больше, нежели в плоскости *AB* на величину ($gH_1\rho_н$) и составит ($p_a + gH_1\rho_н$). В той же плоскости *CD*, но внутри цеха показание барометра равно ($p_a + p_{изб} + gH_1\rho_{ср}$). Если от величины давления внутри цеха в плоскости CD отнимем величину давления снаружи цеха в той же плоскости, получим

$$(p_a + p_{изб} + gH_1\rho_{ср}) - (p_a + gH_1\rho_н) = p_{изб} - gH_1(\rho_н - \rho_{ср}).$$

Вывод: если в помещении, с температурой воздуха более высокой, чем снаружи, в некотором горизонтальном сечении имеется избыточное давление p_0, то во всяком сечении, лежащем на H_1, м, ниже, избыточное давление уменьшается на величину $gH_1(\rho_н - \rho_{ср})$.

Аналогичные выражения для плоскости *EF*, расположенной выше плоскости *AB* на высоту H_2:

- барометрическое давление снаружи цеха в плоскости *EF* равно: $(p_a - gH_2\rho_н)$;
- давление внутри цеха в этой же плоскости: $(p_0 + p_{изб} - gH_2\rho_{ср})$;
- избыточное давление внутри цеха в плоскости *EF* составляет:

$$(p_a + p_{изб} - gH_2\rho_{ср}) - (p_0 - gH_2\rho_н) = p_{изб} + gH_2(\rho_н - \rho_{ср}).$$

Вывод: если в помещении, с температурой воздуха более высокой, чем снаружи, в некотором горизонтальном сечении имеется избыточное давление p_0, то во всяком сечении, лежащем на H_1, м, выше, избыточное давление увеличивается на величину $gH_1(\rho_н - \rho_{ср})$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Правило: *внутреннее избыточное давление по направлению «вверх» от любого горизонтального сечения помещения увеличивается, а по направлению «вниз» уменьшается на величину*

$$gH(\rho_н - \rho_{ср}),$$

где H – расстояние по вертикали между горизонтальными сечениями.

Расчетное давление для гравитационных вытяжных систем также является внутренним избыточным давлением и равно разности давлений в плоскости, проходящей через центры вытяжных решеток, снаружи и внутри.

Рассматриваются столбы с площадью основания 1 м^2, высотой от середины вытяжной решетки 1-го этажа до устья вытяжной шахты, а также от середины вытяжной решетки 2-го этажа также до отметки устья вытяжной шахты (рис. 14.7). Расчетное давление системы с гравитационным побуждением равно разности сил веса (давлений на плоскость, проходящую через отметки 1-го и 2-го этажей) снаружи и внутри помещения (см. табл. 14.1).

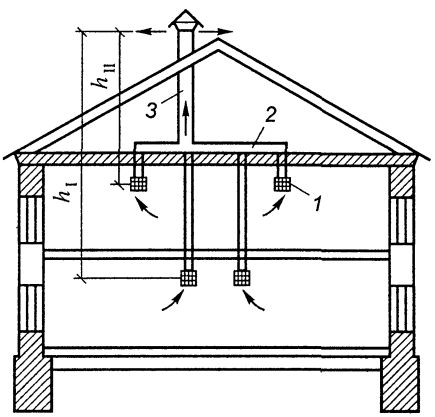


Рис. 14.7. К определению расчетного давления вытяжных гравитационных систем

1 – жалюзийные решетки; *2* – сборный короб; *3* – вытяжная шахта

Таблица 14.1

К определению расчетного давления в системах вытяжной вентиляции с гравитационным побуждением

№№ этажа	Давление наружного воздуха на расчетную плоскость	Давление удаляемого воздуха на расчетную плоскость	Расчетное гравитационное давление
1 эт.	$g\rho_н h_1$	$g\rho_в h_1$	$gh_1(\rho_н - \rho_в)$
2 эт.	$g\rho_н h_2$	$g\rho_в h_2$	$gh_2(\rho_н - \rho_в)$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Из таблицы следует, что гравитационное давление в многоэтажных зданиях различно для отдельных этажей. Наименьшую величину гравитационного давления имеет последний этаж. Поэтому главное направление аэродинамического расчета выбирается от наиболее удаленной от вытяжной шахты решетки последнего этажа до устья вытяжной шахты. Расчетная температура наружного воздуха для вытяжных систем с гравитационным побуждением +5°С.

В некоторых нормативных документах и справочных пособиях гравитационная составляющая расчетного давления записывается в виде:

$$g(H - h_i)(\rho_н - \rho_в),$$

где H – высота от уровня земли до устья вытяжной шахты, м; h_i – высота от уровня земли до верхней кромки оконного проема, м.

Следует иметь ввиду, что центр вытяжной решетки находится обычно примерно на отметке верхней кромки оконного проема, поэтому приведенная в формуле разность отметок практически равна высоте от центра решетки до устья вытяжной шахты h_i.

§86. Эпюры давлений в помещении и на поверхности ограждений

Существует несколько способов построения эпюр давления:

а) относительно условного нуля;

б) по способу «нейтральной зоны»;

в) избыточного давления, предложенного профессором П.Н. Каменевым;

г) фиктивного давления, В.В. Батурина.

Каждый способ имеет свои достоинства и недостатки. Ниже изложена методика построения эпюр с применением в элементов различных способов, максимально отражающих физические особенности процессов. Кроме того, рассмотрен способ построения эпюр от условного нуля, поскольку он используется в расчетах аэрации многопролетных цехов и воздушного режима здания. Способ условно выносит гравитационную составляющую давления в эпюры снаружи здания, что позволяет получить постоянную по высоте величину давления воздуха в помещении и упрощает составление уравнений расходов через проемы и ограждения здания. Построение от «условного нуля» в известной степени формализовано, но позволяет получать простейшие по конфигурации эпюры давлений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Эпюры строятся в пределах контура отапливаемой части здания, обычно от пола до потолка. Если в помещении устроена система естественной вытяжной вентиляции, эпюра строится то пола до устья вытяжной шахты.

Эпюры давлений на ограждениях и в помещениях здания, формируемых действием ветра. На поверхности ограждений форма эпюр давлений подобна форме эпюр аэродинамических коэффициентов. Для упрощения, на представленном чертеже аэродинамический коэффициент на поверхности ограждений принят постоянным по вертикали, поэтому эпюры давления наветренного и заветренного фасадов (рис. 14.8 и др.) изображены в виде прямоугольников. Давление на наветренном фасаде положительно, на заветренном – отрицательно. Температура в помещении принята равной температуре наружного воздуха. В этом случае внутреннее давление в помещении или здании не изменяется по высоте, а эпюра давлений в помещении также представляет собой прямоугольник. Давление в помещении может быть как положительным, так и отрицательным, это зависит от соотношения сопротивлений инфильтрации ограждений на заветренной и наветренной сторонах, его величина определяется специальным расчетом.

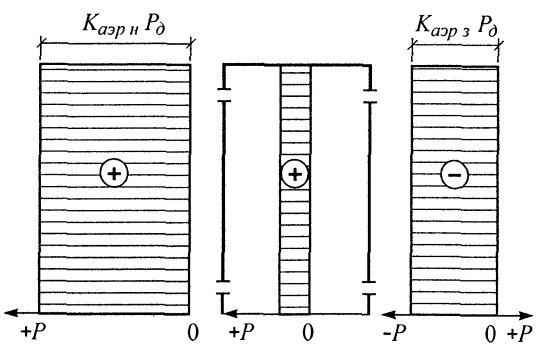


Рис 14.8. Эпюра давления при действии на здание ветра, построенная по способу П Н. Каменева и В В. Батурина

В случае построения эпюры давления от условного нуля за условный нуль принимается абсолютное давление на подветренной стороне здания на верхней отметке наиболее удаленной от поверхности земли отапливаемой части здания. Полная величина ветрового давления, равная

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$p_v = (K_{аэр\,н} - K_{аэр\,з})\frac{v_н^2}{2}\rho_н, \qquad (14.7)$$

откладывается на наветренной стороне, постоянное по высоте внутреннее давление откладывается внутри помещения (рис. 14.9).

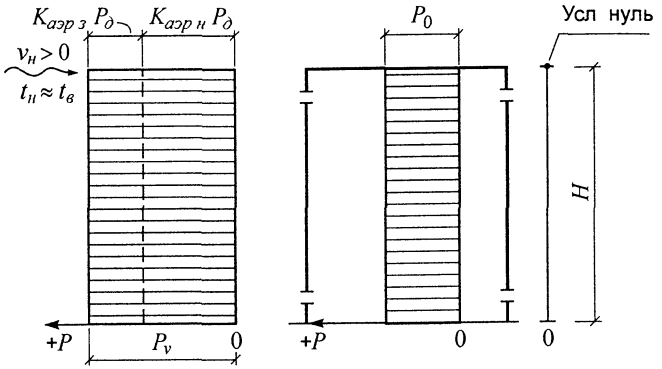


Рис 14.9. Эпюра давлений при действии на здание ветра, построенная по способу условного нуля

Эпюры давления при действии на здание только гравитационных сил действительны только при условии полного безветрия ($v_{ветра} = 0$), давление на наружных поверхностях ограждения равно атмосферному. В помещении формируется нейтральная зона. Если ограждения помещения герметичны, нейтральная плоскость делит высоту помещения H пополам, у пола имеет место разрежение, равное $-0{,}5gH(\rho_{нар} - \rho_{вн})$, под потолком – такая же величина положительного избыточного давления. Через неплотности или проемы, расположенные ниже нейтральной зоны происходит поступление наружного воздуха в помещение, часть ограждений выше рабочей зоны и проемы работают на вытяжку. Эпюры давлений для каждой из сторон помещения будут одинаковыми (рис. 14.10). Представленная на рисунке эпюра давлений построена по способу «нейтральной зоны» и отражает реальное распределение давлений по высоте по-

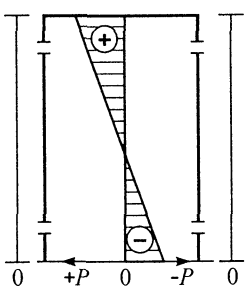


Рис. 14.10. Эпюры давления при действии на здание гравитационных сил, построенные по способу П Н. Каменева

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

щения. Если в помещении имеются приточные и вытяжные отверстия, обладающие различными коэффициентами местного сопротивления $\zeta_{пр}$ и $\zeta_{выт}$, нейтральная плоскость сместится относительно срединного положения вверх или вниз. В случае построения эпюры по способу «условного нуля» на нулевой отметке гравитационное давление принимается равным 0, а полная величина гравитационного давления, равная $H\Delta\rho g$, откладывается на уровне пола 1-го этажа (рис. 14.11).

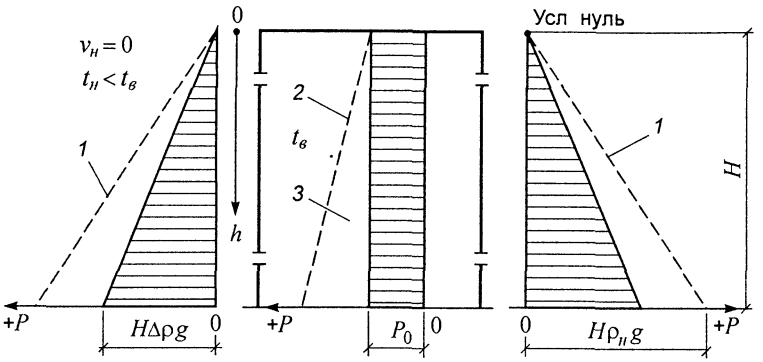


Рис 14.11. Эпюры давления при действии на здание гравитационных сил, построенные от «условного нуля»

1 – аэростатическое давление снаружи; *2* – то же внутри помещения; *3* – треугольная часть эпюры давления внутри помещения

Эпюры давления при совместном действии гравитационного давления и ветра являются суммой эпюр давления под действием ветра и гравитационных сил. Эпюра гравитационного давления строится от «условного нуля», а затем графически складывается с эпюрой ветрового давления, построенной тем же способом. Сложение эпюр отражает факт независимости ветрового и гравитационного давлений друг от друга (так называемый принцип суперпозиции) (рис. 14.12).

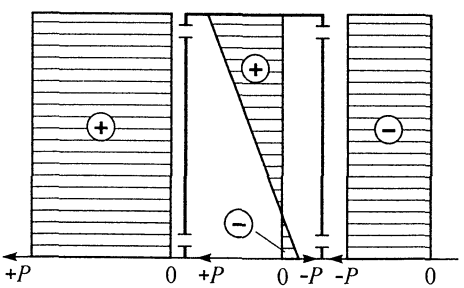


Рис 14 12 Эпюры давления при действии на здание ветра и гравитационного давления, построенные по способу профессора П Н. Каменева

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Атмосферное давление P_h, Па, в любой точке наружного воздуха на высоте h от поверхности земли, равно:

$$P_h = P_{атм} - \rho_н g h, \qquad (14.8)$$

где $\rho_н$ – плотность наружного воздуха, кг/м^3; $P_{атм}$ – атмосферное давление, Па; g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Давление ветра на этой отметке – $K_{аэр}(v^2/2)\rho_н$.

Так как эти воздействия независимы друг от друга, для нахождения полного давления наружного воздуха $P_{нар}$ на здание, их складывают:

$$P_{нар} = P_h + P_{ветр} = P_{атм} - \rho_н g h + K_{аэр}\frac{v^2}{2}\rho_н. \qquad (14.9)$$

За условный нуль давления $P_{усл}$, Па, обычно принимается абсолютное давление на подветренной стороне здания на уровне наиболее удаленного от поверхности земли элемента здания, через который возможно движение воздуха (верхнее окно подветренного фасада):

$$P_{усл} = P_{атм} - \rho_н g H_{расч} + K_{аэр\ з}\frac{v^2}{2}\rho_н, \qquad (14.10)$$

где $H_{расч}$ – высота здания или высота над землей верхнего элемента, через который возможно движение воздуха, м.

Тогда полное избыточное давление $P_н$, Па, формирующееся в наружном воздухе в точке на высоте h здания, определяется по формуле:

$$P_н = P_{нар} - P_{усл} = g(H_{расч} - h)\rho_н + (K_{аэр} - K_{аэр\ з})\frac{v^2}{2}\rho_н. \qquad (14.11)$$

Для удобства расчетов для каждого помещения с номером i определяется полное избыточное внутреннее давление $P_{в,i}$, Па, которое складывается из $P_{в,i}$ и гравитационного давления $P_{грав,\,k}$ в центре каждого воздухопроницаемого элемента k на высоте h:

$$P_{грав,\,k} = \rho_в g(H_{расч} - h). \qquad (14.12)$$

Гравитационную составляющую принято относить к наружному давлению со знаком минус.

$$P_н = g(H_{расч} - h) + (K_{аэр} - K_{аэр\ з})\frac{v^2}{2}\rho_н - g(H_{расч} - h)\rho_в =$$

$$= g(H_{расч} - h)(\rho_н - \rho_в) + (K_{аэр} - K_{аэр\ з})\frac{v}{2}\rho_н. \qquad (14.13)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Этим, как бы выносится за пределы здания переменная гравитационная составляющая полного давления внутри здания и тогда полное давление в каждом помещении становится постоянным на любой высоте, приводя к простому построению, представленному на рис. 14.13.

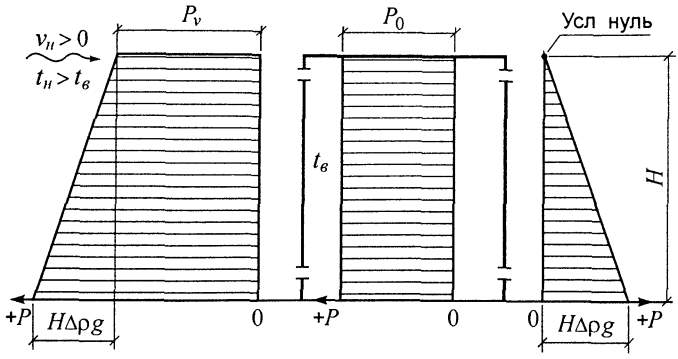


Рис. 14 13. Эпюры давления при действии на здание ветра и гравитационного давления, построенные от условного нуля

Способ построения эпюр давления и расчета избыточных давлений от условного нуля в силу отмеченных достоинств обычно применяется в расчетах воздушного режима и расчета аэрации многопролетных производственных помещений.

Для многопролетных производственных зданий гравитационное давление воздействует и на проемы во внутренних стенах, если температуры воздуха в пролетах не одинаковы. Этот вопрос рассматривается в главе 15.

§87. Причины неорганизованного воздухообмена в помещениях здания

Строительные материалы ограждающих конструкций зданий в большинстве своем имеют капиллярно-пористую структуру, по ее капиллярам может перемещаться воздух. В самих ограждениях и их элементах имеются неплотности (стыки между панелями, притворы окон и дверей), через которые в помещения зданий также может проникать или удаляться воздух.

Умеренная фильтрация воздуха через толщу и неплотности ограждений здания, вызываемая гравитационными силами и ветром позволяет работать приточно-вытяжным системам вентиляции с не-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

организованным притоком и естественной вытяжкой. С другой стороны, вследствие изменчивости направления и скорости ветра, сезонных и суточных колебаний температуры наружного воздуха процессы фильтрации являются трудно управляемыми и оказывают негативное воздействие на тепловой режим здания. Происходят значительные потери теплоты, потоки воздуха, распространяясь по зданию, способствуют переносу вредных выделений из одних помещений в другие.

Процессы обмена зданием воздухом с внешней средой, перемещение воздуха из одного помещения в другое через пористую структуру и неплотности ограждений, по каналам и воздуховодам вытяжных гравитационных систем, объединяются общим понятием – *воздушный режим здания*. Воздушный режим здания оказывает значительное влияние на расчетные теплопотери помещений, привнося в помещение неподогретый наружный воздух, который приходится подогревать, увеличивая тепловую мощность отопительных приборов. В связи с этим возникает необходимость в изучении вопросов воздушного режима здания, его влияния на фактические потери теплоты и работу вентиляционных систем. Инженерные методики расчета воздушного режима здания имеют цель определение *обмена помещений здания воздухом с окружающей атмосферой и помещений друг с другом под действием гравитационного и ветрового давлений*. Вопросами воздушного режима здания занимались Константинова В.Е., Титов В.П., Ливчак М.Ф., Китайцева Е.Х., Светлова К.С., Грудзинский М.М., Латышенков М.А., Милош Э. и др. Ими и другими исследователями выполнены необходимые исследования и разработаны методики расчета воздушного режима.

§88. Закономерности фильтрации воздуха через строительные материалы и характеристики сопротивления воздухопроницанию проемов. Последовательность расчета воздушного режима помещений

Законы фильтрации воздуха в строительных материалах и ограждениях изучены недостаточно. Экспериментальные данные позволяют сделать заключение, что в большинстве стеновых строительных материалах, мелкопористых утеплителях и уплотняющих прокладках притворов окон, волосных трещинах стыковых соединений наблюдается ламинарная фильтрация, подчиняющаяся закону Дарси.

$$\Delta p = s_1 j, \qquad (14.14)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где Δp – разность давлений с двух сторон ограждения или образца материала, на котором производятся испытания Па; $s_л$ – экспериментальный коэффициент, численно равный перепаду давлений по обе стороны ограждения при расходе $j = 1$ кг/(ч·м^2).

В крупнопористых материалах, щелях притворов и ограждающих конструкций наблюдается турбулентный режим фильтрации воздуха, имеет место квадратичный закон сопротивлений:

$$\Delta p = s_m j^2. \qquad (14.15)$$

В связи с тем, что в ограждении одновременно присутствуют капилляры и щели разных размеров в реальных конструкциях ламинарная и турбулентная фильтрация сосуществуют одновременно. Такой режим фильтрации называются смешанным и описывается уравнениями:

$$\Delta p = s_{см} j^n \text{ или } \Delta p = s_л j + s_m j^2, \qquad (14.16)$$

где $s_л$, s_m и $s_{см}$ – экспериментальные коэффициенты, соответствующие ламинарному, турбулентному и смешанному или переходному режиму фильтрации; n – показатель степени, определяемый экспериментально, в нормативно-технической литературе принимается величина $s_{см} = 2/3$.

Для инженерных расчетов фильтрации через окна и наружные двери пользуются формулой:

$$\Delta p = s_{ок} j_{ок}^2 \quad \Delta p = s_{н.д} j_{н.д}^2. \qquad (14.17)$$

Воздушный поток $j_{ок}$ принято относить к 1 м^2 площади окна или наружной двери, хотя фильтрация происходит через щели.

Характеристика сопротивления окон, как правило, имеющих уплотнение, определяется экспериментально, для дверей, в притворах которых отсутствуют уплотняющие прокладки – по формуле:

$$s_{дв} = \frac{\Sigma\zeta}{26 \cdot 10^6 \rho_в l_{щ}^2 \delta_{щ}^2} \qquad (14.18)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления притвора, принимается для дверей одинарных – 4, одинарных с наплавом – 6,25, двойных – 8,163; δ – ширина щели притвора, мм, принимается для квартирных дверей 1,5÷2 мм, для наружных дверей $\delta = 3 \div 4$ мм, для распашных дверей – $\delta = 4$ мм; $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3, принимается для внутренних дверей по температуре воздуха помещения, для наруж-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ных – по температуре наружного воздуха при инфильтрации через них, по температуре воздуха помещения при эксфильтрации.

Если гравитационная система вытяжной вентиляции состоит из обособленных, не объединяемых сборным коробом каналов, характеристика сопротивления отдельного вентиляционного канала $s_к$ определяется по формуле:

$$s_к = \Delta p / G^2, \tag{14.19}$$

где $\Delta p = h(\rho_5 - \rho_{вн})$ – расчетное давление естественной системы вентиляции для данного помещения, h принимается равным высоте от середины окна на рассматриваемом этаже до устья вытяжной шахты; расчетный расход воздуха в канале.

Характеристику сопротивления отдельных каналов разветвленной системы вытяжной вентиляции с естественным побуждением можно определить по формуле:

$$s_к = (Rl + z)/G^2, \tag{14.20}$$

где R – удельная потеря на трение, Па/м; l – длина канала, м; z – потери в местных сопротивлениях, Па; G – расчетный расход воздуха в канале, кг/ч, по которому определены аэродинамические потери.

В случае механической сбалансированной вентиляции (приток равен вытяжке) наличием вентиляционной системы пренебрегают. Если вентиляция не сбалансирована по притоку и вытяжке, дисбаланс должен учитываться в расчете, так как оказывает существенное воздействие на воздухообмен между отдельными помещениями и здания в целом.

Выполнение расчета воздушного режима здания, при котором воздухопроницаемость наружных стен и перегородок не учитывается, состоит из следующих этапов:

1) построение эпюр давлений на наружной поверхности ограждений зданий и внутренних давлений в помещениях;

2) определение характеристик сопротивления окон и дверей, как наружных, так и внутренних;

3) представление всего здания или рассчитываемой его части в виде аксонометрической схемы взаимосвязанных каналов, которыми являются помещения здания и каналы гравитационных вытяжных систем вентиляции с нанесенными на них местными сопротивлениями закрытых окон и дверей;

4) определение величины давления на окна и наружные двери конкретных помещений;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

5) запись величины потоков воздуха через все виды проемов, включая и внутренние постоянно закрытые двери, в виде:

$$G_{i,j} = \sqrt{\frac{|P_i - P_j|}{s_{i,j}}} \cdot \left(\frac{P_i - P_j}{|P_i - P_j|} \right), \qquad (14.21)$$

где P_i и P_j – давления по обе стороны ограждения, Па; $s_{i,j}$ – характеристика сопротивления проема, для которого определяется расход воздуха; составляющая, заключенная в скобки в выражении (14.21), определяет направление воздушного потока. Знак «минус» соответствует вытяжке, знак «плюс» – притоку в помещение;

6) составляются балансовые уравнения расходов для каждого помещения здания с использованием выражений типа (14.21) по всем воздухопроницаемым элементам в помещении включая и каналы вытяжной вентиляции с гравитационным побуждением;

7) совокупность балансовых уравнений расходов для помещений составляет систему нелинейных уравнений которая подлежит решению с целью определения потоков воздуха, которыми помещения обмениваются с наружным воздухом и друг с другом;

8) производится решение системы нелинейных уравнений с целью определения неизвестных давлений в помещениях с помощью компьютера или иной вычислительной машины.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 15

ОРГАНИЗОВАННЫЙ ВОЗДУХООБМЕН В ЗДАНИЯХ. АЭРАЦИЯ

§89. Аэрация, определение, конструктивные элементы, организация воздухообмена

Аэрацией *называют организованный естественный воздухообмен в помещении, осуществляемый через специальные аэрационные проемы под действием естественных побудителей движения воздуха – гравитационных сил и ветра.*

Аэрации посвящены теоретические и экспериментальные исследования: В.В. Батурина, С.Е. Бутакова, П.Н. Каменева, В.Н. Талиева и др.

Преимуществом аэрации по сравнению с механической вентиляцией является возможность перемещения больших объемов воздуха без применения воздуховодов, вентиляторов и затрат электроэнергии.

Если механическая вентиляция в помещении отсутствует, аэрационный приток равен аэрационной вытяжке. В производственном помещении одновременно с аэрацией могут работать и механическая вентиляция: вытяжка через местные отсосы, воздушное душирование рабочих мест. В этом случае, расходы поступающего и удаляемого через аэрационные проемы воздуха не одинаковы.

Механическая и естественная вентиляция взаимно дополняют друг друга, улучшают условия работы и способствуют повышению производительности труда.

Аэрацию не рекомендуется устраивать:

- в помещениях, параметры воздуха внутри которых поддерживаются установками кондиционирования воздуха;
- в цехах промышленных зданий, в воздухе которых содержатся вредные пары, газы и иные вредные выделения с концентрациями, при которых они не могут быть удалены в атмосферу без предварительных обезвреживания или очистки;
- в цехах металлопокрытий, оборудованных бортовыми отсосами, так как повышенная подвижность воздуха в рабочей зоне может привести к нарушению их работы;
- в отделениях и цехах окраски, так как поступление запыленного наружного воздуха может привести к осаждению на окрашенных

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

поверхностях пыли и ухудшению качества окрасочного слоя и товарного вида изделия.

Конструктивное оформление аэрационных проемов, фонарей, аэрационных шахт и дефлекторов. Приток наружного и удаление загрязненного внутреннего воздуха производится через специально устраиваемые аэрационные проемы:

а) нижние и верхние фрамуги окон или специальные аэрационные проемы в стенах зданиях (рис. 15.1);

б) проемы аэрационно-световых и аэрационных фонарей;

в) аэрационные шахты.

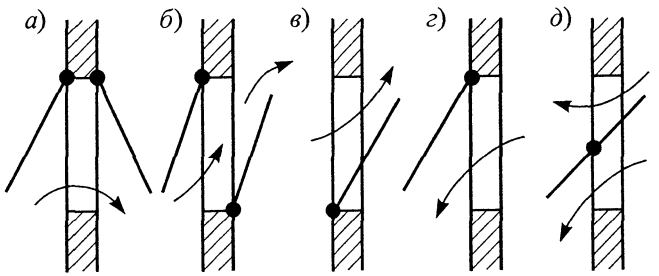


Рис. 15.1. Схемы створок у окон и аэрационно-световых фонарей помещений проветриваемых (с помощью аэрации) зданий

а – створки в окне с двойным остеклением для притока в нижнюю зону помещения (летом), *б* – то же в верхнюю зону (зимой); *в* – створка в окне с одинарным остеклением для притока, *г* – то же для вытяжки; *д* – среднеподвесная створка в окне с одинарным остеклением для вытяжки

Фрамуги окон и створки, закрывающие проемы аэрационно-световых фонарей, устраиваются верхнеподвесными, среднеподвесными и нижнеподвесными. Они могут быть одинарными и двойными. *Следует иметь ввиду, что одна и та же створка при одном и том же угле открытия имеет разные коэффициенты местного сопротивления и расхода в зависимости от направления движения воздуха* через проем (приток или вытяжка). В промышленных зданиях их открытие и закрытие осуществляется с помощью специальных механизмов.

Профессором М.Ф. Бромлеем составлена приведенная ниже таблица коэффициентов местных сопротивлений и коэффициентов расхода, отнесенных к скорости в проемах с различными углами раскрытия створок.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 15.1

Коэффициенты расхода местного сопротивления ζ и расхода μ различных створок аэрационных проемов

Конструкция створки	Угол открывания створки α в градусах	$B:L = 1/1$		$B:L = 1/2$		$B:L = 1/\infty$	
		ζ	μ	ζ	μ	ζ	μ
Одинарная верхне-подвесная (приточная)	15	16	0,25	20,6	0,22	30,8	0,18
	30	5,65	0,42	6,9	0,38	9,15	0,33
	45	3,68	0,52	4,0	0,50	4,7	0,46
	60	3,07	0,57	3,18	0,56	3,54	0,53
	90	2,6	0,62	2,6	0,62	2,6	0,62
Одинарная верхне-подвесная (вытяжная)	15	10,1	0,3	17,3	0,24	30,8	0,18
	30	4,9	0,45	6,9	0,38	8,6	0,34
	45	3,18	0,56	4	0,50	4,7	0,46
	60	2,41	0,63	3,07	0,57	3,3	0,55
	90	2,23	0,67	2,51	0,63	2,51	0,63
Одинарная средне-подвесная (приточная)	15	45,3	0,15	–	–	59,0	0,13
	30	10,1	0,30	–	–	13,6	0,27
	45	5,15	0,44	–	–	6,55	0,39
	60	3,18	0,56	–	–	3,18	0,56
	90	2,43	0,64	–	–	2,68	0,61
Двойная, обе створки на верхнем подвесе (приточная)	15	14,8	0,26	30,8	0,18	–	–
	30	4,9	0,45	9,75	0,32	–	–
	45	3,83	0,51	5,15	0,44	–	–
	60	2,96	0,58	3,54	0,53	–	–
	90	2,37	0,65	2,37	0,65	–	–
Двойная, створки на верхнем и нижнем подвесах (приточная)	15	18,8	0,23	45,3	0,15	59	0,13
	30	6,25	0,4	11,1	0,30	17,3	0,24
	45	3,83	0,51	5,9	0,41	8,6	0,34
	60	3,07	0,57	4	0,50	5,4	0,43
	90	2,37	0,65	2,77	0,60	2,77	0,60
Примечание: b – высота створки в м; l – длина створки в м							

Связь между коэффициентом расхода μ и ζ определяется соотношениями:

$$\mu = (1/\zeta)^{0,5} \text{ или } \zeta = 1/\mu^2. \qquad (15.1)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Испытания показали, что при постоянной ширине створок b с увеличением их длины l коэффициент расхода уменьшается. Приближенно коэффициент расхода может быть вычислен по формуле:

$$\mu = 0{,}62\sin\alpha, \qquad (15.2)$$

где α – угол открытия створки.

Для освещения и проветривания текстильных фабрик с целью снижения поступлений теплоты от солнечной радиации иногда используют географически – ориентированные (на север) фонари типа Шед (рис. 15.2).

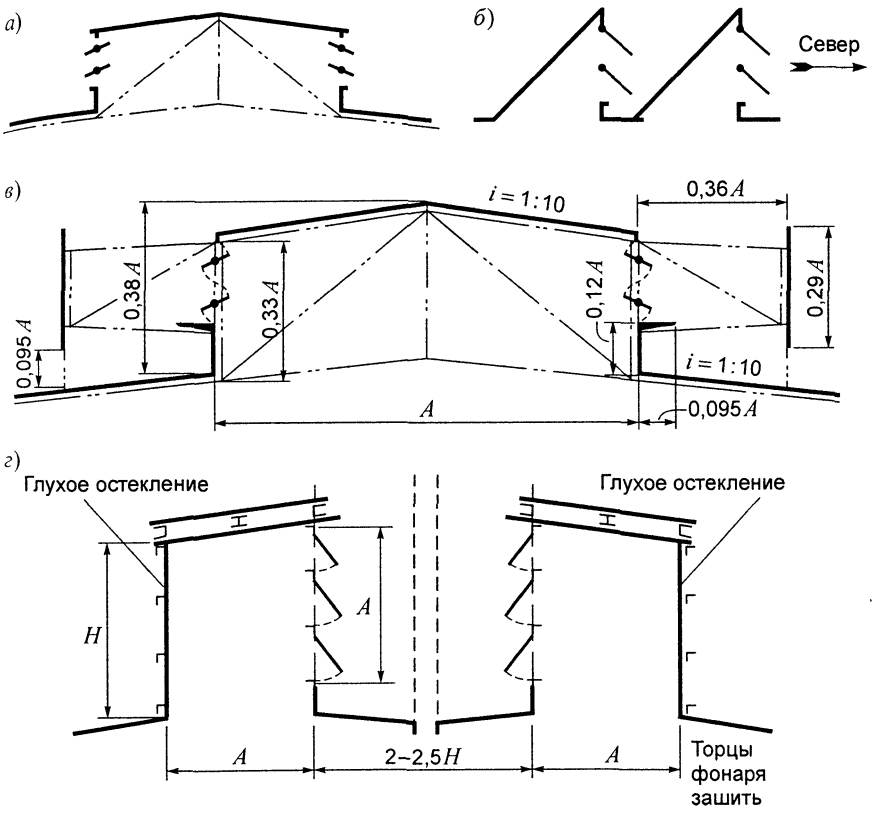


Рис 15.2. Схемы фонарей, применяющиеся для проветривания и освещения производственных и гражданских зданий

а – аэрационно-световой фонарь обычной конструкции, *б* – географически ориентированный фонарь типа Шед, *в* – незадуваемый фонарь с ветроотбойными щитами, *г* – незадуваемый фонарь конструкции проф. В.В. Батурина

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В ветреную погоду работающие на приток аэрационные отверстия открывают на наветренной стороне здания, а вытяжные на заветренной. В случае ветра переменных направлений при задувании его в верхние вытяжные фрамуги окон или фонарей цеха потоки наружного воздуха могут опускаться вниз, происходит так называемое *«опрокидывание аэрации»*. Это явление особенно нежелательно для производственных помещений с загазованной верхней зоной, так как вредные вещества поступают в рабочую зону вновь. «Опрокидывание аэрации» предотвращают фонарями специальной конструкции, так называемыми *незадуваемыми*. Особенность этих фонарей состоит в том, что расположенные в них вытяжные отверстия всегда находятся в зоне разрежения, создаваемого ветром, независимо от его направления. Усиление ветра только увеличивает вытяжку через открытые проемы незадуваемых фонарей.

Простейшим видом незадуваемого фонаря является обычный аэрационно-световой фонарь с ветроотбойными щитами (рис. 15.2*в*). Незадуваемый фонарь, предложенный профессором В.В. Батуриным (рис. 15.2*г*), получил широкое распространение благодаря простоте устройства и надежности. В этом фонаре остекление не затеняется щитами и максимально используется для освещения внутренних пролетов здания. Разработанный более полувека тому назад фонарь конструкции профессора В.В. Батурина применяется и в настоящее время, например, в конвертерных цехах металлургических заводов. Существуют и применяются и другие конструкции аэрационных фонарей, описание которых приводится в специальной литературе. Аэрационно-световой фонарь является довольно дорогостоящей конструкцией, увеличивающей стоимость производственного здания на ~10%. Поэтому в производственных зданиях с незначительными теплоизбытками часто ограничиваются устройством аэрационных шахт.

Аэрационная шахта промышленного здания представляет собой отверстие в перекрытии, обнесенное по периметру парапетом или иными сплошными ограждениями и укрытое сверху зонтом для защиты от атмосферных осадков. В проеме устраивается утепленный клапан или иное устройство, позволяющее при необходимости отключать аэрационную шахту, например, в холодный период года.

Дефлекторы рекомендуется устанавливать на вытяжных шахтах помещений с незначительными избытками тепла. Дефлектор преобразует энергию потока набегающего ветра в разрежение у устья шахты, что усиливает вытяжку из помещения.

Широкое применение находят дефлекторы при устройстве вентиляции в жилых и общественных зданиях (административных, зре-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

лищных, спортивных), в сельскохозяйственных зданиях и сооружениях (хранилища, животноводческие помещения), на предприятиях многих отраслей промышленности, в транспортных средствах (железнодорожные вагоны, автобусы, суда и т.д.).

Конструкции дефлекторов весьма разнообразны. Известны, применяются или применялись ранее конструкции дефлекторов: ЦАГИ, звездчатый, дефлекторы Григоровича, Грове и др. Схема дефлектора ЦАГИ и движение потоков воздуха, обтекающих его, показана на рис. 15.3.

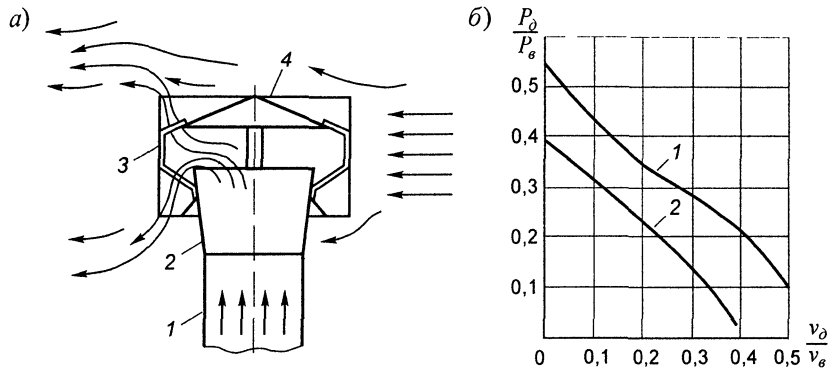


Рис. 15 3. Дефлектор ЦАГИ и график для его подбора

а) схема дефлектора ЦАГИ: *1* – вытяжная щахта; *2* – корпус дефлектора (диффузор); *3* – ветроотбойное кольцо, *4* – зонт

б) график для определения разрежения, создаваемого дефлектором: *1* – для дефлектора круглого сечения; *2* – для дефлектора квадратного сечения

Разрежение, создаваемое дефлектором, зависит от скорости ветра и может быть определено с помощью графика рис. 15.3. На оси абсцисс графика – отношение скорости воздуха в патрубке дефлектора $v_д$ к скорости ветра $v_в$, м/с, а на оси ординат – отношение:

$$P_д / P_в,$$

где $P_д$ – разрежение, создаваемое в дефлекторе ветром, Па; $P_в$ – скоростное давление ветра, Па.

Зная скорость ветра $v_в$, принимая скорость в патрубке дефлектора $v_д = (0{,}2 \div 0{,}4) v_в$ по графику определяют величину $P_д / P_в$ и вычисляют величину разрежения, создаваемого дефлектором:

$$P_д = \frac{P_д}{P_в} \cdot \frac{v^2}{2} \rho. \qquad (15.3)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В вентиляционных систем большинства объектов, расположенных в районах с обычным климатом, при подборе сечения вытяжных шахт дефлектор учитывают как местное сопротивление, так как расчет естесвенной вытяжки проводят на худший случай – штиль. Для этих систем главное назначение дефлектора – предотвратить «опрокидывание» или уменьшение вытяжки. Номер дефлектора определяют по размеру шахты, измеренному в дециметрах, на которой его устанавливают.

Особенности определения расхода воздуха через аэрационные отверстия в вертикальных ограждениях. У любого вертикального отверстия в наружной стене избыточное давление изменяется по высоте. Отверстия условно разделяются на *высокие и низкие*. Понятие высокого отверстия никак не связано с его размерами. Плоскость *высокого* отверстия пересекает нейтральная плоскость. В нейтральной плоскости избыточное давление равно 0, и она делит высокое отверстие на нижнюю часть, работающую на приток, и верхнюю, через которую происходит вытяжка. В общем случае площади верхней и нижней частей не одинаковы, не равны и расходы по притоку и вытяжке. Поэтому для высоких отверстий следует различать три различных расхода воздуха: инфильтрацию (или приток) G_u, эксфильтрацию (или вытяжку) $G_э$, и суммарный расход воздуха G_Σ, равный сумме притока и вытяжки с учётом их знаков, который может быть либо притоком в помещение, либо вытяжкой из него. Осреднение давлений должно проводиться отдельно для приточной и вытяжной частей высокого отверстия.

Низкое отверстие полностью располагается выше или ниже нейтральной плоскости, и поэтому всей площадью работает либо на приток, либо на вытяжку. Осреднение давлений можно проводить по всей плоскости низкого отверстия.

Зона действия аэрации, организация воздухообмена. Производственные здания могут иметь значительные размеры, их длина и ширина часто измеряется сотнями метров. *В случае подачи аэрационного притока через фрамуги окон или специальные аэрационные проемы в наружных стенах здания зона действия аэрации ограничивается полосой пола, прилегающей к наружным стенам, в которых устроены приточные аэрационные проемы шириной, 30 м.*

Прочая внутренняя часть объема здания должна иметь круглогодичную механическую общеобменную или смешанную вентиляцию. Максимальная ширина однопролетного здания, которое может быть полностью проветрено с помощью аэрации – 60 м. Она может

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

быть увеличена для трехпролетных цехов, при условии, что производственные процессы, осуществляемые в наружных пролетах, не сопровождаются значительными выделениями вредных веществ, и поступающий через наружные пролеты во внутренний пролет воздух будет достаточно чистым (рис. 15.4*б*).

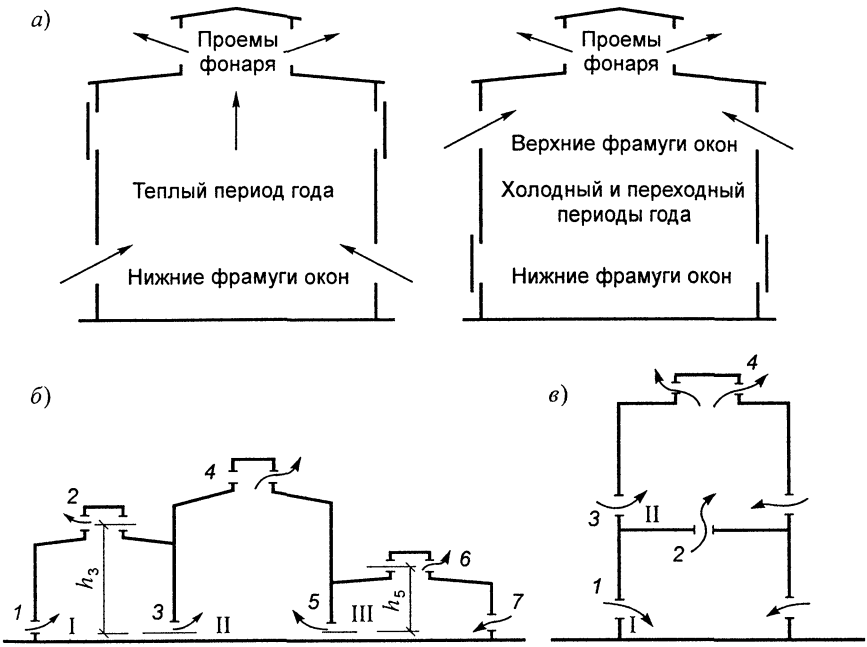


Рис. 15.4. Схемы организации воздухообмена в однопролетном, трехпролетном и 2-х этажном производственном здании с аэрационным проемом в междуэтажном перекрытии

а – организация воздухообмена в однопролетном здании в холодный и теплый периоды года; *б* – схема возможной организации аэрации в трехпролетном разновысоком здании в теплый период года, *в* – в 2-х-этажном здании с аэрационным проемом в междуэтажном перекрытии

В теплый период года приток подается непосредственно в рабочую зону через нижние фрамуги окон. Вытяжка может осуществляется через верхние фрамуги окон или аэрационно – световые и аэрационные фонари, аэрационные шахты.

В холодный период года приток подается через верхние фрамуги окон, которые в производственном здании должны размещаться на высоте не ниже 5 м от пола, вытяжка осуществляется через фонарь.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Столь значительная высота подачи наружного воздуха имеет целью обеспечить приемлемую температуру притока в рабочей зоне за счет «размывания» струи приточного наружного более нагретым воздухом верхней зоны помещения.

Аэрация активно используется в теплый период года, но она может быть и *круглогодичной*, если в холодный период года имеют место значительные избытки теплоты.

§90. Задачи расчета аэрации, выбор расчетного давления

Различают две задачи аэрации: прямую и обратную.

Прямая задача заключается в определении площади открытых проемов, необходимой для обеспечения расчетного общеобменного воздухообмена в помещении. Прямую задачу приходится решать при проектировании новых объектов. Обычно проектировщики-строители запрашивают у проектировщиков-сантехников необходимую площадь аэрационных проемов с тем, чтобы учесть эти требования в проекте строительной части здания.

Обратная задача – определение фактического воздухообмена при известных площадях и размещении аэрационных отверстий в уже существующих зданиях. Обратную задачу решают при реконструкции здания, если в нем предполагается разместить оборудование с тепловыделениями большими, нежели у заменяемого.

Варианты расчетных давлений, на которые производится расчет аэрации. В зависимости от удельной теплонапряженности, высоты помещения (здания), температуры наружного воздуха и скорости ветра возможны три варианта выбора расчетного давления:

- гравитационное давление;
- давление ветра;
- совместное действие гравитационного и ветрового давлений.

Критерием, определяющим выбор варианта, является соотношение между значениями ветрового и гравитационного давлений.

Аэрацию рассчитывают на действие только гравитационных сил, если

$$p_v \leq 0{,}5H\Delta\rho g, \qquad (15.4)$$

где p_v – максимальное значение ветрового давления для выбранной схемы размещения (открывания) приточных и вытяжных отверстий, подсчитываемое по формуле (14.7), значения аэродинамических коэффициентов принимаются на отметке осей приточных и вытяжных проемов; H – расстояние по вертикали между центрами приточных и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

вытяжных аэрационных отверстий, м; $\Delta\rho$ – разность плотностей воздуха снаружи и внутри помещения.

Аэрация рассчитывается на действие только ветра, при условии:

$$p_v \geq 10H\Delta\rho g. \qquad (15.5)$$

Этот вариант выбора расчетного давления характерен для помещений без тепловыделений или с незначительными теплоизбытками (склады химикатов, промышленных изделий, оборудования, некоторые производственные помещения с влаговыделениями и др.).

Аэрация рассчитывается на совместное действие гравитационных сил и ветра в случае следующего соотношения между гравитационным и давлением ветра:

$$0{,}5 \cdot H\Delta\rho g < p_v < 10 \cdot H\Delta\rho g. \qquad (15.6)$$

Как и вся общеобменная вентиляция, аэрация рассчитывается летом на параметры «*А*» и зимой на параметры «*Б*».

Расчеты аэрации проводят при следующих допущениях:

1) тепловой и воздушный режимы помещения считаются установившимися во времени;

2) определение гравитационного давления проводят на среднюю по объему помещения температуру воздуха;

3) изменение температуры по вертикали принимается по линейному или линейно-ступенчатому закону;

4) влияние на аэрацию тепловых конвективных струй, возникающих над нагретым оборудованием, не учитываются;

5) в расчетах аэрации не учитывается энергия приточных аэрационных струй, поступающих через окна; считается, что она полностью рассеивается в объеме помещения; кинетическая энергия вытяжных струй рассеивается в наружном воздухе;

6) в качестве расчетных принимают давления на оси аэрационных проемов;

7) аэродинамические коэффициенты, определенные испытаниями в аэродинамической трубе монолитных моделей принимаются равным аэродинамическим коэффициентам реального здания с открытыми аэрационными проемами, работающими на приток или вытяжку;

8) допускается, что все избыточное давление расходуется на создании кинетической энергии приточных и вытяжных струй и преодоление аэродинамических сопротивлений аэрационных проемов, учитываемое через коэффициент расхода.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§91. Расчет аэрации однопролетных цехов

Значительная часть проектируемых и существующих производственных помещений – это однопролетное здание шириной до 60 м, в котором внутренние перегородки не достигают перекрытия или представляют собой невысокие сетчатые перегородки. Аэрационные проемы размещаются исключительно на фасадах и отсутствуют на торцах здания, отметки осей для всех приточных, также как и для всех вытяжных проемов одинаковы. В этом случае, аэродинамические коэффициенты всех приточных проемов могут быть приняты одинаковыми и вытяжных отверстий тоже. Аэрацию таких зданий можно рассчитывать методом деления расчетного давления на две части: расходуемую на приток и расходуемую на вытяжку. Этот метод аналитический и менее трудоемкий, чем существующий метод попыток. Им можно рассчитывать аэрацию и выгороженного помещения большого производственного здания с одной или несколькими наружными стенами, для которого могут быть приняты одинаковыми аэродинамические коэффициенты всех приточных и всех вытяжных аэрационных проемов. Методика деления на части применима для любых расчетных давлений: гравитационного, давления ветра, совместного действия гравитационного и ветрового давлений, при наличии и отсутствии местных отсосов. Методика не применима, если:

1) приточные (вытяжные) отверстия находится на различных отметках;

2) аэрационные проемы размещаются не только на фасадах, но и в торцевых стенах;

3) одновременно открыты для аэрации нижние, верхние фрамуги и створки аэрационно-светового фонаря (работает аэрационная шахта).

Расчет перечисленных выше вариантов должен проводиться по методике расчета аэрации многопролетных зданий.

Ниже рассматриваются алгоритмы расчета аэрации для описанных выше конструктивных схем здания.

Прямая задача аэрации.

В случае решения прямой задачи известны: требуемый воздухообмен по притоку $G_{пр}$ и по вытяжке $G_{выт}$, коэффициенты расхода аэрационных проемов по притоку $\mu_{пр}$ и по вытяжке $\mu_{выт}$, а также плотность удаляемого $\rho_{выт}$ и приточного воздуха, равная плотности наружного воздуха при температуре по параметрам «А», $\rho_н$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Объемный $L_{пр}$ и массовый расходы $G_{пр}$ через приточные отверстия равны:

$$L_{пр} = 3600\mu_{пр}A_{пр}v_{пр} = 3600\mu_{пр}A_{пр}\sqrt{\frac{2\Delta p_{пр}}{\rho_н}}$$

$$G_{пр} = 3600\mu_{пр}A_{пр}\sqrt{2\Delta p_{пр}\rho_н}, \qquad (15.7)$$

где $L_{пр}$ – объемный аэрационный приток, м^3/ч; $v_{пр}$ – скорость воздуха в приточных проемах, м/с; $A_{пр}$ – площадь аэрационных проемов, м^2; $\Delta p_{пр}$ – часть расчетного давления аэрации, расходуемая на приток, Па; $\rho_н$ – плотность наружного воздуха, кг/м^3.

Аналогично массовый расход через вытяжные отверстия составит:

$$G_{выт} = 3600\mu_{выт}A_{выт}\sqrt{2\Delta p_{выт}\rho_{выт}}. \qquad (15.8)$$

Поделив (15.7) на (15.8), возведя обе части соотношения в квадрат и записав его относительно $\Delta p_{пр}/\Delta p_{выт}$, получим:

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}} = \left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}} \cdot \left(\frac{\mu_{выт}F_{выт}}{\mu_{пр}F_{пр}}\right)^2. \qquad (15.9)$$

Если расчет проводится на действие ветра или совместное действие теплоизбытков и ветра, устойчивость принятой схемы воздухообмена обеспечивается действием ветра. Поэтому отношение $(\mu_{выт}F_{выт})/(\mu_{пр}F_{пр})$ можно принять равным 1, тогда

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}} = \left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}}. \qquad (15.10)$$

Если принять

$$A = \left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}},$$

то $\Delta p_{прит} = A\Delta p_{выт}$. С учетом приведенного равенства

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{расч} - \Delta p_{пр}} = A, \qquad (15.11)$$

откуда

$$\Delta p_{пр} = \frac{A}{1+A}\Delta p_{расч}, \qquad (15.12)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\Delta p_{выт} = \Delta p_{расч} - \Delta p_{пр}. \quad (15.13)$$

Требуемые площади приточных и вытяжных отверстий определяются как

$$A_{пр} = \frac{G_{пр}}{3600\mu_{пр}\sqrt{2\Delta p_{пр}\rho_н}}, \quad (15.14)$$

$$A_{выт} = \frac{G_{выт}}{3600\mu_{выт}\sqrt{2\Delta p_{выт}\rho_{выт}}}. \quad (15.15)$$

Приведенные выше соотношения применяются для 2-х случаев расчета аэрации: *на действие ветра, совместное действие гравитационных сил и ветра.*

Пример №1. Расчет аэрации на действие ветра. Прямая задача.

Исходные данные.

Определить требуемую площадь аэрационных проемов для вентилирования производственного помещения с незначительными теплоизбытками, расположенного в г. Камышин. Необходимо обеспечить воздухообмен в количестве 100000 кг/ч по притоку и вытяжке. Расчетная скорость ветра равна 4,6 м/с. Аэродинамические коэффициенты в плоскости аэрационных отверстий: на наветренной стороне +0,8, на заветренной – (–0,6). Согласно действующим нормам температура наружного воздуха по параметрам *А* равна +26,6°С. Заполнение световых проемов – одинарное остекление, окна имеют фрамуги с верхнеподвесными створками с углом раскрытия 90°. Согласно табл. 15.1 $\mu_{приток} = 0{,}62$, а $\mu_{вытяжки} = 0{,}67$.

Расчет.

1. Расчетная схема воздухообмена в теплый перил года: приток через нижние фрамуги на наветренной стороне здания. вытяжка – через аэрационные проемы на заветренной стороне.

2. Плотность наружного воздуха

$$\rho_н = 353/(273 + 26{,}6) = 1{,}178 \text{ кг/м}^3.$$

3. Величина расчетного ветрового давления

$$\Delta p_v = \left(K_{аэр\,н} - K_{аэр\,з}\right)\frac{v_н^2}{2}\rho_н = (0{,}8 + 0{,}6)\frac{4{,}6^2}{2}1{,}178 = 17{,}449 \text{ Па}.$$

4. Величина *А*

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}} = \left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_н} = \left(\frac{100000}{100000}\right)^2 \cdot \frac{1{,}178}{1{,}178} = 1.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

5. Вычисляем

$$\Delta p_{выт} = \left(\frac{A}{1+A}\right)\Delta p_{расч} = \frac{1}{1+1}\cdot 17{,}449 = 8{,}724 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{пр} = 8{,}724 \text{ Па}.$$

6. Площади приточных и вытяжных отверстий:

$$A_{пр} = \frac{G_{пр}}{3600\mu_{пр}\sqrt{2\Delta p_{пр}\rho_{н}}} = \frac{100000}{3600\cdot 0{,}62\sqrt{2\cdot 8{,}724\cdot 1{,}178}} = 9{,}88 \text{ м}^2,$$

$$A_{выт} = \frac{G_{выт}}{3600\mu_{выт}\sqrt{2\Delta p_{выт}\rho_{выт}}} = \frac{100000}{3600\cdot 0{,}67\sqrt{2\cdot 8{,}724\cdot 1{,}178}} = 9{,}14 \text{ м}^2.$$

Пример №2. Расчет аэрации на совместное действие гравитационного давления ветра. Прямая задача.

Исходные данные.

Определить требуемую площадь аэрационных проемов для производственного помещения. Разница отметок проемов нижних фрамуг и створок фонаря – 8,2 м, температура наружного воздуха по параметрам «*А*» равна +26,6°, аэродинамические коэффициенты здания на уровне отметок центров проемов $K_{н}^{аэр} = 0{,}8$ и $K_{з}^{аэр} = -0{,}6$. Цех оборудован местными системами вытяжной вентиляции. Требуемые аэрационные приток составляет 292000 кг/ч, вытяжка – 240000 кг/ч, коэффициенты расхода аэрационных проемов составляют: $\mu_{приток} = 0{,}62$ и $\mu_{вытяжки} = 0{,}67$. Температуры воздуха: снаружи +26,6°С; рабочей зоны +30°С; удаляемого воздуха +33,4°С.

Расчет.

1. Расчетная схема воздухообмена в теплый период года – приток через нижние фрамуги в рабочую зону, вытяжка через фонарь.

2. Плотность воздуха:

- приточного: $\rho_{пр} = 1{,}178$ кг/м^3;
- вытяжного: $\rho_{выт} = 1{,}152$ кг/м^3;
- среднее значение плотности воздуха для цеха: $\rho_{ср} = 1{,}159$ кг/м^3.

3. Расчетное давление аэрации:

$$\Delta p_{расч} = (K_{нав} - K_{зав})\frac{v_{н}^2}{2}\rho_{н} + gH(\rho_{н} - \rho_{ср}),$$

$$\Delta p_{расч} = (0{,}8+0{,}6)\cdot\frac{4{,}6^2}{2}\cdot 1{,}178 + 9{,}81\cdot 8{,}2\cdot(1{,}178-1{,}159) = 18{,}977 \text{ Па},$$

$$A = \left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2\cdot\frac{\rho_{выт}}{\rho_{н}} = \left(\frac{292000}{240000}\right)^2\cdot\frac{1{,}152}{1{,}178} = 1{,}448.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

4. Вычисляем

$$\Delta p_{пр} = \frac{A}{1+A}\Delta p_{расч} = \frac{1{,}448}{1+1{,}448}\cdot 18{,}977 = 11{,}225 \text{ Па};$$

5. Вычисляем $\Delta p_{выт} = 18{,}977 - 11{,}225 = 7{,}752$ Па.

6. Площади приточных и вытяжных отверстий:

$$A_{пр} = \frac{292000}{3600\cdot 0{,}62\sqrt{2\cdot 11{,}225\cdot 1{,}178}} = 25{,}44 \text{ м}^2;$$

$$A_{выт} = \frac{240000}{3600\cdot 0{,}67\sqrt{2\cdot 8{,}376\cdot 1{,}152}} = 23{,}54 \text{ м}^2.$$

Расчет аэрации на гравитационное давление. Безветрие редко бывает абсолютным, на уровне вытяжных фонарей или фрамуг подвижность воздуха обычно большая, нежели на уровне приточных отверстий. Обеспечить устойчивую работу аэрации можно увеличением кинетической энергии струй, поступающих в атмосферу из вытяжных аэрационных отверстий, т.е. увеличением скорости потока удаляемого воздуха. Принято считать, что при равенстве притока и вытяжки, эквивалентную площадь $\Sigma A_{пр}\mu_{пр}$ приточных проемов не следует принимать равной эквивалентной площади вытяжных $\Sigma A_{выт}\mu_{выт}$, а эквивалентная площадь приточных отверстий должна превышать площадь вытяжных на 20–30%. Это условие записывается в виде соотношения:

$$\Sigma A_{пр}\mu_{пр} \approx a\Sigma A_{выт}\mu_{выт}, \qquad (15.16)$$

где a – коэффициент, равный 1,2÷1,3; $A_{пр}$ и $A_{выт}$ – площади приточных и вытяжных отверстий, м^2; $\mu_{пр}$ и $\mu_{выт}$ – коэффициенты расхода приточных и вытяжных отверстий.

В случае принятия этого решения возможность нежелательного явления опрокидывания аэрации снижается.

Расчетная величина гравитационного давления составит:

$$\Delta p_{расч} = gH(\rho_н - \rho_{ср\,в}),$$

где H – расстояние по вертикали между осями приточных и вытяжных фрамуг, м.

Это давление следует разделить на составляющие, расходуемые на обеспечение притока $\Delta p_{пр}$ и вытяжки $\Delta p_{выт}$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В выражении (15.9) отношение

$$\left(\frac{\mu_{выт}A_{выт}}{\mu_{пр}A_{пр}}\right)^2=\frac{1}{a^2}, \qquad (15.17)$$

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}}=\frac{1}{a^2}\left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2\cdot\frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}}=A. \qquad (15.18)$$

Проведя преобразования, изложенные выше, получим выражения (15.12) и (15.13).

По полученным величинам давлений, обеспечивающих приток или вытяжку, вычисляем требуемые площади аэрационных проемов.

Пример №4. Расчет аэрации на действие гравитационного давления. Прямая задача.

Исходные данные.

Определить требуемую площадь аэрационных проемов для вентилирования кузнечного цеха, расположенного в г. Камышин. Разница отметок проемов нижних фрамуг и створок фонаря – 8,2 м, согласно действующим нормам температура наружного воздуха по параметрам *А* равна +26,6°С. Цех оборудован системами воздушного душирования и местными отсосами, приток составляет 292000 кг/ч, вытяжка – 240000 кг/ч, коэффициенты местного расхода аэрационных проемов составляют: $\mu_{приток}$ = 0,62 и $\mu_{вытяжки}$ = 0,67. Температуры: рабочей зоны 30°С; удаляемого воздуха 33,4°С, средняя температура воздуха помещения 31,7°С.

Расчет.

1. Расчетная схема воздухообмена в теплый период года – приток через нижние фрамуги в рабочую зону, вытяжка через фонарь.

2. Плотность воздуха

- приточного: $\rho_{пр}$ = 1,178 кг/м^3;
- вытяжного: $\rho_{выт}$ = 1,152 кг/м^3;
- средняя для цеха: $\rho_{ср}$ = 1,159 кг/м^3.

Располагаемое давление

$$\Delta p_{расч}=gH(\rho_{пр}-\rho_{ср})=9{,}81\cdot 8{,}2\cdot(1{,}178-1{,}159)=1{,}528\ \text{Па}.$$

Принимаем величину a = 1,3.

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}}=\frac{1}{a^2}\left(\frac{G_{пр}}{G_{выт}}\right)^2\cdot\frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}}=\frac{1}{1{,}3^2}\cdot\left(\frac{292000}{240000}\right)^2\cdot\frac{1{,}152}{1{,}178}=0{,}857=A.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расчетные давления на приток и вытяжку:

$$\Delta p_{пр} = \frac{A}{1+A}\Delta p_{грав} = \frac{0,857}{1+0,857}\cdot 1,528 = 0,705 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{выт} = 1,528 - 0,705 = 0,823 \text{ Па}.$$

Требуемые площади аэрационных проемов:

$$A_{пр} = \frac{292000}{3600\cdot 0,62\sqrt{2\cdot 0,705\cdot 1,178}} = 101,5 \text{ м}^2;$$

$$A_{выт} = \frac{240000}{3600\cdot 0,67\sqrt{2\cdot 0,823\cdot 1,152}} = 72,26 \text{ м}^2.$$

При расчете аэрации на гравитационное давление следует проверить является аэрационный проем «высоким» или «низким» отверстием. В случае «высокого» отверстия в расчёт аэрации вводится поправка.

В нашем случае нейтральная плоскость располагается между приточными и вытяжными проемами, поэтому они являются «низкими», вносить уточнения в расчет не требуется.

Обратная задача аэрации.

Решение обратных задач аэрации также производится с помощью соотношения (15.9), но в этом случае, известны характеристики аэрационных проемов (площадь, коэффициенты расхода) и неизвестны расходы воздуха через них. Поэтому порядок вычисления величин избыточного давления, расходуемого на создание притока и вытяжки, будет несколько иным. Возможны два варианта аэрационного воздухообмена:

- вариант №1: аэрационный приток равен аэрационной вытяжке;
- вариант №2: аэрационный приток не равен аэрационной вытяжке вследствие наличия местной вентиляции;

В случае варианта №1 соотношение (15.9) приобретает вид:

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}} = \left(\frac{\mu_{выт}A_{выт}}{\mu_{пр}A_{пр}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}} = Б, \qquad (15.19)$$

так как отношение

$$G_{пр}/G_{выт} = 1.$$

Величина $Б$ может быть рассчитана, так как характеристики заполнения аэрационных проемов известны, а плотность приточного и удаляемого воздуха могут быть приняты по нормативным данным

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

или по результатам решения системы уравнений воздушно-тепловых балансов. Решение задачи одинаково с решением предыдущей прямой задачи аэрации, поэтому

$$\Delta p_{пр} = \frac{Б}{1+Б}\Delta p_{расч}, \quad \Delta p_{выт} = \Delta p_{расч} - \Delta p_{пр}. \qquad (15.20)$$

Расходы через аэрационные проемы вычисляются по формулам (15.7) и (15.8). *Критерием правильности деления расчетного давления на составляющие, обеспечивающие аэрационный приток и аэрационную вытяжку является равенство расходов* $G_{пр} = G_{выт}$.

Пример №5. Расчет аэрации на действие ветра. Обратная задача. Вариант 1.

Исходные данные.

Определить фактические расходы через аэрационные проемы на наветренной и заветренной сторонах складского помещения площадью 10 м^2 каждый. Прочие параметры по примеру №1.

Решение.

1. По формуле (15.19) вычисляем параметр *Б*.

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}} = \left(\frac{\mu_{выт} A_{выт}}{\mu_{пр} A_{пр}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}} = \left(\frac{0{,}67 \cdot 10}{0{,}62 \cdot 10}\right)^2 \cdot \frac{1{,}178}{1{,}178} = 1{,}1678.$$

2. Расчетное давление аэрации – 17,449 Па.

3. По формулам (15.20) вычисляем части давлений, расходуемых на приток и вытяжку:

$$\Delta p_{пр} = \frac{Б}{1+Б}\Delta p_{расч} = \frac{1{,}1678}{1+1{,}1678} 17{,}449 = 9{,}4 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{выт} = \Delta p_{расч} - \Delta p_{пр} = 17{,}449 - 9{,}4 = 8{,}049 \text{ Па}.$$

4. Вычисляем расходы через приточные и вытяжные отверстия.

$$G_{пр} = 3600 \mu_{пр} A_{пр} \sqrt{2 \Delta p_{пр} \rho_н} =$$

$$= 3600 \cdot 0{,}62 \cdot 10 \sqrt{2 \cdot 9{,}4 \cdot 1{,}178} = 105038 \text{ кг/ч}.$$

$$G_{выт} = 3600 \mu_{выт} A_{выт} \sqrt{2 \Delta p_{выт} \rho_{выт}} =$$

$$= 3600 \cdot 0{,}67 \cdot 10 \sqrt{2 \cdot 8{,}049 \cdot 1{,}178} = 105035 \text{ кг/ч}.$$

Невязка 0,003%. Расчет выполнен правильно.

Средняя величина притока и вытяжки – 105036,5 кг/ч.

Пример №6. Расчет аэрации на совместное действие гравитационного давления и ветра. Обратная задача.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Вариант 1.

Исходные данные приняты по данным примера №2.

Расчет.

1. Расчетная схемы воздухообмена в теплый период года – приток через нижние фрамуги в рабочую зону, вытяжка через фонарь.

2. Плотность воздуха:

- приточного: $\rho_н = 1{,}178$ кг/м^3;
- вытяжного: $\rho_{выт} = 1{,}152$ кг/м^3;
- среднее значение плотности воздуха для цеха: $\rho_{ср} = 1{,}159$ кг/м^3.

3. Расчетное давление аэрации – 18,977 Па.

4. По формуле (15.19) вычисляем параметр *Б*.

$$\frac{\Delta p_{пр}}{\Delta p_{выт}} = \left(\frac{\mu_{выт} A_{выт}}{\mu_{пр} A_{пр}}\right)^2 \cdot \frac{\rho_{выт}}{\rho_{пр}} = \left(\frac{0{,}67 \cdot 100}{0{,}62 \cdot 100}\right)^2 \cdot \frac{1{,}152}{1{,}178} = 1{,}142.$$

5. По формулам (15.20) вычисляем части давлений, расходуемых на приток и вытяжку:

$$\Delta p_{пр} = \frac{Б}{1+Б} \Delta p_{полн} = \frac{1{,}142}{1+1{,}142} 18{,}977 = 10{,}118 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{выт} = \Delta p_{полн} - \Delta p_{пр} = 18{,}977 - 10{,}118 = 8{,}859 \text{ Па}.$$

6. Вычисляем расходы через приточные и вытяжные отверстия.

$$G_{пр} = 3600 \cdot 0{,}62 \cdot 100 \sqrt{2 \cdot 10{,}118 \cdot 1{,}178} = 1089756 \text{ кг/ч}.$$

$$G_{выт} = 3600 \cdot 0{,}67 \cdot 100 \sqrt{2 \cdot 8{,}859 \cdot 1{,}152} = 1093016 \text{ кг/ч}.$$

Невязка 0,3%. Расчет выполнен правильно.

Средняя величина притока и вытяжки – 105495,5 кг/ч.

Вариант 2.

Технологический процесс предусматривает устройство местных отсосов или местных отсосов и воздушного душирования. В любом из этих случаев аэрационный приток не равен аэрационной вытяжке и разница между ними составляет ΔG, кг/ч. Запишем балансовое уравнение в виде:

$$G_{пр} = G_{выт} + \Delta G, \qquad (15.21)$$

где ΔG – дебаланс между притоком и вытяжкой через аэрационные проемы, кг/ч.

Заменив $G_{пр}$ и $G_{выт}$ выражениями (15.7) и (15.8) и поделив выражение (15.21) на (15.8), после преобразований получим:

$$\frac{\mu_{пр} A_{пр} \rho_н^{0,5}}{\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0,5}} \cdot \left(\frac{\Delta p_н}{\Delta p_{выт}}\right)^{0,5} = 1 + \frac{\Delta G}{\sqrt{2} \cdot 3600 \mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0,5}} \left(\frac{1}{\Delta p_{выт}}\right)^{0,5}, \qquad (15.22)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\frac{\mu_{пр} A_{пр} \rho_н^{0.5}}{\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0.5}} = M, \qquad (15.23)$$

$$\frac{\Delta G}{3600\sqrt{2}\,\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0.5}} = N \qquad (15.24)$$

или

$$R = N/M, \qquad (15.25)$$

откуда

$$\Delta p_{пр}^{0,5} = \frac{\Delta p_{выт}^{0,5} + N}{M} = \frac{\Delta p_{выт}^{0,5}}{M} + R. \qquad (15.26)$$

Подставив (1 5.13), (15.23), (15.24), (15.25) в уравнение (15.22) и проведя необходимые преобразования, получим уравнение:

$$(M^2 + 1)\Delta p_{выт} + 2MR\Delta p_{выт}^{0,5} + (M^2 R - M^2 \Delta p_{расч}) = 0. \qquad (15.27)$$

Такие уравнения решаются методом подстановки, приняв $\Delta p_{выт}^{0,5} = x$, получим обыкновенное квадратичное уравнение:

$$(M^2 + 1)x^2 + 2MRx + (M^2 R - M^2 \Delta p_{расч}) = 0. \qquad (15.28)$$

Решение уравнения:

$$x = \frac{-2MR \pm \sqrt{(2MR)^2 - 4(M^2 + 1)(M^2 R^2 - M^2 \Delta p_{расч})}}{2(M^2 + 1)}. \qquad (15.29)$$

Доля давления, расходуемого на вытяжку $\Delta p_{выт} = x_1^2$, второй корень отбрасываем, поскольку он имеет отрицательное значение.

Пример №7. Расчет аэрации на действие ветра. Обратная задача. Вариант 2.

Исходные данные.

Определить фактические расходы через аэрационные проемы на наветренной и заветренной сторонах помещения деревообрабатывающего предприятия площадью 15 м^2 каждый. Объем вытяжки через местные отсосы составляет 20000 кг/ч. Прочие параметры по примеру №1.

Решение.

1. Величина полного ветрового давления 17,449 Па.
2. Вычисляем параметр M:

$$M = \frac{\mu_{пр} A_{пр} \rho_н^{0.5}}{\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0.5}} = \frac{0,62 \cdot 15 \cdot 1,178^{0\,5}}{0,67 \cdot 15 \cdot 1,178^{0\,5}} = 0,92537.$$

3. Вычисляем параметр N:

$$\frac{\Delta G}{3600\sqrt{2}\,\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0.5}} = \frac{20000}{3600\sqrt{2} \cdot 0,67 \cdot 15 \cdot 1,178^{0.5}} = 0,36014.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

4. Вычисляем параметр R:

$$R = 0{,}36014/0{,}92537 = 0{,}38919.$$

5. Вычисляем корень квадратичного уравнения (15.25) x_1:

$$x = \frac{-2MR \pm \sqrt{(2MR)^2 - 4(M^2+1)(M^2R^2 - M^2\Delta p_{полн})}}{2(M^2+1)};$$

$$x_1 = \frac{-2 \cdot 0{,}92537 \cdot 0{,}38919}{2(0{,}92537^2+1)} +$$

$$+\frac{\sqrt{(2\cdot 0{,}92537\cdot 0{,}38919)^2 - 4(0{,}92537^2+1)(0{,}92537^2\cdot 0{,}38919^2 - 0{,}92537^2\cdot 17{,}449)}}{2(0{,}92537^2+1)} =$$

$$= 2{,}637214.$$

6. Величина ветрового давления, расходуемого на вытяжку

$$\Delta p_{выт} = 2{,}637214^2 = 6{,}954897 \text{ Па}.$$

7. Величина ветрового давления, расходуемого на приток

$$\Delta p_{пр} = 17{,}449 - 6{,}954897 = 10{,}4941 \text{ Па}.$$

8. Вычисляем расходы через приточные и вытяжные отверстия.

$$G_{пр} = 3600 \cdot 0{,}62 \cdot 15\sqrt{2 \cdot 10{,}4941 \cdot 1{,}178} = 166473{,}7 \text{ кг/ч}.$$

$$G_{выт} = 3600 \cdot 0{,}67 \cdot 15\sqrt{2 \cdot 6{,}954897 \cdot 1{,}178} = 146454{,}1 \text{ кг/ч}.$$

Дебаланс составляет 166473,7 – 146454,1 = 20019,6 кг/ч. против расчетных 20000 кг/ч. Расчет выполнен верно.

Решение квадратичного уравнения ручным счетом по формуле (15.29) производится обычным порядком, но для получения необходимой точности приходится набирать на микрокалькуляторе многозначные числа, что создает определенные трудности. Более просто проводить вычисления с помощью математических программ пакета MatCAD. Вариант такого расчета представлен ниже.

Пример №8. Расчет аэрации на совместное действие ветра и гравитационного давления. Обратная задача, вариант 2.

Исходные данные.

Цех оборудован местными системами вытяжной вентиляции. Требуемые аэрационные приток составляет 292000 кг/ч., вытяжка – 240000 кг/ч. Разность расходов между притоком и вытяжкой 52000 кг/ч. Прочие данные по примеру №2.

Расчет.

1. Расчетная схемы воздухообмена в теплый период года – приток через нижние фрамуги в рабочую зону, вытяжка через фонарь.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

2. Плотность воздуха:

- приточного: $\rho_н = 1{,}178$ кг/м^3;
- вытяжного: $\rho_{выт} = 1{,}152$ кг/м^3.

3. Расчетное давление аэрации – 18,977 Па.

4. Вычисляем параметр M:

$$M = \frac{\mu_{пр} A_{пр} \rho_н^{0,5}}{\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0,5}} = \frac{0{,}62 \cdot 100 \cdot 1{,}178^{0,5}}{0{,}67 \cdot 100 \cdot 1{,}152^{0,5}} = 0{,}936.$$

5. Вычисляем параметр N:

$$\frac{\Delta G}{3600\sqrt{2}\,\mu_{выт} A_{выт} \rho_{выт}^{0,5}} = \frac{52000}{3600\sqrt{2} \cdot 0{,}67 \cdot 100 \cdot 1{,}152^{0,5}} = 0{,}142.$$

6. Вычисляем параметр R:

$$R = 0{,}142/0{,}936 = 0{,}152.$$

7. Составляем квадратичное уравнение:

$$(M^2 + 1)x^2 + 2MRx + (M^2 R - M^2 \Delta p_{расч}) = 0;$$

$$(0{,}936^2 + 1)x^2 + 2 \cdot 0{,}936 \cdot 0{,}152x + (0{,}936^2 \cdot 0{,}152^2 - 0{,}936^2 \cdot 18{,}977) = 0.$$

8. Упрощаем уравнение командой expand (или simplify) MatCAD.

$$(0{,}936^2 + 1)x^2 + 2 \cdot 0{,}936 \cdot 0{,}152x + (0{,}936^2 \cdot 0{,}152^2 - 0{,}936^2 \cdot 18{,}977) \text{ expand}, x \rightarrow$$

$$\rightarrow 1{,}876096x^2 + 0{,}284544x - 16{,}605432470016.$$

9. Решаем уравнение с помощью команды solve:

$$1{,}876096x^2 + 0{,}284544x - 16{,}605432470016 \text{ solve}, x \rightarrow$$

$$\rightarrow \begin{pmatrix} -3{,}051873003556334836 5 \\ 2{,}900204858642641720 5 \end{pmatrix}.$$

10. Действительным является положительное значение корня, его возводим в квадрат с тем, чтобы получить давление, расходуемое на вытяжку.

$$\Delta p_{выт} = 2{,}900204858642641720 5^2 = 8{,}411 \text{ Па}.$$

11. Величина расчетного давления, расходуемого на приток

$$\Delta p_{прит} = 18{,}977 - 8{,}411 = 10{,}566 \text{ Па}.$$

12. Вычисляем расходы через приточные и вытяжные отверстия.

$$G_{пр} = 3600 \cdot 0{,}62 \cdot 100\sqrt{2 \cdot 10{,}566 \cdot 1{,}178} = 1113620 \text{ кг/ч}.$$

$$G_{выт} = 3600 \cdot 0{,}67 \cdot 100\sqrt{2 \cdot 8{,}411 \cdot 1{,}152} = 1061338 \text{ кг/ч}.$$

Дисбаланс составляет 1113620 – 1061338 = 52282 кг/ч вместо 52000 кг/ч. Невязка составляет 0,54%. Расчет выполнен верно.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§92. Расчет аэрации многопролетных цехов

Характер обтекания потоком ветра многопролетного здания с большим количеством аэрационно-световых фонарей более сложен, чем однопролетных. Производственное здание может быть разновысоким, что еще более усложняет процесс обтекания. Поэтому аэродинамические коэффициенты аэрационных проемов одного назначения (приточных или вытяжных) в таких зданиях бывают различными, разными будут и давления для них, что существенно усложняет расчет аэрации.

В настоящее время применительно к многопролетным цехам разработаны методики решения лишь обратных задач аэрации. Это вынуждает при проектировании новых объектов выполнять несколько вариантов расчета, задаваясь различными площадями аэрационных проемов до тех пор, пока не будет обеспечен расчетный воздухообмен.

Требуемые характеристики сопротивления проходу воздуха аэрационным проемом рассчитываются по формуле:

$$s_{\partial} = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \rho \mu^2 A_{проёма}^2}, \qquad (15.30)$$

где ρ – плотность, кг/м^3, воздуха; если проем приточный – плотность наружного воздуха, если вытяжной – плотность удаляемого воздуха; μ – коэффициент расхода проема; A – площадь проема, м^2.

Характеристика сопротивления аэрационной шахты вычисляется как:

$$s_к = \frac{Rl + z}{G_{расч}^2}, \qquad (15.31)$$

где $(Rl + z)$ – потери давления, Па, в аэрационной шахте при расчетном расходе; $G_{расч}$ – расчетный расход воздуха в аэрационной шахте, кг/ч.

Рассмотрим расчет аэрации многопролетного цеха, состоящего из нескольких пролетов, разделенных внутренними стенами с проемами, через которые происходит перетекание воздуха из пролета в пролет.

Последовательность расчета.

1. Выбирается аэрационный проем, в плоскости которого наружное давление максимальное из приложенных к аэрационным проемам многопролетного цеха. Допустим, что этот проем находится в пролете I. Обозначим его номером 1, а приложенное к нему наружное давление P_1. Этот проем всегда будет работать на при-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ток. Задаемся предварительным расходом через него G_1. Внутреннее давление в нем будет равно:

$$P_{\text{I}} = P_1 - s_1 G_1^2. \qquad (15.32)$$

Соседний пролет имеет номер II.

2. По величинам наружных давлений, приложенным к прочим i-м аэрационным проемам 1-го пролета, определяем расходы через них по формулам вида:

$$G_i = \sqrt{\frac{ABS(P_i - (P_1 - s_1 G_1^2))}{s_i}}\,\text{sgn}\,(P_i - (P - s_1 G_1^2)), \qquad (15.33)$$

здесь sgn определяет направление потока воздуха.

3. Дисбаланс по воздуху в пролете I определится алгебраической суммой расходов через проемы в наружных ограждениях и местные отсосы:

$$\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м}\,o})$$

4. Дисбаланс по воздуху компенсируются притоком через проем j в стенке, разделяющей пролеты I и II под действием разности давлений в соседних пролетах:

$$\Delta P_j = s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м}\,o}) \right)^2.$$

Величина ΔP_j позволяет вычислить внутреннее давление в пролете II. Если из пролета II имеет место приток ($G_j > 0$), внутреннее давление в нем равно давлению в пролете I плюс ΔP_j или:

$$P_{\text{II}} = (P_1 - s_1 G_1^2) + s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м}\,o}) \right)^2. \qquad (15.34)$$

Если через межцеховой проем происходит вытяжка ($G_j < 0$):

$$P_{\text{II}} = (p_1 - s_1 G_1^2) - s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м}\,o}) \right)^2. \qquad (15.35)$$

Приведенные выше формулы справедливы для случая, когда температуры в пролетах I и II одинаковы, т.е. отсутствует гравитационная составляющая давления.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если температуры воздуха в соседних пролетах не равны, возможны два случая: гравитационная составляющая способствует поступлению воздуха в пролет, тогда ее величина должна быть вычтена из значений $P_{\text{П}}$, в противном случае ее следует прибавить к этой величине.

В конечном итоге получим 4 расчетные формулы для вычисления внутреннего давления в соседнем с рассматриваемым пролетом, если температуры воздуха в них различны: .

• $G_j > 0$, гравитационное давление способствует притоку в пролет I:

$$P_{\text{П}} = (P_1 - s_1 G_1^2) + s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м.о}}) \right)^2 - \Delta p_{\text{гравит}}; \qquad (15.36)$$

• $G_j > 0$, гравитационное давление препятствует притоку в пролет I:

$$P_{\text{П}} = (P_1 - s_1 G_1^2) + s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м.о}}) \right)^2 + \Delta p_{\text{гравит}}; \qquad (15.37)$$

• $G_j < 0$, гравитационное давление способствует притоку в пролет I:

$$P_{\text{П}} = (P_1 - s_1 G_1^2) - s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м.о}}) \right)^2 - \Delta p_{\text{гравит}}; \qquad (15.38)$$

• $G_j < 0$, гравитационное давление препятствует притоку в пролет I:

$$P_{\text{П}} = (P_1 - s_1 G_1^2) - s_j \cdot \left(\sum_1^i G_i + (-G_{\text{м.о}}) \right)^2 + \Delta p_{\text{гравит}}. \qquad (15.39)$$

6. Далее, аналогично, рассматриваются прочие проемы, вплоть до предпоследнего; в последнем определяются только расходы через аэрационные проемы.

7. Вычисляется баланс расходов в последнем пролете через все проемы и вытяжки через местные отсосы. Если дисбаланс превышает допустимый предел, задаются новым значением G_1 и расчет повторяется.

Расчеты аэрации многопролетных цехов методом попыток удобно выполнять в среде электронных таблиц Excel, которые автоматически производят пересчет на новое значение расхода в проеме 1. Если в расчете ошибочно аэрационный проем работает на вытяжку, а в расчете применено сопротивление проходу воздуха для притока, надо заменить величину сопротивления и повторить расчет.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Ниже представлен пример расчета аэрации 3-х пролетного цеха.

Пример №9.

Исходные данные.

Имеется многопролетный цех (рис. 15.5), состоящий из среднего II бокового I и III, сообщающиеся с центральным через проемы 3 и 5. Площади проемов $f_1 = f_3 = f_4 = f_5 = f_7 = 50\,м^2$, проемов между пролетами $f_2 = f_6 = 100\,м^2$. Коэффициенты расхода аэрационных проемов, работающих на приток $\mu_{пр} = 0{,}62$, работающих на вытяжку $\mu_{пр} = 0{,}67$, проемов между пролетами 1 и 2; 2 и 3 составляет 0,65.

Расчетная скорость ветра – 3,1 м/с. Аэродинамические коэффициенты проемов равны:

$$K_1^{аэр} = +0{,}5;\ K_2^{аэр} = -1{,}09;\ K_4^{аэр} = -0{,}69;\ K_6^{аэр} = -0{,}6;\ K_7^{аэр} = -0{,}7.$$

Температуры: наружного воздуха $t_н = 22°C$; рабочей зоны и уходящего воздуха: $t_{рз,I} = 27°C$; $t_{ух,I} = 37°C$; $t_{рз,II} = t_{ух,II} = 24°C$; $t_{рз,III} = 27°C$; $t_{ух,III} = 41°C$.

Необходимо определить естественный воздухообмен под действием теплоизбытков и ветра.

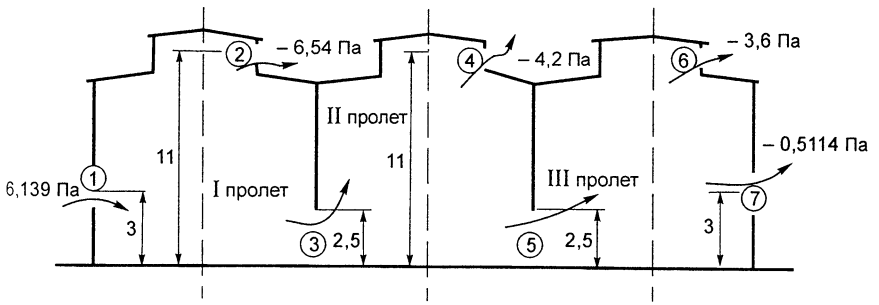


Рис 15.5. К расчету аэрации в трехпролетном цехе

Средние температуры в пролетах:

пролет I – 32 °C;

пролет II – 24 °C;

пролет III – 34 °C.

Плотности воздуха:

– наружного $\rho_н = 353/(273 + 22) = 1{,}197$ кг/м^3;

– средняя в 1-м пролете $\rho_{ср\ I} = 353/(273 + 32) = 1{,}157$ кг/м^3;

– средняя в 2-м пролете $\rho_{ср\ II} = 353/(273 + 24) = 1{,}189$ кг/м^3;

– средняя в 3-м пролете $\rho_{ср,III} = 353/(273 + 34) = 1{,}15$ кг/м^3;

– плотность уходящего из 2-го проема воздуха:

$\rho_{ух,II} = 353/(273 + 37) = 1{,}139$ кг/м^3;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

– плотность уходящего из 6-го проема воздуха:

$\rho_{ух,\,III} = 353/(273 + 41) = 1{,}124$ кг/м^3.

Динамическое давление ветра:

$$p_{ветр} = \frac{v_{ветр}^2}{2} \cdot \rho_н = \frac{3{,}1^2}{2} \cdot 1{,}197 = 6{,}0 \text{ Па}.$$

Давления и разрежения, создаваемые ветром в центрах фрамуг:

$$K_1^{аэр} p_{ветр} = +5{,}0 \cdot 6{,}0 = 3{,}0 \text{ Па};$$

$$K_2^{аэр} p_{ветр} = -1{,}09 \cdot 6{,}0 = -6{,}54 \text{ Па};$$

$$K_4^{аэр} p_{ветр} = -0{,}7 \cdot 6{,}0 = -4{,}2 \text{ Па};$$

$$K_6^{аэр} p_{ветр} = -0{,}6 \cdot 6{,}0 = -3{,}6 \text{ Па};$$

$$K_7^{аэр} p_{ветр} = -0{,}7 \cdot 6{,}0 = -4{,}2 \text{ Па}.$$

Коэффициенты расхода проемов:

– в наружных ограждениях на приток $\mu_{пр} = 0{,}62$;

– в наружных ограждениях на вытяжку $\mu_{dвп} = 0{,}67$;

– во внутренних ограждениях $\mu_{пр} = 0{,}67$.

Площади проемов:

$A_1 = A_3 = A_4 = A_5 = A_7 = 50$ м^2; $f_2 = f_6 = 100$ м^2.

Величины давления ветра в плоскости проемов:

проем 1 – 3,0 Па; проем 2 – (–6,54) Па; проем 4 – (–4,2) Па;
проем 6 – (–3,6) Па; проем 7 – (–4,2) Па.

Величины гравитационного давления в плоскости проемов при расчете от условного нуля:

Пролет I.

Проем 1. $\Delta p_1 = 9{,}81 \cdot (11{,}0 - 3{,}0) \cdot (1{,}197 - 1{,}157) = 3{,}139$ Па;

Проем 7. $\Delta p_7 = 9{,}81 \cdot (11{,}0 - 3{,}0) \cdot (1{,}197 - 1{,}15) = 3{,}6886$ Па;

Проем 3. $\Delta p_3 = 9{,}81 \cdot (11{,}0 - 1{,}25) \cdot (1{,}189 - 1{,}157) = 3{,}0607$ Па;

Проем 5. $\Delta p_5 = 9{,}81 \cdot (11{,}0 - 1{,}25) \cdot (1{,}189 - 1{,}15) = 3{,}7303$ Па.

Полные расчетные давления:

проем 1 $\Delta p_1^{пол} = 3{,}0 + 3{,}139 = 6{,}139$ Па;

проем 7 $\Delta p_7^{пол} = -4{,}2 + 3{,}6886 = -0{,}5114$ Па.

Формулы для расчета давлений в пролетах II и III.

Пролет II.

Давление в пролете I. $p_I + g\rho_I(11{,}0 - 1{,}25) = p_I + g \cdot 1{,}157 \cdot (11{,}0 - 1{,}25)$.

Давление в пролете II. $p_{II} + g\rho_{II}(11{,}0 - 1{,}25) = p_{II} + g \cdot 1{,}189 \cdot (11{,}0 - 1{,}25)$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$G_3 > 0.$

$$[p_{II} + g \cdot 1{,}189 \cdot (11{,}0 - 1{,}25)] - [p_I + g \cdot 1{,}157 \cdot (11{,}0 - 1{,}25)] = s_3 \cdot G_3^2$$

$$p_{II} = p_I + s_3 G_3^2 - g(11{,}0 - 1{,}25)(1{,}189 - 1{,}157) = p_I + s_3 G_3^2 - 3{,}0607.$$

$G_3 < 0.$

$$[p_I + g \cdot 1{,}157 \cdot (11{,}0 - 1{,}25)] - [p_I + g \cdot 1{,}157 \cdot (11{,}0 - 1{,}25)] = s_3 \cdot G_3^2$$

$$p_{II} = p_I - s_3 G_3^2 + 3{,}0607.$$

Пролет III.

Давление в пролете II. $p_{II} + g\rho_{II}(11{,}0 - 1{,}25) = p_{II} + g \cdot 1{,}189 \cdot (11{,}0 - 1{,}25).$

Давление в пролете III. $p_{III} + g\rho_{III}(11{,}0 - 1{,}25) = p_{III} + g \cdot 1{,}15 \cdot (11{,}0 - 1{,}25).$

$G_5 > 0.$ $p_{III} = p_{II} + s_5 G_5^2 + 3{,}7303.$

$G_5 < 0.$ $p_{III} = p_{II} - s_5 G_5^2 + 3{,}7303.$

Характеристики сопротивления проемов в наружных и внутренних ограждениях рассчитываем в соответствии предварительно выбранным направлением движения воздушных потоков.

1. Проемы 1 и 7 в наружном ограждении, работающие на приток

$$s_1 = s_4 = s_6 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \mu^2 \rho \cdot A_{проем}^2} = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 0{,}62^2 \cdot 1{,}197 \cdot 50^2} = 3{,}3436\text{E-}11.$$

2. Проем 2 в наружной стене, работающий на вытяжку

$$s_2 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 0{,}67^2 \cdot 1{,}139 \cdot 50^2} = 3{,}0089\text{E-}11.$$

3. Проем 3 во внутренней стене, работающей на вытяжку

$$s_3 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 0{,}67^2 \cdot 1{,}139 \cdot 50^2} = 7{,}2795\text{E-}13.$$

4. Проем 4 во внутренней стене, работающей на вытяжку

$$s_4 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 0{,}67^2 \cdot 1{,}189 \cdot 50^2} = 2{,}8824\text{E-}11.$$

5. Проем во внутренней стене 5, воздух перетекает из пролета II в пролет III

$$s_5 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 0{,}67^2 \cdot 1{,}177 \cdot 100^2} = 7.2795\text{E-}12.$$

6 Проем 6 в наружной стене, работающий на вытяжку

$$s_7 = \frac{1}{26 \cdot 10^6 \cdot 0{,}67^2 \cdot 1{,}124 \cdot 50^2} = 3.0491\text{E-}11.$$

Ниже приведена программа расчета аэрации трехпролетного цеха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример расчета аэрации 3-х пролетного, с пролетами одинаковой высоты цеха на совместное действие гравитационного давления и ветра.

Пояснение В некоторых пролетах установлено технологическое оборудование с местными отсосами.

Ввод исходных данных.

а Сопротивления проемов расходу воздуха	
Характеристика сопротивления проема 1	3,34E-11
Характеристика сопротивления проема 2	3,01E-11
Характеристика сопротивления проема 3	7,21E-12
Характеристика сопротивления проема 4	3,01E-11
Характеристика сопротивления проема 5	7,21E-12
Характеристика сопротивления проема 6.	3,05E-11
Характеристика сопротивления проема 7	2,88E-01
б. Давления воздуха в плоскости проемов снаружи	
Давление воздуха во 1-м проеме, Па.	6,139
Давление воздуха во 2-м проеме, Па.	-6,54
Давление в проеме 4, Па.	-4,2
Давление в проеме 6, Па.	-3,6
Давление в проеме 7, Па	-0,5114
в Плотность воздуха, средняя для пролета	
Средняя плотность воздуха в 1-м пролете, кг/м^3.	1,157
Средняя плотность воздуха во 2-м пролете, кг/м^3.	1,189
Средняя плотность воздуха в 3-м пролете, кг/м^3.	1,15
г. Плотность наружного воздуха, кг/м^3.	1,197
д Разность отметок осей приточных и вытяжных отверстий, м	9,75

Пролет I.

	-1,63
Расход воздуха в 1-м проеме, кг/ч	482000
Расход воздуха во 2-м проеме, кг/ч	-232677,67
Вытяжка местными отсосами, кг/ч	-52000
Расход воздуха в 3-м проеме, кг/ч	-197322,333

Пролет II.

Внутреннее давление во 2-м пролете,Па	-4,68970384
Расход воздуха в 3-м проеме, кг/ч	197322,333
Расход воздуха в 4-м проеме, кг/ч.	127572,09
Приток воздушными душами, кг/ч	64000,00
Расход воздуха в 5-м пролете, кг/ч.	-388894,42

Пролет III.

Внутреннее давление в 3-м пролете	1,011439937
Расход воздуха в 5-м проеме, кг/ч	388894,4204
Расход воздуха в 6-м проеме, кг/ч	-3,89E+05
Расход воздуха в 7-м проеме, кг/ч	-2,30E+00

Дебаланс по зданию, кг/ч. -9,33

Расчетный дебаланс - 1000 м^3/ч
Фактический дебаланс - 9,33 м^3/ч

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

расчет проводится не менее 2-х раз:

1. Задавшись первоначальным направлением потока;

2. Уточнив по результатам предварительного расчета направления движения потоков и изменив характеристики сопротивления проемов.

Расчет сводится к подбору расхода в проеме 1 таким образом, чтобы дебаланс расходов в 3-м пролете находился в требуемых пределах.

Заполнение ячеек формулами.

G37 =КОРЕНЬ(ABS(G21-(G20-G11*G36^2)/G12))*ЗНАК(G21-(G20+G11*G36^2))

G39 =СУММ(G36:G38)*(-1)

G43 =ЕСЛИ(G39=0;(G20-G11*G36^2)-9,81*G31*(G27-G26);ЕСЛИ(G39>0;((G20-G11*G36^2)+G13*G39^2-9,81*G31*(G27-G26));((G20-G11*G36^2)-G13*G39-9,81*G31*(G27-G26))))

G41 =(-1)*G39

G45 =КОРЕНЬ(ABS((G22-G43)/G14))*ЗНАК(G22-G43)

G47 =СУММ(G44:G46)*(-1)

G51 =ЕСЛИ(G47=0;G43-9,81*G31(G27-G28);ЕСЛИ(G47>0;(G20-G11*G36^2)+G15*G47^2+9,81*G31*(G27-G28);(G20-G11*G36^2)-G15*G47^2+9,81*G31*(G27-G28)))

G52 =G47*(-1)

G53 =КОРЕНЬ(ABS((G23-G51)/G16))*ЗНАК(G24-G51)

G54 =КОРЕНЬ(ABS((G24-G51)/G17))*ЗНАК(G24-G51)

G56 =G36+G37+G38+G45+G46+G53+G54

В расчете аэрации многопролетных цехов метод попыток можно исключить, если применить встроенное в таблицы Excel средство для решения алгебраических и трансцендентных уравнений «Подбор параметра». Предварительно в программу, в строку 57, вводится «Дебаланс расходов в пролете III», а в ячейку G57 вводится: G52 + G53 + G54.

Командами «Сервис – Подбор параметра» вызывается расчетная панель. В окно строки «Установить в ячейке» вводится G57, в окно «Значение» вводится величина 0, в окно «Изменяя значение в ячейке» вводим G36. Нажимаем кнопку «ОК» расчетной панели, выпадает окно «Результат подбора параметра», где указывается невязка расходов в проемах III пролета, составляющая несколько десятков миллиграмм в час. Точность более чем достаточная для инженерных расчетов.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 16

ВОЗДУШНЫЕ ЗАВЕСЫ

§93. Общие сведения

Воздушная завеса *– вентиляционное устройство, использующее шиберующее свойство плоской воздушной струи для предотвращения прохода воздуха через открытый проем.* Принципиальная схема и основные элементы воздушной завесы традиционной конструкции показаны на рис. 16.1. Главным элементом этого вентиляционного устройства является воздуховод равномерной раздачи, снабженный щелевым насадком с направляющими пластинками. Выходящий из насадка воздух образует плоскую струю. Раздающие устройства (одно или два) связаны воздуховодами с приточным вентилятором. На схеме показан радиальный вентилятор, однако воздушные завесы комплектуются и осевыми вентиляторами. При необходимости подогрева подаваемого воздуха устанавливают воздухонагреватель.

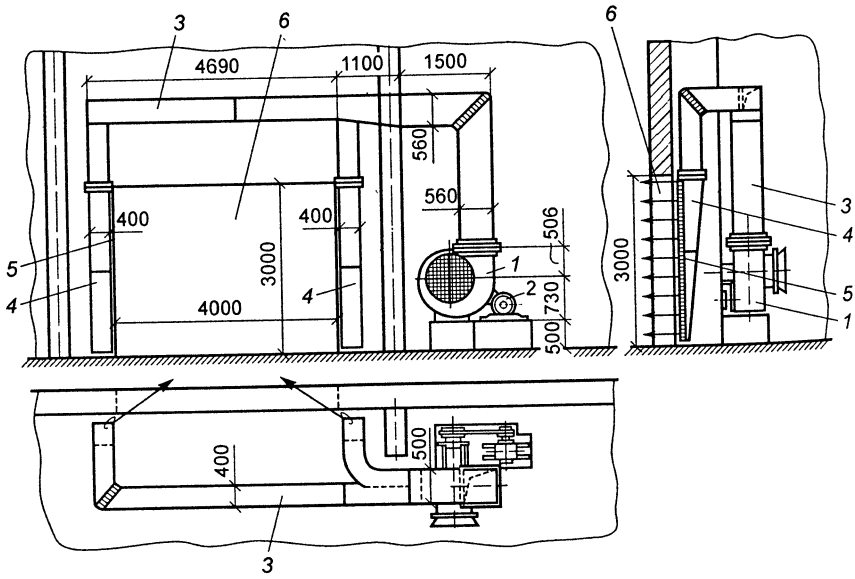


Рис 16.1. Принципиальная схема воздушной завесы с двухсторонней подачей воздуха

1 – вентилятор, *2* – электродвигатель, *3* – воздуховод, *4* – воздуховод равномерной раздачи, *5* – щелевой насадок, *6* – проем ворот

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Воздушными завесами защищают проемы в наружных и внутренних ограждениях, а также рабочие проемы некоторых технологических аппаратов. Завесы въездных ворот предотвращают зимой врывание наружного воздуха в помещения, смонтированные у проемов во внутренних ограждениях – перетекание загрязненного воздуха в более чистые помещения. Воздушные завесы у проемов и отверстий технологического оборудования предотвращают выбивание вредных выделений в помещение. Воздушные завесы принято устраивать у ворот промышленных зданий, теплые тамбуры – у входов в гражданские здания. В нашей стране теорией и моделированием воздушных завес занимались многие исследователи: В.В. Батурин, С.Е. Бутаков, В.В. Кучерук, Г.Н. Уфимцев, И.А. Шепелев, В.М. Эльтерман и др.

Воздушные завесы классифицируют по нескольким признакам.

1. По режиму работы:

- периодического действия (воздушные завесы у периодически открываемых проемов);
- постоянного действия (воздушные завесы у постоянно открытых проемов).

Режим работы воздушных завес определяется требованиями технологии производства, которые определяют время, в течение которого проем бывает открытым. Объемы воздуха, подаваемые воздушными завесами в помещение, составляют десятки тысяч кубических метров воздуха в час и могут многократно превышать расчетный воздухообмен, поэтому воздушные завесы периодического действия рассчитывают и налаживают таким образом, чтобы их работа не влияла на тепловой и воздушный режимы помещения. Завесы постоянного действия используют в качестве приточной или вытяжной установок, либо в качестве воздушно-отопительного агрегата.

2. По направлению струи различают три вида воздушных завес:

- «снизу вверх» (подача воздуха через горизонтальную щель, расположенную внизу проема) (рис. 16.2*а*);
- с горизонтальным направлением струи – одно- и двусторонние; воздух подается через щель приточных воздуховодов, расположенных с одной (рис. 16.2*б*) или с двух (рис. 16.2*в*) сторон проема;
- с направлением струи сверху вниз (подача воздуха приточный воздуховод, расположенный горизонтально у верхней кромки проема) (рис. 16.2*г*).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

3. По месту воздухозабора и температуре подаваемого воздуха $t_р$ воздушные завесы можно разделить на четыре вида:

- с внутренним воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха – $t_з > t_в$ (рис. 16.3*а*);
- с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха – $t_з \geq t_в$ (рис. 16.3*б*);
- с внутренним воздухозабором без подогрева для защиты от перетекания загрязненного воздуха из помещения в помещение (рис. 16.3*в*);
- с наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха – $t_з > t_н$ (рис. 16.3*г*);
- с наружным воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха – $t_з = t_н$ (рис. 16.3*д*).

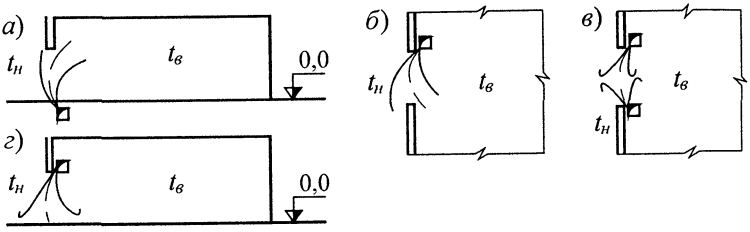


Рис 16.2. Схемы воздушных завес с различным направлением воздушной струи
а – направление струи снизу–вверх, *б* – боковая односторонняя завеса (план), *в* – боковая двухсторонняя завеса (план), *г* – направление струи сверху–вниз

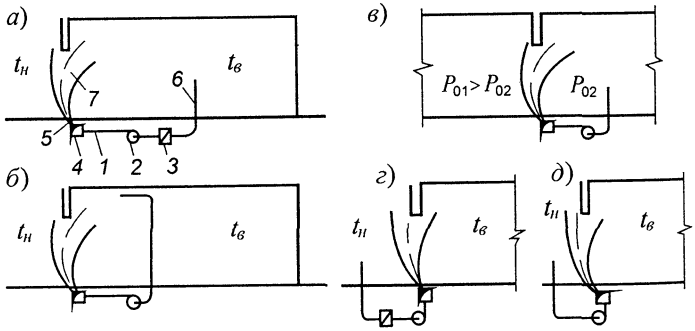


Рис 16.3. Схемы воздушных завес с различными способами организации воздухозабора и различной температурой подаваемого воздуха
1 – воздуховод; *2* – вентагрегат, *3* – воздухонагреватель, *4* – воздуховод равномерной раздачи, *5* – щелевой насадок с лопатками; *6* – воздухозабор, *7* – струя завесы; p_{01} – избыточное давление в первом помещении, p_{02} – избыточное давление во втором помещении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Конструктивные схемы воздушных завес.

Для проемов в наружных ограждениях наиболее целесообразно устройство завес с подачей воздуха снизу вверх через воздухоподающую щель в подпольном канале, размещенную в плоскости проема. Схема позволяет надежно предотвратить поступление холодного воздуха в рабочую зону помещения. Недостатки этого типа завесы существенны: транспорт или изделие при пересечении проема частично перекрывают струю, а холодный воздух прорывается через незащищенную верхнюю часть проема. Велика опасность засорения воздухоподающей щели сыпучими материалами от проходящего транспорта и заливания воздухоподающего канала осадками. Этих недостатков лишена воздушная завеса с боковой двухсторонней подачей воздуха, струи которой как бы обволакивают пересекающий проем транспорт или изделие. Завесы этого вида получили наиболее широкое распространение.

Воздушные завесы с подачей воздуха сверху вниз устраивают у проемов во внутренних ограждениях или технологического оборудования, т.е. для случаев, когда перепад давлений с двух сторон ограждения постоянен по высоте. Для проемов в наружных ограждениях этот вид воздушной завесы менее подходит, так как его применение связано с опасностью прорывания наружного воздуха в нижнюю (рабочую) часть помещения вследствие ослабления защитной способности струи, настилающейся на поверхность пола в двух направлениях: наружу и во внутрь защищаемого помещения.

Недостатком воздушных завес традиционной конструкции является определенная степень индивидуальности, что мешало наладить их серийное производство. Агрегаты монтировались либо на вентплощадках над проемом ворот, что увеличивало их металлоемкость и стоимость, либо устанавливались на пол помещения вблизи ворот, занимая полезную площадь пола помещения.

В настоящее время серийно изготавливаются и широко применяются завесы с двухсторонней подачей воздуха, монтируемые из двух несущих стояков (рис. 16.4). Основанием для монтажа калорифера и вентилятора является воздухораспределительный короб усиленной конструкции. Воздухозабор осуществляется из помещения. (рис. 16.5). Вертикальные воздуховоды равномерной раздачи размещают таким образом, чтобы воздушная струя не прерывалась открытыми створками ворот (рис. 16.6).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

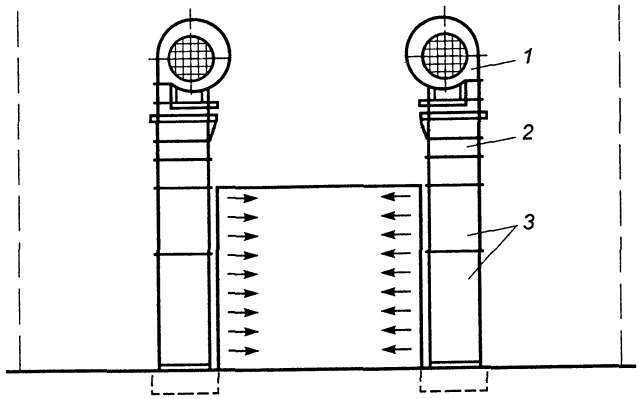


Рис 16.4. Воздушная завеса с двухсторонней подачей воздуха, монтируемая из двух стояков

1 – вентагрегат; *2* – воздухонагреватель; *3* – воздуховод равномерной раздачи

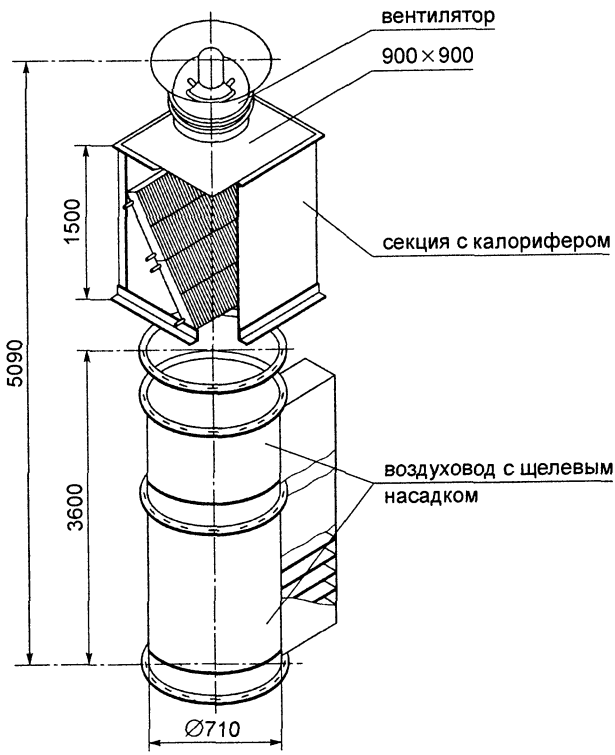


Рис. 16.5. Конструкция стояка воздушной завесы

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

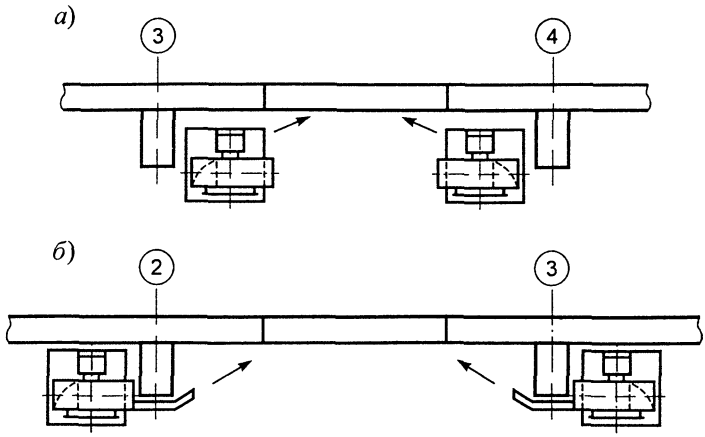


Рис. 16.6. Размещение воздухоподающих стояков двухсторонних завес
а – между колоннами, *б* – за колонами

С целью экономии тепловой энергии применяют комбинированные двухсторонние воздушно-тепловые завесы (рис. 16.7), со струями теплого и холодного воздуха. Воздушная завеса холодного воздуха выполняет шиберующие функции. Ее струи направлены под углом 35° к плоскости проема, она призвана снижать количество врывающегося в помещение наружного воздуха. Завеса подогретого воздуха работает с углом наклона струй к плоскости проема ворот 15°, ее назначение – подогрев прорвавшегося наружного воздуха до требуемой температуры.

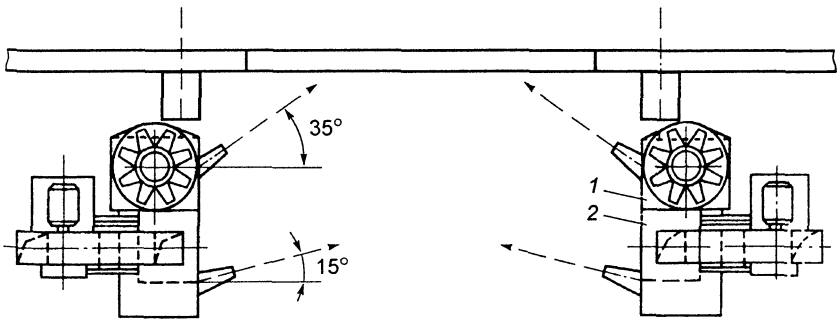


Рис 16.7. Комбинированная воздушно-тепловая завеса
1 – стояк воздушной завесы, подающей неподогретый воздух;
2 – стояк воздушной завесы, подающей подогретый воздух

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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. Устройство воздушных завес с наружным воздухозабором для таких помещений нецелесообразно, так как приводит к повышенным затратам теплоты на подогрев воздуха.

Воздушные завесы с внутренним воздухозабором без подогрева подаваемого воздуха устраивают у проемов в наружных ограждениях помещений, в которых допускается некоторое периодическое понижение температуры, в помещениях со значительными теплоизбытками, а также у проемов во внутренних ограждениях.

С наружным воздухозабором и подогревом подаваемого воздуха устраивают воздушные завесы постоянного действия, используемые в качестве приточных вентиляционных установок.

В некоторых случаях может быть экономически целесообразной постоянная работа агрегата воздушной завесы и при периодическом открывании ворот. Завеса может иметь внутренний воздухозабор и использоваться как отопительный агрегат для зоны ворот, где наблюдается интенсивная инфильтрация.

Требования к воздушным завесам. Температуру воздуха, подаваемого воздушно-тепловыми завесами, принимают не выше 50°С у наружных дверей. Температура воздуха на расстоянии 10 см от места выпуска не должна превышать 70°С у наружных ворот и проемов. Скорость выпуска воздуха из щелей или отверстий воздушных и воздушно-тепловых завес следует принимать, м/с, не более:

- 8 – у наружных дверей;
- 25 – у ворот и технологических проемов.

Воздушные и воздушно-тепловые завесы у наружных проемов и ворот следует рассчитывать с учетом ветрового давления, принимая скорость ветра по параметрам *Б*, но ее величина не может быть принятой более 5 м/с.

Расход теплоты определяют, принимая температуру наружного воздуха по параметрам *Б*. Требования строительных норм к проектированию воздушных завес сводятся к следующим положениям:

1) устройство воздушных завес обязательно для постоянно открытых проемов и ворот в наружных ограждениях и периодически открываемых на продолжительность не менее 40 минут в смену при расчетной наружной температуре воздуха – 15°С и ниже;

2) у наружных ворот помещений с мокрым режимом;

3) при обосновании, у ворот кондиционируемых помещений.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расчетная температура смеси наружного и подаваемого завесой воздуха, °С, поступающего в помещение через защищаемые проемы не должна быть ниже:

- 14°С – для производственных помещений при легкой работе;
- 12°С – для производственных помещений при работе средней тяжести и для вестибюлей общественных и административно-бытовых зданий;
- 8°С – для производственных помещений при тяжелой работе;
- 5°С – для производственных помещений при тяжелой работе и отсутствии постоянных рабочих мест на расстоянии 3 м и менее от наружных стен и 6 м и менее – от дверей, ворот и проемов.

В помещениях со значительными тепловыделениями ворвавшийся при кратковременном открывании ворот холодный воздух быстро нагревается за счет избытков тепла. Значительными в данном случае считают тепловыделения, если на нагрев ворвавшегося воздуха расходуется менее 5% теплоизбытков. В помещениях с незначительными избытками тепла или с теплонедостатками ворвавшийся холодный воздух может быть нагрет лишь теплотой от агрегата воздушной завесы, если он будет продолжать работать некоторое время после закрытия проема. Продолжительность работы агрегата завесы после закрытия ворот рассчитывается с учетом тепловой устойчивости помещения. Подвижность воздуха, возникающая при работе воздушных завес, ограничивается в строительных нормах только общими требованиями соблюдения метеорологических параметров в рабочей зоне. У ворот и дверей промышленных зданий, снабженных тамбурами или шлюзами, воздушные завесы, как правило, не устраивают.

§94. Особенности плоских струй воздушных завес

Струя воздушной завесы у проема в наружном ограждении – это плоская неизотермическая струя, развивающаяся на границе двух воздушных масс, имеющих разную температуру. Перепад давлений снаружи и внутри помещения приводит к отклонению оси струи от начального направления, что может привести к отрыву границ струи от кромок защищаемого проема и прорыву холодного воздуха в помещение. Этого нежелательного явления можно избежать, правильно подобрав скорость выпуска воздуха из щели и подобрав скорость выпуска воздуха из щели и угол оси струи относительно плоскости проема.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Уравнение оси струи воздушной завесы для случая постоянной разности давлений по высоте проема между наружным $p_н$ и внутренним p_0 воздухом получено проф. С.Е. Бутаковым предположении, что расходы воздуха, подсасываемого к струе из помещения и снаружи, одинаковы, что $\rho_в \approx \rho_в \approx \rho_н = \rho$, а закономерности распределения скоростей по сечению струи соответствуют изотермической струе. Взаимодействие встречных струй и стеснение, оказываемое на струю конструкциями проема не учитывалось. Однако результаты расчета по предлагаемому способу дают хорошую сходимость с экспериментальными данными. Уравнение (16.1) описывает траекторию струи боковой одноструйной воздушной завесы с горизонтальной подачей воздуха. Ось x – горизонтальна.

$$y_{гор} = x\mathrm{tg}\alpha - A_{гор}x^2, \tag{16.1}$$

где $A_{гор} = \dfrac{p_н - p_0}{2b_0\rho_0 v_0^2 \cos\alpha}$.

Здесь $p_н$ и p_0 – давление воздуха снаружи и в помещении, Па; α – угол между плоскостью стены и направлением выхода воздуха струи из воздухоподающей щели; b_0 – ширина щели, м; ρ_0 – плотность подаваемого воздуха, кг/м^3.

Уравнение оси плоской вертикальной струи, формирующейся под действием переменного по высоте перепада давлений:

$$y_{верт} = x\mathrm{tg}\alpha - A_{верт}x^2 + B_{верт}x^3, \tag{16.2}$$

где $A_{гор} = \dfrac{p_{н\ макс} - p_0}{2b_0\rho_0 v_0^2 \cos\alpha}$, $B_{верт} = \dfrac{\Delta\rho}{6b_0\rho_0 v_0^2 \cos\alpha}$.

Здесь $p_{н.макс}$ – максимальное давление наружного воздуха (у пола); $\Delta\rho$ – разность плотности наружного и внутреннего воздуха.

Из уравнений (16.1) и (16.2) получены формулы, позволяющие рассчитать начальную скорость струи v_0, которая обеспечивает проход оси через точку с заданными координатами x_1, y_1:

- для вертикальных завес при направлении струи снизу вверх

$$v_0 = x_1\sqrt{\frac{\Delta p_{.макс} - \dfrac{1}{3}\Delta\rho g x_1}{2b_0(x_1\mathrm{tg}\alpha - y_1)\rho\cos\alpha}}; \tag{16.3}$$

- для горизонтальных завес

$$v_0 = x_1\sqrt{\frac{\Delta p}{2b_0(x_1\mathrm{tg}\alpha - y_1)\rho\cos\alpha}}. \tag{16.4}$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При изменяющейся по высоте разности давлений между помещением и наружным воздухом высота проема разбивается на зоны со своим расчетным давлением Δp и для каждой зоны следует рассчитать свое значение расчетной скорости. Величина Δp на произвольной вертикальной отметке h, отсчитываемой от поверхности пола, равна:

$$\Delta p = \Delta p_{макс} - \Delta \rho g h.$$

Это условие заставляет выполнять воздуховод равномерной раздачи, обеспечивающий разную скорость выпуска воздуха по длине.

Определение расхода воздуха в произвольном сечения струи. Струя воздушной завесы, набегающая на кромку проема, расчленяется ею на части: поступающую в помещение и уходящую за пределы здания. На схеме (рис. 16.8) ограждение здания заменено вертикальной плоскостью, совпадающей с плоскостью открытого проема.

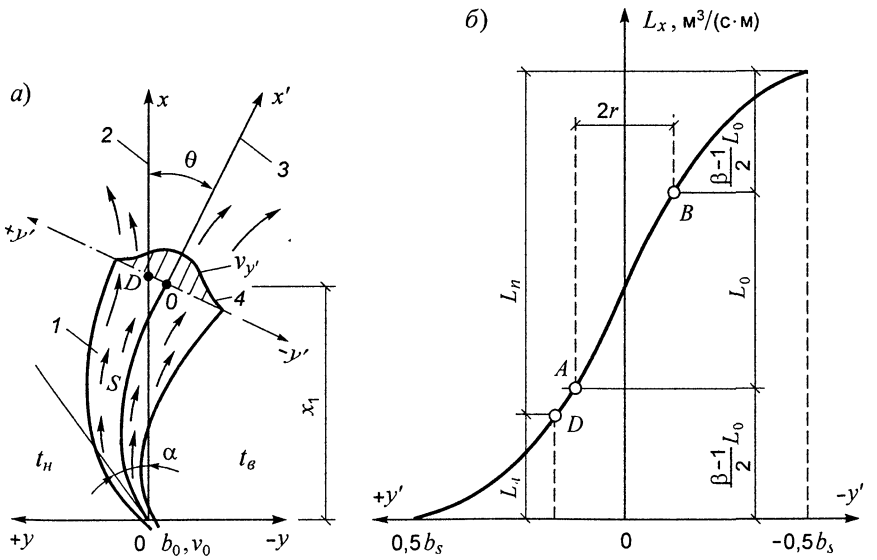


Рис. 16.8. К определению расхода воздуха в произвольном сечении струи воздушной завесы

а – схема струи; *б* – график изменения расхода в отдельных точках поперечного сечения струи; *1* – струя, *2* – вертикальная плоскость, рассекающая струю на две части: поступающую в помещение и наружу, *3* – направление оси струи в точке *O*; *4* – распределение скоростей в поперечном сечении струи

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Поток воздуха в струе подходит к этой плоскости под некоторым углом θ. Расположим вспомогательную систему координат $x'Oy'$ так, чтобы ось y' была перпендикулярна касательной к оси струи и проходила через кромку открытого проема (точка D). Ось x' – касательная к оси струи в точке O. Точка D, в которой происходит деление струи, находится на расстоянии y' от точки O. А сама точка O расположена на расстоянии S от точки O, при этом расстояние определяется вдоль оси струи. Расход воздуха, м^3/сек·м, в сечении струи плоскостью $y'y'$ от точки D до левой границы струи:

$$L_л = \int_{0,5b_s}^{y'} v_{y'} dy'. \qquad (16.5)$$

Расход воздуха в сечении струи плоскостью $y'y'$ от точки D до правой границы струи:

$$L_п = L_s - L_л, \qquad (16.6)$$

где L_s – расход воздуха в сечении струи, находящемся на расстоянии S от ее начала в пределах $0,5b_s > y' > -0,5b_s$ (здесь b_s – ширина струи, равная $0,416S$).

Распределение скоростей воздуха в сечениях струй воздушных завес изучено недостаточно. При получении зависимостей применены формулы для плоских свободных струй. Основанием послужило утверждение В.М. Эльтермана, что даже при значениях угла $\theta > 30°$ профиль скоростей в струе воздушной завесы соответствует профилю скоростей, характерному для свободных струй. Распределение скоростей v'_y в сечении струи схематично показано на рис. 16.8*а*.

Если перемещать точку деления потока с левого края струи вправо, то изменение расхода $L_л$ можно представить в виде графика, изображенного на рис. 16.6*б*. В точке A плоскость делит струю на части, расход в которых составляет:

$$L_{л,A} = 0,5(\beta - 1)L_0 \text{ и } L_{п,A} = L_0 + 0,5(\beta - 1)L_0,$$

а в точке B – на части, расход в которых равен:

$$L_{л,B} = L_0 + 0,5(\beta - 1)L_0 \text{ и } L_{п,B} = 0,5(\beta - 1)L_0.$$

Здесь β – коэффициент увеличения расхода воздуха в струе

$$\beta = L_s / L_0 = 0,536\,(S/b_0)^{0,5} \text{ (по В. А. Бахареву)},$$

где L_0 и b_0 – соответственно секундный расход воздуха на 1 м длины щели и ширина щели.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Величина $0{,}5(\beta - 1)L_0$ соответствует расходу воздуха, подмешивающегося с одной из сторон струи до сечения $y'y'$.

Между точками A и B проходит расход воздуха, численно равный L_0 (назовем эту часть струи «ядром струи»). Ширина «ядра» $2r$ – функция b_0 и S определены ниже.

Определение расходов в левой и правой частях струи удобнее проводить по формулам:

$$L_л = \beta L_0 B_л \text{ и } L_п = \beta L_0 B_п, \quad (16.7)$$

где $B_л$ и $B_п$ – безразмерные коэффициенты, выражающие соответственно расходы $L_л$ и $L_п$ в долях L_S.

Для практических расчетов составлен график (рис. 16.9), при пользовании которым следует учесть, что $B_п = 1 - B_л$. Используя график, можно решить и обратную задачу: при заданных расположении плоскости и расходе $L_п$ или $L_л$ определить v_0 и b_0 для данного проема.

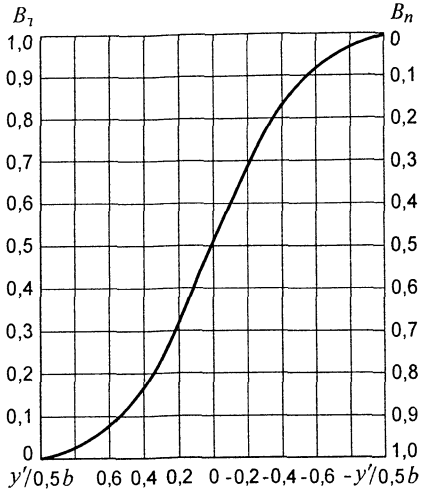


Рис 16.9. График для определения коэффициентов $B_л$ и $B_п$

Определение температуры воздуха в различных частях сечения струи и средней температуры струи воздушной завесы. Распределение избыточных температур в любом сечении плоской неизотермической струи можно описать формулой Шлихтинга:

$$\frac{t_y - t_\infty}{t_x - t_\infty} = \frac{\vartheta}{\vartheta_x} = 1 - \left(\frac{y'}{0{,}5b_s}\right)^{1{,}5}, \quad (16.8)$$

где t_y – температура воздуха в точке с координатами x, y; t_∞ – температура окружающего воздуха; t_x – температура по оси струи на расстоянии x от сечения на выходе из щели.

График изменения $\vartheta/\vartheta_x = f(y'/0{,}5b_s)$ показан на рис. 16.10*а*. Задача нашего расчета – определение средней температуры в частях сечения струи, граничащих с наружным и внутренним воздухом помещения.

Величины $L_л$ и $L_п$ соответствуют расходу воздуха, подмешивающегося с одной из сторон струи, поэтому удобнее воспользоваться несколько иной формой записи зависимости.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

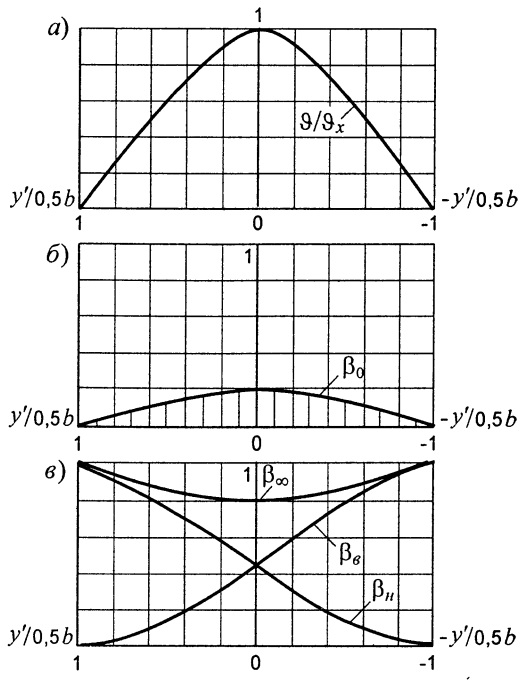


Рис. 16.10. Распределение параметров, характеризующих температурное поле в поперечном сечении плоской струи воздушной завесы
а – избыточная температура ϑ/ϑ_x; *б* – коэффициента $\beta_0 = \vartheta/\vartheta_0$;
в – коэффициентов β_∞, $\beta_в$ и $\beta_н$

За условный нуль отсчета принимается температура t_∞ и вводится коэффициент β_0, определяющий отношение избыточных температур:

$$\beta_0 = \frac{t_y - t_\infty}{t_x - t_\infty}.$$

Если за условный нуль принять температуру струи в сечении на выходе из щели t_0, то соответствующий коэффициент

$$\beta_\infty = \frac{t_y - t_0}{t_\infty - t_0}.$$

Сумма этих коэффициентов равна 1, оба коэффициента являются функцией x и y. Изменение β_0 в произвольном сечении струи x показано на рис. 16.10*б*.

Используя эти коэффициенты, можно вычислить воздуха в любой точке струи по формуле:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$t_y = \beta_0 t_0 + \beta_\infty t_\infty. \quad (16.9)$$

Коэффициенты β_0 и β_∞ имеют смысл долей единицы массы, попадающих в точку с координатами (x, y) с температурами t_0 и t_∞. Величины β_0 и β_∞ можно вычислить по формулам для неизотермических струй.

Температура в произвольной точке определяется из соотношения:

$$t_y = \beta_0 t_0 + \beta_н t_н + \beta_в t_в. \quad (16.10)$$

Изменение значений коэффициентов β_0, $\beta_н$ и $\beta_в$ в произвольном сечении струи x, показан на рис. 16.10*б* и 16.10*в*. Проведенные расчеты распределения начальной температуры по сечению струи воздушных завес показали, что влияние начальной температуры t_0 с увеличением x быстро уменьшается. Для струи характерно резкое изменение температуры от $t_в$ на границе с внутренним воздухом до $t_н$ на границе с наружным воздухом. Следовательно, средние температуры левой и правой частей струи (рис. 16.8*а*) сильно отличаются друг от друга и от средней температуры по всему сечению струи. Последняя определяется из уравнения баланса тепла в сечении x:

$$\beta L_0 \rho_{см} c_p t_{см} = L_0 \rho_0 c_p t_0 + 0{,}5(\beta - 1) L_0 \rho_н c_p t_н + 0{,}5(\beta - 1) L_0 \rho_в c_p t_в, \quad (16.11)$$

где $(\rho_{см} c_p)$, $(\rho_0 c_p)$, $(\rho_н c_p)$, $(\rho_в c_p)$ – удельная объемная теплоемкость воздуха при соответствующих температурах.

Если в уравнении (16.11) пренебречь изменением плотности с температурой и принять $\rho_{см} \approx \rho_0 \approx \rho_н \approx \rho_в$:

$$t_{см} = \frac{t_0}{\beta} + \frac{\beta - 1}{2\beta}(t_н + t_в). \quad (16.12)$$

Средние температуры частей струи, соприкасающихся с внутренним и наружным воздухом, рассчитываются по формулам:

- в левой части сечения струи:

$$t_{см\,л} = \beta_{0\,л} t_0 + \beta_{н\,л} t_н + \beta_{в\,л} t_в; \quad (16.13)$$

- в правой части сечения струи:

$$t_{см\,п} = \beta_{0\,п} t_0 + \beta_{н\,п} t_н + \beta_{в\,п} t_в, \quad (16.14)$$

где $\beta_{н.л}$ и $\beta_{в.л}$ – средние интегральные коэффициенты по соответствующей части струи (рис. 16.11*б*).

В практических расчетах значения $\beta_{0.л}$ и $\beta_{0\,п}$ при длине струи S можно определить по формулам:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\beta_{0\,л} = 3{,}12\frac{a_{0\,т}}{\sqrt{S/b_0}} \text{ и } \beta_{0\,п} = 3{,}12\frac{a_{0\,п}}{\sqrt{S/b_0}}, \qquad (16.15)$$

где $a_{0\,л}$ и $a_{0\,п}$ – средние интегральные значения числового коэффициента, принимаемые по графику (см. рис. 16.11*а*).

Значения $\beta_{в\,п}$ и $\beta_{н\,л}$ для расчета средней температуры правой части струи приведены на рис. 16.11*б*. Здесь $x = S/b_0$. Значения $\beta_{в\,п}$ и $\beta_{н\,л}$ можно определить по этому же графику, заменив шкалу $y'/0{,}5b_s$ на обратную.

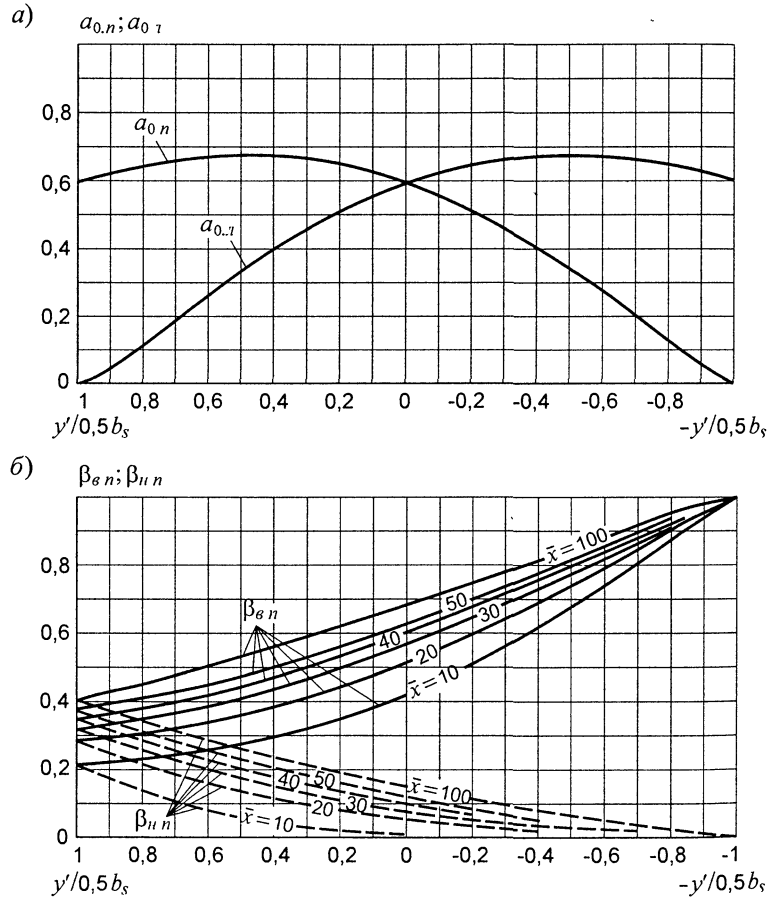


Рис. 16.11. Графики зависимости интегральных значений коэффициентов $a_{0,т}$ и $a_{0,п}$ (рисунок *а*), $\beta_{в\,п}$ и $\beta_{н\,л}$ (рисунок *б*) от расположения вертикальной плоскости, разделяющей струю воздушной завесы на две части

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример 16.1. Определить расход воздуха и его среднюю температуру в правой части сечения струи воздушной завесы, если разделяющая струю плоскость проходит на 0,3 м правее оси струи (см. рис. 16.8), $b_0 = 0{,}2$ м, $S = 3$ м, $v_0 = 10$ м/с, $t_н = -35$°С (слева), $t_в = 18$°С, $t_0 = 45$°С.

Решение.

1. Расход воздуха на 1 м длины струи воздушной завесы:

$$L_0 = v_0 b_0 \cdot 1 = 10 \cdot 0{,}2 \cdot 1 = 2 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}).$$

2. Ширина струи в сечении S:

$$b_s = 0{,}416S = 0{,}415 \cdot 3 = 1{,}25 \text{ м}.$$

Следовательно, $\dfrac{y'}{0{,}5b_s} = \dfrac{-0{,}3}{0{,}5 \cdot 1{,}25} = -0{,}48.$

3. Коэффициент увеличения расхода в струе

$$\beta = 0{,}536\sqrt{S/b_0} = 0{,}536\sqrt{3/0{,}2} = 2{,}08.$$

По графику на рис. 16.9 коэффициент $B_п = 0{,}125$. Следовательно, по формуле 16.7 искомый расход

$$L_п = 2{,}08 \cdot 2 \cdot 0{,}125 = 0{,}52 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}).$$

4. По графику на рис. 16.11*а* определяем $a_{0\,п} = 0{,}36$. Следовательно, $\beta_{0\,п} = 3{,}12 \cdot 0{,}36/(3/0{,}2)^{0{,}5} = 0{,}29$. По рис. 16.11*б* при $\underline{x} = S/b_0 = 15$ определяем $\beta_{в\,п} = 0{,}71$ и $\beta_{н\,п} = 0{,}01$. Проверим значение найденных коэффициентов β_i:

$$\beta_{0\,п} + \beta_{н\,п} + \beta_{в\,п} = 0{,}29 + 0{,}71 + 0{,}01 = 1{,}01 \approx 1.$$

5. По формуле (16.14) искомая температура

$$t_{см\,п} = 0{,}29 \cdot 45 + 0{,}71 \cdot 18 + 0{,}01 \cdot (-35) = 13{,}1 + 12{,}8 - 0{,}4 = 25{,}5\text{°С}.$$

§95. Расчет воздушных завес

Завесы периодического действия. Одно из основных требований к завесам периодического действия – работающая завеса не должна влиять на воздушный и тепловой режимы помещения. При существующих нормах это условие можно выполнить частично, так как расчетные температуры воздуха завесы, поступающего в помещение, ниже температуры рабочей зоны.

Основным расчетным параметром, определяющим работу завесы, является разность давлений между наружным и воздухом и воздушной средой помещений, которую можно определить, выполнив расчеты воздушного режима здания. Этот расчет достаточно сложен. Существует и более простая инженерная методика, содержащаяся в справочной литературе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Могут иметь место три случая соотношений между давлением снаружи $p_н$ и в помещении p_0:

1) $p_0 < p_н$ по всей высоте проема;

2) $p_0 > p_н$ по всей высоте проема;

3) $p_0 < p_н$ в нижней части и $p_0 > p_н$ в верхней части проема.

В первом и третьем случаях плоскость струи завесы должна быть наклонена в сторону наружного воздуха, т.е., угол наклона струи к плоскости проема $\alpha > 0$, во втором случае – $\alpha < 0$ (рис. 16.12).

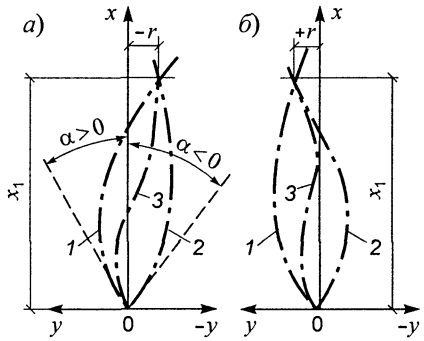


Рис 16 12 Схемы положения осей струй воздушных завес периодического действия

а – при внутреннем воздухозаборе; *б* – при наружном воздухозаборе
1 – при $p_0 < p_н$ по всей высоте проема, *2* – при $p_0 > p_н$ по всей высоте проема, *3* – при $p_0 < p_н$ в нижней части проема и $p_0 > p_н$ в его верхней части (r – полуширина «ядра струи», x_1 – расстояние до конца рабочего участка струи)

Условие, обеспечивающее независимость работы воздушных завес и воздушного режима помещения: *объем воздуха, которые был отобран из помещения воздушной завесой, должен быть возвращен в него с температурой рабочей зоны.*

Для соблюдения баланса воздуха необходимо, чтобы ось струи завесы прошла через точку с координатами $x = x_1$ и $y = -r$ при внутреннем воздухозаборе; $x = x_1$ и $y = r$ при наружном воздухозаборе. Здесь x_1 – расстояние от сечения на выходе из щели до плоскости деления струи; при нижней подаче – это высота проема, при боковой подаче – это ширина или полуширина проема; r – полуширина ядра струи.

Для инженерных расчетов составлен график зависимости значения r от ширины щели и протяженности оси струи S (рис. 16.13). Значение S, для обеспечения устойчивой работы воздушной завесы, принимается около 1,05 x_1.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Сохранение теплового баланса помещения при работе завесы обеспечивается подбором температуры на выходе из щели воздуховода равномерной раздачи, определяемой по формуле (16.14) при $t_{сил} = t_в$.

$$t_0 = \frac{t_в(1-\beta_{в\,л}) - \beta_{н\,л} t_н}{\beta_{0,л}}. \qquad (16.16)$$

Расчет периодически действующих завес проводят в определенной последовательности.

1. Определяют давление воздуха в помещении и снаружи.

2. Задаваясь конструкцией и типом воздушной завесы (направление струи, наличие подогрева, место воздухозабора) определяют площадь щели как 1/30–1/40 площади проема и ширину щели b_0. Такое соотношение площадей соответствует оптимуму приведенных затрат на устройство завесы.

3. В зависимости от вида воздушной завесы определяют $\Delta p_{макс}$ (для завес с нижней подачей воздуха) или Δp (для завес с боковой подачей воздуха). В последнем случае Δp определяют для нескольких уровней по высоте проема.

4. По формуле (16.3) или (16.4) при условии $y = -r$ (при внутреннем воздухозаборе) либо $y = r$ (при наружном воздухозаборе) вычисляют начальную скорость струя v_0. Значение r принимают по графику на рис. 16.13.

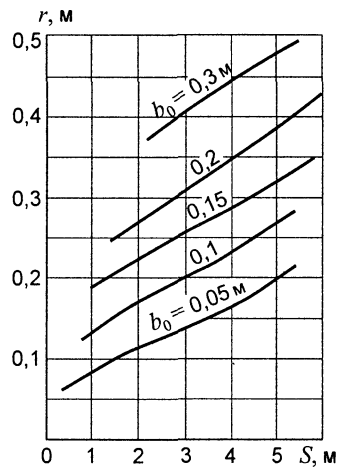


Рис 16 13 Зависимость полуширины «ядра струи» r от протяженности оси струи S при различной ширине воздухоприточной щели b_0

5. Для значения r указанного в п. 4, определяют коэффициенты $\beta_{0\,л}$, $\beta_{н.л}$, $\beta_{в\,л}$ по формуле (16.15) и графикам на рис. 16.10.

6. По формуле (16.16) вычисляют температуру воздуха, подаваемого в завесу. Если t_0 окажется выше 70°С – температуры, допустимой строительными нормами, то задаются следующим большим стандартным размером щели и повторяют расчет, начиная с п. 4.

7. Подсчитывают массовый расход воздуха на завесу, кг/ч:

$$G_з = 3600 \rho_0 b_0 l_щ v_0, \qquad (16.17)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где $l_{щ}$ – длина щели завесы, м, равная $B_{вор}$, $H_{вор}$ или $2H_{вор}$ в зависимости от конструкции завесы и направления струи; ρ_0 – плотность воздуха, подаваемого в завесу.

8. Определяют затраты тепла на подогрев воздуха, подаваемого в завесу, кДж/ч:

$$Q'_з = c_p G_з (t_0 - t_{вх}), \qquad (16.18)$$

где $t_{вх}$ – температура воздуха, входящего в калорифер установки, равная $t_в$ или $t_н$ в зависимости от места воздухозабора.

9. Проводят обычным путем аэродинамический расчет воздуховодов завесы и подбирают калориферы.

Пример 16.2. Рассчитать параметры периодически действующей воздушной завесы с нижней подачей воздуха для ворот, если $H_{вор} = 3$ м, $B_{вор} = 3{,}2$ м, $t_н = -35$°С и $t_в = 20$°С.

Решение.

1. Расчетом воздушного режима здания определяем $\Delta p = 20$ Па. Вычисляем разность плотностей воздуха по обе стороны проема ворот: $\rho_в = 353/(273 + 20) = 1{,}205$ кг/м^3; $\rho_н = 353/(273 - 35) = 1{,}483$ кг/м^3; $\Delta\rho = 0{,}278$ кг/м^3.

2. Принимаем воздушную завесу с внутренним воздухозабором и $\alpha = 30°$. Ширина щели $b_0 = 3 \cdot 3{,}2/30 \approx 0{,}1$ м.

3 При значении $S = 1{,}05 H_{вор} = 3{,}15$ м по графику на рис. 16.13 находим $r = 0{,}21$ м; принимаем $y_1 = -0{,}21$ м, $x_1 = H_{вор} = 3$ м, $\rho_0 = 1{,}2$ кг/м^3, $\operatorname{tg}30° = 0{,}577$, $\cos 30° = 0{,}866$.

По формуле (16.3) определяем скорость струи на выходе из щели:

$$v_0 = 3 \cdot \left[\frac{20 - 0{,}33 \cdot 0{,}275 \cdot 9{,}81 \cdot 3}{2 \cdot 0{,}1 \cdot (3 \cdot 0{,}577 + 0{,}21) \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}866} \right]^{0{,}5} = 19{,}65 \text{ м/с}.$$

4. Определяем безразмерную координату при $y' \approx r$ и $S = 3{,}15$ м:

$$\frac{y'}{0{,}5 b_s} = \frac{0{,}21}{0{,}5 \cdot 0{,}416 \cdot 3{,}15} = 0{,}32.$$

По графику на рис. 16.11*а* $a_{0,л} = 0{,}68$ и формуле (16.15):

$$\beta_{0\,п} = \frac{3{,}12 \cdot 0{,}68}{\sqrt{3{,}15/0{,}1}} = 0{,}378.$$

По графику на рис. 16.11*б* $\bar{x} = 3{,}15/0{,}1 = 31{,}5$ находим $\beta_{в\,п} = 0{,}47$ и $\beta_{н.л} = 0{,}14$ ($\Sigma\beta_i \approx 1$). По формуле (16.16) температура подаваемого воздуха:

$$t_в = \frac{20(1 - 0{,}47) - 0{,}14(-35)}{0{,}378} = 41°\text{С},$$

то есть нужен подогрев на $41 - 20 = 21$°С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

5. Общий массовый расход воздуха при $1_{щ} = B_{вор}$.

$$G_з = 3600 \cdot 19{,}65 \cdot 3{,}2 \cdot 0{,}1 \cdot 1{,}2 = 27165 \text{ кг/ч}.$$

6. Затраты тепла

$$Q'_з = 1{,}005 \cdot 27165 \cdot 21 = 573320 \text{ кДж/ч}.$$

Пример 16.3. Рассчитать параметры периодически действующей воздушной завесы с боковой двусторонней подачей воздуха, если $H_{вор} = 3$ м, $B_{вор} = 3{,}2$ м, $t_н = -30°C$, $t_в = 15°C$ и $\Delta p_{макс} = 20$ Па.

Решение.

1. Определяем $\Delta\rho \approx 0{,}005\,\Delta t = 0{,}005\,(15 + 30) = 0{,}225$ кг/м^3.

Задаемся значениями h и определяем $\Delta p = \Delta p_{макс} - h\Delta\rho g$

h, м	Δp, Па
0	20
1	$20 - 1 \cdot 0{,}225 \cdot 9{,}81 = 17{,}8$
2	$20 - 2 \cdot 0{,}225 \cdot 9{,}81 = 15{,}6$
3,2	$20 - 3{,}2 \cdot 0{,}225 \cdot 9{,}81 = 13$

2. Принимаем воздушную завесу с внутренним воздухозабором и $\alpha = 30°$. Ширина щели $b_0 = 3 \cdot 3{,}2/(2 \cdot 30 \cdot 3) = 0{,}053$ м. Принимаем $b_0 = 0{,}05$ м.

3. По значению $S = 1{,}05$; $0{,}5B_{вор} = 1{,}05 \cdot 0{,}5 \cdot 3{,}2 = 1{,}68$ м, по графику на рис. 16.13 определяем $r = 0{,}11$ м; принимаем $y_1 = -0{,}11$ м; $x_1 = 0{,}5 \cdot 3{,}2 = 1{,}6$ м. Скорость выхода из щели по формуле (16.4):

$$v_0 = 1{,}6 \cdot \left[\frac{\Delta p}{2 \cdot 0{,}05 \cdot (1{,}6 \cdot 0{,}58 + 0{,}11) \cdot 1{,}2 \cdot 0{,}867}\right]^{0.5} = 4{,}86\sqrt{\Delta p}\,.$$

4. Вычисляем значения скорости выхода струи на разных уровнях:

h, м	0	1	2	3,2
v_0, м/с	21,8	20,6	19,3	17,6

В расчете раздающего воздуховода следует учитывать это распределение скоростей по длине щели.

5. Безразмерная координата при $y' = r$ и $S = 1{,}05x_1 = 1{,}68$ м:

$$\frac{y'}{0{,}5b_s} = \frac{0{,}11}{0{,}5 \cdot 0{,}416 \cdot 1{,}68} = 0{,}314.$$

По графику (рис. 16.11*а*) $a_{0\,n} = 0{,}68$. Следовательно, по формуле (16.15)

$$\beta_{0\,n} = \frac{3{,}12 \cdot 0{,}68}{\sqrt{1{,}68/0{,}05}} = 0{,}366.$$

При $\overline{x} = 1{,}68/0{,}05 = 33{,}6$ по графику на рис. 16.11*б* $\beta_{вп} = 0{,}47$ и $\beta_{нп} = 0{,}15$. По формуле (16.16) температура подаваемого воздуха

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$t_0 = \frac{15(1-0,47)-0,15(-30)}{0,366} = 34°C.$$

6. Секундный расход воздуха на 1 м длины щели L_0

$$L_0 \approx 0,05 \cdot 1 \cdot (21,8 + 17,6)/2 = 0,99 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}).$$

7. Общий расход воздуха

$$G_з = 0,99 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3600 \cdot 1,2 = 25\,600 \text{ кг/ч}.$$

8. Затраты тепла

$$Q'_з = 1 \cdot 25600 \cdot (34 - 15) = 486000 \text{ кДж/ч}.$$

Завесы постоянного действия. Непрерывность работы воздушных завес в течение рабочего времени определяется требованиями технологического процесса. В течение всей рабочей смены могут работать завесы, ворот крупных складов, или автотранспортных предприятий через которые постоянно въезжают и выезжают грузовые автомобили, завесы проемов для непрерывных подачи или выгрузки материалов, и т.д. В этом случае воздушная завеса может работать как приточная камера, вытяжная установка или воздушно-отопительный агрегат.

Если воздушная завеса используется в качестве приточной камеры, воздух должен забирается снаружи и вся струя, в том числе и сэжектированный наружный воздух должны поступать в помещение. Для этого в расчете струи принимается $y_1 \approx -0,5b_s$. Температура смеси, поступающая в помещение, должна быть равна температуре внутреннего воздуха $t_{см.п} = t_в$, что обеспечивается температурой воздуха, подаваемого в завесу:

$$t_0 = (t_{см\,п} - \beta_{в\,п}\, t_в - \beta_{н\,п}\, t_н)/\beta_{0.п}. \qquad (16.19)$$

В случае выполнения завесой функций отопительного агрегата, $t_{см.п}$ – температура приточного воздуха должна составить:

$$t_{см\,п} = t_в + \frac{Q'_{доп}}{3600 c_{возд} \rho_{см\,п} L_{см\,п} l_щ L_{см}}. \qquad (16.20)$$

При использовании воздушной завесы в качестве вытяжной установки целесообразно принимать $y_1 \approx +0,5b_s$ (вся струя завесы выйдет наружу), а воздухозабор выполняется внутренним.

В последних двух случаях необходимо учитывать, что при больших расходах увеличивается b_0 и решение выходит за рамки экономической целесообразности.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 17

ВОЗДУШНОЕ ДУШИРОВАНИЕ РАБОЧИХ МЕСТ

§96. Общие положения. Конструкции душирующих патрубков

Воздушное душирование *имеет целью поддержание на постоянных рабочих местах требуемых температуры, скорости и необходимой чистоты воздуха путем подачи притока воздушной струей на конкретное рабочее место.*

Воздушное душирование использует либо наружный воздух с обработкой его в приточной камере, либо в воздух помещения. Душирование наружным воздухом применяется при тепловом облучении 140–350 Вт/м^2 и более, а также в случае сильной загазованности воздуха рабочей зоны. В прочих случаях допускается использовать воздух помещения.

Воздушное душирование рабочих мест, подверженных тепловому облучению с интенсивностью 140 Вт/м^2 и более производится воздушным потоком со скоростью 1÷3,5 м/с с температурой более низкой, нежели в рабочей зоне. Поток охлажденного воздуха увеличивает теплоотдачу организма конвективным путем, испарением и помогает удалять теплоту, вносимую на поверхность тела рабочего тепловым излучением. Обдувается верхняя часть туловища человека, обычно, облучаемая в большей степени. Размеры обдуваемой душем площадки, перпендикулярной направлению воздушного потока принимается равной 1×1 м. Площадь приточного отверстия душирующего устройства должно быть не менее 0,1 м^2. Струю воздушного душа направляют на рабочее место горизонтально, либо сверху под углом ≈45°. Расстояние от душирующего патрубка до рабочего места должно быть не менее 1 м.

Параметры воздуха на рабочем месте выбираются в зависимости от интенсивности теплового облучения. Облучение рабочего места может происходить от открытого загрузочного отверстия промышленной печи или от нагретой поверхности. Если облучение производится из открытого загрузочного отверстия площадью A, м^2, интенсивность облучения на рабочем месте может быть определена как:

$$q_{р\,и} = 5{,}77\varphi_{р\,и}\varphi_{от}\left(\frac{273 + t_{печи}}{100}\right)^4, \qquad (17.1)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

где $\varphi_{р.м}$ – коэффициент облученности рабочего места плоскостью загрузочного отверстия, расположенного от рабочего места на расстоянии x, м, принимается по графику рис. 6.3; $\varphi_{от}$ – коэффициент диафрагмирования стенками печи отверстия, принимается по графику рис. 6.2.

Если облучение происходит от нагретой поверхности, формула (17.1) приобретает вид:

$$q_{р\ и} = 5,77\varphi_{р\ и}\left(\frac{273 + t_{поверх}}{100}\right)^4. \qquad (17.2)$$

Облученность на рабочем месте может быть измерена прибором, называемым *актинометром*. Фактические интенсивности облученности на различных рабочих местах представлены в табл. 17.1.

Таблица 17.1

Интенсивность теплового облучения на рабочих местах для некоторых видов производств

Производство	Профессия рабочих	Интенсивность теплового излучения, Вт/м^2
1	2	3
Доменный цех	Горновые, чугунщики, желобщики	700–2100
Мартеновский цех	Сталевары, разливщики, ковшовые, машинисты завалочных машин	700–2100 1400–3500
Прокатный цех	Сварщики нагревательных колодцев Сварщики методических печей Вальцовщики, резчики, контролеры	350–560 280–840 1000–2100
Электросталеплавильный цех	Сталевары, разливщики, канавщики, ковшовые	700–2100
Ферросплавный цех	Плавильщики и горновые	700–2100
Цех рафинирования алюминия	Электролитчики	700–2800
Обжиговый цех никельного завода	Печевые, загрузчики и кочегары многоподовых и туннельных печей	210–700
Цех изготовления сортовой посуды	Рабочие на выработном верстаке печи: при взятии стекла из печи при выдувке на площадке	 2700–3000 175–700

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1	2	3
Прессовый цех резинотехнических изделий	Прессовщики	350–2100

Воздушными душами летнее время подается охлажденный приточный воздух, а в холодный – нагретый. Воздухораспределители, которыми производится душирование, должны обеспечивать минимальную турбулизацию воздушной струи и иметь устройства для изменения направления струи: в горизонтальной плоскости на угол 180° и в вертикальной плоскости до ±60°. Этим условиям удовлетворяют душирующие патрубки типов УДВ, ППД, ПДв, ВП1, ВП3 (рис. 17.1–17.4). Коэффициент затухания осевой скорости m патрубков находится в пределах от 6,3 (патрубок ППД), до 4,5 (патрубок ПДв), а коэффициенты затухания осевой избыточной температуры от 4,9 (патрубок ППД), до 3,4 (патрубок ПДв). С целью минимизации расхода воздуха и экономии холода необходимо выбирать патрубки с наибольшей величиной коэффициентов m и n.

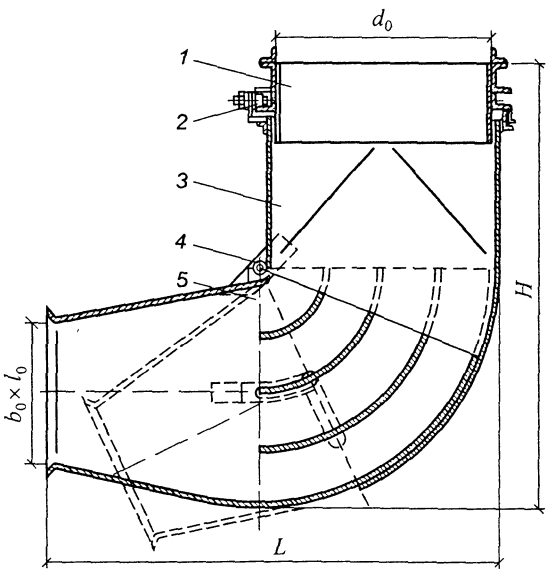


Рис 17.1. Конструкция душирующих патрубков ППД
1 – верхнее звено, *2* – опорные ролики, *3* – среднее звено, *4* – шарнир, *5* – нижнее звено

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

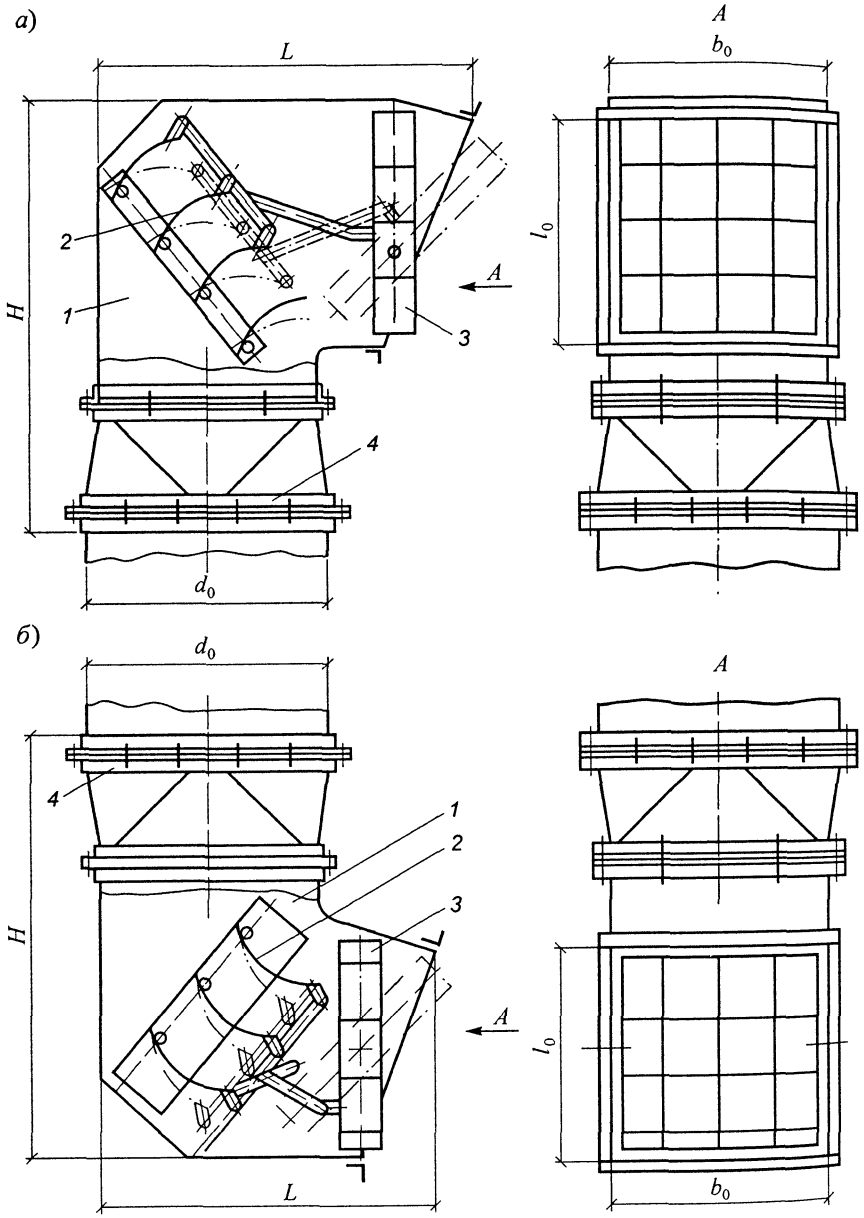


Рис 17.2. Конструкция душирующих патрубков УДВ

1 – корпус, *2* – направляющие лопатки, *3* – направляющая лопасть, *4* – шарнирное фланцевое соединение;

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

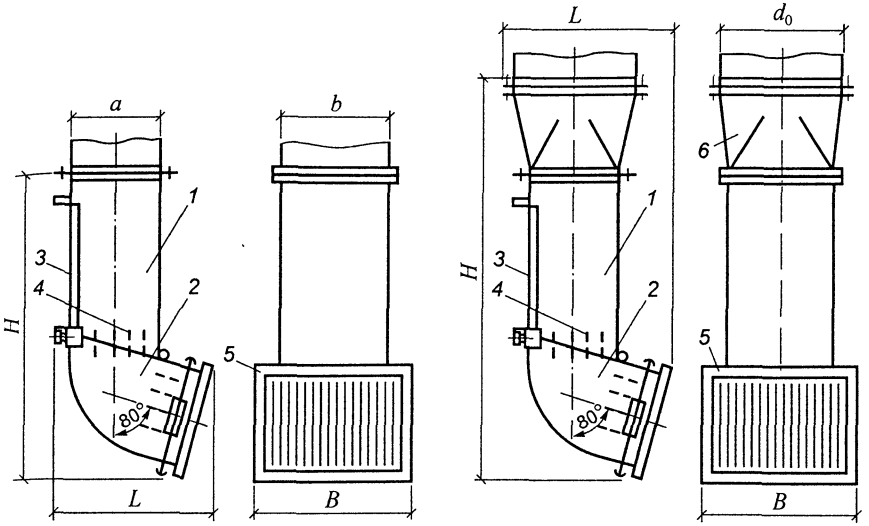


Рис 17.3. Конструкция душирующих патрубков ВП
1 – неподвижная часть, 2 – поворотная часть; *3* – гибкий лист;
4 – рассекатели; *5* – веерная решетка; *6* – переход

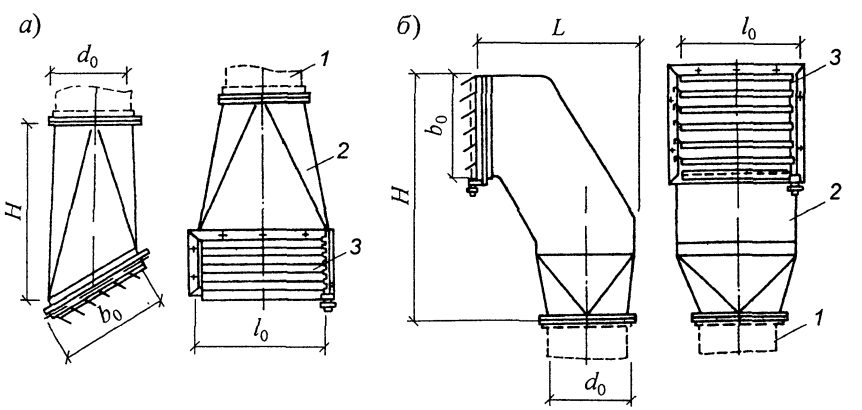


Рис 17.4. Конструкция душирующих патрубков ПД
I – подвод воздуха сверху; II – подвод воздуха снизу
1 – воздуховод; *2* – корпус, *3* – направляющая решетка

Характеристики душирующих патрубков представлены в табл. 17.2.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Характеристики душирующих патрубков

Воздухораспределитель	Марка	Размеры, мм			Масса, кг	Расчетная площадь F_0, м^2	Коэффициенты		
		d_0	b_0	l_0			m	n	ζ
Универсальный душирующий воздухораспределитель типа УДВ	УДВ-1	450	400	400	39,2 / 49,2	0,17	6	4,9	2,1
	УДВ-2	630	600	600	67 / 80,1	0,38			
	УДВ-3	900	800	800	109 / 129,7	0,68			
Патрубок поворотный душирующий типа ППД	ППД-5	500	320	320	61	0,1	6,3	4,5	4
	ППД-6	630	400	400	88	0,16			
	ППД-8	800	510	510	125	0,26			
Патрубок душирующий с увлажнением воздуха типа ПДв	ПДв-3	315	330	440	10,7	0,14	5,3;	4,5;	1,6;
	ПДв-4	400	440	560	30	0,23	5,1;	3,4;	1,0;
	ПДв-5	500	550	700	42,7	0,36	4,5	3,1	0,8
	ПДн-3	415	330	440	24,3	0,14	4,5;	3,1;	3,2;
	ПДн-4	400	440	560	35,1	0,23	4,5;	3,1;	3,2;
	ПДн-5	500	550	700	52,1	0,36	4,0	2,8	2,8

Примечания.

1. Для душирующих патрубков типа ПДв коэффициенты m, n, ζ приведены: первое число – при подаче под углом 30°, второе – под углом 45°, третье – под углом 60° вниз.
2. Для душирующих патрубков типа ПДв коэффициенты m, n, ζ приведены: первое число – при горизонтальной подаче, второе – под углом 20° вверх, третье – под углом 20° вниз.

Параметры воздуха на рабочих местах принимаются, согласно нормам, в зависимости от степени тяжести работы и интенсивности теплового облучения. Некоторые из этих норм приведены в табл. 17.3.

Фактическая температура воздуха в рабочей зоне может отличаться от расчетной. В этом случае, температуру воздуха в душирующей струе на рабочем месте следует повышать или понижать на 0,4°С на каждый градус разности от значения, приведенного в таблице, но она не должна быть ниже 16°С. Для промежуточных значе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ний поверхностной плотности лучистого теплового потока температура душирующей струи определяется интерполяцией.

Таблица 17.3

Расчетные нормы температур и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Категория работ	Температура воздуха вне струи, °С	Средняя на 1 м^2 скорость воздуха в душирующей струе на рабочем месте, м/с	Температура смеси воздуха в душирующей струе, °С, на рабочем месте при поверхностной плотности лучистого теплового потока, Вт/м^2				
			140-350	700	1400	2100	2800
Легкая-I	Принимается равной расчетной температуре рабочей зоны в пределах норм	1	28	24	21	16	–
		2	–	28	26	24	20
		3	–	–	28	26	24
		3,5	–	–	–	27	25
Средней тяжести-II		1	27	22	–	–	–
		2	28	24	21	16	–
		3	–	27	24	21	18
		3,5	–	28	25	22	19
Тяжелая-III		2	25	19	16	–	–
		3	26	22	20	18	17
		3,5	–	23	22	20	19

По конструкции душирующие установки подразделяются на *стационарные и передвижные.* Стационарные установки представляют собой приточные камеры, оборудованные фильтром, калориферной группой и устройством для охлаждения приточного воздуха в теплый период года: камерой адиабатического увлажнения или поверхностным воздухоохладителем.

В плавильных, литейных, прокатных и других «горячих цехах» допускается душирование рабочих мест внутренним воздухом и охлаждением или без охлаждения воздуха адиабатически с помощью передвижных душирующих установок.

Эти установки состоят из осевого вентилятора, установленного на подставку. Применяют обычно так называемые «струйные» осевые вентиляторы, создающие воздушную струю повышенной даль-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

нобойности. Применяют вентиляторы №5 или 6,3 с защитной сеткой, направляющими лопатками и пневматической форсункой для распыления воды, которая, испаряясь, осуществляет адиабатическое охлаждения воздуха в струе. Конструкция агрегата предусматривает возможность поворота вентилятора вокруг оси станины до 60°. Станина позволяет изменять высоту оси вентилятора относительно пола. Дальнобойность струи достигает 20 м. На рис. 17.5 изображен веерный агрегат ВА-1.

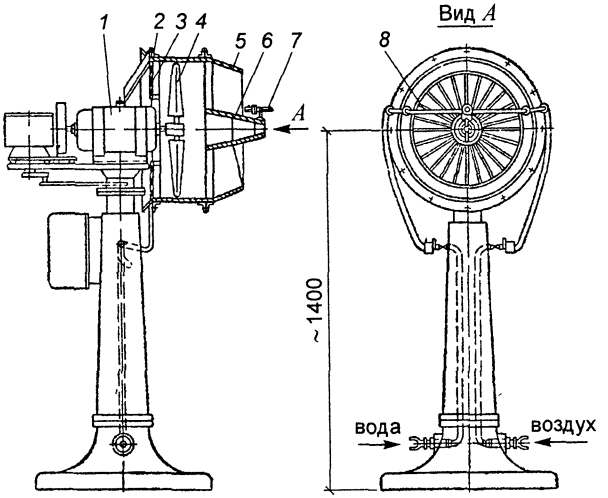


Рис. 17.5. Веерный агрегат ВА-1

1 – электродвигатель; *2* – обечайка, *3* – сетка; *4* – осевой вентилятор; *5* – конфузор; *6* – обтекатель, *7* – пневматическая форсунка; *8* – направляющие лопатки

§97. Расчет воздушный душей

Стационарные душирующие установки, работающие на наружном воздухе, рассчитывают на параметры *Б* в холодный период года и на параметры *А* в теплый. Душирование производится начальным участком струи, если

$$x \le m\sqrt{A_0}, \qquad (17.3)$$

где x – расстояние от душирующего патрубка до рабочего места, м; m – коэффициент затухания осевой скорости; A_0 – площадь приточного отверстия душирующего патрубка, м^2.

В противном случае душирование производится основным участком. При душировании начальным участком следует пользоваться

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

формулами табл. 5.1, основным – 5.2 учебника (Глава 5).

Цель расчета заключается в подборе душирующего патрубка таким образом, чтобы струя обдувала на рабочем месте перпендикулярную направлению движения воздуха площадку требуемых размеров, а скорость и температура воздуха соответствовала нормам.

Последовательность расчета при душировании начальным участком струи:

1. Выбирается расчетная скорость на рабочем месте, одинаковая для теплого и холодного периодов года.

2. Выбирается типоразмер душирующего патрубка, обеспечивающий на рабочем месте обдув перепендикулярной оси струи площадки 1×1 м.

3. Скорость v_0 и температура t_0 притока принимаются равными расчетным скорости и температуре на рабочем месте.

4. Определяются расход воздуха патрубком, расход теплоты для подогрева воздуха в холодный период года и холода в теплый.

Последовательность расчета при душировании основным участком струи:

1. Выбирается расчетная скорость на рабочем месте, одинаковая для теплого и холодного периодов года.

2. Выбирается типоразмер душирующего патрубка.

3. Определяется скорость подачи притока, обеспечивающего требуемую подвижность воздуха на рабочем месте.

4. Проверяется достаточность размеров зоны непосредственного действия струи в поперечном сечении для обдува рабочего места.

5. Вычисляется требуемая температура притока в теплый период года.

6. Определяется расход холода.

7. Вычисляется требуемая температура притока в холодный период года.

8. Определяется расход теплоты.

Пример 17.1.

Исходные данные. Подобрать душирующий патрубок для рабочего места кузнеца в цехе, расположенном в г. В. Волочек. Температура воздуха в рабочей зоне в теплый период года составляет +29°С, в холодный и переходный периоды года +16°С, интенсивность теплового облучения 1400 Вт/м^2. Душирование вследствие загазованности воздуха помещения следует производить наружным воздухом, расчетные температура и энтальпия которого по параметрам *А* составляют, соответственно, +21°С и 48,6 кДж/кг. Температура наружного воздуха в холодный период года по параметрам *Б* равна –29°С.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Расстояние от патрубка до рабочего места – 4 м, степень тяжести работы – «тяжелая-III».

Решение. Согласно табл. 17.3 при интенсивности теплового облучения в 1400 Вт/м^2 подвижность воздуха на рабочем месте должна приниматься в пределах от 2 до 3,5 м/с. Температура воздуха на рабочем месте – +16÷22°С, если температура рабочей зоны составляет +29÷31°С. Поскольку в кузнечных цехах на рабочих местах расчетные параметры воздушной среды поддерживаются установками воздушного душирования, параметры в рабочей зоне поддерживаются по условиям, предусмотренных графой 8 табл. 6.4 и составляет 29°С. Поэтому вводить поправку в расчетную температуру на рабочем месте не требуется.

Температура рабочей зоны в холодный период +20°С.

Расчетную скорость на рабочем месте принимаем из условия возможности использования адиабатического охлаждения, то есть 3,5 м/с. Согласно $I-d$ диаграммы, адиабатически наружный воздух можно охладить до +18,5°С, с учетом подогрева воздуха в вентиляторе на +0,5°С, минимальная при адиабатическом охлаждении температура воздуха на выходе из душирующего патрубка составит +19°С.

Поверочным расчетом определим, достаточно ли адиабатического охлаждения для обеспечения расчетной температуры на рабочем месте. К установке принимаем душирующие патрубки типа УДВ, характеристики которых представлены ниже.

Воздухораспределитель	Марка	Размеры, мм			Расчетная площадь F_0, м^2	Коэффициенты		
		d_0	b_0	l_0		m	n	ζ
Универсальный душирующий воздухораспределитель типа УДВ	УДВ-1	450	400	400	0,17	6	4,9	2,1
	УДВ-2	630	600	600	0,38			
	УДВ-3	900	800	800	0,68			

Определим, каким участком воздушной струи (начальным или основным) производится душирование (формула 17.3):

УДВ-1 $\quad 4 \geq 6\sqrt{0,17} = 2,474$ м;

УДВ-2 $\quad 4 \geq 6\sqrt{0,38} = 3,7$ м;

УДВ-3 $\quad 4 \leq 6\sqrt{0,68} = 4,95$ м.

Таким образом, имеют место два варианта душирования: насадками УДВ-1 и УДВ-2, производящими душирование основным участком струи и патрубком УДВ-3, обеспечивающим душирование начальным участком.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Принимаем обдуваемую площадку ≈ 1×1 м или диаметром ≈ 1 м и проверяем обеспечит ли этот душирующий патрубок расчетную величину обдуваемой площадки на расстоянии 4 м.

Вариант 1.

1. Принимаем к установке патрубок УДВ-3.
2. Согласно формуле из табл. 4.1 радиус струи на рабочем месте

$$r_x = r_0\left(1+0{,}125\frac{x}{r_0}\right),$$

где $r_0 = \sqrt{A_0} = \sqrt{0{,}68} = 0{,}825$ м.

$$r_x = 0{,}825\left(1+0{,}125\frac{4}{0{,}825}\right) = 1{,}35 \text{ м},$$

что обеспечивает обдув площадки 2,7×2,7 > 1×1 м. По данным табл. 17.1 расчетной температуре воздуха на рабочем месте 19°С соответствует скорость 2,75 м/с.

3. Расход воздуха составит:

$$L_0 = 3600 v A_0 = 3600 \cdot 2{,}75 \cdot 0{,}68 = 6732 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

4. Разность температур на рабочем месте и в рабочей зоне – 2°С, следовательно, обдувать на рабочем месте следует воздухом 22,8°С. Температура притока в холодный период принимается равной 22,8°С.

5. Расход теплоты в холодный период года:

$$Q = c_{возд} L_0 \rho (t_{р.м} - t_н) = 1{,}005 \cdot 6732 \cdot 1{,}2(22{,}8+29) = 420553 \text{ кДж/ч},$$

где $c_{возд}$ и ρ – удельная теплоемкость и плотность воздуха.

Вариант 2.

Душирование производится патрубком УДВ-1. Расчет производится по формулам из табл. 5.2.

1. Скорость притока, обеспечивающего требуемую подвижность воздуха на рабочем месте:

$$v_x = \frac{m v_0 \sqrt{A_0}}{x} \quad \text{или} \quad v_0 = \frac{v_x x}{m\sqrt{A_0}};$$

$$v_0 = \frac{3{,}5 \cdot 4}{6\sqrt{0{,}17}} = 5{,}66 \text{ м/с}.$$

2. Радиус прямого действия струи на рабочем месте: полуширина обдуваемой воздушным потоком площадки, границы струи изотаху 0,3 м/с.

$$R = 0{,}66 \cdot x/m \quad \text{или} \quad R = 0{,}66 \cdot 4/6 = 0{,}44 \text{ м}.$$

Таким образом, обдуваемая площадка имеет диаметр ~0,9 м, что вполне удовлетворяет принятым требованиям.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

3. Требуемая температура притока:

$$\Delta t_x = \frac{n\Delta t_0 \sqrt{A_0}}{x} \quad \text{или} \quad \Delta t_0 = \frac{\Delta t_x x}{n\sqrt{A_0}}.$$

Разность температур на рабочем месте и в рабочей зоне цеха $\Delta t_x = t_{р.м} - t_н = 22 - 29 = -7°C$.

$$\Delta t_0 = t_{р\,з} - \frac{\Delta t_x x}{n\sqrt{A_0}} = 29 - \frac{7 \cdot 4}{4{,}9 \cdot \sqrt{0{,}17}} = 15{,}14°C.$$

4. Расход воздуха:

$$L_0 = 3600 v A_0 = 3600 \cdot 5{,}66 \cdot 0{,}17 = 3464 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

5. Расход холода составит:

$$Q = c_{возд} L_0 \rho (t_0 - t_{н,А}) = 1{,}005 \cdot 3464 \cdot 1{,}2(21 - 15{,}14) = 24480 \text{ кДж/ч}.$$

6. Температура притока в холодный и переходный периоды года из условия поддержания на рабочем месте +22,8°C.

Разность температур между рабочей зоной и притоком $\Delta t_x = t_{р.м} - t_н = 22 - 16 = 6°C$.

$$\Delta t_0 = t_{р\,з} - \frac{\Delta t_x x}{n\sqrt{A_0}} = 20 + \frac{2{,}8 \cdot 4}{4{,}9 \cdot \sqrt{0{,}17}} = 25{,}54°C.$$

7. Расход теплоты для подогрева воздуха в холодный и переходный периоды года:

$$Q = c_{возд} L_0 \rho (t_0 - t_{н,Б}) = 1{,}005 \cdot 3464 \cdot 1{,}2(25{,}54 + 29) = 227970 \text{ кДж/ч}.$$

Окончательное решение о выборе варианта душирования принимается на основании технико-экономического расчета.

Воздушное душирование рабочих мест с тепловым облучением с интенсивностью менее 140 Вт/м^2. Этот вид душирования приходится устраивать при размещении рабочих мест вблизи нагретых поверхностей, температура которых может находиться в пределах санитарных норм, но их размеры достаточно велики. Благодаря значительной величине коэффициента облученности интенсивность теплового потока может оказаться существенной. Повышение подвижности воздуха на рабочем месте достигается путем соответствующей организации приточной вентиляции. Расчетная подвижность воздуха на рабочем месте может быть определена из условий комфортности.

Балансовое уравнение теплообмена человека записывается как:

$$Q_ч + \alpha_к (t_{р\,з} - \tau_ч) F_ч^к + c_{пр.1} \varphi_{ч-п} b_{ч-п} (\tau_п - \tau_ч) F_ч^п + \\ + c_{пр\,2} (1 - \varphi_{ч-п}) b_{ч-в.п} (\tau_{в\,п} - \tau_ч) F_ч^т = 0. \qquad (17.4)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В этом уравнении:

$Q_ч$ – полные тепловые выделения человека, соответствующие данной степени тяжести работы;

$c_{пр\,1}$ и $c_{пр\,2}$ приведенные коэффициенты излучения систем «человек–нагретая поверхность» и «человек–поверхности прочих ограждений помещения»;

$b_{ч-п}$ и $b_{ч-в\,п}$ – температурный коэффициент, учитывающий переход от четвертых степеней абсолютных температур в К к разности температур в °С;

$\varphi_{ч-п}$– коэффициент облученности «человек–нагретая поверхность»;

$\tau_п$ – температура нагретой поверхности, °С;

$t_{р\,з}$ – температура воздуха в рабочей зоне, °С;

$\tau_{в\,п}$ – температура внутренних поверхностей прочих ограждений помещений, °С;

$\tau_ч$ – температура поверхности одетого человека, для холодного периода принимается равной +25°С;

$F_ч^к$ – поверхность конвективного теплообмена человека, для зимнего периода принимается равной 1,9 м^2;

$F_ч^л$ – поверхность лучистого теплообмена, принимается равной 1,7 м^2.

Балансовое уравнение решается относительно $\alpha_к$. Зависимость между скоростью воздушного потока и коэффициентом конвективного теплообмена определяется выражением:

$$\alpha_к = 10{,}29\sqrt{v}, \qquad (17.5)$$

где v – скорость воздушного потока, м/с; $\alpha_к$ – коэффициент конвективного теплообмена, Вт/м^2·°С.

Ориентировочное значение скорости на рабочем месте, которое компенсировало бы получаемое тепловое облучение:

$$v = 0{,}00944\alpha_к^2. \qquad (17.6)$$

Воздушное душирование потолочными вентиляторами применяется как в южных, так районах с умеренным климатом. В помещениях, где люди свободно передвигаются по помещению (фойе, выставочные залы и т.п.) вентиляторы распределяются равномерно по площади помещения. В помещениях с фиксированными местами размещения посетителей (рестораны, зрительные залы, административные помещения и т.п.) вентиляторы устанавливаются над проходами. Количество вентиляторов, обслуживающих помещение, определяется из условия обеспечения нормы подачи воздуха 650÷900 м^3/ч. на 1 м^2 площади пола.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 18

АВАРИЙНАЯ И ПРОТИВОДЫМНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

§98. Организация аварийной вентиляции в производственных помещениях

Аварийная вентиляция устраивается в производственных помещениях, в которых возможен внезапный (залповый) выброс вредных или взрывоопасных веществ в количествах, создающих опасные для жизни или взрывоопасные концентрации. Объем аварийной вытяжки определяется технологическими указаниями и расчетами.

Если в помещении выделяются взрывоопасные пары и газы, устанавливаются автоматические газоанализаторы, которые при достижении концентрации в 20% от нижнего предела взрываемости, автоматически включают системы аварийной вентиляции и сигнализацию. Кроме автоматического включения предусматривается и ручное. Пусковые устройства аварийной вентиляции монтируют снаружи у одной из основных входных дверей.

Если при аварии в помещение могут поступать только газы и пары легче воздуха, то для одноэтажных зданий с аэрационными или открывающимися зенитными фонарями, аэрационными шахтами можно устраивать приточную аварийную вентиляцию с вытеснением газов и паров через эти отверстия.

Если температура, категория и группа взрывоопасной смеси горючих газов, паров и аэрозолей во время аварии соответствуют данным технических условий на установленное оборудование основных местных и общеобменных вентиляционных систем, их следует использовать в случае аварийной ситуации. Этими системами можно и ограничиться, если создаваемый ими воздухообмен равен или больше аварийного. В аварийной ситуации вытяжка может производиться двумя и большим количеством штатных вентиляционных систем. Однако каждая вентиляционная установка, используемая как аварийная, должна иметь два вентилятора: основной и резервный. Резервные вентиляторы при всех аварийных ситуациях должны автоматически включаться в случае остановки основных.

Если основные системы имеют общую производительность, достаточную для аварийной вентиляции, но не имеют резервных вентиляторов, то проектируется одна дополнительная аварийная система такой производительности, которая обеспечит аварийный

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

воздухообмен в случае остановки при аварии основной системы, имеющей наибольшую производительность.

В случае, когда общая производительность основных систем, не имеющих резервных вентиляторов, менее требуемого аварийного воздухообмена возможны два варианта устройства аварийной вентиляции:

1) все системы оборудуются дополнительными резервными вентиляторами, а недостающий воздухообмен обеспечивается дополнительной аварийной системой с производительностью, равной разности расчетного аварийного воздухообмена и суммы расходов всех основных вентиляционных вытяжных систем;

2) основные системы имеют один вентилятор каждая, но дополнительная аварийная система должна иметь производительность по воздуху, равную недостающему до аварийного воздухообмену плюс наибольшая производительность одной из основных систем.

Для аварийной вентиляции допускается проектировать установку в наружных ограждениях (например, в оконных проемах) осевых вентиляторов и производить выброс воздуха наружу без труб и шахт.

Если в помещении проектируется одна основная система аварийной вентиляции, то для нее предусматривается кроме основного резервный вентилятор, также рассчитанный на аварийный воздухообмен.

Оборудование аварийных вентсистем должно быть только во взрывозащищенном исполнении, если оно размещено в помещениях категорий А и Б или в воздуховодах, их обслуживающих. Для помещений категорий В, Г и Д основным видом аварийных вентиляционных установок тоже являются системы с искусственным побуждением, однако допускается аварийная вентиляция с естественным побуждением при условии обеспечения требуемого расхода воздуха при расчетных параметрах Б в теплый период года.

Приемные отверстия при поступлении газов и паров с меньшей, чем у воздуха плотностью размещаются под потолком или покрытием:

а) не ниже 0,4 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий при удалении взрывоопасных смесей газов, паров и аэрозолей (кроме смеси водорода с воздухом);

б) не ниже 0,1 м от плоскости потолка или покрытия до верха отверстий в помещениях при удалении смеси водорода с воздухом.

Если газы и пары залпового выброса имеют большую плотность, нежели воздух, приемные отверстия для удаления воздуха из нижней зоны следует размещать на уровне до 0,3 м от пола до низа отверстий.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Для компенсации воздуха, удаляемого аварийной вытяжной вентиляцией дополнительные приточные камеры не проектируются.

Устья проемов и шахт для выброса воздуха, удаляемого аварийными системами вентиляции, располагают на уровне не менее 3-х метров от уровня прилегающей территории, не ближе 20-ти метров и выше на 6 метров над воздухоприемными решетками приточных систем. Если удаляются взрывоопасные пары и газы, то устья вытяжных проемов и шахт не должны располагаться ближе 20 метров от источников возможного воспламенения (например, дымовых труб). Не следует допускать выбросы аварийных систем вентиляции в непроветриваемые зоны и места постоянного пребывания или прохода людей.

§99. Определение некоторых параметров аварийной вентиляции на основе закономерностей нестационарного режима вентилируемого помещения

Величина воздухообмена и прочие характеристики аварийной вентиляции можно уточнить аналитически, используя формулы нестационарного режима вентиляции, требуемый воздухообмен аварийной вентиляции либо продолжительность периодов эвакуации и проветривания. Исходными данными являются: количество выделяющихся вредных веществ во время внезапного выброса и производительность существующей системы общеобменной вентиляции.

Основу расчетов составляют уравнения (8.26), (8.29), (8.30) и (8.31), полученные в главе 8:

$$C = C_0 + \frac{M_{вр}}{V_{пом}}\tau, \quad (8.26); \qquad \frac{L_y}{V_{пом}}\tau = -\ln\frac{\frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C}{\frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C_0}, \quad (8.29);$$

$$\tau\frac{V_{пом}}{L_y} = \ln\frac{C_n - C_0 + \frac{M_{вр}}{L_y}}{C_n - C + \frac{M_{вр}}{L_y}}, \quad (8.30);$$

$$C = \frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - \left(\frac{M_{вр}}{L_y} + C_n - C_0\right)^{-\tau\frac{L_y}{V_{пом}}}. \quad (8.31)$$

C_0 – концентрация в начальный момент времени в помещении; C_n – концентрация в приточном воздухе.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Уравнение (8.31) можно представить в виде двух слагаемых:

$$C = C_A + C_Б, \tag{18.1}$$

где C_A и $C_Б$ – отдельные составляющие искомой величины. Очевидно,

что $$C_A = \left(\frac{M_{вр}}{L_y} + C_n \right) \left(1 - e^{-K_p \tau} \right) \tag{18.2}$$

и $$C_Б = C_0 e^{-K_p \tau}. \tag{18.3}$$

Здесь $K_p = L_y / V_{пом}$ – кратность воздухообмена.

Если начальная концентрация $C_0 = 0$, то и $C_в = 0$. Величина C в этом случае равна C_A и изменяется во времени, как показано на рис. 18.1*а* (линия 1). Пределом величины C_A является $[(M_{вр}/L_y) + C_n]$. Этот предел достигается при $\tau = \infty$. Если увеличить воздухообмен, изменится и предел концентрации, и характер кривой (линия 2). Величина C_A соответствует изменению концентрации в помещении при $C_0 = 0$ при заданном воздухообмене (эта величина по смыслу соответствует величине C из формулы (8.20), но при $L_y > 0$). Если принять $C = C_{пдк}$ и ввести поправку ρ_y/ρ_n, то вышеприведенная формула преобразуется в формулу определения воздухообмена по величине потока выделяющихся вредностей для прямоточной схемы вентиляции по схеме «сверху вверх»:

$$G_n = G_y = \frac{M_{вр}}{\frac{C_y}{\rho_y} - \frac{C_n}{\rho_n}}. \tag{18.4}$$

Если $C_0 > 0$, а $M_{вр} = 0$, то $C = C_Б$. В этом случае концентрация в помещении будет снижаться (см. рис. 18.1*б*, линия *1*), стремясь к нулю. Чем больше кратность воздухообмена, тем, естественно, интенсивнее снижается концентрация вредных веществ в помещении (линия 2). Этот случай соответствует вентиляции помещения с известной начальной концентрацией вредных веществ.

Если источник вредных выделений продолжает действовать, а начальная концентрация вредных веществ в воздухе $C_0 > 0$, то изменение концентрации во времени может иметь вид, показанный на рис. 18.1*в* {линия *1* при $C_0 > (M_{вр}/L_y) + C_n$, линия *2* при $C_0 < (M_{вр}/L_y) + C_n$}. Если $C_0 = (M_{вр}/L_y) + C_n$, то изменения концентрации в помещении не будет, так как сумма C_A и $C_Б$ дает в этом случае постоянную величину. Линия *3* соответствует случаю, когда L_y равно величине, определенной по формуле (18.4).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

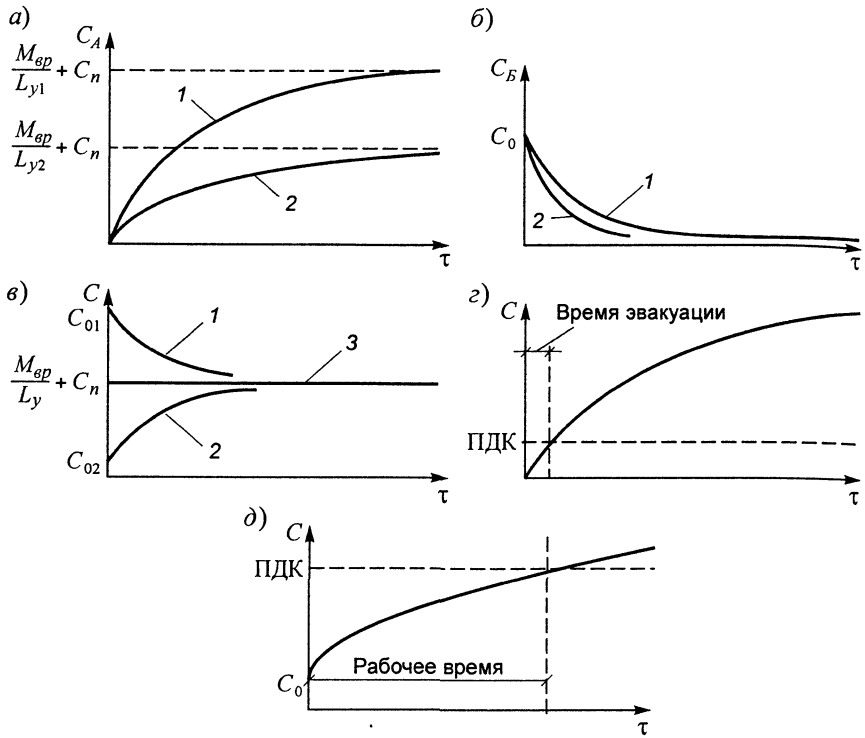


Рис. 18.1. Изменение во времени концентрации вредных выделений в вентилируемом помещении

а – при начальной концентрации равной нулю· *1* – при небольшой величине воздухообмена, *2* – повышенный против воздухообмена поз. 1 воздухообмен;

б – при наличии концентрации, но без добавления вредных выделений: *1* – изменение концентрации при некоторой величине воздухообмена; *2* – повышенная против поз. 1 кратность воздухообмена;

в – при заданном воздухообмене, произвольном значении начальной концентрации и заданном количестве добавления вредных выделений: *1* – изменение концентрации при $C_0 > M_{вр}/L_y + C_n$; *2* – изменение концентрации при $C_0 < M_{вр}/L_y + C_n$; *3* – изменение концентрации при $C_0 = M_{вр}/L_y + C_n$;

г – при аварийном режиме, *д* – при воздухообмене в помещении меньше расчетного

При проектировании может встретиться необходимость в определении кратности воздухообмена для проветривания помещения, загрязненного единовременным выбросом вредных веществ. Если заданы начальная концентрация C_0, $C_{пдк}$ и время проветривания τ, то можно определить кратность требуемого воздухообмена из формулы (8.29):

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$\left(K_p\right)_{тр} = \frac{1}{\tau}\ln\frac{C_0}{C_{пдк}}. \qquad (18.5)$$

Эту формулу можно использовать для расчета воздухообмена при аварийных выбросах паров и газов вредных веществ в помещение.

Для определения времени эвакуации людей из помещения, в котором начался аварийный выброс вредных веществ, т.е. времени, в течение которого концентрация вредных веществ увеличится до допустимого предела (рис. 8.1*в*) можно воспользоваться формулой (8.30). При этом начальное содержание вредных веществ C_0 может быть принято равным ПДК в рабочее время или рассчитано по формуле (8.26) в зависимости от момента включения аварийной вентиляции и производительности системы общеобменной вентиляции в цехе. При значительных поступлениях ядовитых вредных веществ по формуле (8.30) можно определить продолжительность промежутка времени, в течение которого рабочие должны принять меры по защите себя от отравления (надеть противогаз, удалиться в специальное помещение и др.). Более сложная задача – расчет воздухообмена, создаваемого аварийной вентиляцией, если задано время проветривания τ, начальная концентрация C_0 и интенсивность выделения вредных веществ $M_{вр}$.

Прямое решение уравнения (8.29) относительно L_y невозможно из-за его трансцендентности. Инженерное номографирование решения уравнения (8.29) осложнено большим числом переменных. Однако, введя безразмерные параметры процесса:

$$\overline{C} = \frac{C - C_n}{C_0 - C_n}, \quad \overline{\tau} = \frac{\tau M_{вр}}{V_{пом}(C_0 - C_n)}, \quad \overline{L} = \frac{M_{вр}}{L_y(C_0 - C_n)},$$

можно преобразовать уравнение 8.30

$$\overline{\tau} = -\overline{L}\ln\frac{\overline{C} - \overline{L}}{1 - \overline{L}}. \qquad (18.6)$$

Три безразмерных параметра, входящих в последнее уравнение, позволили составить номограмму (автор инж. А.Ф. Маурер) для определения требуемого значения L_y. Номограмма применима для расчетов, связанных с понижением концентрации вредных веществ в помещении, т.е. $C < C_0$ (рис. 18.2).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

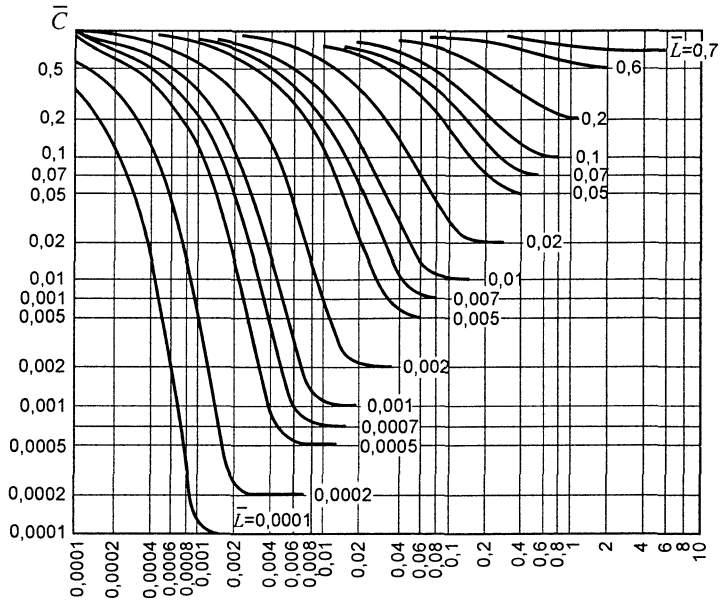


Рис. 18.2. Номограмма для расчета воздухообмена аварийной вентиляции

Пример 18.1. Определить производительность вытяжной системы аварийной вентиляции, если $V_{пом}$ = 50 м^3, C_0 = 200 мг/м^3 (CO), C = 20 мг/м^3 (ПДК для CO), $M_{вр}$ = 6000 мг/ч, время проветривания τ = 15 мин (0,25 ч), C_n = 0,5 мг/м^3.

Решение.

1. Вычисляем параметры процесса по формулам:

$$\bar{C} = \frac{20 - 0{,}5}{200 - 0{,}5} = 0{,}0975; \quad \bar{\tau} = \frac{0{,}25 \cdot 6000}{50 \cdot (200 - 0{,}5)} = 0{,}151.$$

2. По номограмме рис. 18.2 находим $\bar{L} = 0{,}05$. Следовательно,

$$L_y = \frac{6000}{0{,}05 \cdot (200 - 0{,}5)} = 600 \text{ м}^3/\text{ч.},$$

т.е.

$$K_p = \frac{600}{50} = 12 \text{ ч.}^{-1}$$

Уравнение (18.6) можно применять для расчета не только аварийной вентиляции, но и воздухообмена в больших помещениях. Используя емкость помещения, при меньшем воздухообмене можно добиться того, что содержание вредных веществ не достигнет ПДК (см. рис. 18.1*д*) в течение рабочего времени.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§100. Вытяжная противодымная вентиляция

При возникновении пожара все находящиеся в здании люди должны быть эвакуированы. В силу особенностей воздушного режима здания, возникающего при пожаре, сильному задымлению подвержены лестничные клетки и лифтовые шахты. Задымление может быть столь значительным, что концентрация угарного газа может быть смертельной для человека, а плотность дыма может сделать в них видимость равной нулю. Основная задача приточно-вытяжной противодымной вентиляции заключается в проветривании путей эвакуации и обеспечении в них условий, приемлемых для безопасного выхода из здания людей в начальной стадии пожара, возникшего в одном из помещений. Противодымная вентиляция не устраивается, если время заполнения дымом помещения превышает время, необходимое для эвакуации людей.

Производительность вытяжных противодымных устройств определяется количеством образующегося дыма.

Принято исходить из двух предпосылок:

1. В небольших по объему помещениях кислорода относительно немного и количество образующегося дыма зависит от притока воздуха из смежных помещений и снаружи через проемы в наружных ограждениях. Приток происходит под действием гравитационных сил и давления ветра; этот принцип реализован в расчетной формуле СНиП:

$$G_1 = 3584 \Sigma A_d \sqrt{h_0(\gamma_{in} - \gamma) p_{in} + 0{,}7 v^2 p_{in}^2}\, K_s \ \text{кг/г}, \qquad (18.7)$$

где ΣA_d – эквивалентная (по расходу) площадь дверей эвакуационных выходов, м^2; h_0 – расчетная высота от нижней границы задымленной зоны до середины двери; принимается равным $h_0 = 0{,}5H_d + 0{,}2$; H_d – высота наиболее высоких дверей эвакуационных выходов, м; γ_{in} – удельный вес наружного воздуха, Н/м^3; γ – удельный вес дыма, Н/м^3; p_{in} – плотность наружного воздуха, кг/м^3; v – скорость ветра, м/с: при $v = 1{,}0$ м/с следует принимать $v = 0$; при $v > 1{,}0$ м/с – по нормативным данным (параметры *Б*), но не более 5 м/с; K_s – обычно равен 1, в случае гравитационных вытяжных систем при одновременном тушении пожара спринклерными системами $K_s = 1{,}2$.

Считается, что поступления воздуха в горящее помещение может происходить из лестничной клетки, лифтовой шахты, в которые производится приток с целью обеспечения ее незадымления. Объем притока зависит от аэродинамического сопротивления пути, по ко-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

торому происходит проникание воздуха к очагу пожара. Основным видом аэродинамического сопротивления являются двери.

Величина G_1, кг/ч, рассчитываемая на условия холодного периода года, проверяется и для теплого, если скорость ветра в теплый период больше, чем в холодный.

2. В помещениях производственных и складских могут возгореться технологическая установка или некоторая часть хранимых материалов, периметр очага возгорания в ряде случаев может быть определен, поэтому количество дыма определяется формулой:

$$G = 676,8 P_f y^{1,5} K_s, \qquad (18.8)$$

где P_f – периметр, м, очага пожара в начальной стадии, принимаемый равным большему из периметров открытых или негерметично закрытых емкостей горючих веществ или мест складирования горючих или негорючих материалов (деталей) в горючей упаковке.

Для помещений, оборудованных спринклерными системами пожаротушения, P_f ограничивается 12м.

Температура дымовых газов выбирается в зависимости от вида горящего материала и объема помещения, в котором произошло возгорание. Если горят жидкости или газы средние удельный вес γ, Н/м^3, и температура дыма t, °С, при удалении его из помещения объемом 10 тыс. м^3 и менее принимают: γ = 4 Н/м^3, t = 600°С; твердые тела – γ = 5 Н/м^3, t = 450°С; волокнистые материалы и при удалении дыма из коридоров и холлов γ = 6 Н/м^3, t = 300°С.

С целью предотвращения распространения дыма верхнюю зону помещения площадью более 1600 м^2 разбивают на дымовые зоны. Площадь дымовой зоны может быть любой, но не должна превышать 1600 м^2. Дымовые зоны обычно организуют объемно-планировочными решениями, разбивая помещение на отдельные секции. Возможна организация «резервуаров дыма» завесами из несгораемых материалов высотой не менее 1,5 м от потолка, формирующими под потолком «карман», в котором скапливается дым и откуда он удаляется вытяжным устройством. Удаление расчетного расхода дыма производится только из того «кармана», под которым произошло возгорание.

Из помещений зрительных залов театров и прочих зрелищных учреждений, дым удаляют, как правило, системами с естественным побуждением, через дымовые шахты с дымовыми клапанами или открываемыми незадуваемыми фонарями. Из примыкающей к окнам зоны шириной $l \leq 15$ м допускается удаление дыма через оконные

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

фрамуги (створки), низ которых находится на уровне не менее чем 2,2 м от пола.

При удалении дыма непосредственно из помещений дымоотводящие воздуховоды и шахты, дымовые клапаны следует изготавливать из негорючих материалов с огнестойкостью не менее 0,75 ч. Дымовые клапаны должны автоматически открываться при пожаре.

Дымоприемные устройства следует размещать возможно более равномерно по площади помещения, дымовой зоны или резервуара дыма. Площадь, обслуживаемую одним дымоприемным устройством, следует принимать не более 900 м^2.

Площадь поперечного сечения дымовых шахт определяется величиной расчетного избыточного давления, которое расходуется на преодоление аэродинамических сопротивлений в дымовых шахтах.

В библиотеках, книгохранилищах, архивах, складах бумаги предусматриваются вытяжные устройства с искусственным побуждением, принимая в расчетах средний удельный вес газов 7 Н/м^3 и температуру 220°С.

В многоэтажных зданиях удаление дымовых газов производится системами вытяжной вентиляции с механическим побуждением из коридоров, предназначенных для эвакуации людей или холлов. В лестничные клетки, лифтовые шахты, а также тамбуры-шлюзы подается приток, создающий в них избыточное давление, предотвращающее поступление в них дыма. Противодымную вентиляцию предусматривают в жилых зданиях более 10-ти этажей, в административно-бытовых и производственных, а также 9-ти этажных и с меньшим числом этажей, если высота от средней планировочной отметки земли до отметки пола верхнего этажа превышает 26,5 м. Удаление дыма предусматривается также из коридоров, не имеющих световых проемов в наружных ограждениях.

Расход дыма, кг/ч, удаляемого из коридоров определяется по формулам:

- для жилого дома:

$$G_{sm} = 3420BH^{1,5}n; \qquad (18.9)$$

- для общественного, административно-бытового, производственного и складского здания:

$$G_{sm} = 4300BH^{1,5}nK_d, \qquad (18.10)$$

где B – ширина створки двери, м, при выходе из коридора или холла в защищаемый от дыма объем (лестничную клетку, вестибюль, лифтовый холл, непосредственно наружу или наружу через помещение);

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

H – высота двери, принимается не менее 2-х метров; n – коэффициент, зависящий от ширины створки B дверей, открываемых при пожаре на лестничную клетку или наружу; K_d – коэффициент продолжительности открывания двери, принимается равным 0,8 при эвакуации 30 или менее человек через дверь и равным 1,0 при большем количестве.

Дым из коридоров и холлов удаляется через дымоотводные шахты с дымовые клапанами, размещаемыми под потолком. Клапан присоединяется либо непосредственно к дымоотводящей шахте или через ответвление длиной не более 15 м. Один клапан может обслуживать коридор длиной не более 30 м или часть коридора, выгороженного перегородками с дверьми. К вытяжной системе коридора или холла допускается присоединять не более двух дымоприемников на одном этаже.

Системы дымоудаления выполняются отдельными от прочих систем. Допускается присоединение двух дымовых шахт к одному вентилятору в пределах противопожарного отсека здания. Аэродинамический расчет дымоотводных шахт производится с учетом присосов воздуха через клапаны прочих, кроме открытого в задымленном коридоре, этажей. Объем подсасываемого воздуха выбирается по данным фирм-производителей клапанов с учетом неплотностей шахт.

Удаление дыма производится специальными вытяжными дымососными установками, способными удалять дымовые газы с высокой температурой. Допускается применение крышных вентиляторов в соответствующем исполнении. Промышленность производит вентиляционные установки, способные удалять в течение часа среду с температурой 400°С и 600°С. Присоединение воздуховодов к вентустановкам обычно производится без гибких вставок или с гибкими вставками из несгораемых материалов. По соображениям противопожарной безопасности дымоудаляющие установки должны устанавливаться в отдельных вентилируемых помещениях с противопожарными перегородками 1-го типа. Вентиляция помещений, где установлены вытяжные противодымные вентиляторы, должна обеспечивать при пожаре температуру в помещении не выше 60°С в теплый период года.

§101. Приточная противодымная вентиляция

Подача притока осуществляется в лестничные клетки и лифтовые шахты. Разработаны объемно-планировочные решения зданий, обеспечивающие, совместно с приточной противопожарной вентиляцией, незадымление лестничных клеток и лифтовых шахт во время пожара. Применяются *незадымляемые лестничные клетки 3-х типов*:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1-й – с выходом через наружную воздушную зону по балконам, лоджиям, открытым переходам, галереям, которые соединены междуэтажными лестницами;

2-й – с подпором воздуха при пожаре;

3-й – с выходом в лестничную клетку из помещений данного этажа через тамбур-шлюз с подпором воздуха (постоянным или при пожаре); избыточное давление воздуха в тамбуре-шлюзе препятствует проникновению дымовых газов в лестничную клетку.

Воздух подается:

а) в лифтовые шахты при отсутствии у выхода из них тамбуров-шлюзов в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками;

б) непосредственно в незадымляемые лестничные клетки 2-го типа;

в) в тамбуры-шлюзы при незадымляемых лестничных клетках 3-го типа и незадымляемых лестничных клетках, не имеющих выхода непосредственно наружу;

г) в тамбуры-шлюзы перед лифтами в подвальном этаже общественных, административно-бытовых и производственных зданий;

д) в тамбуры-шлюзы перед лестницами в подвальных этажах с помещениями категории В;

е) в машинные помещения лифтов в зданиях категорий А и Б, кроме лифтовых шахт, в которых при пожаре поддерживается избыточное давление воздуха.

Объем притока должен обеспечивать избыточное давление при пожаре не менее 20 Па:

а) в нижней части лифтовых шахт при закрытых дверях в лифтовых шахтах на всех этажах кроме нижнего;

б) в нижней части каждого отсека незадымляемых лестничных клеток 2-го типа при открытых дверях на пути эвакуации из коридоров и холлов на этаже пожара в лестничную клетку и из здания наружу при закрытых дверях из коридоров и холлов на всех остальных этажах;

в) в тамбурах-шлюзах на этаже пожара в зданиях с незадымляемыми лестничными клетками 3-го типа при одной открытой двери в коридор или холл, в тамбурах-шлюзах перед лифтами в подвальных этажах при закрытых дверях, а также в тамбуры-шлюзы в подвальных этажах в соответствии при открытой двери в подвальный этаж.

Определение расхода, обеспечивающего избыточное давление в расчетной точке в 20 Па должно проводиться на основе расчетов воздушного режима здания.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 19

ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ ДИСПЕРСНЫХ МАТЕРИАЛОВ, АСПИРАЦИОННЫЕ ВЫТЯЖНЫЕ СИСТЕМЫ

§102. Определение, классификация, схемы систем пневматического транспорта

В данной главе рассмотрены системы межцехового, внутрицехового пневмотранспорта и аспирационные системы.

***Пневматическим транспортом**, или, сокращенно, **пневмотранспортом** называют перемещение дисперсных материалов по воздуховодам воздушным потоком с концентрацией взвеси, большей или равной 50 г дисперсного материала на 1 кг транспортирующего воздуха.*

Назначение пневмотранспортных систем – перемещение дисперсных материалов или отходов от мест образования к местам последующей переработки, складирования или утилизации. Вторая важная функция систем пневмотранспорта – оздоровление условий труда на рабочих местах.

***Аспирационными системами** принято называть вытяжные обеспыливающие вентиляционные системы, оборудованные местными отсосами, транспортирующие воздух с концентрацией дисперсной взвеси до 50 г на 1 кг воздуха.* Основное назначение аспирационных систем – оздоровление условий труда.

Преимущества пневмотранспортных систем перед другими видами транспортного оборудования: компактность, простота устройства, легкость вписывания в различные технологические процессы, отсутствие потерь перемещаемых материалов, возможность полной автоматизации. Пневмотранспортные установки обеспечивают возможность перемещения сыпучих сред по сложной траектории, загрузку материала из нескольких точек одновременно, забор из труднодоступных мест, подачу материала в различные точки, надежную защиту материала от атмосферных воздействий и защиту окружающей среды от чрезмерных пылевых выбросов. Оборудование пневмоустановок отличается относительной простотой эксплуатации и легкостью управления.

Недостатки пневмотранспорта: сравнительно высокий удельный расход энергии на транспортирование 1 кг материала, абразивный износ трубопроводов и других элементов установок, соприкасающих-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ся с транспортируемым материалом. Применение систем пневмотранспорта ограничивают влажность и способность к слипанию материалов, размеры перемещаемых кусков.

Пневмотранспортные системы классифицируют:

- по назначению: *внутрицеховые, межцеховые* и *технологические*;
- по величине потерь давления: *низкого давления* ($\Delta p \le 5000$ Па), *среднего* (5000 Па $< \Delta p \le$ 10000 Па) и *высокого давления* ($\Delta p >$ 10000 Па);
- по компоновке системы пневмотранспорта подразделяются на *открытые* и *закрытые.*

Закрытые системы загружаются транспортируемым материалом через приемники, снабженные шлюзовой камерой, предотвращающей поступление в сеть трубопроводов излишнего количества воздуха, что позволяет перемещать материал с высокими концентрациями и обеспечивает меньшие затраты энергии на перенос 1 кг материала по сравнению с открытыми системами. В открытые системы окружающий воздух поступает без ограничений.

- по конфигурации сети воздуховодов: *с центральными сборниками* (*или коллекторами*) и *разветвленные.*

Аспирационные системы различают: по величине потерь давления и по конфигурации сети воздуховодов. Они могут иметь центральный сборник, к которому присоединяются ответвления всех местных отсосов, либо разветвленную сеть воздуховодов.

В настоящей главе рассмотрены некоторые общие вопросы, касающиеся систем пневмотранспорта любых материалов, но более подробно рассмотрены системы транспортирования древесных отходов.

§103. Основные определения и закономерности, используемые в теории и практике расчетов пневмотранспортных и аспирационных систем

Расходная массовая концентрация смеси μ_p, кг/кг, равна количеству материала, переносимому 1 кг воздуха. Она дает количественную характеристику работы установок пневмотранспорта и выражаются зависимостью

$$\mu_p = G_м / G_в, \qquad (19.1)$$

где $G_м$ – массовый расход транспортируемого материала, кг/с; $G_в$ – массовый расход воздуха, транспортирующего этот материал, кг/с.

Предельная массовая концентрация смеси $\mu_{пр}$ для некоторой скорости транспортирующего воздуха соответствует массовой кон-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

центрации смеси, превышение которой приводит к выпадению материала из воздушного потока. С увеличением скорости воздушного потока $\mu_{пр}$ возрастает.

Скорость транспортирующего воздуха или **скорость воздуха,** v, м/с. В пневмотранспортных и аспирационных установках скорость воздуха больше скорости частиц твердых примесей.

Скорость транспортируемого материала, $v_м$, м/с, меньше скорости воздуха из-за соударения транспортируемых частиц со стенками воздуховода и друг с другом. Именно разность скоростей $(v - v_м)$ обеспечивает создание аэродинамической силы воздействия воздушного потока на частицу, обеспечивающую ее перемещение.

Характеристики перемещаемого дисперсного материала включают в себя данные о плотности, размерах частиц, абразивности, и т.п. Эти свойства устанавливаются экспериментальными исследованиями и приводятся в различной справочной технологической литературе.

Скорость витания частиц транспортируемого материала является одной из характеристик, по которой выбирается скорость транспортирования его по воздуховодам.

В общем случае на твердую частицу в восходящем потоке действуют сила тяжести, сила воздействия воздушного потока и сила от эффекта Магнуса (частицы, переносимые воздушным потоком, вращаются). Вращение частиц любой формы возникает вследствие наличия градиента скорости в поперечном направлении потока воздуха, из-за чего подъемная сила в разных местах витающей частица неодинакова, вращение вызывают также соударения частиц и их скольжение вдоль стенки воздуховода.

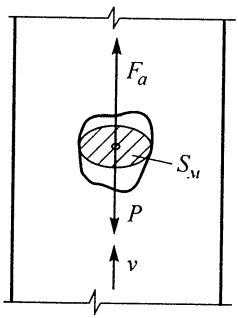


Рис. 19.1. Силы, действующие на частицу в восходящем потоке воздуха

Перемещение частицы по вертикали обусловлено соотношением силы тяжести и силы воздействия воздушного потока (рис. 19.1).

Сила тяжести P:

$$P = V\rho_м g, \qquad (19.2)$$

где V – объем частицы, м^3; $\rho_м$ – плотность частицы, кг/м^3; g – ускорение силы тяжести, м^2/с.

Сила воздействия воздушного потока

$$F_a = 0,5 c_л \rho_в S_м (v - v_м)^2, \qquad (19.3)$$

где $c_л$ – коэффициент лобового сопротивления; $S_м$ – площадь миделевого сечения, м^2; $v_м$ – скорость частицы, м/с.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если $F_a = P$, то частица находится во взвешенном состоянии и ее скорость $v_м = 0$. Скорость воздушного потока при $F_a = P$ называется скоростью витания и обозначается v_s.

Скорость восходящего потока воздуха, при которой твердая частица не будет иметь вертикального перемещения, называют ***скоростью витания*** v_s.

Тогда
$$F_a = 0{,}5 c_л \rho_в S_м v_s^2. \qquad (19.4)$$

Коэффициент сопротивления $c_л$ показывает, какая часть кинетической энергии расходуется на создание силы воздействия воздушного потока на частицу. Величина $c_л$ зависит от характера обтекания, формы и состояния поверхности частицы, от ее положения по отношению к потоку и размеров воздуховода. Ориентировочно скорость витания v_s шарообразных частиц может быть определена по формуле:

$$v_s = \sqrt{\frac{2P}{\rho_в c_л S_м}}. \qquad (19.5)$$

Скорости витания частиц реальных сыпучих материалов определяются опытным путем.

Основным элементом экспериментальной установки является прозрачный вертикальный диффузор с плавным входом. Установленный вслед за максимальным сечением диффузора вентилятор просасывает воздух через него (рис. 19.2). Угол раскрытия диффу-зора не должен превышать 8–10° во избежание срыва потока со стенок и образования вихрей. Осредненная скорость по высоте диффузора плавно снижается и может быть рассчитана для любого поперечного сечения по величине расхода.

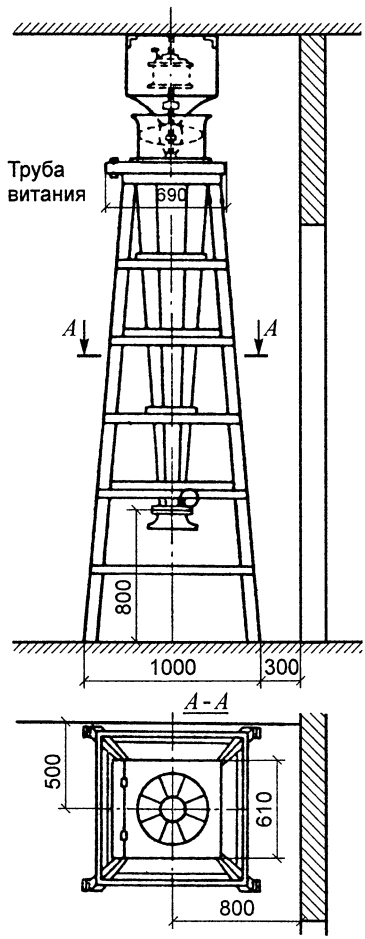


Рис 19 2. Схема установки для определения скорости витания дисперсных материалов

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Наблюдения за движением частиц в диффузоре показали, что одиночные частицы находятся в постоянном колебательном движении по вертикали. Причина – вращение частиц и постоянное изменение площади миделевого сечения относительно направления воздушного потока, приводящее к изменению силы F_a. Пределы колебания одиночных частиц по высоте зависят от их формы, и ориентации по отношению к направлению потока.

*Для **монодисперсных и близких к ним однородных смесей** скорость витания принимается равной скорости витания наиболее крупных частиц.*

*В случае **полидисперсных смесей** исходят из скорости витания v'_s частиц наибольшего размера части фракционного состава перемещаемого материала, составляющего 80–90% от общей массы.*

Скорость витания v_s древесных отходов можно определить по формуле Ленинградской лесотехнической академии:

$$v_s = 0{,}14\sqrt{\frac{\rho_м}{\left(0{,}02+\frac{a}{h}\right)\rho_в}}, \qquad (19.6)$$

где $\rho_м$ – плотность материала, кг/м^3; a – коэффициент, зависящий от формы частиц: при квадратном поперечном сечении $a = 1{,}1$; при прямоугольном поперечной сечении $a = 0{,}9$; h – толщина частицы, мм; $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3.

Скорость трогания является исходной величиной для оценки способности скорости воздушного потока к перемещению частиц, выпавших на дно воздуховода вследствие остановки работы пневмотранспортной системы.

***Скорость трогания $v_{тр}$** – это минимальная скорость воздуха (осредненная по поперечному сечению трубопровода), при которой одиночная частица транспортируемого материала, лежащая на «дне» горизонтального трубопровода сдвигается с места и начинает перемещаться;* определяется экспериментально.

Л.С. Клячко для определения скорости трогания рекомендует формулу:

$$v_{тр} = 1{,}3\sqrt[3]{\rho_м}, \qquad (19.7)$$

где $v_{тр}$ – скорость трогания, м/с; $\rho_м$ – плотность материала частицы, кг/м^3.

В момент трогания на лобовой поверхности частицы, обращенной в сторону вектора скорости движения воздуха, создается неко-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

торое давление. Поток обтекает частицу сверху. На нижней ее части давление воздуха будет больше, чем на верхней.

При скорости движения воздуха, большей скорости трогания, подъемная сила может превысить силу тяжести, и тогда частица оторвется от поверхности стенки воздуховода и окажется в потоке воздуха. Когда давление снизу и сверху частицы сделается одинаковым, она станет опускаться и вновь окажется на поверхности стенки воздуховода, коснется ее. Далее картина движения частицы повторится. Увеличение скорости потока приводит к увеличению расстояния от одного касания до другого.

Относительная скорость A – есть отношение скорости движения частицы, находящейся в потоке воздуха, к скорости движения воздуха.

$$A = v_м / v, \tag{19.8}$$

где $v_м$ – скорость движения твердой частицы материала, м/с; v – скорость движения воздуха, м/с.

Относительная скорость A всегда меньше единицы для любых транспортируемых дисперсных материалов. Возрастание скорости движения воздуха приводит к увеличению относительной скорости. При некоторой скорости движения воздуха в горизонтальном участке воздуховода, называемой *критической скоростью*, относительная скорость A приобретает максимальное значение. Критическая скорость используется для выбора транспортирующей скорости. Значения A для некоторых видов древесных отходов представлены в табл. 19.1

Таблица 19.1

Средняя относительная скорость A при устойчивом движении частиц измельченной древесины в горизонтальном участке воздуховода и коэффициент b учета вида транспортируемого материала

Транспортируемый материал		$A = v_м/v$ при $\mu \le 2$	b
Опилки:	крупные	0,9	7
	мелкие	0,85	8
Стружка:	крупная	0,85	9
	мелкая	0,8	10
Сортированная технологическая щепа (длиной до 35 мм)		0,7	11
Крупная несортированная щепа (длиной более 40 мм)		0,6	13

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Транспортирующая скорость воздуха – *это минимальная скорость воздуха, обеспечивающая устойчивое перемещение материала в воздушном потоке во взвешенном состоянии.*

Как показали исследования ряда авторов, транспортная скорость для однородных материалов должна приниматься равной $v \approx 2v_s$. В случае полидисперсных смесей наиболее крупные частицы будут транспортироваться воздушным потоком, если $v_s < v < 2v_s$. Транспортную скорость в горизонтальном воздуховоде часто принимают равной

$$v_{гор} = (1{,}5 \div 2{,}0)v_s.$$

Для нахождения транспортирующей скорости древесных материалов и отходов в горизонтальных воздуховодах Ленинградской лесотехнической академией предложена следующая эмпирическая формула:

$$v_{гор} = c\left(4\mu\frac{v}{v_м} + 0{,}01\rho_н + b\right), \qquad (19.9)$$

где $v_{гор}$ – транспортирующая скорость движения воздуха в горизонтальном участке воздуховода, м/с; c – коэффициент, учитывающий снижение скорости перемещения материала в местных сопротивлениях системы (отводы, тройники и другие элементы системы); для внутрицеховых систем с частым расположением отводов c = 1,1...1,15, для межцеховых систем длиной до 30 м c = 1,05...1,1, длиной более 30 м $c = l$; $v/v_м$ – величина, обратная средней относительной скорости $1/A$; значения A приведены в табл. 19.1; ρ – плотность материала, кг/м^3; b – коэффициент, зависящий от вида транспортируемого материала (см. табл. 19.1).

Формула (19.9) применима только для измельченной древесины для $\mu \le 2$.

Транспортирование сыпучих материалов воздушным потоком в вертикальных и горизонтальных воздуховодах имеет свои особенности. При транспортировании смеси воздуха и материала по вертикальным участкам системы воздуховодов с такой же скоростью, как и горизонтальным, действие силы тяжести уменьшает скорость перемещения материала на величину скорости витания v_s, что приводит к увеличению концентрации смеси в вертикальных участках. Если массовая концентрация на вертикальном участке превысит предельную $\mu_{пр}$, произойдет выпадение материала из воздуха и заку-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

порка воздуховода. Чем больше высота вертикального участка, тем больше вероятность его закупоривания.

Закупорку вертикальных участков предотвращают увеличением скорости воздуха в них на величину скорости витания:

$$v_{верт} = v_{гор} + v_s. \qquad (19.10)$$

что достигается уменьшением их сечения. Переход с большего сечения горизонтального участка на меньшее в вертикальном следует устраивать в конце горизонтального участка, предшествующего вертикальному, чтобы после конфузора до отвода оставался участок стабилизации длиной, равной пяти-шести диаметрам воздуховода горизонтального участка. Аналогичный переход устраивают на горизонтальном участке после вертикального для снижения потерь давления в сети на трение. Указанные переходы устраиваются на воздуховодах систем закрытого типа, массовая концентрация транспортируемого материала в которых превышает 1 кг/кг и может достигать 4–5 кг/кг.

В пневмотранспортных установках древесных отходов открытого типа массовая концентрация μ не превышает 0,2 кг/кг, поэтому транспортная скорость принимается одинаковой для горизонтальных и вертикальных воздуховодов. При длинах вертикальных участков, характерных для реальных систем пневмотранспорта, увеличение концентрации не достигает предельного значения, и закупорка воздуховода не происходит.

Затраты давления на подъем транспортируемого материала. При подъеме транспортируемого материала в вертикальных или наклонных воздуховодах на высоту z должна быть затрачена работа $gG_м z$. Эта работа производится дополнительной потерей давления $\Delta p_{под}$ и равна $L_в \Delta p_{под}$, откуда

$$gG_м z = L_в \Delta p_{под},$$

где $L_в$ – объемный расход воздуха, м^3/ч; Δp потери давления на подъем материала, Па; $G_м$ – массовый расход материала, кг/ч; z – высота подъема, м; g – ускорение силы тяжести, м^2/с.

Отсюда потери давления на подъем материала:

$$\Delta p_{под} = \frac{gG_м}{L_в} z = g \frac{G_м}{G_в} z \rho_в = g \mu \rho_в z, \qquad (19.11)$$

где μ – массовая концентрация транспортируемой смеси кг/кг; $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Потери давления на разгон материала, поступающего в воздуховод из загрузочного устройства, вызваны тем, что в ряде загрузочных устройств материал подается перпендикулярно транспортирующему воздушному потоку, составляющая скорости движения материала в направлении движения воздуха при загрузке материала в воздуховод равна нулю. Потери давления на «разгон» транспортируемого материала после загрузки можно определять по формуле:

$$\Delta p_{разг} = \frac{v_м}{v} \cdot \frac{v^2}{2} \rho_в. \qquad (19.12)$$

Потери давления в отводах. При оценке местных сопротивлений отводов приходится учитываться затраты энергии на разгон материала, так как при проходе его через отвод частично снижается скорость материала вследствие большего соприкосновения твердых частиц со стенкой. Потери давления в отводах зависят и от изменения направления воздушного потока: происходит переход с горизонтального направления на вертикальный восходящий или с вертикального восходящего на горизонтальный.

Для оценки потерь давления в отводах Ленинградской лесотехнической академией предложен условный коэффициент местного сопротивления отводов $\zeta_{о,усл}$, учитывающий все виды потерь давления в отводах, включая и потери на «разгон» (табл. 19.2).

Таблица 19.2

Условный коэффициент местного сопротивления отводов $\zeta_{о,усл}$ при угле поворота $\alpha = 90°$ и радиусе закругления $R = 2d$

Массовая концентрация смеси μ	Значения $\zeta_{о,усл}$					
	При изменении направления потока с горизонтального на вертикальное восходящее			При изменении направления потока с вертикального восходящего на горизонтальное		
	опилки	стружка	щепа	опилки	стружка	щепа
0,5	0,48	0,48	0,49	0,71	0,71	0,67
1,0	0,6	0,61	0,62	0,95	0,95	0,91
2,0	0,72	0,74	0,77	1,23	1,22	1,18
3,0	0,79	0,82	0,85	1,37	1,37	1,32
4,0	0,83	0,85	0,90	1,45	1,45	1,42
5,0	0,86	0,89	0,94	1,51	1,52	1,48

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Заметим, что коэффициент местного сопротивления отвода $\alpha = 90°$ при $R = 2d$ для чистого воздуха равен 0,15, и, следовательно, недоучет затрат энергии на «разгон» материала после подтормаживания в отводах приведет к значительным ошибкам в расчете аэродинамических потерь.

Влияние транспортируемого дисперсного материала на величину коэффициентов местного сопротивления прочих элементов сети воздуховодов не учитывается по причине отсутствия достаточного экспериментального материала.

Потери давления на прямых участках воздуховодов, по которым перемещается дисперсный материал, больше, чем при транспортировке чистого воздуха.

Расчеты потерь давления в системах пневмотранспорта принято проводить на основе уравнения И. Гастерштадта, предложившего определять потери давления при движении смеси воздуха и дисперсного материала по воздуховодам как потери давления при движении по этой же сети чистого воздуха Δp с поправкой на транспорт материала.

$$\Delta p_{см} = \Delta p(1 + K\mu), \qquad (19.13)$$

где K – опытный коэффициент сопротивления аэросмеси, получивший название «коэффициент Гастерштадта»; $\Delta p_{см}$ – потери давления на прямом участке трубопровода диаметром d и длиной l при перемещении воздушного потока, содержащего аэросмесь, со скоростью v; Δp – потери давления воздушного потока чистого воздуха по тому же трубопроводу со скоростью v.

Несмотря на длительное существование пневмотранспортных установок движение перемещаемого материала в воздуховодах изучено недостаточно. Известно, что в воздуховодах с частыми поворотами в плане и по вертикали твердые частицы примесей двигаются в потоке воздуха винтообразно, прижимаясь к поверхности стенок воздуховодов и тем самым, вызывая дополнительные потери давления. В этом случае следует принимать $K = 1{,}4$.

В длинных прямых участках центробежная сила, прижимающая частицы к поверхности стенок воздуховодов, становится меньше. Сила трения и коэффициент K также уменьшаются. Величину K можно определить по формуле:

$$K = K_m \sqrt{d/0{,}3}, \qquad (19.14)$$

где d – диаметр воздуховода в м.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Значения: коэффициента K_m:

- опилки 0,82
- стружка 0,78
- технологическая щепа 0,7
- измельченная кора 0,8

На основании формулы (19.14) составлена табл. 19.3 рекомендуемых для расчетов коэффициентов K.

Таблица 19.3

Коэффициент K для горизонтальных участков пневмотранспортных систем

Транспортируемый материал	Значения K при диаметре воздуховода, мм		
	< 300	300	>300
Опилки	0,7	0,82	0,96
Стружка	0,65	0,78	0,9
Технологическая щепа	0,6	0,7	0,8

§104. Межцеховые системы пневматического транспорта

Межцеховые пневмотранспортные системы проектируются по следующим схемам (рис. 19.3).

1. **Всасывающая система.** Материал транспортируется только по всасывающему воздуховоду. Между вентилятором и загрузочной воронкой устанавливают отделитель материала от воздуха. После отделителя по сети транспортируется только запыленный воздух. Всасывающие системы пневмотранспорта применяют как для передачи материалов из одного корпуса в другой, так и для транспорта материалов от одной технологической линии внутри производственного корпуса.

Достоинство системы – материал не проходит через вентилятор. Недостатки:

- реальные потери давления, на которые можно рассчитывать сеть, ограничены;
- затруднения с выгрузкой для некоторых конструкций отделителей, поскольку последние находятся под разрежением.

В зависимости от величины разрежения в конце пневмотранспортной системы всасывающие установки подразделяются на установки с низким (до 0,01 МПа), средним (до 0,03) и высоким (до

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

0,09 МПа) остаточным давлением. Практически всасывающие установки работают при остаточном давлении, не превышающем 0,05 МПа.

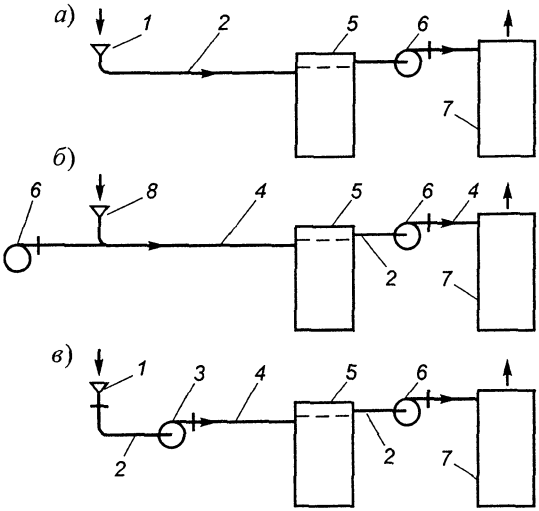


Рис. 19.3. Принципиальные схемы межцеховых пневмотранспортных систем открытого типа

а – всасывающая, *б* – нагнетательная; *в* – всасывающе-нагнетательная; *1* – загрузочная воронка, *2* – всасывающий воздуховод, *3* – пылевой вентилятор; *4* – нагнетательный воздуховод; *5* – циклон или иной отделитель материала; *6* – радиальный вентилятор для чистого воздуха; *7* – фильтр; 8 – эжекционная воронка

2. **Нагнетательная система.** Материал транспортируется только по нагнетательному воздуховоду. Для загрузки применяют устройства типа питателей или эжекционных загрузочных воронок. Достоинства – материал не повреждается при транспортировании, больший радиус действия, нежели у всасывающей системы. Недостаток – неустойчивая работа эжекционных воронок. Их можно заменить питателями, но это удорожает систему. Нагнетательные установки различают по величине давления в начале пневмотранспортной сети: низкого давления до 0,11 МПа, среднего до 0,2 МПа и высокого до 0,9 МПа давления.

3. **Всасывающе-нагнетательная система.** Материал транспортируется как по всасывающему, так и по нагнетательному воздуховодам. Проходя через вентилятор, транспортируемый материал дополнительно измельчается, что является ее недостатком. Та-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

кая система пригодна для транспортирования отходов от деревообрабатывающих станков на расстояние до 250 м. Достоинство системы – больший радиус действия, нежели у системы всасывающего типа, т.к. можно применять нагнетатели любого давления. Возможна последовательная установка нескольких вентиляторов, что существенно может повысить радиус действия системы. Подобные системы с несколькими вентиляторами иногда называют комбинированными.

§105. Внутрицеховые системы пневматического транспорта и аспирационные системы

Универсальные системы с коллекторами-сборниками для обслуживания небольших групп станков. Количество станков, обслуживаемых одной системой, определяется производительностью пылевого вентилятора. Обычно это количество не превышает 10–12 единиц. Схемы таких систем приведены на рис. 19.4, а сами коллекторы-сборники изображены на рис. 19.5 и 19.6.

Системы с коллекторами-сборниками являются достаточно гибкими в эксплуатации, так как позволяют перемещать станки и присоединять новые. Перепад давления во всех ответвлениях, при-

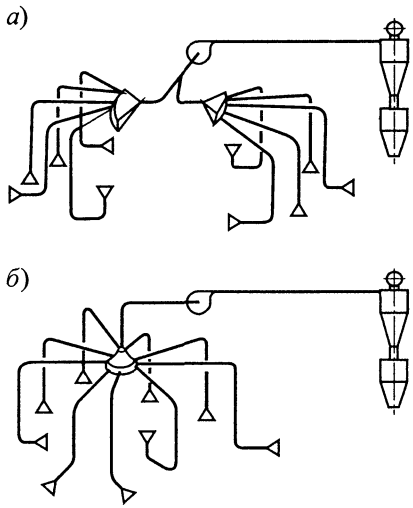


Рис 19.4. Схемы универсальных систем пневмотранспорта с коллекторами-сборниками

а – горизонтальными спаренными, *б* – типа «люстра»

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

соединенных к одному коллектору-сборнику, одинаков, это позволяет производить необходимые расчеты с целью определения диаметров ответвлений к вновь устанавливаемым или перемещаемым станкам.

Коллектор сборник размещают в центре той части помещения, в которой установлены деревообрабатывающие станки, обслуживаемые им («в центре нагрузок»). Это позволяет сократить протяженность воздуховодов ответвлений от станков к сборнику отходов. Тип коллектора-сборника определяется высотой производственного помещения. Наименее подвержены закупорке вертикальные коллекторы-сборники, но их установка требует значительной высоты помещения, так как необходимо обеспечить проход под транзитным воздуховодом, транспортирующим отходы к циклону. При высоте 4–5 м предпочтение отдается горизонтальным коллекторам-сборникам. В одноэтажных производственных зданиях небольшой высоты применяют коллектор типа «люстра», позволяющий выносить транзитный воздуховод за пределы помещения и размещать его над плоской кровлей производственного здания.

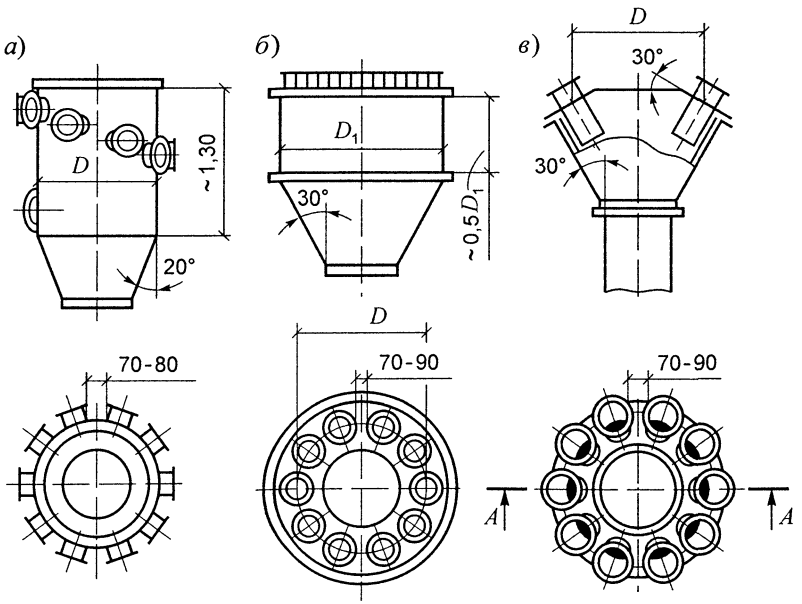


Рис 19.5. Вертикальные коллекторы-сборники

а – с боковым подключением ответвлений, *б* – с верхним подключением ответвлений, *в* – конический

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

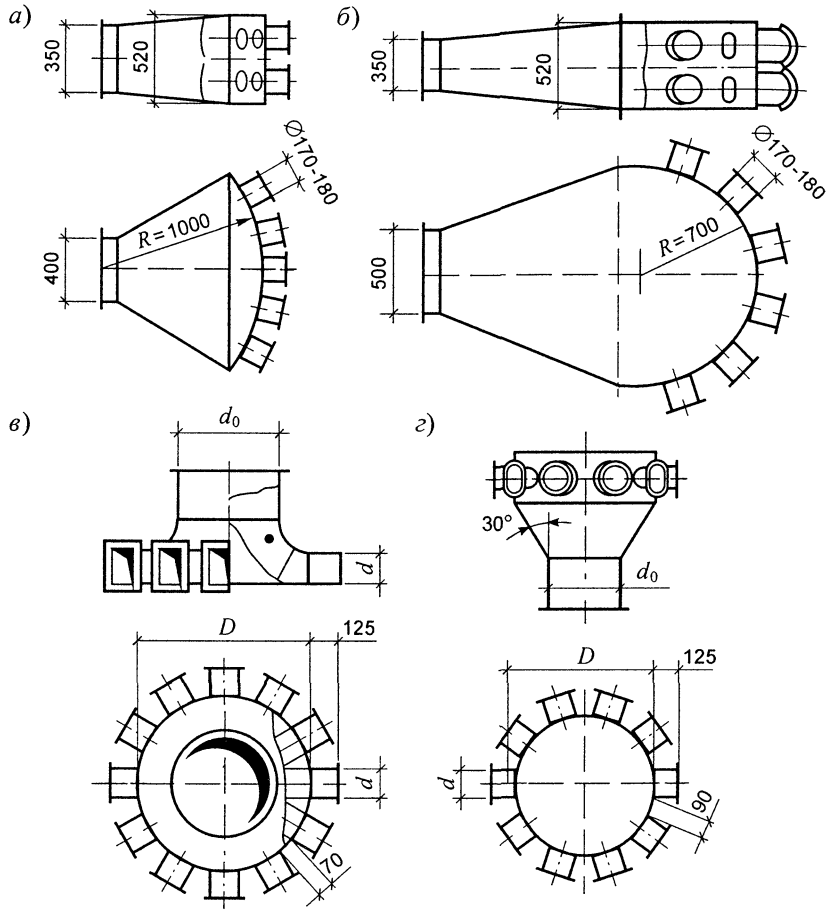


Рис 19.6. Коллекторы-сборники горизонтальные и типа «люстра»
а – горизонтальный типа ЛТА, *б* – горизонтальный типа ММСК-2;
в – типа «люстра»; *г* – то же с нижним расположением сборной трубы

Системы пневмотранспорта древесных отходов с разветвленной сетью воздуховодов (рис. 19.7) применяют в небольших деревообрабатывающих мастерских и участках со стабильной технологией. Как и в первом случае, количество обслуживаемых одной системой станков определяется производительностью пылевого вентилятора. Врезка ответвлений в магистрали должна проводиться под углом менее 90°. Рекомендуемые нормами углы врезки в 30° и 45° приводят к усиленному абразивному износу тройников. Более целесообразен угол врезки в 15°.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

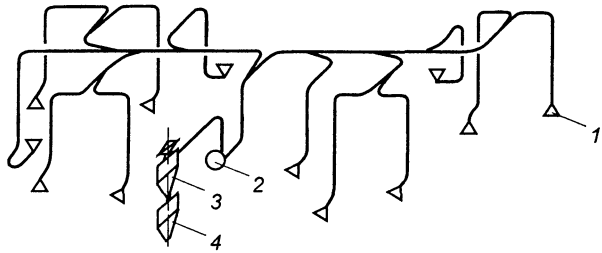


Рис 19.7. Схема системы пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов

1 – местные отсосы, *2* – пылевой вентилятор, *3* – циклон; *4* – герметичный бункер

Аспирационные вытяжные системы вентиляции. Относятся к местным вытяжным системам, так как оборудованы местными отсосами – приемниками пыли. Если технологический процесс предполагает замену оборудования в процессе эксплуатации, предпочтительны системы с коллекторами-сборниками, как это устраивается в системах пневмотранспорта древесных отходов. В случае небольшого количества станков возможно устройство разветвленных систем, как менее металлоемких и громоздких. Расчет объемов вытяжки ведется в соответствии с соответствующими нормативными разработками для конкретных местных отсосов. Скорости в воздуховодах аспирационных систем принимаются повышенными по сравнению воздуховодами для чистого воздуха. Значения этих скоростей для некоторых видов пыли могут быть приняты в соответствии с табл. 19.4.

Таблица 19.4

Пыль материала	Скорость в м/с	
	в вертикальных участках	в горизонтальных участках
Легкая и сухая пыль от шлифования дерева	14–16	16–18
Пыль красок	14–16	16–18
Пыль мелкая минеральная	12	14
Пыль от матерчатых полировальных кругов	10	12
Пыль угольная	14	15
Пыль наждачная, минеральная	15,5	19

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§106. Элементы систем пневмотранспорта

Воздуховоды системы пневмотранспорта и аспирации с $\mu < 0{,}5$ кг/кг изготавливают из тонколистовой стали. В табл. 19.5 приведены рекомендуемые толщины листовой стали.

Таблица 19.5

Рекомендуемые толщины листовой стали, (мм) для изготовления воздуховодов аспирационных систем с $\mu < 0{,}2$ кг/кг

Диаметр воздуховода $d \le 200$ мм		Диаметр воздуховода $d > 200$ мм	
		скорость воздуха $v \le 23$ м/с	скорость воздуха $v \ge 23$ м/с
В помещении	1,4 мм	1,4 мм	2,0 мм
На улице	2,0 мм	2,0 мм	3,0 мм

Если $\mu > 0{,}5$ кг/кг и потери давления до 20000 Па применяются воздуховоды с толщиной стенки $\delta = 3{,}0$ мм. В высоконапорных системах с $\Delta p > 20000$ Па сети монтируются из стальных электросварных труб ГОСТ 10704-91. Минимальные диаметры трубопроводов определяются видом транспортируемого материала (табл. 19.6).

Таблица 19.6

Минимальный диаметр трубопровода для транспортирования различных материалов, мм

Вид транспортируемого материала	Минимальный диаметр воздуховода
Мелкая пыль	80
Частицы опилок и мелкие стружки	100
Смесь, содержащая кусочки материала (крупные стружки и т.п.)	130

Соединяются воздуховоды и трубы друг с другом с помощью фланцев или на сварке. Отводы воздуховодов выполняются с отношением $R/d \ge 2$, а отводы трубопроводов с $R/d \ge 5$. Для ревизии и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

прочистки в воздуховодах через 10–15 м, а также вслед за отводами устанавливаются лючки.

На деревообрабатывающих предприятиях присоединение местных отсосов станков к сети воздуховодов часто осуществляется гибкими рукавами из металла или других материалов.

Поперечное сечение воздуховодов систем пневмотранспорта. Нормативными документами рекомендуются для пневмотранспортных и аспирационных систем воздуховоды круглого сечения. Однако многочисленные исследования показали: в пневмотранспортных системах круглое сечение для горизонтальных участков не является оптимальным. Концентрация транспортируемого материала в нижней части горизонтального трубопровода может в 4–5 раз превышать ее среднее значение, а основная масса переносимого материала занимает ~1/3 сечения. В трубопроводах, имеющих плоское дно, распределение концентраций более равномерное нежели в круглых. Перспективным является сечение типа «сегмент» (рис. 19.8) с углом раскрытия φ от 70° до 130° в зависимости от вида перемещаемого материала. Аэродинамические потери на трение в этих воздуховодах могут быть на 30% ниже, чем у круглых. Сегментовидные воздуховоды изготавливаются из круглых, по специальной технологии.

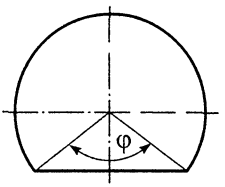


Рис 19.8 Поперечное сечение сегментного воздуховода

Питатели, приемники древесных отходов, шиберы, устанавливаемые на ответвлениях. ***Питатель*** разобщает систему пневмотранспорта с атмосферой, обеспечивая минимальные утечки или присосы воздуха. Существуют различные виды питателей: шлюзовые, барабанные, винтовые и т.д. Все виды питателей объединяет один общий признак: загрузочное отверстие в стенке воздуховода сообщается с атмосферой через шлюзовое устройство той или иной конструкции. На рис. 19.9 представлена принципиальная схема шлюзового питателя, состоящего из загрузочной воронки, шлюзовой камеры *2*, ротора с лопастями *3*, которые делят объем шлюза на отдельные камеры, образованными лопастями и корпусом шлюзовой камеры. Вращающийся ротор постепенно продвигает загруженный через воронку материал к отверстию в стенке воздуховода, внутрь которого он поступает под действием силы тяжести. Питатель присоединяется к приемной коробке на воздуховоде со столиком вблизи оси воздуховода.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

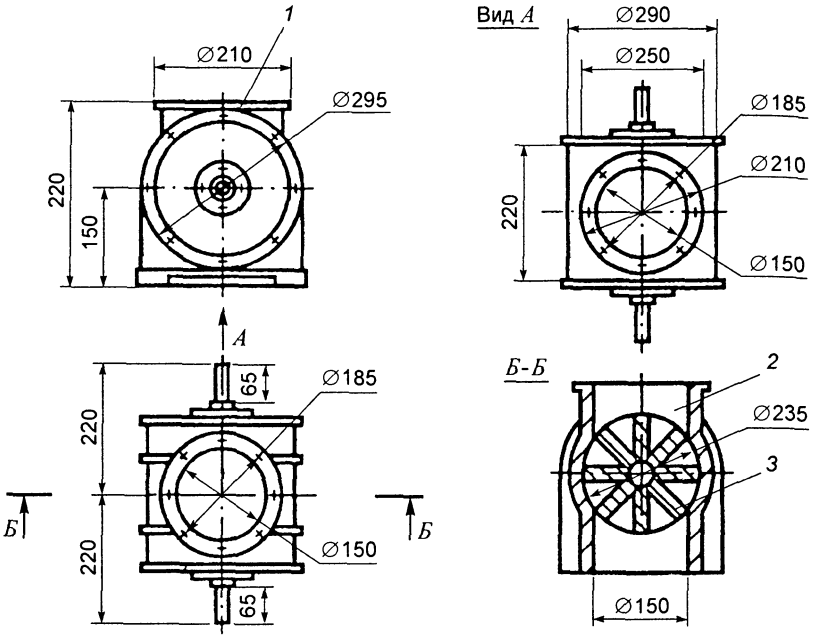


Рис. 19.9. Принципиальная схема питателя с шлюзовой камерой и ротором для подачи материала

1 – фланец для присоединения раструба, *2* – шлюзовая камера; *3* – ротор с лопастями

Загрузочные воронки являются простейшим видом питателей. Во всасывающих системах используют *обычные* и *воронки с транзитным потоком воздуха.* В нагнетательных системах низкого давления применяют *эжекционные воронки* (рис. 19.10). Обычные воронки состоят из раструба с углом раскрытия не более 60° и плавного отвода. Недостаток обычной воронки – возможность закупорки ее излишне большой порцией загружаемого материала. Если к воздуховоду присоединена одна загрузочная воронка, закупорка может привести к падению скорости в воздуховоде и выпадению транспортируемого материала на дно. При прочистке воронки, когда воздух поступает в недостаточных количествах, возможно скольжение выпавшего материала по «дну» воздуховода, накапливание вблизи местных сопротивлений и закупорка сети. Этого недостатка лишена воронка с транзитным потоком воздуха, выполненная в виде тройника с раструбом для загрузки материала на ответвлении. В случае закупорки через проход тройника поступает достаточное количество воздуха, позво-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ляющее производить транспортирование уже загруженного материала по сети воздуховодов и предотвращать тем самым закупорку.

Принцип действия *эжекционной воронки* (рис. 19.10*в* и *г*) состоит в том, что конфузор *7* преобразует часть статического давления в динамическое, при этом статическое давление на выходе из конфузора становится равным или несколько меньше атмосферного. Конфузор присоединен к короткой цилиндрической части с загрузочным отверстием и раструбом *5*, через который загружается материал. С целью уменьшения аэродинамических потерь цилиндрическая часть присоединена к диффузору *9*, с помощью которого скорость, после загрузочного устройства, приводится к прежним значениям.

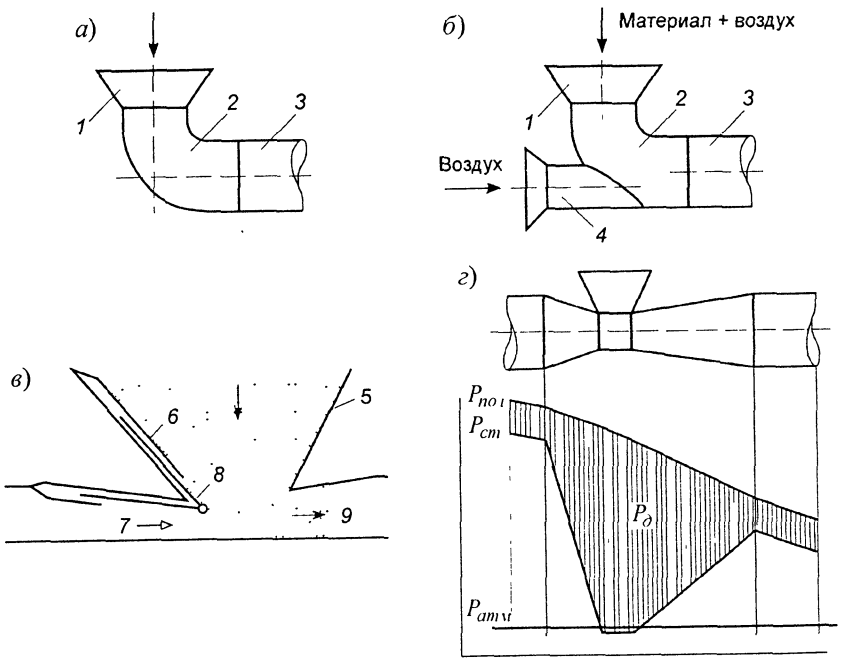


Рис 19.10. Принципиальные схемы загрузочных воронок

а – обычная, *б* – с транзитным потоком воздуха; *в* – эжекционная, *г* – эпюра статического и динамического давлений в пределах эжекционной воронки, *1* – раструб, *2* – отвод, *3* – воздуховод, *4* – патрубок для забора воздуха, *5* – раструб, *6* – двойная стенка, *7* – конфузор, *8* – шибер, *9* – диффузор

Шиберы ручные на ответвлениях к станкам служат для ручного отключения неработающих станков, имеют полотнище, расположенное под углом 45° к оси воздуховода.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Отделители. К отделителям относятся циклоны, рассмотренные в главе 11, лабазы и конденсеры (рис. 19.11).

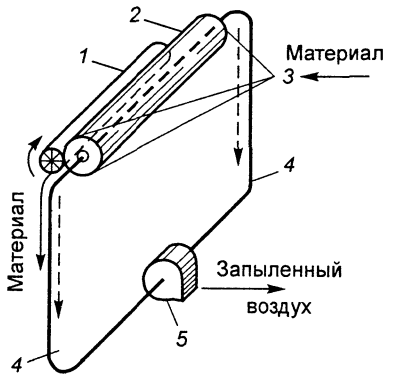


Рис. 19.11. Принципиальная схема конденсатора
1 – щетка для снятия налипшего волокнистого материала; *2* – барабан с перфорированной боковой поверхностью; *3* – материал, переносимый воздушным потоком; *4* – воздуховоды, отсасывающие запыленный воздух из барабана; *5* – вентилятор

Циклоны используют для отделения древесных отходов и очистки воздуха от пыли в системах пневмотранспорта древесных отходов. Подбору циклона следует уделять особое внимание. Технология деревообработки развивается по пути интенсификации, что приводит в возрастанию доли пыли в общем количестве отходов. Поэтому к установке следует принимать специальные циклоны последних моделей. В настоящее время наиболее удачным признан циклон типа УЦ, исследования которого выполнила Ленинградская лесотехническая академия.

Лабазы представляют собой либо большие негерметичные ящики, либо помещения небольшого объема с отверстием для выпуска воздуха. Выпадение материала происходит за счет резкого падения скорости воздушного потока, поступающего в лабаз. Материал выпадает на дно, а воздух в атмосферу поступает через специальное отверстие, обычно размещаемое в верхней части лабаза. Применяются для отделения дисперсных материалов, не выделяющих пыли (например, вымытая шерсть).

Конденсеры служат для отделения волокнистых материалов от воздуха, применяются в текстильной промышленности. В герметичном кожухе размещается вращающийся барабан с перфорированной боковой поверхностью, через торцы которого отсасывается запыленный воздух. Отделяемый материал налипает на боковую поверхность, с которой счищается специальной щеткой и выпадает в бункер. Недостатком конденсеров является значительный присос воздуха (рис. 19.11).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Регулируемые тройники и переключатели потока. Системы пневмотранспорта могут доставлять перемещаемый материал в несколько точек. Если по условиям технологического процесса предполагается последовательная загрузка нескольких лабазов или иных мест разгрузки, прокладывается разветвленная сеть воздуховодов, с регулируемыми тройниками, отличающимися от обычных наличием подвижного элемента, позволяющего направлять поток материала либо в ответвление, либо в обход его. Перекладка клапана производится специальным приводом или вручную (рис. 19.12).

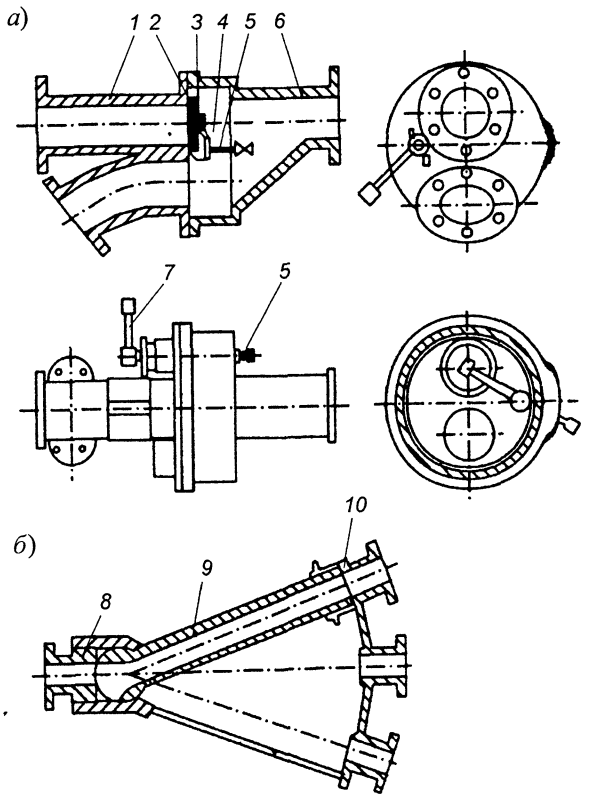


Рис. 19.12. Переключатели

а – дисковый; *б* – многоходовой

1 – выходная часть клапана, *2* – отверстия в стенке клапана; *3* – дисковый клапан, *4* – рычаг для перемещения клапана; *5* – винт, регулирующий степень прижатия клапана к стенке; *6* – входная часть клапана; *7* – рычаг ручного управления клапаном; *8* – транспортный трубопровод; *9* – «перекидная» труба, *10* – трубопроводы, в которые перегружается материал

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§107. Особенности расчета систем пневмотранспорта и аспирации

Расчет межцеховых пневмотранспортных систем. Расход воздуха системой, м^3/ч, определяют по оптимальной массовой концентрации смеси и количеству перемещаемого в единицу времени материала $G_м$. Оптимальную концентрацию выбирают путем сравнения требуемой мощности пневмотранспортной установки при нескольких выбранных значениях μ, считая оптимальной ту концентрацию, при которой мощность установки окажется минимальной.

Расход транспортирующего воздуха определяется как:

$$L = \frac{G_м}{\mu \rho_в}, \qquad (19.15)$$

где $\rho_в$ – плотность воздуха, кг/м^3.

К расчетной производительности системы по воздуху добавляется запас в размере 15% на подсос воздуха:

$$L_{расч} = 1{,}15L,$$

где $L_{расч}$ – объемный расход воздуха в системе с учетом запаса, м^3/ч.

Потери давления в сети воздуховодов определяются по чистому воздуху, при этом коэффициенты местного сопротивления отводов не учитываются. Далее эти потери пересчитываются по формуле И. Гастерштадта. Потери давления в отводах подсчитываются отдельно по условным коэффициентам местного сопротивления согласно табл. 19.2.

Расчетное давление вентилятора складывается из потерь на прямых участках и в местных сопротивлениях, $\Delta p_{сети}$; потерь в отводах, $\Delta p_{отв}$, затрат давления на подъем материалов на высоту z, $\Delta p_{под}$, на разгон загружаемого дисперсного материала до транспортирующей скорости, $\Delta p_{разг}$, а также сопротивления отделителя $\Delta p_{отд}$.

Расчетное давление $\Delta p_{расч}$ составит:

$$\Delta p_{расч} = 1{,}1(\Delta p_{сети} + \Delta p_{под} + \Delta p_{разг} + \Delta p_{отв} + \Delta p_{отд}). \qquad (19.16)$$

На расчетный расход и потери давления подбирают побудитель тяги, отделитель и устройства очистки воздуха от пыли.

Расчет систем пневмотранспорта древесных отходов. Дере-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

вообрабатывающие станки выпускаются со встроенными местными отсосами, рабочие характеристики которых определены заводом-изготовителем. Необходимые для проектирования объем вытяжки местного отсоса: минимально-допустимая скорость в воздуховодах, общее количество отходов и содержание в них пыли содержатся в нормативно-справочной литературе.

Последовательность расчета:

1. Вычерчивается и нагружается аксонометрическая схема воздуховодов.

2. Определяются потери давления на каждом из ответвлений к местным отсосам станков, присоединенных к коллектору-сборнику, из условия обеспечения скорости равной или несколько большей минимально-допустимой. Расчет ведут по чистому воздуху для стандартных диаметров круглых воздуховодов.

3. Наибольшая величина полученных аэродинамических потерь принимается в качестве расчетной для всех ответвлений, присоединенных к данному коллектору-сборнику.

4. Ответвление с расчетным аэродинамическим сопротивлением не пересчитывается, диаметры прочих ответвлений уменьшают с целью достижения аэродинамической увязки.

5. Невязка в потерях давления по ответвлениям не должна превышать 10%. Если изменением диаметров увязку давлений произвести не удается, устанавливаются конусные диафрагмы, расчетное сечение в которых не должно быть меньше предельного минимального для данного вида транспортируемого материала. При необходимости, допускается установка нескольких конусных диафрагм на одном ответвлении.

Применявшийся ранее способ «увязки» путем увеличения в ответвлении расхода против нормативного не допускается по причине высокой и постоянно возрастающей стоимости электроэнергии.

6. Определяют диаметр и потери давления для транзитного воздуховода от сборника отходов до циклона. *Скорость воздуха в транзитном воздуховоде не должна быть ниже максимальной из минимально-допустимых скоростей для ответвлений, присоединенных к данному коллектору-сборнику, во избежание выпадения материала из воздуха и закупорки воздуховода.* По причине малого значения μ К.М.С ответвлений учитывается вместе с прочими.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

7. Подбирается циклон, определяются потери давления в нем.

8. По формуле Гастерштадта пересчитываются аэродинамические потери в сети. Расходная массовая концентрация принимается в пределах 0,10–0,20 кг/кг. Потери давления в циклонах при этом не учитываются.

9. Вычисляются потери давления от подъема транспортируемых отходов на высоту.

10. Расчетный расход $L_{расч}$ воздуха в системе определяется как:

$$L_{расч} = 1{,}15\Sigma L_{отв}, \qquad (19.17)$$

где $L_{отв}$ – объем отсасываемого воздуха от каждого присоединенного к коллектору-сборнику станка, $м^3/ч$.

11. Расчетная потеря давления в системе:

$$\Delta p_{расч} = 1{,}1(\Delta p_{сети} + \Delta p_{под} + \Delta p_{отд}), \qquad (19.18)$$

где $\Delta p_{сети}$ – расчетная потеря давления в сети воздуховодов, вычисленная по формуле Гастерштадта; $\Delta p_{под}$ – потеря давления на подъем; $\Delta p_{отд}$ – потеря давления в отделителе (циклоне).

Аэродинамический расчет удобнее проводить методом динамических давлений. Тройники в рассматриваемых системах отсутствуют, что позволяет легко переходить от расчетной потери давления к требуемой скорости в воздуховоде и требуемому диаметру ответвления.

Аспирационные системы вентиляции рассчитывают в зависимости от принятой конструктивной схемы. Объемы вытяжки от местных отсосов, при отсутствии данных в справочной литературе, определяют специальным расчетом. Производительность по воздуху аспирационных систем равна сумме объемов вытяжки через местные отсосы с запасом в 15%. Если в сеть воздуховодов включен центральный сборник, расчет ведут в последовательности, изложенной выше. В случае разветвленной сети – по обычной схеме или способом расчета по вакууму, изложенному в главе 3. Потери давления рассчитывают по чистому воздуху без введения поправки на перенос пыли, погрешность в определении потерь давления при этом не превышает 2–3%. Скорости в воздуховодах принимаются повышенными (табл. 19.4) во избежание выпадения пыли в воздуховодах.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§108. Системы пневмотранспорта древесных отходов с переменным расходом воздуха

Исследования работы реальных систем пневмотранспорта предприятий деревообработки показали, что одновременно работает не более 40–50% установленного станочного оборудования.

С целью обеспечения экономии электрической и тепловой энергии были разработаны автоматизированные системы пневмотранспорта с переменным расходом воздуха. Первые установки такого рода в СССР были смонтированы еще в 70-е годы прошлого века.

Принципиальное отличие автоматизированных систем от традиционных систем заключается в следующем:

- на ответвлении к каждому станку, оборудованному местным отсосом устанавливается шибер с электромагнитным приводом, сблокированный с кнопкой «Пуск» станка; при включении станка шибер открывается, при отключении – закрывается; некоторая часть станков шиберов на ответвлении не имеет, обеспечивая, тем самым, гарантированный минимальный расход воздуха в системе, предотвращающий закупорку воздуховодов;
- центральный сборник отходов или магистральный коллектор оборудуется датчиками давления, подающими импульсы для управления расходами вытяжного и приточного вентиляторов;
- применяемые обычно в вентиляции асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором получают питание от тиристорных устройств, плавно и в широких пределах изменяющих число оборотов электродвигателей, что приводит к требуемым изменению расхода и развиваемого давления.

Принцип автоматизированного управления работой установки заключается в следующем: датчик давления настраивают на величину давления, которое устанавливается в сборнике отходов при расчетном режиме работы установки. При отключении местных отсосов давление в сборнике отходов увеличивается, датчик посылает импульс на блок управления, который с помощью тиристорного устройства уменьшает частоту вращения электродвигателя, снижая расход и, приводя давление в сборнике отходов к исходной величине.

Разработано несколько конструктивных схем пневмотранспортных установок с изменяемым расходом воздуха.

Одновентиляторная схема с центральным сборником отходов (рис. 19.13), применяется при ограниченном количестве станков

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

(порядка 10-ти). Ответвления подбираются на расчетный расход $L_{отв}$ и минимально-допустимую скорость транспортирования отходов с массовой концентрацией $\mu = 0{,}1-0{,}2$ кг/кг. Однако от сборника отходов к циклону прокладываются два воздуховода: по нижнему (*4*) осуществляется транспортирование отходов воздушным потоком $L_{нижн}$ с более высокой массовой концентрацией (2 кг/кг и выше) и чем в ответвлениях, прочее количество воздуха отсасывается через верхнюю трубу с установленным на ней клапаном пропорционального регулирования. Расчетными для этих двух труб является аэродинамические потери в нижней транспортирующей трубе, с которой верхняя должна быть аэродинамически увязана при полностью открытом клапане и расчетном расходе. Расход воздуха в верхней трубе $L_{верх}$ равен:

$$L_{верх} = \Sigma L_{отв} - L_{нижн}$$

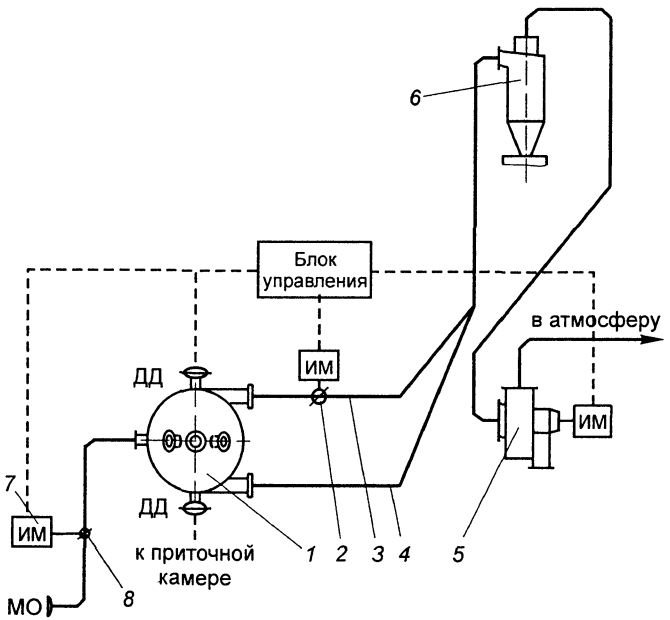


Рис. 19.13. Одновентиляторная схема пневмотраспорта с центральным сборником отходов

1 – сборник отходов, *2* – клапан пропорционального регулирования расхода, *3* – труба запыленного воздуха, *4* – труба, троанпортирующая отходы; *5* – вентилятор; *6* – циклон; *7* – исполнительный механизм, *8* – шибер на ответвлении

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При отключении части станков, разрежение в сборнике отходов увеличивается, тиристорное устройство уменьшает частоту вращения электродвигателя, клапан (*2*) прикрывается, обеспечивая неизменность расхода воздуха в нижнем воздуховоде (*4*).

Система с несколькими сборниками отходов имеет воздуховод (*2*), выравнивающий разрежения в сборниках (рис. 19.14). Датчик давления устанавливают на уравнительной трубе. Принцип действия системы аналогичен одновентиляторной схеме.

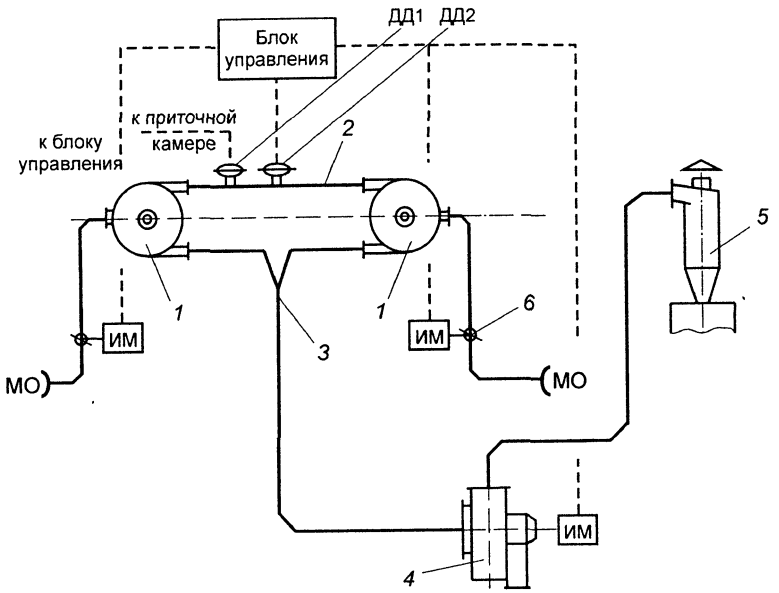


Рис 19.14. Система пневмотранспорта древесных отходов с переменным расходом воздуха и двумя сборниками отходов

1 – сборник отходов, *2* – уравнительный воздуховод, *3* – воздуховод, транспортирующий материал; *4* – пылевой вентагрегат; *5* – циклон; *6* – шибер на ответвлении

На рис. 19.15 представлена принципиальная схема вентиляции цеха, оборудованного одновентиляторной системой с центральным сборником отходов и приточной установкой с регулируемым расходом воздуха. На сборнике отходов устанавливаются два датчика давления: для пневмотранспортной и приточной систем.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Принципиальная схема приточно-вытяжной вентиляции с переменным расходом воздуха деревообрабатывающего участка.

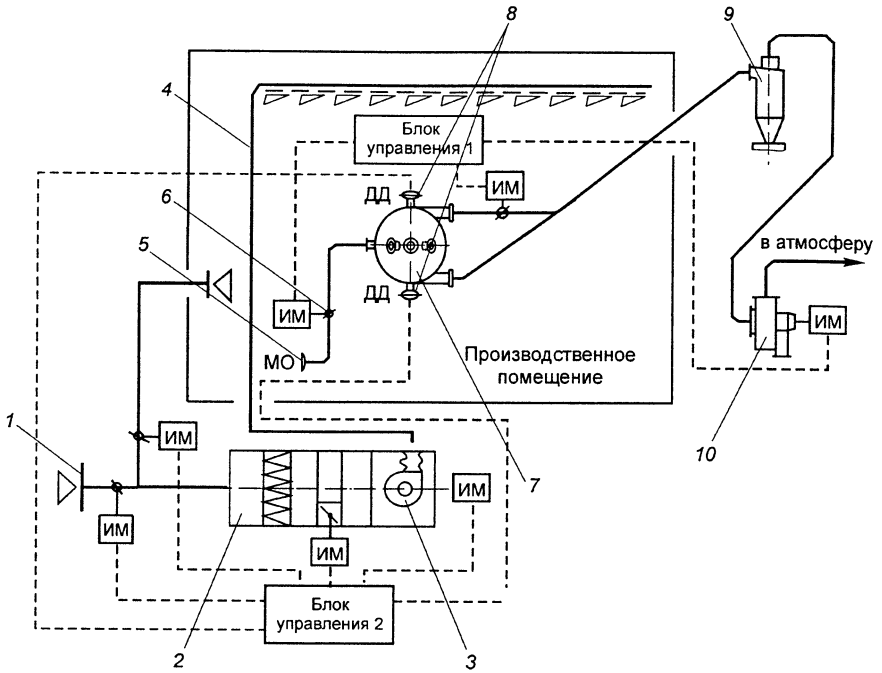


Рис. 19.15. Принципиальная схема прямоточной системы вентиляции участка, оборудованного одновентиляторной пневмотранспортной системой с центральным сборником отходов и приточной установкой с регулируемым расходом воздуха

1 – воздухозабор; *2* – приточная камера с калориферной группой; *3* – вентилятор приточной камеры с переменным расходом воздуха, *4* – приточный воздуховод; *5* – местный отсос, *6* – клапан с электроприводом, включающий и отключающий местный отсос, *7* – сборник отходов, *8* – датчики давления; *9* – циклон; *10* – вентилятор системы пневмотранспорта с переменным расходом воздуха; *ИМ* – исполнительный механизм

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример расчета системы пневматического транспорта с центральным сборником древесных отходов

Перечень станков, обслуживаемых системой.

1. Станок круглопильный ЦА-2А.
2. Станок фуговальный СФ6.
3. Станок шлифовальный ШлК-6.
4. Станок шипорезный ШПК-40.
5. Станок полировальный П1Б.
6. Напольный отсос.

Конструктивные решения системы.

1. Центральный сборник отходов размещен в центре примерно на одинаковых расстояниях от большинства станков, крепится к колонне; оси горизонтальных участков ответвлений расположены на высоте +3,0 м от пола.

2. Отделение отходов, очистка воздуха от пыли производятся в циклоне.

3. Транспортирование древесных отходов производится пылевым вентилятором.

4. Трассировка воздуховодов от станков к сборнику отходов производится по прямой.

5. Предусмотрена установка напольного отсоса для сбора отходов, не уловленных отсосом и выпавших на пол помещения.

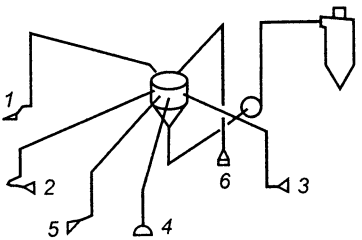


Рис 19.16. К примеру расчета системы пневмотранспорта с центральным сборником отходов

1 – станок круглопильный ЦА-2А;
2 – станок фуговальный СФ6,
3 – станок шлифовальный ШлК-6;
4 – станок шипорезный ШПК-40;
5 – станок полировальный П1Б,
6 – напольный отсос

Основные предпосылки расчета.

1. Расчетная величина расходной массовой концентрации $\mu_p = 0{,}2$ кг/кг.
2. Расчет производится методом динамических давлений.
3. Невязку аэродинамических потерь по ответвлениям принимаем равной в пределах 5%.
4. Минимально-допустимый диаметр воздуховода или диафрагмы – 100 мм.
5. При невозможности достижения увязки аэродинамических потерь ответвлений от местных отсосов к центральному сборнику отходов подбором стандартных диаметров воздуховодов применяются конусные диафрагмы.

Литература: Справочник проектировщика Часть 3, Книга 2 «Вентиляция и кондиционирование воздуха», –М., Стройиздат, 1992.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Последовательность расчета.

1. По данным каталогов или справочно-нормативной литературы составляется таблица, в которой указываются минимально-допустимые расход и скорость, протяженность в м ответвлений и коэффициент местного сопротивления местного отсоса (табл. 19.7).

Таблица 19 7

Минимально-допустимые расходы удаляемого воздуха и скорости транспортирования отходов по воздуховодам, длины ответвлений и ζ местных отсосов деревообрабатывающих станков

№ отв.	Наименование станка	Минимально-допустимый расход L, м^3/ч	Минимально-допустимая скорость v, м/с	Длина ответвления, м	ζ м.о. станка
1.	Круглопильный ЦА2-2А	850	17,0	12,2	1,0
2.	Фуговальный СФ-6	1320	18,0	6,75	0,8
3.	Полировальный П1Б	1590	19,0	7.8	1,1
4.	Шлифовально-ленточный ШлК-6	5087	16,0	17,3	1,1
5.	Шипорзный ШПК-40	1270	18,0	9.35	0,8
6.	Напольный отсос периодического действия	1100	18,0	13,7	1,0

2. Определяются суммы коэффициентов местных сопротивлений на ответвлениях к отдельным станкам (табл. 19.8).

Таблица 19.8

Сумма коэффициентов местных сопротивлений к станкам

Круглопильный станок:	Фуговальный станок:
1	2
приемник отходов – 1,0	приемник отходов – 0,8
2 отвода 90°; $R/d = 2 - 0{,}15 \times 2 = 0{,}30$ отвод 45° $R/d = 2 - 0{,}09$	3 отвода 90°; $R/d = 2 - 0{,}15 \times 3 = 0{,}45$
внезапное расширение – 1,0	внезапное расширение – 1,0
$\Sigma\zeta = 2{,}39$	$\Sigma\zeta = 2{,}25$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

1	2
Полировальный станок:	Шлифовально-ленточный станок:
приемник отходов – 1,1	приемник отходов – 1,1
1 отвод 90°; $R/d = 2 - 0{,}15$ 1 отвод 15°; $R/d = 2 - 0{,}05$	2 отвода 90°; $R/d = 2 - 0{,}15 \times 2 = 0{,}30$
внезапное расширение – 1,0	внезапное расширение – 1,0
$\Sigma\zeta = 2{,}30$	$\Sigma\zeta = 2{,}40$
Шипорезный станок:	Напольный отсос:
приемник отходов – 0,8	приемник отходов – 1,0
2 отвода 90°; $R/d = 2 - 0{,}15 \times 2 = 0{,}30$ 1 отвод 30°; $R/d = 2 - 0{,}09$	1 отвод 90°; $R/d = 2 - 0{,}15$
внезапное расширение – 1,0	внезапное расширение – 1,0
$\Sigma\zeta = 2{,}19$	$\Sigma\zeta = 2{,}15$

3. Определяется расчетная величина потерь давления для подбора диаметра ответвлений (табл. 19.9).

Подробный численный расчет приводится для ответвления к круглопильному станку (участок 1). Для прочего оборудования результаты расчетов приведены в таблице:

• по минимально-допустимой скорости определяется требуемая величина диаметра:

$$d_{mp} = \sqrt{\frac{4L}{3600\pi v_{mp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 850}{3600 \cdot \pi \cdot 17{,}0}} = 0{,}1329 \text{ м}.$$

Принимаем ближайшее меньшее значение величины стандартного диаметра $d = 125$ мм.

• фактическая скорость в воздуховоде:

$$v_{факт} = \frac{4L}{3600\pi d^2} = \frac{4 \cdot 850}{3600 \cdot \pi \cdot 0{,}125^2} = 19{,}24 \text{ м/с};$$

• вычисляем динамическое давление воздушного потока в воздуховоде:

$$P_д = v^2 \rho_{возд}/2 = 19{,}24^2 \cdot 1{,}2/2 = 222{,}16 \text{ Па};$$

• выбираем по табл. 4.3 значение $\lambda/d = 0{,}164$;

• вычисляем величину $(\lambda/d)\, l + \Sigma\zeta = 0{,}164 \cdot 12{,}2 + 2{,}39 = 4{,}391$;

• определяем потери давления в ответвлении:

$$\Delta P = [(\lambda/d)\, l + \Sigma\zeta] \cdot P_д = 4{,}391 \cdot 222{,}16 = 975{,}5 \text{ Па}.$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Принимаем расчетную величину потерь давления $\Delta P_{расч}$ по величине потерь давления в ответвлении 5: ≈ 1110 Па.

Результаты последующих расчетов приведены в табл. 19.9.

Таблица 19.9

Определение величины расчётной потери давления для подбора диамеров ответвлений к местным отсосом деревообрабатывающих станков

		Номера ответвлений					
		1	2	3	4	5	6
Заданные величины	L, м^3/ч	850	1320	1590	5087	1270	1100
	V, м/с	17,0	18,0	19,0	16,0	18,0	18,0
	l, м	12,2	6,75	7,80	17,3	9,35	13,7
Принимаемые величины	$d_{тр}$, мм	133	161	172	335	159	147
	d, мм	125	160	160	315	140	140
	$v_{факт}$, м/с	19,24	18,24	21,97	18,13	22,92	19,85
	P_o, Па	222,16	199,6	289,6	197,3	315,19	236,45
	λ/d	0,164	0,121	0,119	0,052	0,141	0,143
	$(\lambda/d)l$	2,001	0,8168	0,928	0,8996	1,318	1,959
	$\Sigma\zeta$	2,39	2,25	2,3	2,4	2,19	2,15
	$(\lambda/d)l + \Sigma\zeta$	4,391	3,067	3,228	3,2996	3,508	4,109
	ΔP, Па	975,5	612,1	934,9	651,1	1105,8	971,6

Принимаем расчетную величину на величину потерь давления в ответвлении – 1110 Па.

4. Подбор диаметров ответвлений на величину расчетного давления 1110 Па.

Последовательность подбора диаметра ответвления на требуемую величину потерь давления излагается на примере расчета ответвления 1.

1) определяем требуемую из условия обеспечения аэродинамической увязки величину динамического давления в предположении, что величина [(λ/d) l + ζ], определенная в предыдущем расчете, останется неизменной, сумма коэффициентов местного сопротивления участка – 2,39:

$$P_{\partial} = \frac{\Delta P_{расч}}{(\lambda / d)l + \zeta} = \frac{1110}{4{,}391} = 252{,}79 \text{ Па};$$

2) находим скорость в воздуховоде, соответствующую вычисленной величине динамического давления:

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

$$v_{тр} = \sqrt{\frac{2P_д}{\rho_{возд}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 252{,}79}{1{,}2}} = 20{,}53 \text{ м/с}.$$

Требуемая величина скорости не выходит за пределы диапазона 18,1–21 м/с, при котором выбирались значения λ/d в предыдущем расчете, поэтому новое значение λ/d вводить не следует.

Примечание: если требуемая скорость выходит за пределы диапазона скоростей, в котором выбиралась величина λ/d, эта величина должна быть уточнена, вновь определено $(\lambda/d) \cdot l + \Sigma\zeta$ и вычислена требуемая из условия аэродинамической увязки ответвления скорость воздуха.

3) определяем требуемую величину диаметра воздуховода:

$$d = \sqrt{\frac{4L}{3600\pi v_{тр}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 850}{3600\pi \cdot 20{,}53}} = 0{,}121 \text{ м}.$$

Принимаем диаметр ответвления 1 равным 125 мм.

Уточняем потери давления и подбираем конусную диафрагму:

- скорость воздуха в воздуховоде диаметром 125 мм:

$$v = \frac{4L}{3600\pi d^2} = \frac{4 \cdot 850}{3600\pi \cdot 0{,}125^2} = 19{,}24 \text{ м/с};$$

- динамическое давление в стандартном воздуховоде ответвления:

$$P_д^{ст} = \frac{v^2}{2}\rho = \frac{19{,}24^2}{2}1{,}2 = 222{,}11 \text{ Па};$$

- величина $(\lambda/d) \cdot l + \Sigma\zeta = 0{,}167 \cdot 12{,}2 + 2{,}39 = 4{,}427$;
- фактические потери давления

$$P_ф = \left(\frac{\lambda}{d} l + \Sigma\zeta\right) \cdot P_д^{ст} = 4{,}427 \cdot 222{,}11 = 983{,}37 \text{ Па};$$

- давление, которое необходимо потерять для увязки ответвления:

$$\Delta P = \Delta P_{расч} - P_ф = 1110 - 983{,}37 = 126{,}63 \text{ Па};$$

невязка составляет 11,4%.

Подбор конической диафрагмы для участка 1.

При подборе диафрагмы необходимо иметь ввиду, что минимальный диаметр диафрагмы не может приниматься менее 100 мм, так как при меньшей величине диаметра возможна закупорка диафрагмы древесными отходами.

Принимается диафрагма с углом раскрытия образующих 25° (tg25° = = 0,466).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Последовательность подбора диафрагмы:

• вычисляем требуемый коэффициент местного сопротивления диафрагмы:

$$\zeta = \frac{\Delta P}{P_{\partial}^{cm}} = \frac{126{,}63}{222{,}11} = 0{,}57;$$

• по табл. 22.50 Справочника проектировщика, ч.3, книга 2, –М.: Стройиздат, 1992 этой величине соответствует $v_1/v_2 = 0{,}675$.

Скорость в диафрагме составляет $v_2 = v_1/0{,}675 = 19{,}24/0{,}675 = 28{,}5$ м/с, диаметр диафрагмы:

$$d_{диаф} = \sqrt{\frac{L}{900 \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{850}{900\pi \cdot 28{,}5}} = 0{,}1027 \text{ м.}$$

Принимаем диафрагму диаметром 103 мм.

• длина диафрагмы

$$l = \frac{d - d_{\partial}}{2tg\alpha} = \frac{125 - 103}{2 \cdot 0{,}466} = 23{,}6 \text{ мм.}$$

Результаты подбора прочих ответвлений приведены в табл. 19.10.

Таблица 19.10

Аэродинамическая увязка ответвлений от местных отсосов деревообрабатывающих станков к центральному сборнику отходов

	Номер ответвления				
	1	2	3	4	6
L, м^3/ч	850	1320	1590	5087	1100
l, м	12,2	6,75	7,8	17,3	13,7
ζ	2,39	2,25	2,3	2,4	2,15
$(\lambda/d)l + \zeta$	4,39	3,067	3,228	3,3	4,109
P_{∂}	252,85	361,92	312,89	306,06	245,8
v_{mp}	20,53	24,56	22,84	22,59	20,24
d, мм	121	138	153	278	136
d_{cm}	125	140	160	280	140
v_{ϕ}	19,24	23,82	21,97	22,95	19,85
λ/d	0,164	0,141	0,12	0,059	0,143
$(\lambda/d)l + \zeta$	4,391	3,2	3,236	3,421	4,109
P_{∂}^{cm}	222,16	340,44	289,61	316,02	236,4
P_{ϕ}	975,5	1089,4	937,18	1080,79	971,4
ΔP	134,5	20,59	172,82	20,59	138,63
Невязка, Δ%	12,1	1,85	15,6	1,83	12,43

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

5. От центрального сборника отходы в количестве 11217 м^3/ч перемещаются по транзитному воздуховоду, длиной 13,2 м. Во избежание выпадения отходов скорость в нем не может быть ниже 19,0 м/с, то есть не меньше максимальной из минимально-допустимых скоростей ответвлений, присоединенных к сборнику отходов.

Местные сопротивления:

вход в воздуховод из сборника – 0,1

4 отвода 90° $R/d = 2,0 - 4 \cdot 0,15 = 0,6$

отвод 45° $R/d = 2,0 - 0,09$

$$\Sigma\zeta = 0,79$$

Потери давления в транзитном воздуховоде рассчитываются методом динамических давлений и составляют 282,3 Па.

Давление расходуется так же на подъем транспортируемого материал дважды: на подъем от местного отсоса до сборника отходов – 3,5 м, и от пылевого вентилятора до входного патрубка циклона – 4,2 м. Итого общая для рассчитываемой системы общая высота подъема материала z составляет 7,7 м. Затраты на подъем вычисляем по формуле (17.11):

$$\Delta p_{подъма} = g\mu\rho z = 9,81 \cdot 0,2 \cdot 1,2 \cdot 7,7 = 18,13 \text{ Па}.$$

Отделение древесных отходов от воздуха производим в циклоне Клайпедского ОЭКДМ. Расчетное количество воздуха с учетом 15% присоса составит:

$$L_{расч} = 1,15 \cdot (850 + 1320 + 1590 + 5087 + 1270) = 11800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напольный отсос периодического действия при подборе вентилятора не учитывается. Им пользуются при отключенных станках во время уборки помещений.

Принимаем к установке циклон №20 с сопротивлением в 1000 Па.

Расчетные потери давления в сети с учетом запаса в 10%:

$$P_{пот} = 1,1 \cdot (1110 + 18,13 + 282,3 + 1000) = 2651,5 \text{ Па}.$$

По каталогу фирмы «МОВЕН» выбираем пылевой вентилятор ВР100-45-6,3-02 с клиноременной передачей, укомплектованный электродвигателем АИР160М4, мощностью 18,5 кВт и частотой вращения 1500 об/мин. Клиноременная передача обеспечивает частоту вращения рабочего колеса вентилятор 1810 об/мин. Требуемые параметры работы вентилятора: подача – 11890 м^3/ч.; напор 2650 Па, частота вращения 1980 об./мин., КПД = 54%. Требуется замена шкива на электродвигателе для обеспечения частоты вращения рабочего колеса вентилятора в 1980 об./мин.

Проверка достаточности мощности поставляемого электродвигателя:

$$N = \frac{L \cdot \Delta p}{3600 \cdot \eta_{передачи} \cdot \eta_{вент} \cdot 1000} = \frac{12900 \cdot 2650}{3600 \cdot 0,8 \cdot 0,54 \cdot 1000} = 24,2 \text{ кВт} > 18,5 \text{ кВт}.$$

Вывод: электродвигатель необходимо заменить на более мощный.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Пример расчета системы пневматического транспорта древесных отходов с разветвленной системой воздуховодов

Исходные данные. Рассчитать систему пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов, аксонометрическая схема которой изображена на рис. 19.17. К системе подключены 10 станков и один постоянно действующий напольный отсос. Общий расход воздуха, удаляемого от станков и напольного отсоса, составляет $\Sigma L = 11540$ м^3/ч (заданный расход воздуха). Средняя массовая расходная концентрация смеси в системе $\mu_p = 0{,}1$. Потери давления на подъем материалов в вертикальных участках воздуховодов не учитывать, так как $\mu_p < 0{,}2$.

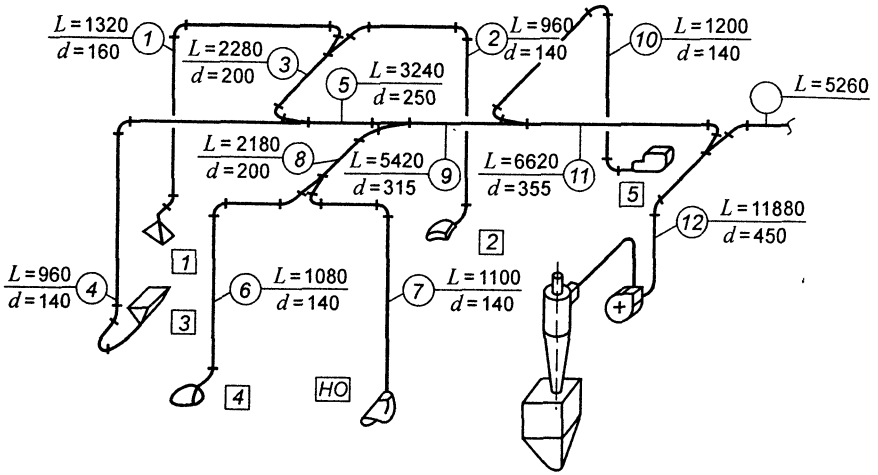


Рис. 19.17. К примеру расчёта системы пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов

Решение. Расчет воздуховодов проводим по методу динамических давлений. У всех отводов $R = 2d$; коэффициенты местного сопротивления отводов приняты с учетом потерь давления «на разгон» материала за отводом $\zeta = 0{,}32$.

Коэффициенты местных сопротивлений участков.

Участок 1

коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta = 1$;
четырех отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 4 = 1{,}28$;
тройника вытяжного У-образного	$\zeta = 0{,}1$;
	$\Sigma\zeta = 2{,}38$.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Участок 2

коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta = 0{,}8;$
трех отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 3 = 0{,}96;$
тройника вытяжного У-образного	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 1{,}86.$

Для увязки потерь давления с участком, скорость на участке 2 увеличена до 19,4 м/с, а расход увеличен до 1075 $м^3$/ч.

Участок 3

коэффициент местного сопротивления отвода	$\zeta = 0{,}32;$
тройника вытяжного – боковое ответвление	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 0{,}42.$

Участок 4

коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta = 1;$
четырех отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 4 = 1{,}28;$
тройника вытяжного на проход	$\zeta = 0{,}03;$
	$\Sigma\zeta = 2{,}31.$

Потери давления на участке должны быть увязаны с суммой потерь давления на участках 1 и 3.

Участок 5

коэффициент местного сопротивления тройника вытяжного на проход	$\zeta = 0{,}03.$

Участок 6

коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta = 1;$
трех отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 3 = 0{,}96;$
тройника вытяжного У-образного	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 2{,}06.$

Участок 7

коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta = 0{,}8;$
двух отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 2 = 0{,}64;$
тройника вытяжного У-образного	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 1{,}54.$

Участок 8

коэффициент местного сопротивления отвода	$\zeta = 0{,}32;$
тройника вытяжного – боковое ответвление	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 0{,}42.$

Участок 9

коэффициент местного сопротивления тройника вытяжного на проход	$\zeta = 0{,}03.$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Участок 10

коэффициент местного сопротивления входа	$\zeta = 0{,}8;$
трех отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 3 = 0{,}96;$
тройника вытяжного – боковое ответвление	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 1{,}86.$

Участок 11

коэффициент местного сопротивления отвода	$\zeta = 0{,}32;$
тройника вытяжного У-образного	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 0{,}42.$

Участок 12

коэффициент местного сопротивления	
трех отводов	$\zeta = 0{,}32 \cdot 3 = 0{,}96;$
диффузора перед вентилятором	$\zeta = 0;$
конфузора после вентилятора	$\zeta = 0{,}1;$
	$\Sigma\zeta = 1{,}06.$

Результаты расчета сведены в табл. 19.11.

Подбор оборудования.

Производительность системы с учетом 15% на подсос воздуха составит:

$$L = 1{,}15 \cdot 12\,335 = 14\,200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для очистки воздуха от пыли принимаем циклон Клайпедского ОЭКДМ № 17, имеющий сопротивление 900 Па.

Расчетное сопротивление:

$$\Delta p = 1{,}1 \cdot [1485 \cdot (1+1{,}4 \cdot 0{,}1) + 900] = 2852{,}2 \text{ Па} \approx 2860 \text{ Па}.$$

Принимаем к установке пылевой вентилятор ВР100-45-8-01 = 14200 м^3/ч; Δp = 2900 Па; частота вращения рабочего колеса – 1615 об/мин.; КПД = = 0,578. Вентагрегат укомплектован электродвигателем АИР180S4 мощностью 22 кВт.

Проверим достаточность мощности поставляемого электродвигателя:

$$N = \frac{L \cdot \Delta p}{3600 \cdot \eta_{передачи} \cdot \eta_{вент} \cdot 1000} =$$

$$= \frac{14200 \cdot 2860}{3600 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}578 \cdot 1000} = 24{,}4 \text{ кВт} > 22 \text{ кВт}.$$

Вывод: электродвигатель необходимо заменить на более мощный.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Таблица 19.11

Расчет системы пневмотранспорта с разветвленной сетью воздуховодов

№ станка	№ участка	Станок или участок	Марка станка	Заданные величины		
				минимальный расход L, м^3/ч	минимальная скорость v, м/с	длина участка l, м
1	1	Рейсмусовый односторонний	СР6-6	1320	18	4,8
2	2	Фрезерный с верхним расположением шпинделя	ВФК – 1	960	18	5,0
–	3	Сборный участок	–	–	–	3,5
3	4	Фуговальный	СФ25-1	960	18	11,0
–	5	Магистраль	–	–	–	4,0
4	6	Рейсмусовый односторонний	СР3-5	1080	18	6,5
НО	7	Напольный отсос П	–	1100	19	5,8
–	8	Сборный участок	–	–	–	3,2
–	9	Магистраль	–	–	–	3,7
5	10	Ленточнопильный	ЛС-40	1200	16	4,9
–	11	Магистраль	–	–	–	2,5
–	12	Магистраль	–	–	–	16,2

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Продолжение таблицы 19.11

Принятые значения				$(\lambda/d)l$	$\Sigma\zeta$	$(\lambda/d)l+\Sigma\zeta$	Динамическое давление $P_д$	Потери давления $P_ф$	$\Sigma P_ф$
расход L, м^3/ч	Минимальная скорость v, м/с	диаметр d, м	λ/d						
1320	18,2	160	0,121	0,58	2,38	2,96	199	589	–
1075	19,4	140	0,143	0,72	1,86	2,58	225	580	–
2395	21,2	200	0,090	0,32	0,42	0,74	269	198	589 + 198 = 787
1020	18,4	140	0,143	1,57	1,31	3,88	203	790	–
3415	19,3	250	0,069	0,28	0,03	0,31	223	69	787 + 69 = 856
1080	19,5	140	0,143	0,94	2,06	3,00	228	684	–
1220	22,0	140	0,143	0,83	1,54	2,37	290	600	–
2300	20,3	200	0,091	0,29	0,42	0,71	247	176	684 + 176 = 860
5715	20,4	315	0,052	0,19	0,03	0,22	250	55	860 + 55 = 915
1360	24,5	140	0,141	0,69	1,86	2,55	360	920	–
7075	19,9	355	0,045	0,11	0,42	0,53	237	126	915 + 126 = 1041
12325	21,6	450	0,033	0,53	1,06	1,59	279	444	1041 + 444 = 1485

Примечание: в данном примере расчета увязка ответвлений проведена путем необходимого увеличения расхода в качестве примера возможности такого рода увязки. В практике проектирования этот способ не применяется, так как приводит излишнему расходу электроэнергии. На ответвлениях устанавливаются конусные диафрагмы.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 20

ПУТИ ЭКОНОМИИ ТЕПЛОТЫ И ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ СИСТЕМАМИ ВЕНТИЛЯЦИИ

§109. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в системах вентиляции

Утилизации подлежит теплота удаляемого воздуха из помещений гражданских и промышленных зданий.

В вентиляционных системах применяют преимущественно три вида теплоутилизаторов:

1) регенеративные;

2) воздуховоздушные рекуперативные;

3) рекуперативные теплоутилизаторы с промежуточным теплоносителем.

В регенеративных теплоутилизаторах теплота удаляемого воздуха и, в некоторых случаях, влага, аккумулируются, а затем отдаются потоку холодного наружного воздуха.

Регенераторы бывают *вращающиеся и переключающиеся* (рис. 20.1*а*), *несорбирующие и сорбирующие*. Несорбирующий вращающийся аккумулирующий диск (насадка) выполняется металлическим, утилизирует только теплоту. В сорбирующих регенераторах аккумулирующую массу выполняют из капиллярно-пористого материала (листов асбестокартона, технического картона) пропитанного сорбентом (хлористым или бромистым литием), обеспечивающим поглощение влаги из удаляемого воздуха и передачу его в процессе десорбции приточному воздуху. В металлических сорбирующих регенераторах сорбент наносят на поверхность металла напылением.

В переключающихся регенераторах (рис. 20.1*б*) насадка неподвижна и периодически омывается теплым удаляемым и холодным приточным воздухом через систему воздуховодов и изменяющих направление воздушного потока клапанов.

Недостаток регенераторов состоит в возможном переносе запахов из удаляемого воздуха в приточный. Его устраняют продувкой объема каналов для прохода воздуха теплоаккумулирующей части диска приточным чистым воздухом с помощью продувочной камеры и созданием подпора в приточном воздуховоде относительно давления в вытяжном. Переток наружного воздуха в удаляемый в современных конструкциях регенераторов не превышает 0,4–4%. В сис-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

темах вентиляции вращающиеся теплоутилизаторы получили большее применение, нежели переключающиеся.

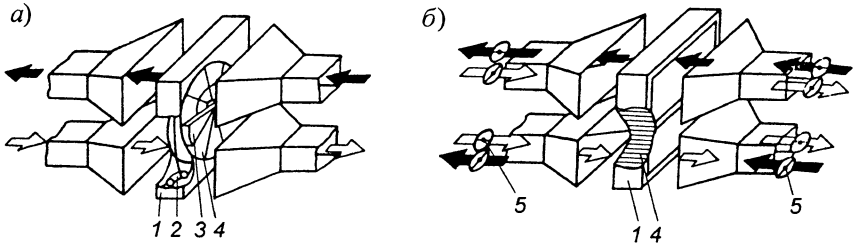


Рис. 20.1. Регенеративные вращающиеся (*а*) и переключающиеся теплоутилизаторы (*б*)

1 – корпус; *2* – электродвигатель с редуктором, *3* – продувочная камера; *4* – насадка; *5* – воздушный клапан

Варианты установки регенеративных вращающихся теплообменников в представлены на рис. 20.2.

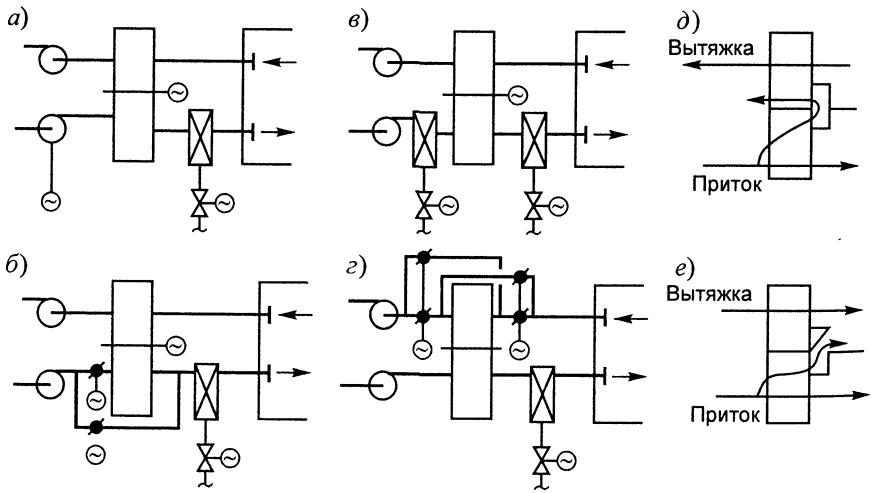


Рис. 20.2. Принципиальные схемы воздухоприготовительных центров с регенеративными теплообменниками

а – установка с периодическим отключением вентилятора приточного воздуха, *б* – установка с обводным каналом по приточному воздуху; *в* – установка с предварительным подогревом приточного воздуха; *г* – установка с регенератором, работающем в периоды похолоданий по прямоточной схеме обменивающихся сред, *д* и *е* – движение воздушных потоков в регенераторе установки «*г*» при работе его, соответственно по противоточной и прямоточной схеме

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Рекуперативные теплообменники передают утилизируемую теплоту путем теплопередачи через стенку. Бывают *воздуховоздушными* и *воздуховодяными* (с промежуточным теплоносителем).

Воздуховоздушные рекуператоры широко применяют в приточно-вытяжных каркасных камерах.

Общий недостаток рассмотренных выше регенеративных и рекуперативных теплообменников – необходимость подвода удаляемого воздуха к теплоутилизатору приточной камеры, а затем уже к вытяжной шахте. Такое решение рационально, если приточные и вытяжные установки размещаются на одном этаже. При традиционном размещении приточных камер в подвале, а вытяжных на чердаке, применяется рекуперативная система утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем и водовоздушными теплообменниками. Эта система применяется и в производственных зданиях, где вытяжные и приточные установки могут располагаться друг от друга на значительном расстоянии.

Установка утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем имеет циркуляционный контур с собственным расширительным баком, в котором специальным циркуляционным насосом перемещается незамерзающая жидкость, передающая теплоту от удаляемого воздуха приточному. Применяют, как правило, незамерзающие жидкости, так как теплоноситель в теплоотдающих теплообменниках обычно остывает до отрицательных температур. Функции тепловосприятия и теплоотдачи распределены между двумя группами калориферов:

- воспринимающих теплоту удаляемого воздуха;
- отдающих теплоту притоку.

Воспринимающих и отдающих теплоту групп калориферов может быть несколько. Это позволяет с помощью одной установки утилизировать теплоту нескольких вытяжных камер и отдавать ее нескольким приточным. Достоинством рассматриваемой системы является также полная аэродинамическая изоляция потоков приточного и удаляемого воздуха, исключающая перетекание части загрязненного вытяжного воздуха в приточный, что нельзя полностью исключить в случае применения вращающихся регенераторов. В одну систему целесообразно объединять группы приточных и вытяжных установок с одинаковым режимом работы и близкими начальными параметрами воздуха в каждой из групп.

Калориферные группы обычно набирают из производимых серийно калориферов. Теплоноситель выбирается по конечной темпе-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ратуре после теплоотдающей группы калориферов. Если эта температура меньше или равна +7°С – следует принимать незамерзающую жидкость, если больше – воду. Незамерзающие жидкости, часто представляют собой водный раствор углеводородного соединения (пропиленгликоль, этиленгликоль и др.) либо водный раствор соли. Недостаток водно-соляных растворов – повышенная коррозионная способность, вынуждающая добавлять в растворы ингибиторы – специальные вещества, замедляющие коррозию. Водные растворы углеводородных соединений обладают большей вязкостью по сравнению с водой, что следует учитывать при выборе циркуляционного насоса.

Принципиальные схемы воздухоприготовления рекуперативными теплообменниками с промежуточным теплоносителем, приведены на рис. 20.3. Как правило, утилизируемого тепла оказывается недостаточно для нагрева приточного воздуха до температуры притока в течение всего отопительного сезона, и воздух в периоды резких похолоданий приходится подогревать дополнительно. Подогрев осуществляют во двумя способами:

1) установкой (рис. 20.3*а–г*) дополнительных калориферов после теплоотдающих поверхностей теплоутилизатора; это решение применимо для всех видов установок теплоутилизации;

2) в системах с промежуточным теплоносителем в периоды похолоданий возможно дополнительно подогревать теплоноситель.

Большее применение находит первый способ подогрева, как более универсальный и обладающий высокой тепловой эффективностью.

Предотвращение обмерзания тепловоспринимающих поверхностей. При низких температурах приточного воздуха на тепловоспринимающей поверхности, омываемой потоком удаляемого воздуха, происходит конденсация водяных паров с образованием льда и инея, которые не только ухудшают тепловосприятие, но и могут закупорить живое сечение для прохода воздуха и остановить работу установки.

Существует несколько способов борьбы с этим нежелательным явлением.

Если кратковременные перерывы в подаче приточного воздуха допустимы, периодически выключают приточную камеру, оттаивание происходит за счет теплоты удаляемого воздуха. При необходимости, процесс оттаивания можно ускорить, дополнительно подогревая удаляемый воздух с помощью калорифера. Конденсат собирают в поддоны и удаляют системой дренажа.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

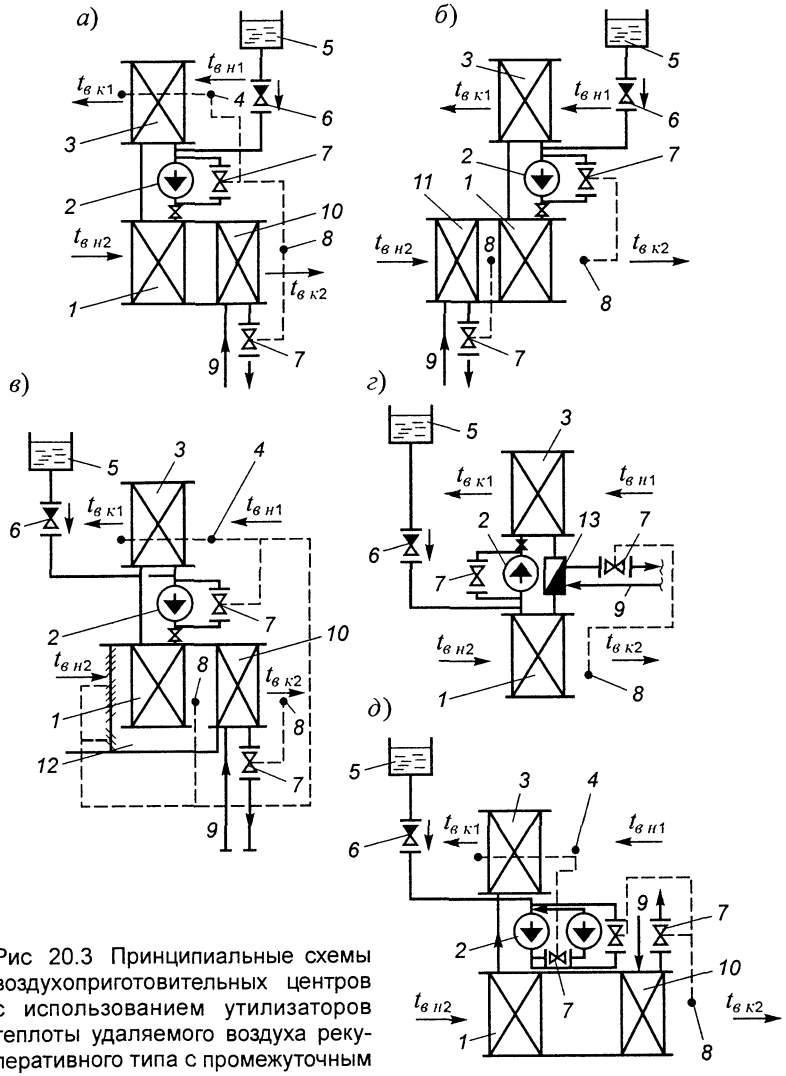


Рис 20.3 Принципиальные схемы воздухоприготовительных центров с использованием утилизаторов теплоты удаляемого воздуха рекуперативного типа с промежуточным теплоносителем

а – с догревом приточного воздуха в воздухонагревателе; *б* – с предварительным подогревом воздуха в воздухонагревателе; *в* – с обводным каналом; *г* – с подогревателем промежуточного теплоносителя, *д* – с двумя рабочими насосами; *1* – теплообменник, установленный в потоке приточного воздуха, *2* – циркуляционный насос промежуточного теплоносителя; *3* – теплобменник, установленный в потоке удаляемого воздуха, *4* – датчик защиты теплообменника *3* от обмерзания, *5* – бак промежуточного теплоносителя, *6* - обратный клапан; *7* – регулирующий клапан, *8* – датчик температуры, *9* – от теплосети, *10* – дополнительный воздухонагреватель; *11* – воздухонагреватель дополнительного подогрева воздуха, *12* – обводной канал, *13* – подогреватель промежуточного теплоносителя

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Если перерывы в подаче притока недопустимы (в помещении имеются местные отсосы), в периоды оттаивания приток пропускают по обводному каналу мимо теплоотдающей части утилизационной установки (рис. 20.2*в*). Процесс утилизации теплоты на время оттаивания прекращается, а воздухонагреватель приточной камеры должен быть подобран на полную расчетную разность температур.

В случае вращающегося регенератора уменьшают частоту вращения ротора. Предотвратить образование инея и льда возможно переходом в периоды похолодания от противоточной к прямоточной схеме движения воздуха в регенераторе (рис. 20.2*г*). В этом случае в регенераторе предусматривают продувочную камеру с переключающимся клапаном (рис. 20.2*д* и *е*). Существуют схемы, предотвращающие образование льда и инея нагревом приточного воздуха выше точки росы в электро- и водовоздушных нагревателях.

В системах с промежуточным теплоносителем (рис. 20.3*а*) при образовании наледи по сигналу датчика перепада давлений 4 периодически сокращается расход воздуха или промежуточного теплоносителя через теплообменник приточного воздуха. В соответствии со схемой (рис. 20.3*б*) приточный воздух предварительно нагревается до некоторой постоянной в течение всего отопительного сезона температуры. В схеме (рис. 20.3*г*) для оттаивания используется подогрев промежуточного теплоносителя от постороннего источника. В схеме (рис. 20.3*д*) защита от обледенения предусматривает увеличение расхода промежуточного теплоносителя в период низких температур включением резервного насоса.

§ 110. Расчет рекуперативной системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем

Рассматривается работа двух теплообменников в «сухом» режиме (рис. 20.4).

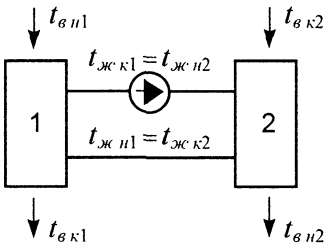


Рис. 20 4 К выводу формул для расчета теплообменников системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Теплообменник *1* воспринимает теплоту удаляемого воздуха $G_{в1}$, теплообменник *2* передает теплоту наружному приточному воздуху. Уравнение баланса обмена теплотой между жидкостью $G_{ж}$ и воздухом в 1-м теплообменнике записывается в виде:

$$G_{в1}c_{в1}(t_{в\,н1} - t_{в\,к1}) = G_{ж}c_{ж}(t_{ж\,н2} - t_{ж\,к2}). \qquad (20.1)$$

Балансовое уравнение для обмена тепловой энергией между воздухом в 1-м и 2-м теплообменниках;

$$G_{в1}c_{в1}(t_{в\,н1} - t_{в\,к1}) = G_{в2}c_{в2}(t_{в\,к2} - t_{в\,н2}). \qquad (20.2)$$

Неизвестными в данной системе уравнений являются

- $t_{в\,к1}$ – температура удаляемого воздуха на выходе из тепловоспринимающего теплообменника;
- $t_{в\,к2}$ – температура подогретого притока на выходе из теплоотдающего теплообменника;
- $t_{ж\,н2}$ – температура промежуточного теплоносителя на входе в теплоотдающий теплообменник;
- $t_{ж\,к2}$ – температура промежуточного теплоносителя на выходе из теплоотдающего теплообменника;

Решая систему уравнений относительно указанных неизвестных, представим решение в виде безразмерных симплексов:

$$\Theta_{t1} = \frac{t_{в\,к1} - t_{в\,н1}}{t_{ж\,к2} - t_{в\,н1}}, \qquad (20.3)$$

$$\Theta_{t2} = \frac{t_{в\,к2} - t_{в\,н2}}{t_{ж\,н2} - t_{в\,н2}}. \qquad (20.4)$$

Приходим к зависимостям, определяющим общие относительные перепады температур для потоков удаляемого $\Theta_{тоб1}$ и приточного $\Theta_{тоб2}$ воздуха:

$$\Theta_{t,об1} = \frac{t_{в\,н1} - t_{в\,к1}}{t_{в\,н1} - t_{в\,к2}} = \frac{1}{\frac{1}{\Theta_{t1}} + \frac{1}{\Theta_{t2}} \cdot \bar{G}_{в1} - W_1}, \qquad (20.5)$$

$$\Theta_{t,об2} = \frac{t_{в\,к2} - t_{в\,н2}}{t_{в\,н1} - t_{в\,н2}} = \frac{1}{\frac{1}{\Theta_{t2}} + \frac{1}{\Theta_{t1}} \cdot \bar{G}_{в2} - W_2}, \qquad (20.6)$$

где $W_1 = G_{в1}c_{в}/(G_{ж}c_{ж})$, $W_2 = G_{в2}c_{в}/(G_{ж}c_{ж})$, $\bar{G}_{в1} = G_{в1}/G_{в2}$, $\bar{G}_{в2} = G_{в2}/G_{в1}$, W – водяные эквиваленты потоков приточного и удаляемого воздуха.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В качестве теплоутилизаторов с промежуточным теплоносителем в системах вентиляции применяют калориферы. Наибольшая эффективность установки имеет место при $W_1 = W_2$. Оптимальное количество циркулирующей жидкости определяется технико-экономическим расчетом. Ориентировочно оно может быть определено по формуле:

$$W_{1,опт} = 0,55 + 0,4\frac{G_{в1}}{G_{в2}} - 0,006(\varphi^{ср}_{в\,н2} - 30), \qquad (20.7)$$

где $\varphi^{ср}_{в\,н2}$ – средняя начальная относительная влажность удаляемого воздуха, %;

откуда

$$G_{ж} = \frac{c_в G_{в1}}{W_{1,опт}}. \qquad (20.8)$$

Расчет состоит из двух этапов:

- определение расходов притока и удаляемого воздуха, вычисление температур $t_{в,к1}$, $t_{в,к2}$ и величины расхода $G_{ж}$;
- подбор калориферов, обеспечивающих выдерживание температур $t_{в,н1}$, $t_{в,н2}$, $t_{в,к1}$, $t_{в,к2}$.

В справочной литературе опубликованы более точные методики расчета, учитывающие конденсацию влаги и обмерзание поверхности оребрения калориферов.

Особенности гидравлического расчета трубопроводов циркуляционного контура. Применяемые в установках утилизации теплоты незамерзающие жидкости (антифризы) имеют повышенную вязкость по сравнению с водой, что приводит к повышенным гидравлическим потерям при их перемещении по трубам. Вязкость антифризов зависит от его температуры и концентрации. На рис. 20.5 представлена графическая зависимость кинематической вязкости и плотности раствора пропиленгликоля от температуры и концентрации. Концентрация водного раствора пропиленгликоля выбирается в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха. Температуру замерзания антифриза рекомендуется принимать не более –20°С. По графику рис. 20.5*а* этой температуре соответствует концентрация 38%. Расчет потерь давления можно производить двумя способами:

- для величины кинематической вязкости и плотности антифриза, определенной, например, по приведенным графикам, вычисляют-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ся коэффициент трения, удельная потеря на трение, потери по длине и в местных сопротивлениях запроектированной сети трубопроводов. В случае использования в расчетах персонального компьютера трудоемкость расчета оказывается приемлемой при наличии соответствующих программ;

• первоначальное гидравлическое сопротивление трубопроводов вычисляется при температуре воды +4°С, что близко к расчетной величине температуры в водопроводных сетях; полученное значение гидравлических потерь умножается на величину поправочного коэффициента, определенного по графикам (рис. 20.6), которые позволяют получить поправку на потерю давления K_H и мощность электродвигателя K_N, рассчитанные для чистой воды.

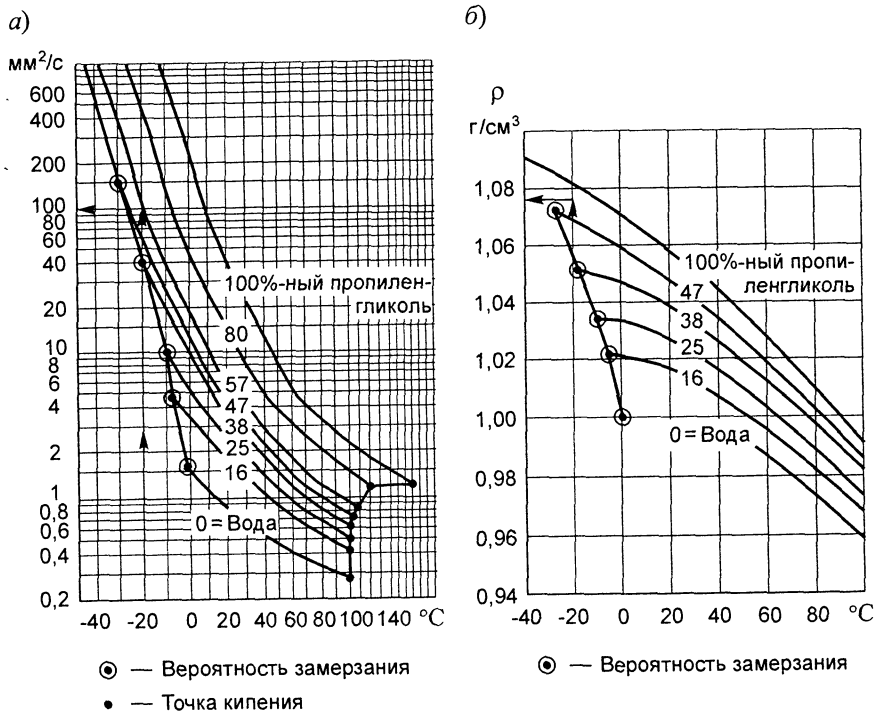


Рис 20.5. Физические показатели водного раствора антифриза в зависимости от его концентрации и температуры

а – кинематическая вязкость, *б* – массовая плотность

На графиках стрелками показан пример нахождения физических показателей для водного раствора концентрацией 57% и температурой (–20°С)

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

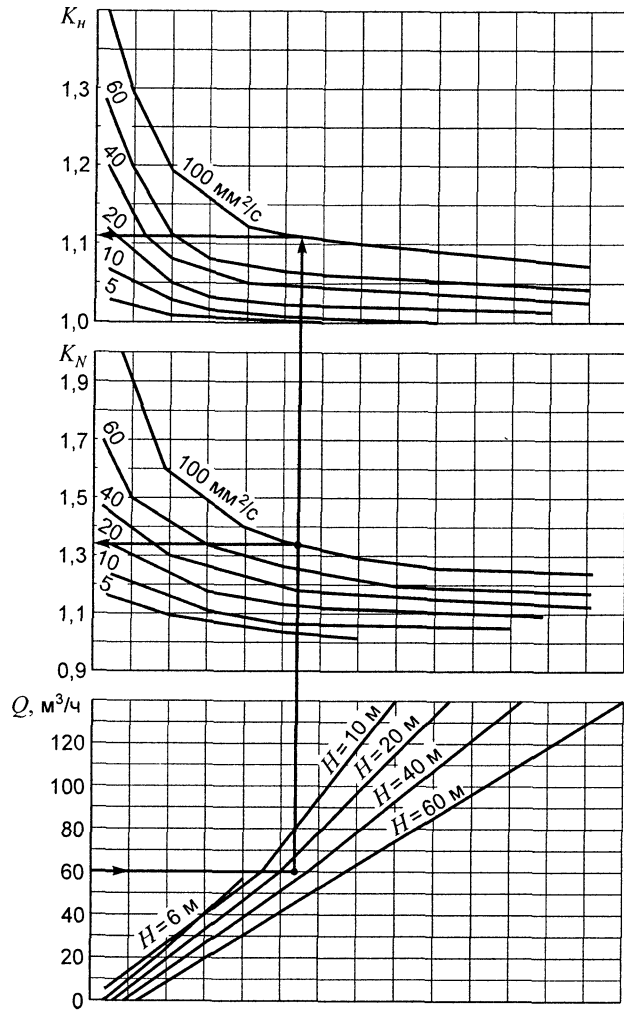


Рис 20.6. Графики для нахождения поправочных коэффициентов возрастания требуемого давления насоса $K_н$ и мощности приводного электродвигателя насоса K_N при перекачке по гидравлической системе антифриза по сравнению с перекачкой воды одинакового с антифризом расхода $Q_w = Q_{аф}$. Стрелками на графике показан пример для технологического холодоснабжения антифризом концентрации 57% и температуры (–20°С). Расход воды в первоначальных расчетах Q_w = 60 м³/ч и требуемый напор насоса 30 м вод ст

Существует программа расчета теплоутилизационной установки, разработанная МНИИТЭП.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§111. Восстановительная вентиляция

В системах традиционной вентиляции загрязненный воздух после очистки и частичной утилизации его теплоты удаляется в атмосферу. При этом безвозвратно теряются большие количества тепла. Возврат в помещение очищенного до концентраций меньших ПДК воздуха, удаляемого местными и общеобменными вытяжными вентиляционными установками, называется «восстановительной вентиляцией». Возвращаемый воздух поступает в помещение практически с прежней температурой, экономя теплоту. Восстановительная вентиляция устраивается на космических кораблях, подводных лодках и в спецсооружениях.

Экономические реалии настоящего времени заставляют все в большей степени и более применять технологии восстановительной вентиляции как в промышленных, так и гражданских зданиях, что позволяет ограничить приток наружного воздуха объемом, определяемом санитарными нормами, и, тем самым, экономить значительные количества теплоты.

В промышленных зданиях получила применение глубокая очистка воздуха, удаляемого через местные отсосы от пыли. На рис. 20.7 представлена принципиальная схема очистительного агрегата для улавливания сварочных аэрозолей. Загрязненный воздух принимает местный отсос, соединенным гибким шлангом с очистительным устройством. Вентилятор, встроенный в очистительный агрегат, подает загрязненный воздух в фильтр грубой очистки 2, который улавливает крупные частицы окислов металла и пыли размером более 5–1 мкм. Более мелкие частицы поступают камеру с коронирующими электродами *3* и *6*, получающими питание от источника постоянного тока. Источник высокого напряжения, присоединяемый к однофазной сети переменного тока напряжением 220, вырабатывает постоянный ток напряжением 8 кВ и 4 кВ. Напряжение 8 кВ подается на вертикальные электроды *3* и *6*, первой и второй ступеней тонкой очистки. Проходя вблизи вертикальных электродов *3* и *6*, частицы пыли получают положительный электрический заряд и далее поступают в осадительные камеры первой *5* и второй *7* ступеней очистки. В осадительных камерах находятся пластины, к которым, через одну, от источника *4* подведено напряжение в 4 кВ с положительным зарядом. Пластины, не получающие напряжение, заземлены и имеют отрицательный заряд. На них и происходит осаждение положительно заря-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

женных частиц пыли. В первой осадительной камере *5* оседают частицы размером до 1–0,5 мкм. На пластинах второй осадительной камеры *7* оседают положительно заряженные частицы размером до 0,3 мкм. Проведенные испытания аппаратов очистки воздуха, удаляемого от постов электросварки, показали, что они позволяют поддерживать в рабочей зоне цеха концентрацию сварочного аэрозоля меньшую ПДК.

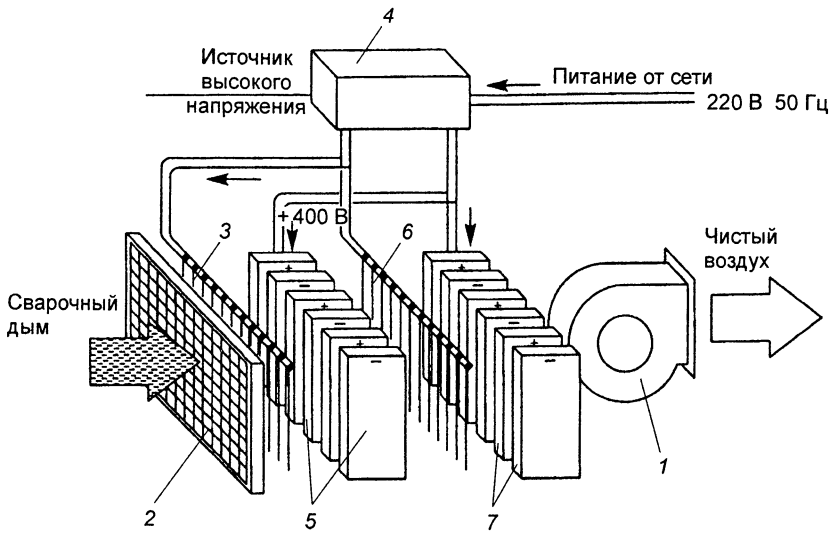


Рис 20.7. Принципиальная схема системы очистки вытяжного воздуха, удаляемого от мест сварки

1 – вентилятор, *2* – фильтр грубой очистки; *3* и *6* – камера с коронирующими электродами электрофильтра, *4* – источник напряжения, вырабатывающий электроток 4 кВ и 8 кВ, *5* – осадительная камера 1-ой ступени очистки, *7* – осадительная камера 2-ой ступени очистки

Для очистки воздуха, удаляемого местными отсосами, от заточных, шлифовальных и им подобных станков применяются вентиляционные пылеулавливающие агрегаты ПА2-12МА и ПА 218, позволяющие возвращать очищенный воздух в помещение.

Агрегат ПА2-12МА (рис. 20.8) предназначен для улавливания пыли и мелкой стружки, образующихся при обработке металлических изделий абразивным инструментом на заточных и шлифовальных станках. В нем осуществляется 2-х ступенчатая очистка отсасываемого воздуха. Первая ступень – сухой циклон, вторая –

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тканевый рукавный фильтр. Имеет радиальный вентилятор с глушителем шума. Рукава фильтра – двухслойные, периодически встряхиваются от осевшей пыли специальным механизмом. Уловленная циклоном и фильтром пыль, поступает в специальный ящик для пыли. Агрегат работает в режиме полной рециркуляции, устанавливается рядом с обслуживаемым станком, производительность – 700 м^3/ч.

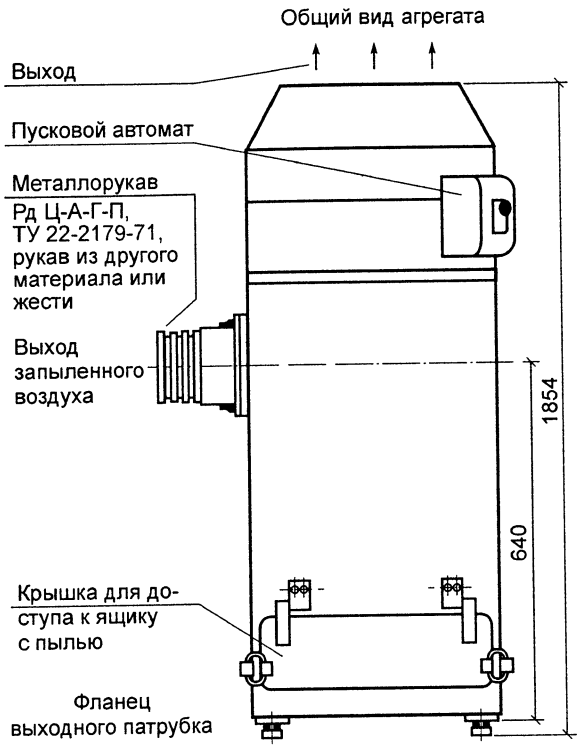


Рис. 20.8. Вентиляционный пылеулавливающий агрегат ПА2-12МА

Пылеулавливающий агрегат ПА 218 (рис. 20.9) (производительность 800 м^3/ч. и разрежение 1900 Па) имеет модификацию ПА 218Б, с большей производительностью (950 м^3/ч.) и разрежением (3300 Па). Очистка воздуха от пыли производится в циклоне. К радиальному вентилятору присоединен шумоглушитель. Особенность агрегата состоит в возможности устройства дополнительной ступени очистки путем установки на выхлопном патрубке небольшого рукавного фильтра.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

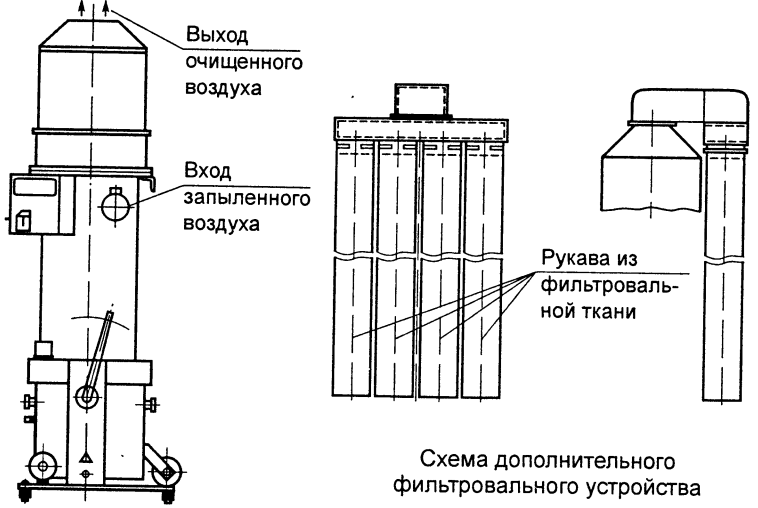


Рис 20.9. Вентиляционный пылеулавливающий агрегат ПА 218

Для административных зданий, в которых разрешено курение, разработан аппарат для очистки воздуха помещений (рис. 20.10) от табачного дыма и запахов. Эти агрегаты позволят снизить расчетный воздухообмен в помещениях до санитарных норм. Из помещения воздух засасывается через декоративную решетку *1* и последовательно проходят очистку в фильтре грубой очистки *2* и двухступенчатом электрическом фильтре *3*. Питание электрофильтров током высокого напряжения – от источника *4*, подключенного к сети однофазного тока напряжением в 220 В. Четвертая заключительная ступень очистки *5*, конструктивно выполнена в форме кассет, заполненных полотнами из ткани с угольными волокнами. Испытания показали, что фильтр *5* улавливает: табачный дым, запах пота, окислы серы и даже болезнетворные бактерии (например, бактерии гриппа). Легкие отрицательные ионы, которыми насыщается воздух, придают ему свежесть наружной атмосферы.

Воздух через очистительный агрегат перемещается двумя радиальными вентиляторами двухстороннего всасывания *11* с однофазными малошумными электродвигателями *12*. При открывании дверцы *8* выключатели *7* прекращают подачу тока высокого напряжения к электрофильтрам *3*. Имеется сигнализация, предупреждающая о необходимости очистки электрофильтра от пыли.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

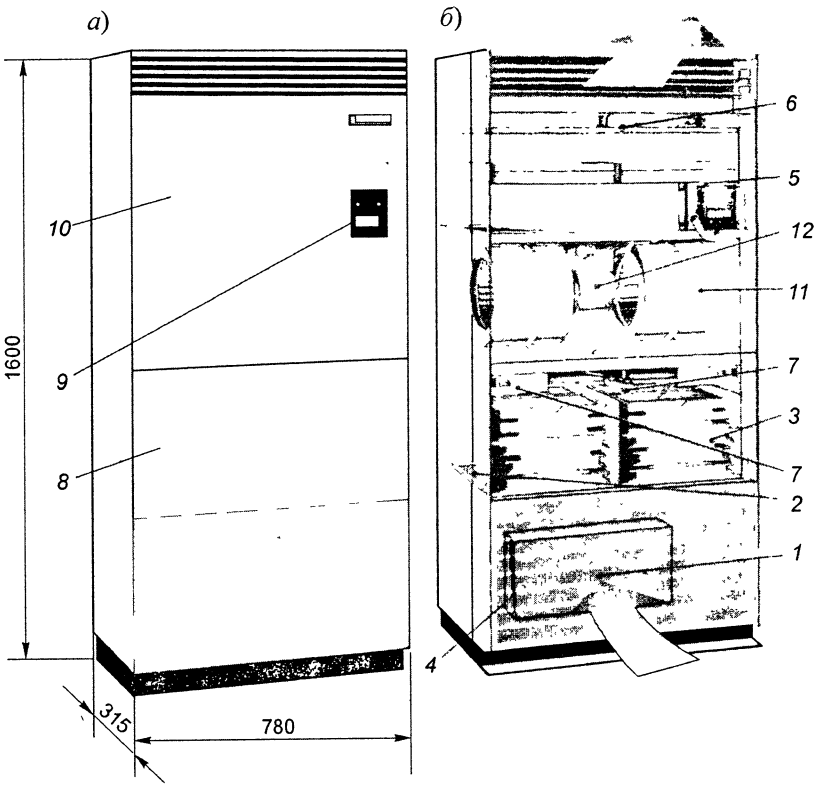


Рис. 20.10. Агрегат тонкой очистки воздуха в помещениях в помещениях общественных зданий

а – внешний вид; *б* – конструктивная схема

1 – декоративная решетка, *2* – фильтр грубой очистки; *3* – двухступенчатый электрофильтр, *4* – источник высокого напряжения; *5* – кассеты, заполненные полотнами из ткани с угольными волокнами (последняя ступень очистки); *6* и *7* – выключатели, прекращающие подачу питания при открывании дверцы 8, *8* – дверца доступа к устройствам агрегата для очистки воздуха; *9* – сигнальные лампочки, кнопки управления; *10* – съемная панель; *11* – всасывающий патрубок; *12* – однофазные малошумные электродвигатели

Фильтр грубой очистки *2* промывается по мере его запыления, что устанавливается опытом эксплуатации в конкретных условиях (обычно раз в месяц). Регенерацию фильтра сорбционной очистки *5* производят путем заполнения кассет новыми полотнами из угольной ткани (обычно через 3–4 месяца применения). Описанный агрегат потребляет 180 Вт и весит 90 кг.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 21

ПУСКОНАЛАДОЧНЫЕ РАБОТЫ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

§112. 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 приемки вновь смонтированных систем испытания поводят 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.

Обкатка должна подтвердить работоспособность смонтированных систем, отсутствие в них дефектов. Проводится визуальный осмотр воздуховодов, проверяется соответствие смонтированных систем запроектированным. При обкатке вентиляторных агрегатов подлежат проверке 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, которые могут производиться либо соответствующим отделом фирмы, производившей проектные и монтажные работы, либо могут быть переданы специализированной организации.

Технические испытания подразделяются на *обычные и испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха в помещении* в течение года. Обычными испытаниями выявляют соответствие фак-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

тических параметров работы систем проектным показателям: фактическую тепловую производительность калориферов, ее соответствие проектным данным, обеспечение системами притока и вытяжки в обслуживаемые помещения в соответствии с проектом. Испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха в помещении определяют способность смонтированных систем обеспечивать расчетные параметры воздушной среды в обслуживаемых помещениях в пределах всего расчетного диапазона температур наружного воздуха. Обычные испытания проводят всегда перед сдачей систем в эксплуатацию. Испытания на обеспечение расчетных 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 расчетных 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.

Испытания вентиляционного агрегата заключаются в определении величины подачи, полного давления и частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

Подача вентилятора – расход перемещаемого воздуха – определяется как средняя величина расходов на всасывании и нагнетании.

$$L_{ср} = \frac{L_{вс} + L_{наг}}{2}. \qquad (21.1)$$

Для определения *расхода воздуха* в воздуховоде выбирают прямой участок постоянного сечения, отстоящий от ближайшего местного сопротивления на расстоянии не менее 8-ми калибров от ближайшего местного сопротивления.

Полное давление, развиваемое вентилятором, определяется как разность полных давлений после вентилятора (нагнетание) и до вентилятора (всасывание):

$$p_п = p_{п\,наг} - p_{п.всас}. \qquad (21.2)$$

Частота вращения электродвигателей и рабочего колеса вентилятора определяют тахометром.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

При испытании *калориферов* определяют их действительную тепловую мощность, расход нагреваемого воздуха, разность температур воздуха до и после калорифера и его аэродинамическое сопротивление.

Действительная тепловая производительность калориферов по результатам натурных испытаний определяется по формулам:

$$Q' = c_в G(t_к - t_н), \qquad (21.3)$$

$$Q = 0{,}278Q',$$

где Q' – теплопроизводительность калорифера, кДж/ч; Q – то же, Вт; G – массовый расход воздуха, кг/ч; $c_в$ – удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $t_к$ – температура воздуха, выходящего из калорифера, °С; $t_н$ – температура воздуха (холодного) перед калорифером, °С.

Аэродинамическое сопротивление калорифера определяется как разность статических давлений до и после калорифера.

При испытании *фильтров* и *пылеуловителей* определяется расход очищаемого воздуха, эффективность и аэродинамическое сопротивление, а также *фактическую воздушную нагрузку* на единицу площади фильтрующей поверхности.

Фактическая удельная нагрузка $L_{уд}^{факт}$, м^3/ч на 1 м^2, равна:

$$L_{уд}^{факт} = \frac{L_{очищ}}{A_{фильтр}}, \qquad (21.4)$$

где $L_{очищ}$ – расход очищаемого от пыли воздуха, м^3/ч; $A_{фильтр}$ – площадь фильтрующей поверхности, м^2.

Эффективность E, %, равна процентному отношению разности концентраций частиц до $C_н$ и после фильтра $C_к$ к концентрации частиц до фильтра, мг/м^3:

$$E = \frac{C_н - C_к}{C_н} \cdot 100, \qquad (21.5)$$

Плотность смонтированной сети воздуховодов можно проверить 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.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Выполненные замеры часто свидетельствуют, что фактические параметры работы вентиляционных установок в той или иной степени не соответствуют проектным. Характерным является несоответствие величин объемов 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 расчетах по подбору диаметров воздуховодов;
- несоответствия аэродинамических характеристик оборудования вентиляционных камер, приведенным в каталоге;
- в случае расчета систем при помощи компьютера причиной ошибок может быть применение некорректно составленных программ.

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 воздуховодов. Во втором случае перед регулировочными работами необходимо обеспечить равенство фактической подачи расчетной. Это можно сделать путем замены вентиляционного агрегата или увеличением частоты вращения рабочего колеса смонтированного вентилятора. Если вентагрегат имеет клиноременную 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. 21.1) определяют следующим образом:

1) определяются фактические расход $L_{факт}$ и потеря давления в сети $\Delta p_{факт}$;

2) по фактическим расходу и потере давления вычисляется характеристика сопротивления сети $K_{i\ факт}$ как

$$K_{i,\ факт} = \Delta p_{факт} / L^2_{факт}. \qquad (21.6)$$

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

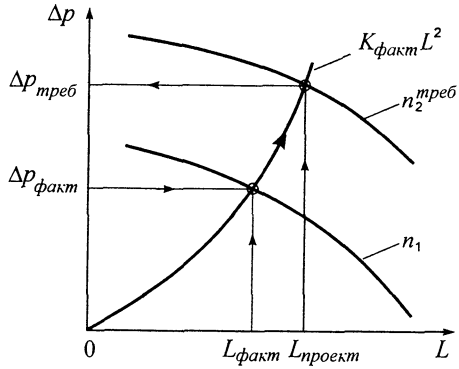


Рис 21.1. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения проектной подачи в условиях $L_{проект} > L_{факт}$

В этом случае фактическая зависимость давления от расхода описывается выражением:

$$\Delta p = K_{i,\,факт} L^2; \qquad (21.7)$$

1) подставив в формулу (21.7) величину проектного расхода $L_{проект}$ получим величину давления, которое должен обеспечить вентилятор, чтобы по смонтированной сети воздуховодов перемещалось проектное количество воздуха:

$$\Delta p_{треб} = K_{i,\,факт} L^2_{проект}; \qquad (21.8)$$

2) на характеристику вентилятора наносят точку с координатами $L_{проект}$ и $\Delta p_{треб}$, которая позволит определить требуемую частоту вращения.

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

В графической форме изложенный выше расчет представлен на рис. 21.2.

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

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

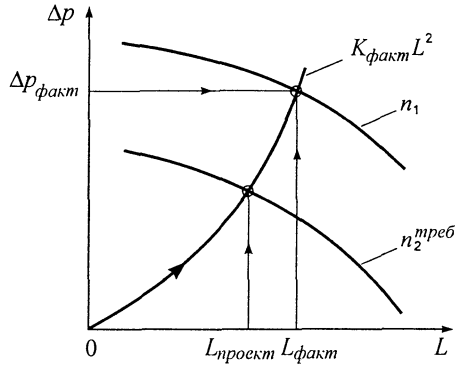


Рис 21.2. К определению требуемой частоты вращения рабочего колеса вентилятора для достижения проектной подачи в условиях $L_{проект} < L_{факт}$

Если вентагрегат выполнен в исполнении 1 изменение частоты вращения возможно осуществить с помощью достаточно дорогого тиристорного регулятора, что может сделать нерентабельным качественное регулирование. В этом случае применяют *количественное регулирование*, которое состоит в приведении фактической характеристики сети воздуховодов к проектной путем увеличения сопротивления ответвлений сети с помощью диафрагм, устанавливаемых на ответвлениях сети воздуховодов, в местах, указываемых на рабочих чертежах. Если такие места не предусмотрены, установка производится в фланцевые соединения между двумя прокладками. Обычная диафрагма выполняется из куска листовой стали, форма которого аналогична поперечному сечению воздуховода. В центре листа имеется отверстие определенного диаметра, который и определяет величину аэродинамического сопротивления. 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 запыленный воздух или дисперсный материал, регулирование аэродинамических сопротивлений производится *конусными* диафрагмами. Подбор диафрагм можно производить по данным, имеющимся в справочной литературе, либо с помощью специальных компьютерных программ.

Испытания на обеспечение расчетных параметров воздуха в помещении производятся после обычных технических испытаний и

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

пусконаладочных работ, позволяющих обеспечить расчетные 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 запыленности и загазованности приточного воздуха и концентрации вредных веществ в выбрасываемом в атмосферу воздуха.

Проверка эффективности вентиляции должна проводиться как в теплое, так и в холодное время года. Если состояние воздушной среды остается неудовлетворительным, – это означает, что проект выполнен с серьезными ошибками. По результатам испытаний проводится повторное проектирование с внесением необходимых изменений в смонтированную систему вентиляции.

Испытания *аэрации* проводятся при составлении воздушного, теплового балансов помещения или для определения поступления в воздух вредных веществ. Расход воздуха, кг/ч, через проем определяется как

$$L = 3600 v_{ср} A_{проема},$$

где $v_{ср}$ – средняя скорость воздуха в рабочем проеме, м/с; $A_{проема}$ – площадь открытого проема, м^2.

Скорость воздуха в проемах аэрационного фонаря или оконных проемах фрамуг измеряются крыльчатыми или электроанемометрами в нескольких точках с последующим осреднением. Если по каким-то причинам средняя скорость не может быть определена, ограничиваются определением скорости в центре фрамуг. Составленные балансы позволяют судить об эффективности вентиляционных систем и, в ряде случаев, уточнить фактическое поступление вредных веществ в воздух помещения.

§113. Приборы технического контроля работы систем вентиляции

В настоящее время промышленность выпускает совершенные приборы для измерения параметров воздуха: температуры, относительной влажности и скорости воздуха. Действующими нормами предусмотрено использование в испытаниях вентиляционных систем термометров, психрометров, анемометров, приемников полного давления и комбинированных приемников для измерения статического,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

динамического и полного давления. Эти приборы применяются также в научно-исследовательской практике.

Примерами современных электронных измерительных приборов являются и отечественный прибор **«МД1-2000»** и серия приборов **TASTO.**

Измеритель скорости и перепада давления «МД1-2000» предназначен для измерения давлений и скорости воздуха при наладке вентиляционных систем (рис. 21.3).

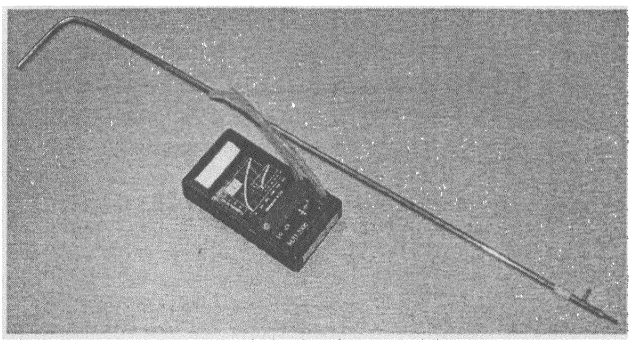


Рис. 21.3. Измеритель скорости и перепада давления в воздуховодах «МД1-2000»

Прибор состоит из миниатюрного полупроводникового дифференциального датчика давления, согласующего усилителя, цифрового вольтметра, трубки Пито–Прандтля. Результаты измерения, Па, высвечиваются на экране. Индикация результатов измерения – цифровая. Коэффициент усиления и смещения нуля – корректируются с помощью подстроечных регуляторов на передней панели. Прибор прост и удобен в пользовании.

Параметры прибора:

– диапазон измерения давления, Па	0–2000
– погрешность измерения, Па	не более 5
– диапазон измерения скорости потока, м/с	2–50
– погрешность измерения скорости потока, м/с	0,25
– электропитание – один элемент «+9 В» или аналогичный	
– размеры, мм	125×70×25 мм

Широкое применения для измерения скорости, температуры, относительной влажности получили электронные приборы (рис. 21.4).

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru



Рис. 21.4. Измерители скорости, температуры и относительной влажности воздуха серии TASTO

Кроме электронных применяют и традиционные измерительные приборы.

Температуру измеряют *ртутными* или *спиртовыми термометрами* и *термопарами*. В исследовательских работах применяют термометры с ценой деления шкалы 0,1°С, для технических измерений – 0,5 или 1,0°С.

Относительная влажность воздуха измеряется также *аспирационными психрометрами* (психрометр Ассмана) (рис. 21.5). Психрометр состоит из двух термометров: сухого и мокрого, ртутные шарики которых заключены в двойные трубчатые гильзы для защиты от теплового облучения. Ртутные шарики термометров обдувают потоком воздуха со скоростью, превышающей 4 м/с, что способствует более точному определению температуры мокрого термометра. Вентилятор с пружинным или электрическим приводом вентилятора смонтирован в верхней части прибора. Отсос воздуха производится через трубку, присоединенную к вентилятору. На шарик мокрого термометра одевается чехол из батиста или иной тонкой ткани, который смачивается водой перед измерениями, после чего включается вентилятор. Применение «толстой» ткани для изготовления чехлов не допускается, так как это приводит к значительным погрешностям

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

в измерениях. Показания сухого и мокрого термометров снимают при наступлении стационарного теплового режима обеих термометров, во время которого температуры сухого и мокрого термометров не изменяются.

Нормативными документами обстановка теплового комфорта оценивается *результирующей температурой помещения*, которая является комплексным показателем совместного действия на человека радиционной температуры помещения и температуры воздуха помещения. Результирующая температура измеряется с помощью *шарового термометра,* описание которого было дано в главе I.

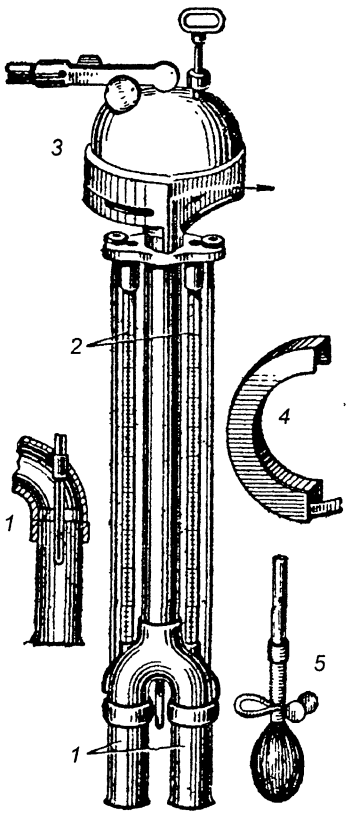


Рис 21.5. Аспирационный психрометр

1 – металлические гильзы, в которых находятся шарики термометров, *2* – термометры, *3* – вентилятор, *4* – предохранитель от ветра для замеров влажности наружного воздуха, *5* – пипетка для смачивания мокрого термометра

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Скорость движения в помещениях, в плоскости приточных и вытяжных решеток, в открытых проемах окон, ворот и аэрационно-световых фонарей измеряются анемометрами: *крыльчатыми* и *чашечными*, (рис. 21.6). Традиционный анемометр состоит из крыльчатки, вращаемой воздушным потоком и счетчика числа оборотов с циферблатом, стрелки которого показывают количество оборотов. Крыльчатый анемометр служит для измерения скоростей воздушных потоков в пределах от 0,5 до 1 м/с, так как крыльчатка имеет плоские лопасти, выполненные из алюминиевой фольги. Скорость воздушного потока определяется по частоте вращения крыльчатки (об/мин) с помощью тарировочного графика. Частота вращения определяется по разности показаний счетчика за определенный промежуток времени (обычно за 100 с). Скорости воздушного потока в пределах от 1 до 20 м/с измеряют чашечными анемометрами, крыльчатка которых хотя и более инерционна, но обладает большей прочностью.

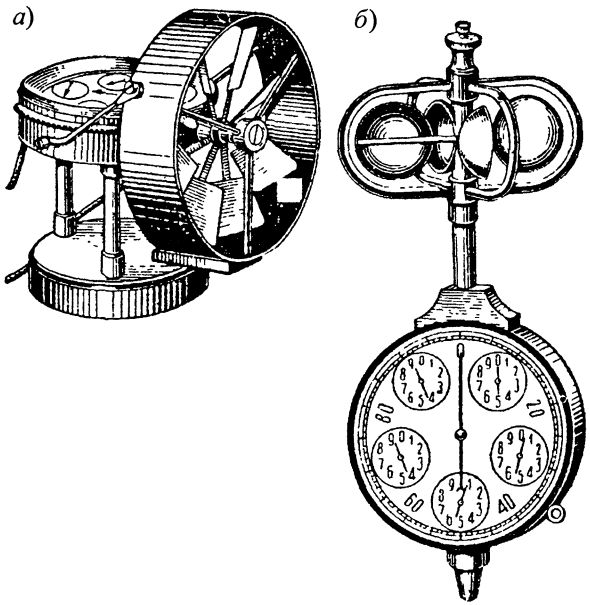


Рис. 21.6. Анемометры
а – крыльчатый, *б* – чашечный

Давления в воздуховодах измеряют микроманометрами. Для отбора давления применяют приемники давления, размеры которых определены ГОСТ.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ГОСТом устанавливаются точки в поперечном сечении воздуховодов, в которых надлежит производить измерения (рис. 21.7).

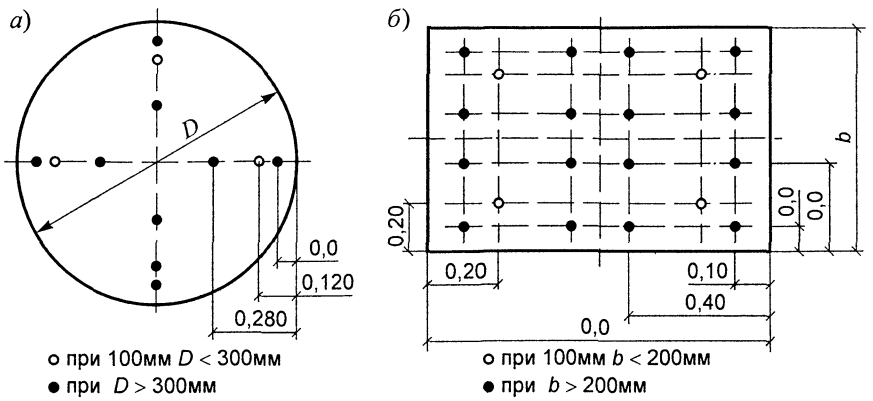


Рис 21 7. Координаты точек измерения давлений и скоростей воздуха в воздуховодах цилиндрического (*а*) и прямоугольного (*б*) сечений

Комбинированный приемник давления является частью пневмометрической трубки (рис. 21.3), соединяемой с микроманометром резиновыми шлангами. Комбинированные приемники давления известны как пневмометрические трубки или трубки Пито. Их изготавливают различной формы.

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, (рис. 21.8) относящийся к жидкостным микроманометрам чашечного типа. Микроманометр состоит из резервуара и стеклянной трубки, которая может устанавливаться под различными углами к горизонту. В чашечных микроманометрах площадь зеркала жидкости в резервуаре превышает площадь поперечного сечения стеклянной трубки в 300–400 раз. При поступлении жидкости в капилляр уровень жидкости в резервуаре практически не изменяется и давление определяется высотой столба жидкости в капилляре. Для увеличения диапазона измеряемых давлений и получения приемлемой точности капилляр устанавливают под различными фиксированными

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

углами к горизонту. На планке, поддерживающей стеклянный капилляр, имеются отверстия, соответствующие значениям постоянной прибора: 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.

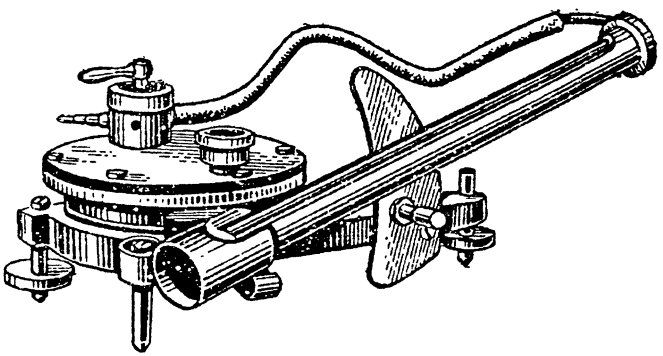


Рис 21.8. Микроманометр ММН

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

$$P_{действ} = (H_{изм} - H_0)K,$$

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

§114. 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

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

цеха. Он должен следить за своевременным ремонтом оборудования, сроками и качеством очистки фильтров, воздуховодов, 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 учета факторов, определяющих сложность ремонта и эксплуатации, каждой установке присваивается категория сложности ремонта, определяемая числом ремонтных единиц или каким-либо иным подобным показателем. С учетом 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.

Персонал, эксплуатирующий вентиляционные установки на промышленных предприятиях, должен быть снабжен специальной инструкцией, где приводятся сведения о специфике работы в цехе,

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

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 должны указания по ее эксплуатации (степень открытия фрамуг, режим их открывания в летний, переходный и зимний периоды и т.д.).

Для каждой вентиляционной установки ведется журнал эксплуатации. В журнал заносятся данные о режиме ее работы, о дефектах в ней и жалобах со стороны работающих в цехе. Ответственность за состояние, и нормальное использование вентиляционных установок в цехе несет 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 определенного вида работ. Например, нагрев корпуса подшипников вентиляторов проверяется ежедневно, раз в неделю проверяется состояние приводных ремней, степень вибрации, пополняется смазка через масленки в корпусе подшипников. Существуют также укрупненные нормы времени в часах на осмотр, ремонт, чистку и технические испытания после проведения ремонтных работ.

§115. Применение персональных компьютеров в практике проектирования вентиляции

Хорошее владение компьютером является необходимым условием успешной работы современного инженера. Причинами возрастающей компьютеризации проектных работ являются уменьшение сроков выполнения проектов и усложнение расчетов. Некоторые нормативные документы предлагают проектировщику расчеты, в недавнем прошлом выполнявшиеся вычислительными центрами отраслевых научно-исследовательских институтов. Технический прогресс внес существенные поправки в процесс проектирования. В проектных организациях нет копировщиц, занимавшиеся ранее переводом чертежей с ватмана на кальку, машбюро, в которых с рукописи перепечатывались пояснительные записки и иная техническая документация.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Теперь эти функции выполняет проектант. Вычерченные им с помощью AutoCAD чертежи, выполненные в Excel и MathCAD расчеты, напечатанная инженером с помощью Word пояснительная записка к проекту, часто в электронной форме, передаются заказчику по электронной почте или на электронном носителе информации.

При эксплуатации систем необходимая документация все в большем объеме хранится в электронном виде, в компьютере находится необходимая база данных по состоянию вентиляционного оборудования, выполненным ремонтным работам и т.д.

Формат Word фактически стал общепризнанным стандартом оформления технической документации, а это требует не только хорошего знания программы, но и умения работать с ней, в частности, набирать текст и расчетные формулы на клавиатуре со скоростью профессиональной машинистки.

В памяти компьютера хранят заготовленные впрок штампы к чертежам, таблицы титульных листов проектов, заготовки иных документов, которые лишь заполняются или дополняются применительно к конкретно выполненной работе. Наличие подобных заготовок позволяет значительно сократить сроки оформления документации.

Вычисления большей частью выполняют с помощью микрокалькуляторов. Но бóльшими возможностями обладают электронные таблицы Excel и специальные математические пакеты программ (Mathemanika, MathCAD, MatLAB, Maple и другие), имеющие в своем составе раздел численных вычислений, возможности которых существенно превышают возможности микрокалькуляторов.

Наиболее приближенным к программе Word является пакет математических программ MathCAD. Работая в текстовом редакторе Word, можно, при необходимости вызывать эту программу и выполнять в рамках «окна MathCAD» необходимые вычисления. Формулы в MathCAD набираются как с клавиатуры, так и с помощью специальной панели, выполненной по типу панели подпрограммы Word – Equation 3.0. С помощью специальных команд MathCAD решает системы линейных уравнений, к которым относится система уравнений воздушно-теплового баланса, квадратичные уравнения обратной задачи расчета аэрации. Упрощение уравнений производится командой simplify (или expand), решение командой solve. Русифицированная программа MathCAD позволяет печатать комментарии к расчетам на русском языке и затем переносить его в основной текст документа через буфер обмена.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Инженерные расчеты систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха удобно производить в среде электронных таблиц Excel.

Таблицы Excel имеют встроенный пакет функций. В совокупности, встроенные функции представляют собой своеобразный язык программирования, позволяющий составлять достаточно сложные программы практически по всем видам инженерных расчетов вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха. Привлекательная особеннность встроенных функций состоит в том, что для написания с их помощью программ не требуется изучать какой-либо язык программирования, достаточно знать только алгоритм расчета.

По таблицам Excel имеется многочисленная литература, но, тем не менее, основным источником информации является справочная система электронных таблиц. Наиболее полно, хотя и не вся, переведенная на русский язык справочная система представлена в пакете программ Office-97. В более поздних версиях пакета Office объем переведенной на русский язык справки существенно меньше.

Функции Excel – «Подбор параметра» и «Поиск решения» позволяют вычислять корни алгебраических и трансцендентных уравнений, решать системы линейных уравнений воздушно-тепловых балансов, выполнять численнное интегрирование, операции над матрицами и многое другое.

В электронных таблицах Excel нет функции, позволяющей многократно выполнять расчеты в циклическом режиме над программой или ее частью, отсутствует оператор перехода. Расчет проводится в той последовательности, в которой в ячейки введены формулы. Работающие циклическом режиме функции «Поиск решения» и «Подбор параметра» позволяют решать только единичные уравнения, поэтому система уравнений приводятся к одному уравнению, левая часть которого и записывается в одну из ячеек. В случае более сложных случаев программирования приходится прибегать к встроенному в таблицы языку программирования VBA. В Office включена переработанная среда разработки программ Microsoft Visual Basic, получившая название Visual Basic for Application (VBA).

В последнее время получило распространение мнение о необязательности для инженера умения программировать самостоятельно хотя бы на одном из языков программирования. По вопросу, какой язык следует изучать, также нет единого мнения. Часто рекомендуются достаточно сложные для изучения и трудоемкие для записи программ языки Pascal, C, C++.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

В проектной работе обычно используются пакет MS Office. Рядовой пользователь применяет в работе незначительную часть возможностей пакета, что не позволяет выполнять работу достаточно быстро. Использовать их в большей мере позволяет знание языка VBA, фактически состоящего из языка QuickBasic и достаточно специфических операторов объектно-ориентированного программирования, важное место среди которых занимают операторы для работы с ячейками таблиц Excel. Обе составляющие язык VBA компоненты значительно разнятся между собой и требуют самостоятельно изучения. И все же, VBA и QuickBasic – относительно легкие языки программирования. VBA и Visual Basic проще других языков позволяет создавать программы практически всех научных и проектных задач вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха и вообще встречающихся в среде Windows.

Знание традиционно изучаемого в ВУЗах Fortran'а необходимо потому, что на этом языке написано большое количество программ, не потерявших своего значения и до настоящего времени, он обладает преемственностью. Современные версии Fortran'а позволяют использовать программы, составленные много лет тому назад. Расчетные программы на этом языке также могут быть составлены достаточно просто. Этот язык позволяет составлять программы для некоторых пакетов математических программ и AutoCAD.

Для черчения традиционно используется программа AutoCAD. Популярны AutoCAD 2000, 2002, 2004, 2005 по которым имеются подробные руководства. На базе AutoCAD разработано большое количество специализированных программ, в том числе и для вентиляции. Программа для вычерчивания вентиляционных систем разработана фирмой «Компас», элементы вентиляционных систем содержатся в программе Autodesk Architektural Desktop 3.3. На коммерческой основе распространяется программа MagicCAD HPV, автоматически вычерчивающая и подбирающая диаметры воздуховодов. С ее помощью не только наносятся на планы сети воздуховодов, но и вычерчиваются автоматически трехмерные аксонометрические схемы. Для проектирования внутренних инженерных коммуникаций: отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, водоснабжения и канализации, электрики предназначена программа Building System 2004.

AutoCAD изменил роль архива, выполняющего теперь не только функцию сохранения результатов ранее выполненной работы, но и ставшего фактором, способствующим повышению производитель-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ности труда. Переделать строительные чертежи ранее выполненного сходного проекта бывает более просто и быстрее, нежели вычерчивать новые. Наиболее эффективен этот прием для промышленных зданий, планировочные решения которых часто не отличаются разнообразием.

Из ранее выполненных проектов вентиляции гражданских и производственных зданий можно также заимствовать отдельные элементы. В частности, генератор принципиальных схем Building System 2004 обеспечивает возможность импорта отдельных элементов систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха из существующих проектов в библиотеку символов программы с последующим их применением в проектировании.

Автоматизированный расчет вентиляционных систем применялся в проектных организациях и до появления персональных компьютеров. Использовались машины БЭСМ, серии ЕС и др. Проектными и научно-исследовательскими организациями Москвы, С-Петербурга, Киева, Новосибирска была разработана программная система «Воздухораспределение», реализованная в ОС ЕС ЭВМ. В настоящее время существует и применяется в практике проектирования сертифицированный пакет программ «ИНЖ-ТВ» (Сертификат соответствия №РОСС.RU.СП11.Н00175 Росстандарта России), позволяющий рассчитывать системы отопления, вентиляции, дымоудаления, шумопоглощения, а также выполнять расчеты раздела проекта «Энергетический паспорт». Существуют и другие программы такого рода.

Хотя Windows (98, 2000, XP) имеют собственную систему управления дисками и программами, дополнительная установка файлового менеджера: русифицированного Windows Commander 5.11 или какого-либо иного, не бывает лишней. Ряд операций, например копирование файлов, проще выполнить с помощью файлового менеджера или клавишами.

Существует много программ, облегчающих работу в Word. Если при работе приходится часто переходить с кириллицы на латинский шрифт и наоборот (при вписывании формул), полезной окажется программа Punto Switcher. Она автоматически производит перевод клавиатуры, если в режиме латиницы начать печатать русский текст и наоборот.

Требования к конфигурации и аппаратному ресурсу компьютера. Для успешного выполнения проектных работ достаточны машины класса Pentium III и выше. Тактовая частота микропроцессора от 800 МГц, емкость жесткого диска от 40 Гб, оперативная па-

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

мять от 256 МГб, а сам компьютер может состоять лишь из процессорного блока, дисплея, клавиатуры и мыши. Важным внешним устройством является планшетный сканер, позволяющий переводить в электронную форму документы и небольшие чертежи для последующей работы с ними.

При покупке компьютера надо ориентироваться на конфигурацию (набор внутренних компонентов (деталей) и внешних устройств), обеспечивающих эффективное выполнение планируемых работ. Сборку можно поручить фирме. Корпус следует выбирать вертикального типа, просторный, с тем, чтобы оставалось место для установки дополнительных устройств, если придется модернизировать компьютер. Блок питания по этой же причине должен иметь мощность не менее 300 Вт.

Объем постоянной памяти следует выбирать максимально-возможно большим, так как общая тенденция развития компьютерной техники – все большая востребованность постоянной и оперативной памяти. Программа Building System 2004 занимает около 2 Гб физического диска. Операционная система Windows 95 требует ~ 60 Мб постоянной памяти, Windows 98 ~ 400 Мб, а Windows XP фактически 1200 Мб.

Обслуживание компьютера. В крупной проектной организации или фирме обслуживание компьютеров возложена на специалистов. Поскольку компьютер становится неизбежным атрибутом инженера, его необходимо приобрести и уметь самостоятельно обслуживать. Уровень обслуживания должен быть достаточно высоким. Необходимо уметь самостоятельно устанавливать операционные системы, в том числе и несколько разных на один компьютер, устанавливать программное обеспечение, оптимизировать работу компьютера и ликвидировать сбои и т.п. Знания по обслуживанию компьютера приходится приобретать самостоятельно, изучая литературу по апгрейду, читая специализированную периодику и т.д.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 30494-96 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях.
2. ГОСТ 17 2 3.01-86 Охрана природы Атмосфера. Правила контроля качества воздуха населенных пунктов.
3. ГОСТ 17.2.3.02-78 Охрана природы. Атмосфера. Правила установления предельно-допустимых выбросов вредных веществ промышленными предприятиями.
4. ГОСТ Р 51251-99 Фильтры очистки воздуха. Классификация. Маркировка.
5. ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
6. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
7. Госкомитет по гражданскому строительству и архитектуре при Госстрое СССР. ЦНИИЭПжилища. Рекомендации по расчету инфильтрации воздуха в жилых зданиях, – М., 1973.
8. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование.
9. СНиП 21-01-97* Пожарная безопасность зданий и сооружений.
10. СНиП 23-01-99* Строительная климатология.
11. СНиП 23-02-2003 Тепловая защита зданий.
12. СНиП 23-03-2003 Защита от шума.
13. СНиП 2.08.02-89* Общественные здания и сооружения.
14. СНиП 31-03-2001 Производственные здания.
15. СанПиН 2.2.4 548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
16. НПБ 105-03 Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности.
17. ПУЭ Правила устройства электроустановок.
18. Александров А.Н , Козориз Г.Ф. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях.
19. Аше Б.М. Отопление и вентиляция, том II, Системы воздушного отопления и вентиляции зданий, Л-М.: Главная редакция строительной литературы, 1936.
20. Батурин В.В Основы промышленной вентиляции. – М.: Профиздат, 1965, 608 с.
21. Батурин В.В., Кучерук В.В. Вентиляция машиностроительных заводов. – М.· Машгиз, 1951.
22. Батурин В.В., Эльтерман В.М. Аэрация промышленных зданий. – М.: Стройиздат, 1963.
23. Бахарев В А. и Трояновский В.Н. Основы проектирования и расчета отопления и вентиляции с сосредоточенным выпуском воздуха. – М.: Профиздат, 1958.
24. Бахинди Л. Тепловой микроклимат помещений. – М.: Стройиздат, 1981.
25. Богословский В.Н., Новожилов В.И., Симаков Б.Д., Титов В.П. Отопление и вентиляция, часть II Вентиляция М. Стройиздат, 1976.
26. Богословский В Н., Поз М.Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха – М : Стройиздат, 1983.
27. Богословский В Н., Щеглов В.П., Разумов Н.Н. Отопление и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1980.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

28. Бутаков С.Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции. – М.: Профиздат, 1949.
29. Гастерштадт И. Пневматический транспорт. – Л.: Изд-во Сев.-зап. обл. Промбюро ВСНХ, 1927.
30. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. – М., 1983.
31. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. – СПб.: Изд-во НПП «Экоюрус-Венто», 1994.
32. Гримитлин М.И., Тимофеева О.Н., Эльтерман В.М., Эльтерман Е.М., Эльянов Л С. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов. – М.: «Машиностроение», 1978.
33. Зиганшин М.Г., Колесник А.А., Посохин В Н. Проектирование аппаратов пылегазоочистки. – М., 1998.
34. Каменев П.Н. Динамика потоков промышленной вентиляции. – М.: Стройиздат, 1938.
35. Каменев П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве. – М.: Стройиздат, 1970.
36. Каменев П.Н. Отопление и вентиляция, ч. II, Вентиляция. – М.: Стройиздат, 1964.
37. Карпис Е.Е. Энергосбережение в системах кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1986.
38. Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит, 2003.
39. Константинова В.Е. Воздушно-тепловой режим в зданиях повышенной этажности. – М.: Стройиздат, 1969.
40. Коузов П.А., Малыгин А.Д., Скрябин Г.М. Очистка от пыли газов и воздуха в химической промышленности. – Л.. Химия, – Ленинградское отделение, 1982.
41. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1980.
42. Логачев К.И. Аэродинамика всасывающих факелов. – Белгород, 2000.
43. Можар А.И., Хрусталев Б.М. К вопросу движения дисперсоида в трубопроводах некруглой формы. Сб. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – Рига, 1985, с. 80-86.
44. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха. – М.: Стройиздат, 1981.
45. Позин Г.М. Определение количества приточного воздуха для производственных помещений с механической вентиляцией: Методические рекомендации / ВНИИ охраны труда. – Л., 1983.
46. Позин Г.М. Принцип совместного расчета воздухообмена и воздухораспределения // Научные проблемы охраны труда на современном этапе: Сб. науч. работ ин-тов охраны труда. – М., 1984, с. 43-46.
47. Сазонов Э.В. Теоретические основы расчета вентиляции. – Воронеж: Издательство Воронежского университета, 1992.
48 Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979.
49. Титов В П Расчет теплопотерь от инфильтрации в промышленных зданиях. Информ реф. сб. Сантехпроект, 1970, серия V, вып.1
50. Тертичник Е.И. Расчет аэрации многопролетных цехов. Материалы Международной научно-технической конференции «Теоретические основы теплогазоснабжения и вентиляции». 23–25 ноября 2005, МГСУ. – М., 2005.
51. Тертичник Е.И. Расчет аэрации однопролетных цехов. Материалы Международного Форума по проблемам проектирования и строительства систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и охлаждения в рамках международной выставки HEAT&VENT'2004 7 – 8 апреля 2004. – М , 2004.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

52. Титов В.П., Сазонов Э.В и др. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий. – М., 1985.
53. Участкин П.В. Вентиляция, кондиционирование воздуха и отопление на предприятиях легкой промышленности. – М.: «Легкая индустрия», 1980.
54. Уокенбах Джон. Excel 2003. Библия пользователя, Москва–Санкт-Петербург–Киев: Компьютерное издательство «Диалектика», 2005.
55. Уокенбах Джон. Подробное руководство по созданию формул в Excel 2002, Москва–Санкт-Петербург–Киев: Компьютерное издательство «Диалектика», 2002.
56. Уокенбах Джон. Профессиональное программирование на VBA в Excel 2003, Москва–Санкт-Петербург–Киев: Компьютерное издательство «Диалектика», 2005.
57. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика. – М.: Наука, 1964, 816 с.
58. Хрусталев Б.М. , Кислов Н.В. Пневматический транспорт. Белорусская госуд. политехн. академия. ООО «Информационная служба недвижимости». – Минск, 1998.
59. Шепелев И.А. Аэродинамика воздушных потоков в помещении. – М., 1978.
60. Шершнев В.Н. Воздухораспределение в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Воронежский государственный архитектурно-строительный университет. – Воронеж, 2002.
61. Штокман Е.А. Очистка воздуха. – М.: Изд. АСВ, 1999.
62. Эльтерман В.М. Вентиляция химических производств. – М., 1980, 286 с.
63. Эльтерман В. М. Воздушные завесы. – М.: «Машиностроение», 1966.
64. Справочник проектировщика; Внутренние санитарно-технические работы под редакцией И.Г. Староверова. – М., 1977.
65. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Справочник. – Киев: Будівельник, 1983.
66. Справочник проектировщика, Внутренние санитарно-технические устройства, ч. 3, Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, кн. 1 и 2, 1992.

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

Профессор Каменев П.Н. 3
Предисловие 5

Глава 1. Санитарно-гигиенические и технологические основы вентиляции 7

§1. Задачи вентиляции 7
§2. Гигиенические параметры микроклимата вентилируемого помещения 8
§3. Классификация систем вентиляции 17
§4. Расчетные параметры наружного воздуха для систем вентиляции 26
§5. Нормируемые параметры воздуха помещений 27
§6. Прочие факторы, влияющие на конструктивные решения вентиляционных систем 32

Глава 2. Свойства воздуха и процессы изменения его тепловлажностного состояния 35

§7. Свойства влажного воздуха 35
§8. Графический способ расчета процессов изменения тепловлажностного состояния воздуха. I-d диаграмма влажного воздуха 40
§9. Расчеты процессов тепловлажностной обработки воздуха в I-d диаграмме и аналитическим способом 47

Глава 3. Сведения по теоретической аэродинамике 61

§10. Основные понятия аэродинамики 61
§11. Уравнения аэродинамики 64
§12. Простейшие течения 68
§13. Потенциал скорости и уравнение Лапласа для трехмерных безвихревых потоков 75
§14. Плоские безвихревые течения, функция тока 76
§15. Комплексный потенциал 77
§16. Методы решения дифференциальных уравнений аэродинамики 79

Глава 4. Основы аэродинамики вентиляционных воздуховодов и каналов 88

§17. Виды давлений в сети воздуховодов 88
§18. Распределение давлений в сети вентиляционных воздуховодов, присоединенных к вентилятору 90
§19. Определение потерь давления в воздуховодах и каналах 92
§20. Теория смешивания потоков профессора П.Н. Каменева. Аналитическое определение коэффициентов местного сопротивления тройников 101
§21. Наивыгоднейшие формы тройников при смешивании и разделении потоков 107
§22. Расчет сети вытяжных воздуховодов с наименьшими потерями давления 110
§23. Аэродинамический расчет вытяжных гравитационных вентиляционных систем 116
§24. Аэродинамический расчет воздуховодов систем вентиляции с механическим побуждением 125

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§25. Воздуховоды равномерной раздачи и равномерного всасывания 128

Глава 5. Приточные струи 142

§26. Классификация приточных струй 142
§27. Свободные изотермические и слабо неизотермические струи 145
§28. Закономерности развития струй, испытывающих воздействие ограждающих конструкций зданий 153
§29. Воздушные фонтаны 159
§30. Естественные конвективные потоки над тепловыми источниками 165
§31. Движение воздуха вблизи вытяжных отверстий 168
§32. Взаимодействие воздушных потоков друг с другом 171

Глава 6. Поступления теплоты, влаги и вредных выделений в воздух помещения 176

§33. Основные виды вредных выделений в гражданских и производственных зданиях 176
§34. Поступления и потери теплоты в помещениях гражданских и производственных зданий 179
§35. Тепловой баланс помещения 201
§36. Определение поступлений теплоты и влаги с поверхности жидкости и прочих смоченных поверхностей в воздух помещения 202
§37. Прочие случаи поступления газов и паров в воздух помещения 207
§38. Взрывоопасность газов и паров 210

Глава 7. Местные отсосы 213

§39. Местные отсосы, классификация, минимальный объем вытяжки 213
§40. Перенос вредностей в турбулентном потоке навстречу направлению движения воздуха 216
§41. Полностью закрытые отсосы 218
§42. Кожухи, укрывающие тепло- и влаговыделяющее оборудование 224
§43. Вытяжные шкафы, витринные отсосы 226
§44. Вытяжные зонты, шторные завесы, всасывающие воронки 230
§45. Зонты-козырьки 235
§46. Бортовые отсосы 239
§47. Кольцевые отсосы 247
§48. Панели равномерного всасывания, мобильные и боковые отсосы 249

Глава 8. Организация и расчет воздухообмена в помещении 253

§49. Определение расчетного общеобменного воздухообмена и температуры притока 253
§50. Упрощенные способы определения воздухообмена в помещении 263
§51. Стратификационные явления и определение параметров удаляемого воздуха 264
§52 Схемы организации воздухообмена в помещениях 272
§53. Системы вентиляции, совмещенные с воздушным отоплением 278
§54. Обеспечение принятой расчетной схемы распространения струи приточного воздуха в помещении 281
§55. Построение вентиляционных процессов в I-d диаграмме для стационарного режима работы вентиляции 284
§56. Нестационарный режим вентилируемого помещения 288

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 9. Конструктивные элементы вентиляционных установок и систем 291

§57. Вентиляционные каналы, сборные короба и воздуховоды 291
§58. Приточные камеры гражданских и производственных зданий 298
§59. Воздухозабор. Размещение приточных и вытяжных камер 306

Глава 10. Воздухонагреватели 314

§60. Воздухонагреватели, конструктивные особенности 314
§61. Установка воздухонагревателей 326
§62. Подбор воздухонагревателей 329
§63. Защита калориферов от замерзания 333

Глава 11. Очистка приточного воздуха и вентиляционных выбросов от пыли и загрязнений 338

§64. Общие положения 338
§65. Классификация обеспыливающих устройств и характеристики их действия 339
§66. Фильтры для очистки приточного воздуха 342
§67. Пылеуловители для очистки вентиляционных выбросов 349
§68. Очистка вентиляционных выбросов от вредных газов и паров 372
§69. Нормирование чистоты приземного слоя воздуха 374
§70. Расчет распространения вредных веществ вентиляционных выбросов в атмосфере 374
§71. Санитарно-защитные зоны промышленных предприятий 380

Глава 12. Борьба с шумом и вибрацией вентиляционных установок 382

§72. Источники возникновения шума 382
§73. Звук и шум. Физические и физиологические характеристики, единицы измерения 383
§74. Нормирование шумов 387
§75. Мероприятия по снижению поступления шума в помещения от вентиляционных установок 388
§76. Конструкции шумоглушителей 389
§77. Основные положения акустического расчета вентиляционных систем. Подбор шумоглушителей 394
§78. Виброизоляция вентиляционных установок 401

Глава 13. Распределение воздуха в помещении 405

§79. Воздухораспределители гражданских и производственных помещений 405
§80. Подбор воздухораспределителей 416

Глава 14. Основы аэродинамики здания, неорганизованный воздухообмен в помещениях под действием естественных сил 430

§81. Обтекание здания воздушным потоком 430
§82. Определение величины давления ветра на ограждающие конструкции, аэродинамический коэффициент здания 434
§83. Подобие аэродинамических процессов, автомодельность 437
§84. Аэродинамическая труба, гидравлический лоток, построение эпюр аэродинамических коэффициентов 440

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

§85. Внутреннее избыточное давление. Расчетное давление вытяжных систем с гравитационным побуждением 442
§86. Эпюры давлений в помещении и на поверхности ограждений 446
§87. Причины неорганизованного воздухообмена в помещениях здания 451
§88. Закономерности фильтрации воздуха через строительные материалы и характеристики сопротивления воздухопроницанию проемов. Последовательность расчета воздушного режима помещений 452

Глава 15. Организованный воздухообмен в зданиях. Аэрация 456

§89. Аэрация, определение, конструктивные элементы, организация воздухообмена 456
§90. Задачи расчета аэрации, выбор расчетного давления 464
§91. Расчет аэрации однопролетных цехов 466
§92. Расчет аэрации многопролетных цехов 478

Глава 16. Воздушные завесы 486

§93. Общие сведения 486
§94. Особенности плоских струй воздушных завес 493
§95. Расчет воздушных завес 501

Глава 17. Воздушное душирование рабочих мест 507

§96. Общие положения. Конструкции душирующих патрубков 507
§97. Расчет воздушных душей 514

Глава 18. Аварийная и противодымная вентиляция 520

§98. Организация аварийной вентиляции в производственных помещениях 520
§99. Определение некоторых параметров аварийной вентиляции на основе закономерностей нестационарного режима вентилируемого помещения 522
§100. Вытяжная противодымная вентиляция 527
§101. Приточная противодымная вентиляция 530

Глава 19. Пневматический транспорт дисперсных материалов, аспирационные вытяжные системы 532

§102. Определение, классификация, схемы систем пневматического транспорта 532
§103. Основные определения и закономерности, используемые в теории и практике расчетов пневмотранспортных и аспирационных систем 533
§104. Межцеховые системы пневматического транспорта 542
§105. Внутрицеховые системы пневматического транспорта и аспирационные системы 544
§106. Элементы систем пневмотранспорта 548
§107. Особенности расчета систем пневмотранспорта и аспирации 554
§108. Системы пневмотранспорта древесных отходов с переменным расходом воздуха 557

Глава 20. Пути экономии теплоты и электроэнергии системами вентиляции 573

§109. Утилизация теплоты вытяжного воздуха в системах вентиляции 573
§110. Расчет рекуперативной системы утилизации теплоты с промежуточным теплоносителем 578
§111. Восстановительная вентиляция 583

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Глава 21. Пусконаладочные работы и эксплуатация систем вентиляции 588

§112. Основные положения 588
§113. Приборы технического контроля работы систем вентиляции 594
§114. Эксплуатация вентиляционных систем 600
§115. Применение персональных компьютеров в практике проектирования вентиляции 602

Список литературы 608

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru

Учебное издание

Петр Николаевич Каменев
Евгений Иванович Тертичник

ВЕНТИЛЯЦИЯ

Корректор: *А.С. Жилякова*
Компьютерная верстка: *В.Ю. Алексеев*
Компьют. дизайн обложки: *Н.С. Кузнецова*

Диапозитивы предоставлены издательством

Подписано в печать 3.10.2007. Формат 60×90 $^{1}/_{16}$.
Бум. газетная. Гарнитура «Таймс». Печать офсетная.
Усл.-печ. л. 39,0. Тираж 1000 экз. (II завод). Заказ № 5944.

Лицензия ЛР № 0716188 от 01.04.98.

Издательство Ассоциации строительных вузов (АСВ)
129337, Москва, Ярославское шоссе, 26, оф. 706 (отдел реализации: оф. 511)
тел., факс: (495) 183-56-83
http://www.iasv.ru
e-mail: iasv@mgsu.ru

Отпечатано в полном соответствии с качеством
предоставленных диапозитивов в ОАО «Дом печати — ВЯТКА»
610033, г. Киров, ул. Московская, 122

Электронная библиотека http://tgv.khstu.ru