

**ОБЕСПЫЛИВАНИЕ
В ЛИТЕЙНЫХ
ЦЕХАХ
машиностроительных
предприятий**

«Машиностроение»

techlib.org

ОБЕСПЫЛИВАНИЕ В ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХАХ

машиностроительных предприятий

20.04.88

Сидур



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1987

*В. А. Минко, М. И. Кулешов, Л. В. Плотникова,
В. Г. Шапгала, А. В. Борзенков, М. Ф. Калягин,
Н. Н. Подгорный*

Рецензент инж. А. Я. Гендель

Обеспыливание в литейных цехах машиностроительных
О-13 предприятий/В. А. Минко, М. И. Кулешов, Л. В. Плотникова
и др.— М.: Машиностроение, 1987.— 224 с.: ил.

(В обл.): 70 к.

Изложены основы расчета и проектирования обеспыливающих систем. Рассмотрены вопросы аспирации технологических процессов, источники пылевыделений, физико-химические и технологические свойства выделяющейся в литейном производстве пыли. Приведены методы и средства очистки вентиляционных выбросов, аэродинамические основы и методы расчета централизованных систем пылеуборки помещений и общеобменной вентиляции в литейных цехах. Даны рекомендации по эксплуатации систем обеспыливания, включающие расчет загрязнения воздуха выбросами литейного производства.

Для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами вентиляции и охраны окружающей среды.

О 2704020000-242 242-87
038(01)-87

ББК 30н

© Издательство «Машиностроение», 1987

ПРЕДИСЛОВИЕ

Литейное производство машиностроительных предприятий характеризуется значительным выделением в атмосферу помещений вредных веществ (пыли, газов, избыточной влаги и теплоты), что оказывает отрицательное воздействие на здоровье работающих, а также на оборудование и строительные конструкции.

В последнее время наблюдается тенденция строительства вместо традиционных мелких литейных производств значительного числа крупных цехов, протяженность которых составляет сотни метров. Такие мощные литейные цехи характерны для автомобильных, тракторных заводов, металлургических, станкостроительных и других предприятий.

На современном этапе литейное производство является одной из важнейших заготовительных баз; на долю литых деталей в современных машинах приходится 40—45% их массы.

Широкое использование в литейных цехах сыпучих материалов (песков, глин и др.) приводит к выделению в воздушную среду пыли, а непрерывно развивающийся процесс химизации литейного производства способствует выделению в окружающую среду вредных веществ, что отрицательно сказывается на здоровье работающих.

Основным способом литья по-прежнему остается литье в песчаные формы (около $\frac{2}{3}$ всего литья). Широко применяется также литье в кокили, в оболочковые формы и по выплавляемым моделям.

За последние годы значительно изменился состав формовочных и стержневых смесей. Применение жидконаливных самотвердеющих смесей (ЖСС) и смесей холодного твердения (ХТС) значительно ускорило процесс формования, сократился технологический цикл литья. Однако в новые формовочные смеси входят высокотоксичные компоненты, например ЖСС содержит хромовый ангидрид, ХТС — различные органические смолы.

Разработка и внедрение эффективных и экономичных систем вентиляции и обеспыливания в литейных цехах является одной из важнейших технических и социальных задач, поставленных перед машиностроительными предприятиями.

Вопросы охраны окружающей среды, защиты воздушного бассейна от загрязнения вредными веществами находятся постоянно в центре внимания Коммунистической партии Советского Союза.

За последние годы был принят ряд важнейших постановлений, в том числе постановление Верховного Совета СССР «О мерах по дальнейшему улучшению охраны природы и рациональному использованию природных ресурсов» (1972 г.), постановление ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О дополнительных мерах по усилению охраны природы и улучшению использования природных ресурсов» (1978 г.), Закон СССР «Об охране атмосферного воздуха городов, других населенных пунктов и промышленных центров» (1984 г.) и другие директивные документы, в которых предусмотрены мероприятия по охране окружающей среды и выделение значительных ассигнований на их реализацию.

Основными путями борьбы с выделением вредных веществ на производстве являются: совершенствование технологических процессов, создание безотходных или малоотходных технологических циклов. Однако эти меры борьбы используются еще недостаточно, необходимо применять наиболее эффективные и экономичные системы обеспыливания и очистки воздуха.

В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» сказано: «Усилить охрану атмосферного воздуха. В этих целях совершенствовать технологические процессы, оборудование и транспортные средства, улучшать качество сырья и топлива, внедрять высокоэффективные установки для очистки промышленных и других выбросов».

В книге приведены сведения, необходимые для проектирования, наладки и эксплуатации обеспыливающих систем в литейных цехах. К сожалению, авторам не предоставилась возможность охватить все многообразие технологических процессов литейного производства и обобщить все сведения в рассматриваемой области.

Предисловие, пп. 1.1—1.4, гл. 2, пп. 3.1—3.3, 3.5, 3.6, пп. 8.3, 8.4 написаны В. А. Минко, п. 3.4—А. В. Борзенковым, гл. 4, пп. 5.1, 5.2, 5.4—5.6—М. И. Кулешовым, п. 5.3—М. Ф. Калягиным, пп. 7.1—7.3, 7.5—В. Г. Шаптала, п. 7.4—Н. Н. Подгорным, пп. 1.5, 8.1, 8.2—Л. В. Плотниковой, гл. 6—В. А. Минко и М. И. Кулешовым совместно, п. 8.5—В. А. Минко и Л. В. Плотниковой совместно.

Замечания и пожелания по содержанию книги просим направлять по адресу: 107076, Москва, Стромьинский пер., 4, издательство «Машиностроение».

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ИСТОЧНИКИ ПЫЛЕОБРАЗОВАНИЯ В ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХАХ

1.1. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ПЕРЕРАБОТКИ ФОРМОВОЧНЫХ МАСС И КЛАССИФИКАЦИЯ ИСТОЧНИКОВ ПЫЛЕОБРАЗОВАНИЯ

В настоящее время наибольшее число отливок на машиностроительных предприятиях получают в формах, выполняемых из формовочной смеси, состоящей из кварцевого песка, огнеупорной глины и специальных добавок. После затвердения металла отливка извлекается, а форма разрушается. На рис. 1.1 приведена схема процесса изготовления отливки в песчаной форме, представляющего собой сложный комплекс технологических процессов, включающий изготовление моделей, стержневых ящиков, опок, модельных плит, шаблонов и процессы подготовки и переработки формовочных сыпучих материалов.

Важным звеном технологического процесса является приготовление жидкого металла — плавка, которая начинается с подготовки шихтовых материалов. На складе шихтовых материалов их сортируют, проверяют химический состав и затем подают в плавильное отделение, где осуществляется плавка чугуна в вагранках, пламенных и электрических печах; плавка стали — в мартеновских и электрических печах; для плавки цветных металлов используют пламенные и электрические печи.

После приготовления жидкий металл сливают из печи в разливочные ковши и подают на заливку форм, а охлажденные отливки выбивают из формы на специальных решетках; отработанная формовочная смесь ленточными конвейерами транспортируется на переработку в смесеприготовительное отделение.

Формовочные и стержневые смеси получают из свежих материалов и бывшей в употреблении формовочной смеси; при этом процесс приготовления состоит из подготовки свежих формовочных материалов, отработанной смеси и перемешивания всех компонентов.

Подготовка свежих материалов в современных литейных цехах осуществляется на складе, примыкающем к смесеприготовительному отделению.

В зимнее время песок обычно подсушивается в специальных сушильках в «кипящем слое». Просушенный и охлажденный до 20—30°C песок просеивают и подают в специальные бункера для хранения или в расходные бункера. Для просеивания песка используют полигональные сита. Глину вводят в жидком виде или в виде сухого порошка с использованием пневмотранспорта.

В формовочные смеси для формовки по-сырому добавляют каменноугольный порошок как противопригарное средство, для чего

крупные куски угля дробят, размалывают и просеивают. В сухие формовочные и стержневые смеси добавляют также предварительно просеянные опилки и торфяную крошку.

Объем отработанной смеси, проходящей в цехе специальную подготовку с целью использования для приготовления новых смесей, в среднем в 10 раз превышает объем свежих материалов. Транспортные линии отработанной смеси оборудованы устройства-

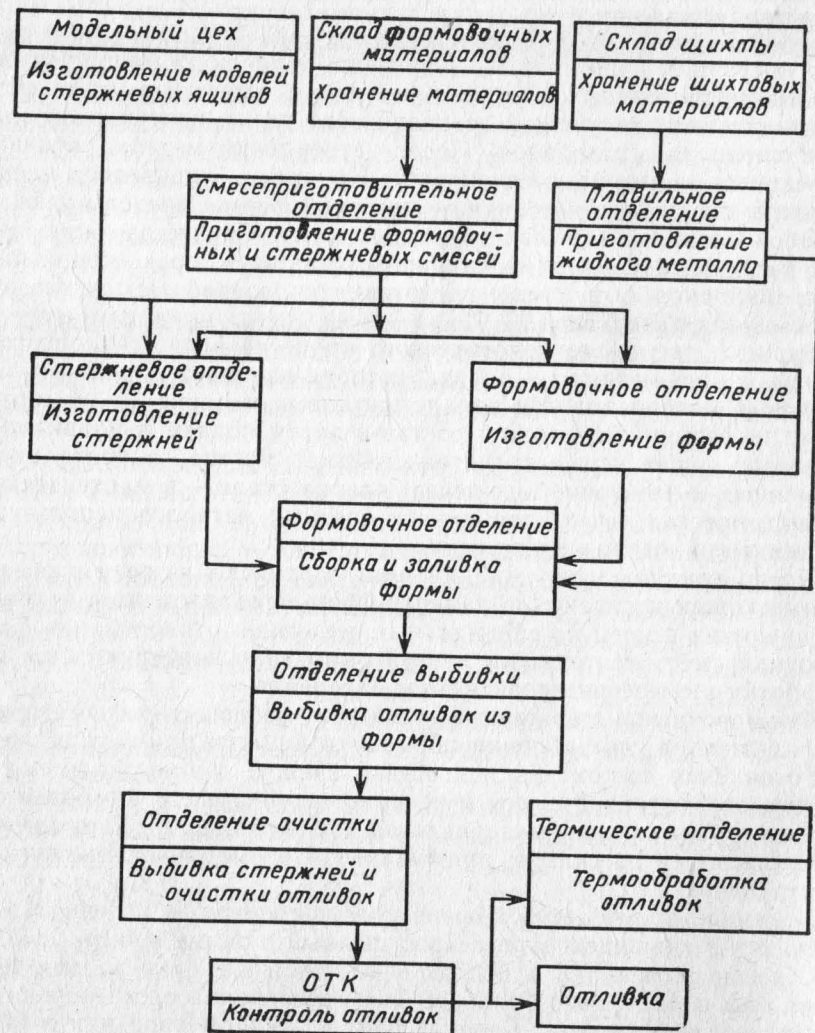


Рис. 1.1. Схема технологического процесса изготовления отливки в песчаной форме [26]

ми для отделения скрапа (шквивные, барабанные, подвесные железозоотделители), размола и отделения комьев (валковые дробилки).

После выбivки отработанная смесь имеет неравномерную влажность и температуру, достигающую 100°C и более. Усреднение смеси производится в специальных барабанах-гомогенизаторах, где смесь тщательно перемешивают и увлажняют.

Для приготовления смеси чаще всего используют смешивающие бегуны, в которых смесь не только перемешивается, но и перетирается специальными катками. В смешивающий аппарат сначала загружают сухие материалы (отработанную смесь, песок, угольный порошок), затем после 2—3 мин перемешивания сухую смесь увлажняют, после чего добавляют жидкие составляющие (связующие).

Смесеприготовительные отделения могут быть централизованными, снабжающими весь цех смесью, и децентрализованными, когда каждое отделение имеет свой участок приготовления смеси.

Формовочные и стержневые смеси разнообразны по составу и физико-механическим свойствам. При этом их можно классифицировать:

- по роду состава — для стальных, чугунных и цветных отливок;
- по способу формовки — по-сырому и по-сухому;
- по назначению — облицовочные, наполнительные, единые.

В настоящее время в стране имеется несколько тысяч литейных цехов, в которых применяется свыше 100 различных технологических процессов изготовления форм и стержней, более 40 видов связующих материалов и свыше 300 различных противопожарных покрытий.

Формовочная смесь, находясь постоянно в обороте, постепенно теряет свои первоначальные свойства. Подвергаясь действию высокой температуры, частицы кварца растрескиваются, измельчаются, превращаются в пыль, которая заполняет поры между песчинками и резко снижает газопроницаемость, что приводит к образованию пригара.

Под действием высоких температур происходят необратимые процессы и в глине: при температуре свыше 400°C глина теряет воду и превращается в пыль. При последующем увлажнении глина не восстанавливает ни клейкости, ни пластичности и является вредной примесью. Поэтому использованные формовочные смеси подвергают регенерации, заключающейся в том, что смесь очищают от пыли, обновляют, восстанавливают ее первоначальные свойства, что позволяет многократно использовать формовочные материалы.

В промышленности наиболее широкое распространение нашли гидравлический, термический и механический способы регенерации. Для получения 1 т фасонных отливок в среднем требуется 5 т смеси, в том числе 0,7—1,1 т свежего песка.

Анализ приведенных выше технологических процессов по переработке формовочных масс позволяет сделать вывод, что они связаны с многократными транспортными операциями песчаных масс

(перегрузка, загрузка, выгрузка, транспортирование и т. д.). При этом основным внутрицеховым видом транспорта является конвейерный, как наиболее экономичный и удобный в эксплуатации.

В то же время процессы переработки сыпучих масс с использованием конвейерных линий являются интенсивными источниками пылевыделения. Одной из распространенных причин истечения запыленных потоков из полостей технологического оборудования и укрытий является возникновение в них избыточных давлений, что приводит к высокой запыленности помещений.

Причины возникновения избыточных давлений могут быть различны.

1. Избыточное давление возникает в результате аэродинамического взаимодействия перемещающегося под действием силы тяжести потока частиц материала с газообразной средой. Если материал при этом движется по закрытым желобам и поступает в негерметичную полость, где создается избыточное давление, происходит выбивание пыли через неплотности. Этот механизм характерен для многочисленной группы технологических узлов, часто встречающихся в производстве: перегрузка с конвейера на конвейер, подача материала из оборудования на конвейеры или в следующее по технологической схеме оборудование.

2. Давление создает технологическое оборудование с исполнительными органами, развивающими большую скорость, что приводит к формированию направленных воздушных потоков. К такому оборудованию относятся молотковые и валковые дробилки.

3. Избыточное давление возникает в закрытых полостях (бункерах или силосах) при заполнении их материалом. Процесс происходит спокойно, при равномерном заполнении большой емкости, например, силоса. Значительные давления возникают, когда порцией материала сразу заполняется весь объем закрытой полости или емкости.

4. В полостях технологического оборудования и укрытиях давление газообразной среды может перераспределяться, если плотность ее отличается от плотности окружающего воздуха в результате теплообмена. Такой механизм пылеобразования характерен для силосов, тарельчатых питателей, установленных в разгрузочной части силосов, и ленточных конвейеров, транспортирующих горячие материалы (формовочные смеси).

В производственных условиях каждый из перечисленных механизмов возникновения избыточного давления может действовать самостоятельно, но чаще встречается различное их сочетание. Вместе с тем технологическое оборудование, аспирационные укрытия на различных участках технологической цепи могут иметь аэродинамические связи, что следует учитывать при разработке систем обеспыливания.

Источники интенсивного пылеобразования по технологическому принципу можно классифицировать следующим образом: перегрузки сыпучих формовочных масс с конвейера на конвейер; дробильно-

помольные операции; транспортирование формовочных масс конвейерами; заполнение материалом емкостей и силосов; работа технологических агрегатов (питателей, грохотов, сушильных барабанов и т. д.).

Перечисленные источники могут быть названы первичными в отличие от вторичных, которые могут быть вызваны сдувом, вибрацией оборудования и другими причинами.

Из перечисленных источников наиболее интенсивными следует считать узлы перегрузки формовочных масс с конвейера на конвейер, с конвейера на технологическое оборудование, с технологического оборудования на конвейер, с одного технологического оборудования в другое.

Перегружаемый материал поступает сначала в воронку, примыкающую к технологическому оборудованию или устанавливаемую у приводного барабана ленточного конвейера, затем под действием силы тяжести перемещается по наклонным или вертикальным желобам и поступает на нижерасположенный транспортирующий конвейер или в технологическое оборудование. При этом пересыпаемый по желобу материал эжектирует воздух, нагнетая его в укрытие. Возникающее избыточное давление в укрытии выбивает запыленный воздух в рабочее помещение. Особенностью перегрузок нагретых материалов является наличие конвективных токов воздуха, возникающих в результате теплообмена между движущимся материалом и воздухом желоба и приводящих к перераспределению избыточных давлений в укрытиях и желобах.

Как показали исследования эжектирующих свойств материалов [44], сыпучий материал по размерам частиц можно классифицировать на следующие группы: кусковой материал (средним размером свыше 3,0 мм); мелкозернистый материал (0,15—3,0 мм); порошкообразный материал (меньше 0,15 мм).

При дробильно-помольных операциях процесс пылеобразования имеет свои характерные особенности.

По интенсивности пылеобразования дробильное и сортировочное оборудование можно разделить на три группы [1].

К первой группе относятся дробилки, при работе которых пыление происходит в основном вследствие образования избыточного давления в рабочей полости от поступающего дробимого материала и только частично от расщепления кусков материала и от движения рабочих органов. К этой группе относятся щековые и конусные дробилки. В полости щековой дробилки возникает избыточное давление в результате эжекционного взаимодействия частиц сыпучего материала с воздухом. Избыточное давление, а следовательно, и выделение пыли создается независимо от того, загружается ли материал на ленточный конвейер или поступает непосредственно в бункер. Если перед щековой дробилкой нет грохота и весь материал пропускается через дробилку, то и избыточное давление возникает помимо полости дробилки еще и в разгрузочной части.

Механизм возникновения избыточного давления и выделения пыли в случае использования конусных дробилок аналогичен процессу пылеобразования в щековых дробилках. Поток воздуха в таких дробилках направлен по ходу движения дробимого материала.

Ко второй группе относятся машины, при работе которых в кожухах и укрытиях возникает избыточное давление, развиваемое рабочими органами, в результате чего создается направленное движение воздушного потока в желобах, что приводит к выбиванию запыленного воздуха в рабочие помещения. К машинам такого типа относятся дробилки ударного действия (молотковые и валковые). Направленный поток воздуха в желобах, примыкающих к этому оборудованию, образуется не только в результате эжекционных свойств перегружаемого материала, но и благодаря вращению роторов, в аэродинамическом отношении подобных рабочему колесу нагнетателей. Поток воздуха в таких машинах направлен по ходу движения материала (молотковые нереверсивные дробилки) и против движения (молотковые реверсивные дробилки), соответственно зона повышенного давления и интенсивного пылеобразования может находиться в разгрузочной зоне или загрузочной части дробилки.

К третьей группе относятся грохоты и барабанные мельницы, работа которых сопровождается интенсивным выделением пыли вследствие рассыпания и раструски порошков. Избыточного давления, которое передавалось бы через приемные или разгрузочные отверстия мельницы в аэродинамически связанные с ней укрытия, не возникает.

При работе ковшовых элеваторов движущиеся с небольшой скоростью ковши практически не создают ощутимого избыточного давления в его кожухе. Определяющими в формировании давления являются процессы загрузки и разгрузки элеватора материалом. Выделение пыли возникает вследствие просыпания материала из ковшей; при этом концентрация взвешенных частиц может достигать высокого уровня. При транспортировании горячего материала увеличивается пылеобразование вследствие образования конвективных потоков воздуха.

При транспортировании материалов в шнеках на их стенках (кожухах) не возникает избыточное давление. Конструкция такого оборудования и характер протекающих процессов не вызывают при его работе интенсивного выделения пыли. Однако, не создавая избыточных давлений, шнеки могут выделять пыль вследствие аэродинамических связей с технологическим оборудованием, работа которого сопровождается возникновением повышенных давлений.

Питатели различной конструкции (тарельчатые, пластинчатые, ленточные, винтовые, лотковые) самостоятельно не создают избыточных давлений. Между тем в результате аэродинамической связи с последующим технологическим оборудованием, просыпи материала с питателя, разгрузки нагретого материала работа питателей сопровождается выделением пыли. В каждом конкретном случае при

обеспыливании питателей приходится учитывать тот или иной механизм пылеобразования или рассматривать их совместно.

Механизм пылеобразования при работе смесителей непрерывного и периодического действия протекает по-разному. Избыточное давление в смесителях периодического действия, когда процесс смешивания происходит при герметично закрытых приемном и выпускном отверстиях, возникает при загрузке составляющих смеси и последующей разгрузке ее из смесителя. У смесителей непрерывного действия зона избыточного давления возникает в загрузочной части. Рабочие органы смесителей обычно не создают избыточных давлений, вызывающих истечение запыленного воздуха наружу; пылевыделение определяется в основном характером процессов и оборудованием, имеющим аэродинамические связи со смесителем.

Все приведенные источники пылевыделения (рис. 1.2) можно условно разделить на сосредоточенные (основные) и распределенные (вторичные). Для первых характерно выделение пыли на небольшом ограниченном участке технологического агрегата, для вто-

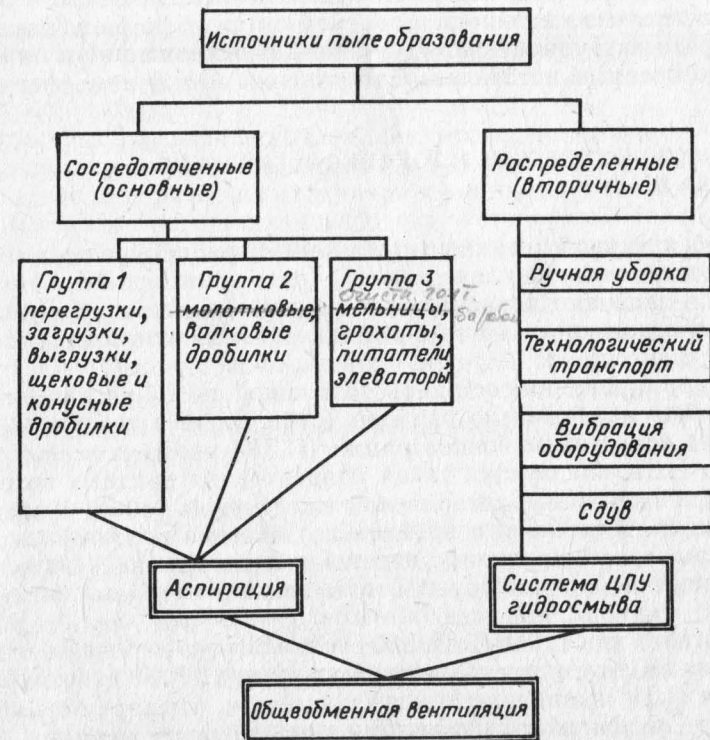


Рис. 1.2. Схема источников пылеобразования и средств обеспыливания:

- — источники пылеобразования;
- ▣ — системы обеспыливания

рых — по всей поверхности помещения или значительной его части. Для локализации источников выделения пыли необходимо там, где это возможно, устанавливать герметичные укрытия. Однако при растекании потока эжектируемого воздуха в укрытии, при вытеснении воздуха в момент встречи потока материала с препятствием и в результате теплового давления происходит истечение пыли из этих укрытий наружу.

Для предотвращения этого явления в укрытии с помощью местного отсоса (аспирации) создают разрежение, под действием которого в местах неплотностей формируется встречный воздушный поток, препятствующий поступлению пыли в производственное помещение. Пылеобразование за счет распределительных источников происходит при поступлении в воздух пыли, осевшей на строительных конструкциях и поверхностях оборудования, вследствие вибрации механизмов и оборудования, передвижения механизмов, людей, транспорта и особенно при уборке помещений цеха. При определенных условиях может стать заметным также сдув пыли воздушными потоками. Кроме того, под ленточными конвейерами часто образуется значительное количество горелой смеси и формовочных материалов, что затрудняет обслуживание оборудования и является рассредоточенным источником загрязнения пылью атмосферы цеха.

1.2. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ И ТОКСИКОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПЫЛИ

При санитарной оценке воздуха концентрацию вредных веществ принято выражать в миллиграммах, приходящихся на 1 м³ воздуха (мг/м³). Различают концентрацию вредных веществ разовую, среднесуточную или среднюю за более длительный промежуток времени — среднемесячную и среднегодовую.

При нормировании состояния воздушной среды на рабочих местах приняты максимально разовые (отбор проб в течение 20 мин) предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ. При этом под ПДК понимается такая концентрация вредных веществ в воздухе рабочей зоны, которая при ежедневной работе в пределах 8 ч в течение длительного времени воздействия на организм человека не вызывает каких-либо патологических изменений в нем или заболеваний, обнаруживаемых современными методами исследований.

В соответствии с ГОСТ 12.1.005—76 «Воздух рабочей зоны» установлены ПДК для вредных веществ свыше 700 наименований. При этом ПДК пыли, содержащей кремнезем, нормируются в зависимости от процентного содержания в ней двуокиси кремния.

Основным компонентом, входящим в состав формовочных смесей, для стальных, чугунных отливок и отливок из цветных металлов является кварцевый песок, процентное содержание SiO₂ в котором достигает 95% и более.

Таким образом, в соответствии с требованием ГОСТа ПДК вредных веществ на участке переработки формовочных масс должно соответствовать 1 мг/м³.

Как показали исследования [31], пыли предприятий, перерабатывающих сыпучие материалы с высоким содержанием двуокиси кремния, являются опасными для здоровья человека с точки зрения возникновения профессиональных заболеваний.

Наиболее часто в витающем состоянии в рабочей зоне встречаются пылинки размером до 20 мкм. При этом крупные частицы (размером до 10 мкм) при дыхании задерживаются слизистой оболочкой, а мелкие частицы (размером до 5 мкм) не задерживаясь, вдыхаются и выдыхаются человеком. Следовательно, наиболее опасной является пыль с размерами частиц 5—10 мкм.

Среди промышленных пылей особое место занимают так называемые смешанные пыли, к которым относятся пыли формовочных масс, в которых наряду с двуокисью кремния присутствуют и другие фиброгенные компоненты, такие, как уголь, окислы железа и других металлов. Фиброгенность таких пылей является сложной функцией от их состава, поэтому исследование многокомпонентных пылей является важным как для предотвращения профзаболеваний (силикоза), так и для практической оценки их опасности для здоровья работающих.

Экспериментальные исследования, проведенные с использованием пылей литейных цехов заводов, показали, что примеси аморфного углерода и железистых минералов в пыли усиливают ее вредное воздействие на организм человека. Установлено также, что обработка этих пылей аминокислотами может привести к снижению их фиброгенной активности [44]. Однако наиболее эффективными методами борьбы с силикозом следует считать технические меры, предотвращающие, локализирующие или исключаящие поступление пыли в зону дыхания человека.

1.3. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА СИСТЕМ ОБЕСПЫЛИВАНИЯ

Основным наиболее эффективным методом обеспыливания рассредоточенных источников выделения пыли в литейных цехах следует считать устройство местной вытяжной вентиляции, удаляющей пыль непосредственно от места ее образования. При этом системы аспирации, как правило, содержат следующие элементы: укрытие, обеспечивающее герметизацию узла пыления; систему трубопроводов, транспортирующую газопылевую смесь; пылеуловитель; вентилятор.

При разработке аспирационных систем решаются следующие задачи: выбор схемы аспирации (расположение отсосов, использование централизованных или децентрализованных систем); выбор конструкции укрытий; определение объемов аспирации; аэродинамический расчет системы трубопроводов (с учетом наличия двух-

фазного потока); выбор эффективной и рациональной схемы очистки аспирируемого воздуха.

Одним из главных вопросов, определяющих основные параметры системы аспирации, является расчет объемов аспирируемого воздуха. Необходимое для аспирации количество воздуха L_a определяется как сумма объемов воздуха, увлекаемого (эжектируемого) падающим сыпучим материалом $L_{эж}$, и объемов воздуха, просасываемого через неплотности в укрытии вследствие наличия внутри него разрежения:

$$L_a = L_{эж} + L_n \quad (1.1)$$

При расчете аспирационных систем основные трудности возникают при определении $L_{эж}$.

К ранним работам по расчету аспирации относится исследование М. К. Альмарка, который предложил определять объемы аспирируемого воздуха по кратности воздухообмена в укрытии. Такой подход к определению объемов аспирации является приближенным и не отражает физических процессов эжекции, происходящих при переработке формовочных масс.

В работе [5] даны рекомендации по определению объемов аспирируемого воздуха, исходя из предположения, что скорость эжектируемого воздуха равна конечной скорости движения материала. Однако такой подход приводит к значительным завышениям объемов аспирируемого воздуха при расчете, что обуславливает перерасход электроэнергии и повышенный унос материала в аспирационную сеть.

В работах многих авторов количество аспирируемого воздуха рекомендуется определять по эмпирическим зависимостям, полученным в экспериментальных и промышленных условиях.

Так, А. В. Шелектин, исследуя на специальном стенде закономерности движения песка крупностью 0,5—5 мм, получил зависимость

$$L_{эж} = kG^{0,2}F^{0,3} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.2)$$

где k — экспериментальный коэффициент, изменяющийся в зависимости от величины и формы частиц, высоты их падения и угла наклона желоба; G — расход материала, кг/с; F — площадь поперечного сечения желоба, м^2 .

Значения коэффициента k были определены для узкого диапазона размеров частиц и плотности материала. Кроме того, в формуле (1.2) не учтены такие важные параметры, как аэродинамическое сопротивление желоба. М. Т. Камышенко, изучив эжектирующие свойства кускового материала (размером 22,5 и 11,2 мм), движущегося по вертикальному желобу, установил, что

$$L_{эж} = \frac{G_m A \operatorname{tg} \alpha}{\rho_b} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1.3)$$

где G_m — массовый расход материала, т/ч; A — экспериментальная величина, зависящая от степени заполнения желоба материалом,

$\operatorname{tg} \alpha$ — экспериментальная величина, зависящая от высоты желоба, степени герметичности и крупности кусков материала; ρ_b — плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

На основании исследований А. М. Гервасьев и П. П. Мамкин получили зависимость:

$$L_{эж} = 0,12W'v_k^2k', \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1.4)$$

где W' — объемный расход материала, $\text{м}^3/\text{с}$; v_k — конечная скорость движения материала по желобу, $\text{м}/\text{с}$; k' — экспериментальный коэффициент, зависящий от конструкции укрытия.

Зависимость (1.4) получена на основании обработки результатов небольшого числа опытов ($\rho_m = 2630 \div 2660 \text{ кг}/\text{м}^3$; $d_{cp} = 22,6$ и $11,2 \text{ мм}$ при $G_m = 1,4 \div 18,1 \text{ кг}/\text{с}$; $H = 1,3; 1,7; 2,3 \text{ м}$).

В работах С. Е. Бутакова [7], О. Д. Нейкова и И. Н. Логачева [57] для расчета объемов эжектируемого воздуха применяют аналитические зависимости, описывающие явление эжекции воздуха падающим материалом.

Согласно физической модели явления эжекции, в результате преодоления силы сопротивления среды падающим материалом теряется часть кинетической энергии, которая и вызывает движение эжектируемого воздуха. На основе этой модели и уравнения динамики потока в закрытых желобах получено уравнение, определяющее относительную скорость эжектируемого воздуха λ в зависимости от параметров перегрузочного узла и характеристик материала [57]:

$$\frac{\lambda}{[|1 - \lambda|^3 - |n - \lambda|^3]} = \frac{cK_T G_m v_k}{\Sigma \xi 3a_T F \rho_m}, \quad (1.5)$$

где λ — отношение скорости воздуха и конечной скорости материала (коэффициент скольжения фаз); n — отношение начальной скорости материала в желобе к его конечной скорости; c — коэффициент аэродинамического сопротивления частицы сыпучего материала; K_T — отношение площади миделева сечения частицы к ее объему; G_m — массовый расход материала, $\text{кг}/\text{с}$; v_k — скорость частиц материала в конце желоба, $\text{м}/\text{с}$; $\Sigma \xi$ — сумма коэффициентов местного сопротивления движению эжектируемого воздуха системы желоб — укрытие; a_T — ускорение, $\text{м}/\text{с}^2$; F — площадь поперечного сечения желоба, м^2 ; ρ_m — плотность материала, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Коэффициент аэродинамического сопротивления определяется по экспериментальной зависимости

$$c = c_0 e^{-1,6 \left(\frac{\beta_1}{d_{cp}^2} \right)^{0,7}}, \quad (1.6)$$

где c_0 — коэффициент аэродинамического сопротивления одиночной частицы шарообразной формы; β_1 — приведенная объемная концентрация частиц в желобе, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$$\beta_1 = \frac{10^{32} G_M}{\rho_M (v_0 + v_k) F}, \quad (1.7)$$

где v_0 — начальная скорость движения материала при его входе в желоб, м/с; d_{cp} — средний диаметр частиц материала, мм;

$$d_{cp} = 0,01 (\sum N_i d_i), \quad (1.8)$$

где N_i — процентное содержание (по массе) частиц размером d_i . Как показали исследования [44], зависимости (1.5) — (1.8) дают хорошую сходимость результатов в интервале объемной концентрации $\beta_1 < 0,01 \div 0,02$. При $\beta_1 > 0,02$ (имеющее место в большинстве перегрузочных узлов формовочных масс) результаты расчета по указанным зависимостям отличаются от фактических в сторону завышения объемов аспирации, что объясняется значительным влиянием в этих условиях стесненности движения частиц материала как на скорость материала v_k , так и на коэффициент аэродинамического сопротивления s . Разработка методики расчета объемов аспирации в условиях переработки формовочных масс потребовала проведения специальных аналитических и экспериментальных исследований, выполненных в промышленных и полупромышленных условиях.

1.4. СИСТЕМЫ И СРЕДСТВА БОРЬБЫ С ВТОРИЧНЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ПЫЛЕОБРАЗОВАНИЯ

Опыт эксплуатации систем обеспыливания показал, что эффективное обеспыливание производственных помещений возможно обеспечить только одновременным осуществлением комплекса технологических и санитарно-технических мероприятий. При этом санитарно-технические мероприятия должны включать аспирацию, системы и средства борьбы с вторичными источниками пылеобразования, общеобменную вентиляцию.

Системы пневматической уборки помещений являются составной частью этого комплекса. При работе таких систем пыль не разносится по помещению, что имеет место при ручной уборке помещений метлами и щетками. Кроме санитарно-гигиенического эффекта, при пневматической уборке повышается производительность труда на 25—30%, системы позволяют рекуперировать собранную пыль в помещении, а также сосредоточить пыль в одном месте помещения. Важным преимуществом вакуумных систем уборки является возможность уборки пыли со стен, оборудования, потолков, металлоконструкций. Таким образом, пневматическая уборка уменьшает пылевыделение, облегчает и ускоряет процесс уборки помещений и в конечном итоге является одним из важнейших мероприятий по улучшению условий труда (запыленность воздуха на уровне дыхания понижается в десятки раз). Пневматическая уборка повышает культуру производства, способствует снижению текучести кадров, уменьшает заболеваемость как общего характера, так и профессио-

нальную, что бесспорно является очень важным для литейных цехов.

В то же время применение пневматической уборки возможно при соответствующей подготовке полов, стен, металлоконструкций. Наиболее рационально предусматривать системы вакуумной уборки помещений еще при проектировании промышленных предприятий. При этом следует планировать мероприятия по улучшению условий труда, внедрение которых позволит ликвидировать не только пылеобразование в помещениях, но и создаст условия для производительного и творческого труда в литейных цехах.

1.5. СИСТЕМА СТАНДАРТОВ БЕЗОПАСНОСТИ ТРУДА

В нашей стране впервые в мире создана система стандартов безопасности труда (ССБТ). Она представляет собой комплекс взаимосвязанных стандартов, содержащих требования, нормы и правила, направляемые на обеспечение безопасности труда, сохранение здоровья и работоспособности человека.

Система стандартов строится по принципу вертикальной соподчиненности элементов, когда система представляет собой семейство взаимодействующих подсистем.

Структурная схема ССБТ состоит из следующих элементов:

- организационно-методические стандарты;
- стандарты требований и норм по видам опасных и вредных производственных факторов;
- стандарты требований безопасности к производственному оборудованию;
- стандарты требований безопасности к производственным процессам;
- стандарты требований к средствам защиты работающих.

В настоящее время ССБТ включает более 300 государственных стандартов и свыше 500 отраслевых стандартов. На основе государственных и отраслевых стандартов ССБТ, а также стандартов и технических условий, содержащих требования безопасности, на предприятиях всех отраслей народного хозяйства разрабатываются стандарты предприятий по безопасности труда. Они определяют организацию работ по обеспечению безопасности труда и внедрению стандартов ССБТ на предприятии.

В целях внедрения стандартов ССБТ, устанавливающих требования и нормы по видам опасных и вредных производственных факторов, на предприятиях анализируются условия труда и противопожарного состояния объектов, мероприятия по защите от шума, вибрации, нормализации воздуха рабочей зоны, обеспечению взрывобезопасности и т. д.

Основные требования стандартов ССБТ содержатся в 70 000 стандартов и технических условиях на производственное оборудование, материалы и вещества.

В настоящее время на оборудование для литейного производства действует более 120 нормативных документов. При этом основополагающими документами в литейном производстве являются государственные стандарты ССБТ, в том числе ГОСТ 12.2.046—80, ГОСТ 12.3.027—81*, ГОСТ 12.2.093—83.

Введение в действие указанных стандартов позволило регламентировать для всех предприятий страны, производящих отливки, требования безопасности на основные виды литейного оборудования и производственные процессы, связанные с выполнением литейных работ.

На основе требований основных стандартов в ряде министерств разработаны отраслевые стандарты, учитывающие специфические особенности конструкции и эксплуатации оборудования, а также технологии изготовления отливок.

В настоящее время разработаны и действуют более десяти отраслевых стандартов, отражающих требования безопасности к технологическим процессам по основным переделам и способам литья, а также по некоторым видам оборудования. Среди них ОСТ 2Н 89-16—83, ОСТ 2Н 89-15—83 и др.

Разработана также группа отраслевых стандартов: на требования безопасности к автоматизированным и комплексно-механизированным линиям изготовления стержней (ОСТ 2Н 89-8—80); на допустимые уровни шума и вибрации и методы их определения; на средства снижения шума при работе литейного оборудования и эргономические требования к нему; на средства индивидуальной защиты рабочих литейных цехов, которые направлены на создание безопасных условий труда и снижение утомляемости.

Разработка и внедрение стандартов ССБТ в различных отраслях народного хозяйства — задача актуальная и многоплановая; успешное ее решение зависит от совместных усилий разработчиков, служб охраны труда министерств, а также служб охраны труда непосредственно на местах: заводах, фабриках, хозяйствах.

Одним из условий внедрения системы стандартов безопасности труда является отражение в технологической документации требований безопасности производственных процессов. На необходимость выполнения этого условия указано в ряде нормативно-технических и методических документов.

Основополагающим документом по внедрению стандартов являются «Методические указания по внедрению Системы стандартов безопасности труда в отраслях народного хозяйства» (РДМУ 83—82), утвержденные Госстандартом и ВЦСПС. Этим документом установлено, что служба главного технолога должна осуществлять постоянный контроль за включением требований безопасности труда в технологическую документацию предприятия.

На предприятиях машиностроения эти требования отражаются в технологических документах в соответствии с «Методическими указаниями по контролю полноты изложения требований безопас-

ности труда в конструкторской и технологической документации» (РД 50-134—78).

На основе методических указаний РД 50-134—78 в ряде отраслей машиностроения были разработаны соответствующие отраслевые стандарты, которые устанавливают порядок отражения требований безопасности труда в технологической документации. Примером отраслевого норматива может служить ОСТ 24.025.02—80 «Отражение требований безопасности труда в технологической документации», действующий на предприятиях Минтяжмаша СССР.

Требования безопасности труда устанавливаются разработчиком с учетом особенностей выполнения технологических процессов (операций), норм и требований стандартов ССБТ, санитарных норм и правил и других нормативных и нормативно-технических документов.

Отраслевые стандарты включают в себя указания по применению средств индивидуальной и коллективной защиты, используемые непосредственно на рабочих местах (ограждения, защитные экраны, местные отсосы и др.), а также применяемую наряду со средствами технологического оснащения оснастку, обеспечивающую безопасность работающих (пинцеты и щипцы для удаления деталей из зоны обработки, крючки для отвода и удаления стружки и др.), которая не является составной частью используемого оборудования.

Глава 2

АСПИРАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕРАБОТКИ ФОРМОВОЧНЫХ МАСС

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АСПИРАЦИИ

Как отмечалось ранее, наиболее интенсивными источниками пылеобразования при переработке формовочных масс следует считать процессы пересыпки материалов, при которых возникает эжекционный поток воздуха, создающий избыточное давление в месте падения материала.

Рассмотрим вертикальное движение двухфазного потока в прямолинейном желобе (трубе), схема которого приведена на рис. 2.1.

Пусть за время Δt объем потока из положения $2-2-1-1$ сместится в положение $2'-2'-1'-1'$; при этом расстояние между сечениями $2-2$ и $1-1$ составляет Δx .

Согласно второму закону Ньютона, изменение количества движения отдельных компонентов выделенной части двухфазного по-

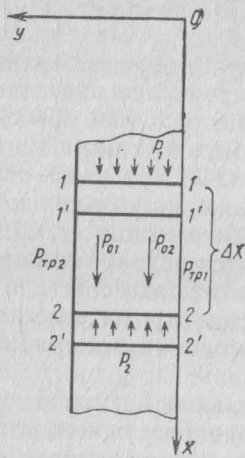


Рис. 2.1. Схема вертикального движения сыпучего материала в закрытом желобе

тока равно импульсу действующих на него сил:

$$\Delta(m_1 v_1) = (P_{01} - P_{\tau p1} - P_{12}) \Delta x \Delta \tau; \quad (2.1)$$

$$\Delta(m_2 v_2) = \left[P_{02} - P_{\tau p2} + P_{12} - \frac{\partial}{\partial x} (p F_2) \right] \Delta x \Delta \tau, \quad (2.2)$$

где P_{01} , P_{02} — массовые силы, действующие на твердый и газообразный компонент, Н/м; $P_{\tau p1}$, $P_{\tau p2}$ — силы трения компонентов о стенки желоба; P_{12} — сила взаимодействия дисперсного материала с обтекающим его воздухом, Н/м; p — давление воздуха в желобе,

Па; F_2 — разность между площадью поперечного сечения желоба и живым сечением потока дисперсного материала, м².

Все указанные силы отнесены к единице длины желоба.

Массы компонентов двухфазного потока, находящиеся между сечениями 1—1' и 2—2', можно выразить так:

$$m_1 = F \Delta x \beta \rho_1; \quad (2.3)$$

$$m_2 = F \Delta x (1 - \beta) \rho_2, \quad (2.4)$$

где F — площадь поперечного сечения желоба, м²; β — объемная концентрация дисперсного материала м³/м³; ρ_1 , ρ_2 — плотность дисперсного материала и воздуха соответственно, кг/м³.

Если движение двухфазного потока стационарно, т. е. скорости движения компонентов v_1 и v_2 в данном сечении не зависят от времени, то массовые расходы воздуха и твердого материала постоянны

$$F v_1 \rho_1 \beta = \text{const}; \quad (2.5)$$

$$F v_2 \rho_2 (1 - \beta) = \text{const}. \quad (2.6)$$

Приняв во внимание уравнения (2.5) и (2.6), из уравнений (2.1) и (2.2) получим

$$F \beta \rho_1 \frac{dv_1}{d\tau} = P_{01} - P_{\tau p1} - P_{12}; \quad (2.7)$$

$$F (1 - \beta) \rho_2 \frac{dv_2}{d\tau} = P_{02} - P_{\tau p2} + P_{12} - \frac{\partial}{\partial x} (p F_2). \quad (2.8)$$

Выполнив в уравнениях (2.1), (2.2) замену

$$\frac{dv_1}{d\tau} = \frac{dv_1}{dx} \frac{dx}{d\tau} = \frac{dv_1}{dx} v_1; \quad (2.9)$$

$$\frac{dv_2}{d\tau} = \frac{dv_2}{dx} v_2, \quad (2.10)$$

получим

$$F \beta \rho_1 v_1 \frac{dv_1}{dx} = P_{01} - P_{\tau p1} - P_{12}; \quad (2.11)$$

$$F (1 - \beta) \rho_2 v_2 \frac{dv_2}{dx} = P_{02} - P_{\tau p2} + P_{12} - \frac{\partial}{\partial x} (p F_2), \quad (2.12)$$

где v_1 — скорость частицы; v_2 — скорость газа.

Массовая сила, действующая на твердый компонент, представляет собой силу веса

$$P_{01} = F \beta \rho_1 g, \quad (2.13)$$

где g — ускорение свободного падения, м/с².

Если температура воздуха внутри и снаружи желоба одинакова, то массовая сила, действующая на воздух, уравнивается архимедовой силой. В противном случае

$$P_{02} = F (1 - \beta) \rho_2 g (1 - \varepsilon), \quad (2.14)$$

где ε — отношение плотности воздуха снаружи и внутри желоба.

Уравнения (2.11) и (2.12) были использованы О. Д. Нейковым и И. Н. Логачевым [57] для описания явления эжекции воздуха потоком сыпучего материала. При этом делались следующие допущения.

1. Взаимодействие твердого компонента со стенками желоба сводилось к трению скольжения, т. е. для случая наклонного желоба

$$P_{\tau p1} = F \beta \rho_1 g f_{\text{тр}} \cos \alpha, \quad (2.15)$$

где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения материала о стенки желоба; α — угол наклона желоба.

2. Сила взаимодействия воздуха с дисперсной фазой принималась равной сумме сопротивления отдельных частиц:

$$P_{12} = F \beta K_m c \frac{(v_1 - v_2)^2 \rho_2}{2}, \quad (2.16)$$

где K_m — отношение площади миделевого сечения частицы к ее объему.

3. Сила трения воздуха о стенки желоба определялась формулой Дарси — Вейсбаха:

$$P_{\tau p2} = \lambda_{\text{тр}} \frac{F}{D_r} \frac{v_2^2 \rho_2}{2}, \quad (2.17)$$

где D_r — гидравлический диаметр желоба, м.

При указанных предположениях и при $\varepsilon = 1$ уравнения (2.11), (2.12) можно переписать:

$$\beta v_1 \rho_1 \frac{dv_1}{dx} = \beta \rho_1 a_1 - c \beta K_m \frac{(v_1 - v_2)^2}{2} \rho_2; \quad (2.18)$$

$$(1 - \beta) v_2 \rho_2 \frac{dv_2}{dx} = - \frac{\lambda_{\text{тр}}}{D_r} \frac{v_2^2 \rho_2}{2} + c K_m \beta \frac{(v_1 - v_2)^2}{2} \rho_2 - \frac{\partial}{\partial x} [(1 - \beta) p], \quad (2.19)$$

где a_1 — ускорение частиц (для вертикального желоба $a_1 = g$), для наклонного желоба

$$a_1 = g \sin \alpha (1 - f_{\text{тр}} \operatorname{ctg} \alpha). \quad (2.20)$$

При усреднении объемной концентрации по всей длине желоба, а следовательно, при $\beta = \text{const}$, в результате решения уравнений (2.19) и (2.20) получается выражение для определения эжекционного давления

$$p_{\text{эж}} = \frac{c \rho_2 \sigma_M}{3 \rho_1 d_{\text{ср}} F g} [|v_k - v_2|^3 - |v_0 - v_2|^3], \quad (2.21)$$

где v_k, v_0 — конечная и начальная скорости частицы; здесь коэффициент c определяется по эмпирической формуле (1.6), учитывающей влияние стесненности движения материала в пределах $\beta < 0,01 \div 0,02$; $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр частиц материала.

Формула (1.6) получена в результате обработки экспериментальных данных при $0,5 < d_{\text{ср}} < 20$ мм и $0,004 < \beta < 0,02$.

При значениях $\beta > 0,02$ использование зависимости (2.21) дает значительное отклонение по объемам эжектируемого воздуха от фактических, что объясняется влиянием стесненности частиц как на скорость их движения v_k , так и на коэффициент аэродинамического сопротивления c .

Механизм взаимодействия частиц материала со стенками желоба и между собой в условиях $\beta > 0,02$ достаточно сложен и еще мало изучен.

В качестве простейшей математической модели зависимости $v_k^{\text{ст}}$ в стесненных условиях от β рассмотрим линейную функцию

$$v_k^{\text{ст}} = v_k - A\beta = v_k (1 - \kappa\beta), \quad (2.22)$$

где A — коэффициент, определяемый экспериментально; $\kappa = \frac{A}{v_k}$.

Анализ результатов экспериментального исследования движения сыпучего материала по желобам показывает, что при $0,01 < \beta < 0,1$ коэффициент κ близок к единице:

$$v_k^{\text{ст}} \approx (1 - \beta) v_k. \quad (2.23)$$

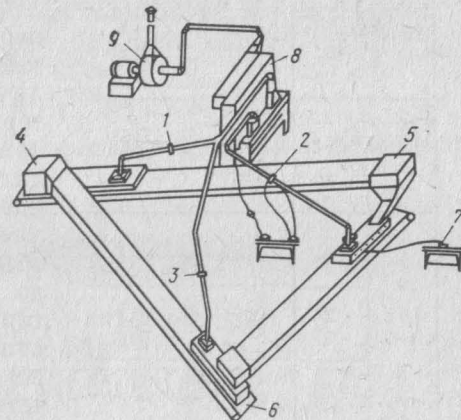
Для получения коэффициента аэродинамического сопротивления частиц в условиях стесненного движения были проведены специальные экспериментальные исследования в промышленных и полупромышленных условиях.

2.2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ АСПИРАЦИИ В ПРОМЫШЛЕННЫХ И ПОЛУПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ

Целью экспериментальных исследований явилось определение фактических объемов воздуха, эжектируемого потоком сыпучего материала. Исследования проводились на полупромышленной ас-

Рис. 2.2. Полупромышленная аспирационная установка:

1, 2, 3 — диафрагмы; 4 — перегрузочный узел № 1; 5 — перегрузочный узел № 2; 6 — перегрузочный узел № 3; 7 — микроанометр; 8 — рукавный фильтр; 9 — вентилятор ЦП 7-40 № 6



спирационной установке (рис. 2.2), в которой замкнутым потоком движется материал. Ширина лент конвейеров 500 мм. Материал по желобу поступает в укрытие с двойными стенками и внутренней жесткой перегородкой. Высота перепада материала 2,85 м, поперечное сечение желоба $F = 0,23 \times 0,19$ м². Внутренняя жесткая перегородка отделяет зону падения материала от зоны отсоса. Перегородку можно передвигать вертикально, изменяя высоту свободного прохода над лентой, а следовательно, и гидравлическую характеристику системы.

Воздух укрытия отсасывается вентилятором ЦП7-40 № 6, производительность которого регулируется пусковым шибером, установленным на нагнетательном патрубке, что позволяет изменять разрежение в укрытии при работе установки от 2 до 10 Па.

Для определения фактического объема отсасываемого воздуха на прямолинейных участках воздухопроводов установлены диафрагмы, которые дают возможность определять количество аспирируемого воздуха с точностью 1—2%.

Перепад давления на диафрагмах и давление внутри укрытия измеряли микроанометром ММН. Предварительно диафрагмы тарировались на стенде с помощью пневмометрической трубки. Для изучения эжектирующих свойств сыпучих материалов в условиях стесненного движения в желобе проводились экспериментальные исследования пересыпок песка, а также медно-никелевого концентрата, мелкого угольного концентрата, угольного концентрата, доменного шлака и специально подготовленного отсева рудного материала со средним диаметром кусков $d_{\text{ср}} = 10,1$ мм.

Выбор данных материалов для исследований объясняется тем, что аналогичные пески и угольные мелкие материалы используются в формовочных смесях, а также необходимостью получения данных по эжекционным свойствам кусковых материалов в широком диапазоне диаметров.

Гранулометрический состав исследованных материалов приведен в табл. 2.1. Средний диаметр частиц перегружаемого материала определяется по формуле (1.8) [44, 57].

Таблица 2.1

Гранулометрический состав исследуемых материалов, %

Материал	Содержание фракций, % с частицами диаметром (мм)										Средний диаметр, мм	Плотность, кг/м ³				
	Содержание фракций, % с частицами диаметром (мм)															
	40	30	15	7,5	4,8	2,3	0,9	0,4	0,25	0,18			0,14	0,14	<0,14	
Песок формовочный	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,4	2600	1,1
Медно-никелевый концентрат (окатыши)	—	4,1	7,2	4,0	5,4	13,5	14,5	16,6	9,4	32,0	32,0	32,0	32,0	9,5	3500	5,6
Мелкий угольный концентрат	—	—	—	13,3	10,8	10,1	35,8	5,1	21,8	1,8	1,8	1,8	1,8	0,5	1400	3,8
Доменный шлак	13,3	16,6	19,2	10,8	8,3	7,5	16,7	5,8	0,8	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	2300	14,3
Отсев руды	—	—	30,0	7,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4000	10,1

Как показали результаты экспериментов, увеличение объема эжектируемого воздуха, обусловленное повышением расхода материала и соответственно его объемной концентрации, наблюдалось только до определенного предела, начиная с которого увеличение расхода материала и объемной концентрации приводило к уменьшению объемов эжектируемого воздуха (рис. 2.3, 2.4, кривые 1). Перегиб кривых происходил при $\beta = 0,02 \div 0,03$. Расчетные значения объемов эжектируемого воздуха в соответствии с рекомендациями [44] удовлетворительно совпадали с фактическими при малых объемных концентрациях ($\beta \leq 0,02$) (см. рис. 2.4, кривые 2). При $\beta > 0,02$ наблюдались значительные расхождения между фактическими и расчетными значениями объемов воздуха, определенные по методике [44].

С целью разработки методики расчета объемов аспирируемого воздуха в условиях стесненного движения материалов в желобе рассмотрим коэффициент аэродинамического сопротивления частиц при вертикальном их падении.

В качестве исходной зависимости для экспериментальной обработки коэффициента аэродинамического сопротивления частиц было использовано уравнение (1.5) относительной скорости λ , приведенное в работе [57].

$$\frac{\lambda^2}{(1-\lambda)^3 - (n-\lambda)^3} = \frac{cK_T G_M v_K}{3 \sum \xi F_{pM} g}$$

Подставив в уравнение (1.5) постоянные величины и принимая частицу шарообразной формы

(для которой $K_T = \frac{3}{2d_{cp}}$), получим выражение относительно c :

$$c = \frac{9,6 \sum \xi F_{pM} d_{cp} \lambda^2}{G_M v_K (0,9\lambda^2 - 1,53\lambda + 0,657)} \quad (2.24)$$

С учетом значений табл. 2.1 найдем значения коэффициента c для различных материалов:
для песка

$$c = \frac{0,855\lambda^2}{G_M (0,9\lambda^2 - 1,53\lambda + 0,657)} \quad (2.25)$$

для окатышей

$$c = \frac{4,63\lambda^2}{G_M (0,9\lambda^2 - 1,53\lambda + 0,657)} \quad (2.26)$$

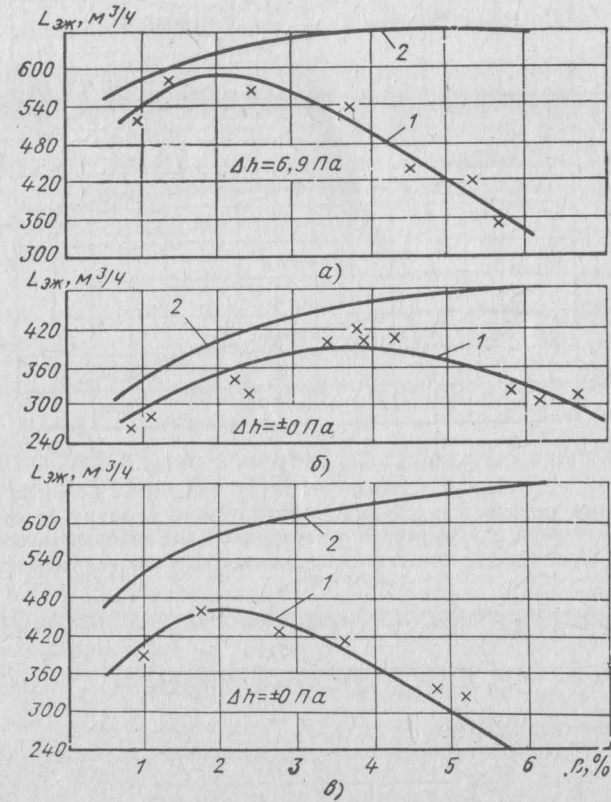


Рис. 2.3. Кривые зависимости объема эжектируемого воздуха от объемной концентрации β песка (а, б) и окатышей (в) в укрытиях без перегородки:
1 — экспериментальная кривая; 2 — кривая, построенная на основании методики [12]

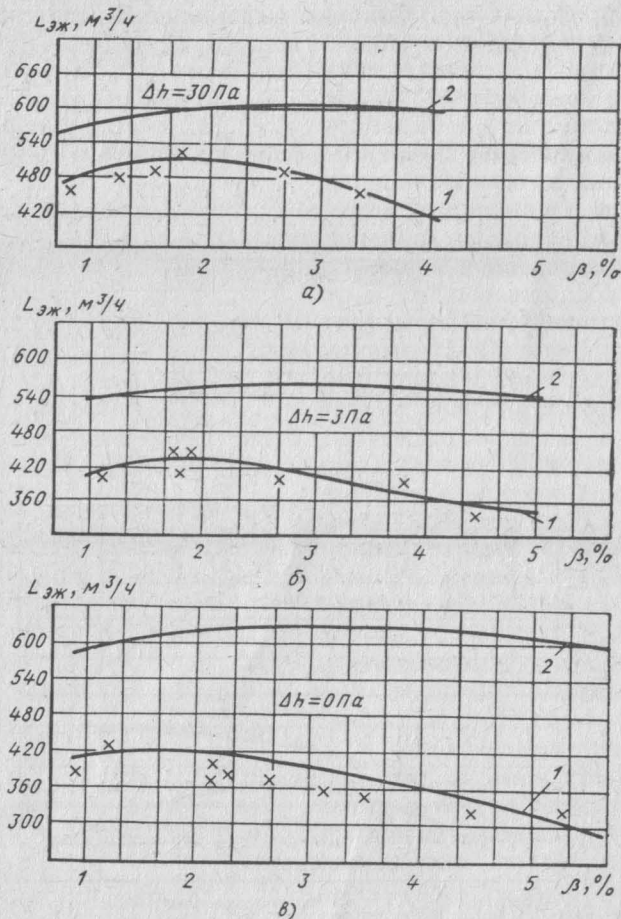


Рис. 2.4. Кривые зависимости объема эжектируемого воздуха от объемной концентрации β окатышей в укрытиях с перегородкой (а) и без перегородки (б, в): 1 — экспериментальная кривая; 2 — кривая, построенная на основании методики [12]

для мелкого угольного концентрата

$$c = \frac{1,27\lambda^2}{G_M(0,9\lambda^2 - 1,53\lambda + 0,657)}; \quad (2.27)$$

для доменного шлака

$$c = \frac{7,75\lambda^2}{G_M(0,9\lambda^2 - 1,53\lambda + 0,657)}; \quad (2.28)$$

для отсеянной руды

$$c = \frac{9,55\lambda^2}{G_M(0,9\lambda^2 - 1,53\lambda + 0,657)}. \quad (2.29)$$

Таким образом, в каждом конкретном эксперименте были измерены величины скорости эжектируемого воздуха v_B и расхода материала G_M . Затем расчетным путем определяли коэффициенты λ и c . Анализ полученных результатов показывает, что коэффициент аэродинамического сопротивления для всех исследованных материалов в значительной степени зависит от объемной концентрации материала в желобе и среднего диаметра частиц.

Обработкой экспериментальных данных получена следующая зависимость для аэродинамического сопротивления частиц в условиях их стесненного движения в желобе:

$$c_{ст} = 0,031\Phi d_{ср}^{1,5} \exp[-(0,7 + 0,255\sqrt{d_{ср}})V\beta], \quad (2.30)$$

где величина $d_{ср}$ выражена в мм, а β — в %.

Если $d_{ср}$ выразить в метрах, β — в частях, формула (2.30) примет вид

$$c_{ст} = 1000\Phi d_{ср}^{1,5} \exp[-(7 + 80\sqrt{d_{ср}})V\beta], \quad (2.31)$$

где Φ — аэродинамический коэффициент формы частиц.

Определим скорость эжектируемого воздуха v_B , исходя из условия, что на преодоление сопротивления движению воздуха в желобе и укрытии расходуется все давление (разрежение в укрытии за счет работы местного отсоса p_y и эжекционное давление, создаваемое потоком сыпучего материала $p_{эж}$):

$$p_y + p_{эж} = \sum \xi \frac{v_B^2}{2} \rho_B. \quad (2.32)$$

Величина $p_{эж}$ может быть определена также из уравнения (1.5):

$$p_{эж} = \frac{c_{ст}\rho_B G_M}{4\rho_M d_{ср} F g} [v_k - v_B]^3 - |v_0 - v_B|^3. \quad (2.33)$$

С учетом влияния стесненности на скорость материала v_k и на коэффициент $c_{ст}$ уравнение (2.33) запишется как

$$\lambda^2 = \frac{1000\Phi d_{ср}^{0,5} \exp[-(7 + 80\sqrt{d_{ср}})V\beta] G_M v_k}{2\rho_M F g \Sigma \xi}. \quad (2.34)$$

После подстановки значений $g = 9,8$ м/с² и $\rho_B = 1,2$ кг/м³ окончательно получим

$$\lambda^2 = M\lambda [1 - \lambda^3 - |0,7 - \lambda^3|] + N, \quad (2.35)$$

$$\text{где } \lambda = \frac{v_B}{v_k}; \quad M = \frac{51\Phi d_{ср}^{0,5} \beta v_k^2 \exp[-(7 + 80\sqrt{d_{ср}})V\beta]}{\Sigma \xi}; \quad (2.36)$$

$$N = \frac{1,67P_y}{(1 - \beta)^2 v_k^2 \Sigma \xi}; \quad (2.37)$$

где M и N — безразмерные параметры.

Решение уравнения (2.35) дает возможность найти коэффициент скольжения фаз λ , с помощью которого рассчитывается объем эжектируемого воздуха:

$$L_{эж} = \lambda(1 - \beta)^2 v_k F. \quad (2.38)$$

Полученные результаты позволяют рекомендовать такую последовательность расчета объемов аспирируемого воздуха узлов переработки сухих ненагретых материалов (процессов подготовки шихтовых материалов, кроме отработанной формовочной смеси).

1. Исходные данные

Характеристика транспортируемых материалов: расход материала G_m , кг/с; плотность материала ρ_m , кг/м³; гранулометрический состав перегружаемого материала, определяемый ситовым методом.

Характеристика перегрузочного узла: ширина ленты конвейера B , м; скорость движения ленты подающего конвейера v_n , м/с; схема перегрузочного узла с углами наклона желоба к горизонту и высотой падения материала h ; площадь поперечного сечения желоба в месте входа материала в нижнее укрытие F , м².

II. Порядок расчета

1. По формуле (1.8) вычисляют средний диаметр частиц перегружаемого материала d_{cp} , м.

2. Рассчитывают скорость движения материала в желобе при входе его в нижнее укрытие v_k (м/с) путем последовательного расчета движения материала на всех прямолинейных участках желоба:

а) для вертикальных желобов

$$v_k = \sqrt{2gh}, \quad (2.39)$$

б) для наклонных желобов

$$v_k = \sqrt{(v_{i-1} K_n)^2 + 2gh_i(1 - f_{тр} \operatorname{ctg} \alpha)}, \quad (2.40)$$

где h — высота вертикальных желобов, м; v_{i-1} — скорость движения материала в конце предыдущего участка, м/с; K_n — безразмерный коэффициент, учитывающий поворот материала (табл. 2.2), принимают на основании экспериментальных данных [57]:

α	30	40	45	50	60	70	80	90
K_n	0,47	0,64	0,7	0,75	0,85	0,93	0,97	1,0

$f_{тр}$ — коэффициент трения материала о днище желоба, равный 0,5; α — угол наклона желоба, град.

3. С помощью формулы (1.7) определяют объемную концентрацию материала в желобе β , м³/м³.

4. Рассчитывают сумму коэффициентов местных сопротивлений (КМС) системы желоб — укрытие

$$\sum \xi = \xi_{вх.в} + \sum \xi_{ж.у} + \xi_{вх.н}, \quad (2.41)$$

F/F_y	$F_{пр}/F_y$				
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
1	193	44,5	17,8	8,12	4,02
0,8	124	28,5	11,4	6,19	2,57
0,6	69,5	16,0	6,41	2,92	1,45
0,4	30,9	7,12	2,84	1,3	0,64
0,2	7,72	1,78	0,71	0,32	0,16

где $\xi_{вх.в}$ — КМС при входе воздуха в укрытие разгрузочной части верхнего конвейера; $\sum \xi_{ж.у}$ — КМС желоба и укрытия; $\xi_{вх.н}$ — КМС при входе воздуха в укрытие разгрузочной части желоба;

$$\xi_{вх.в} = 2,4 \left(\frac{F}{F_v} \right)^2, \quad (2.42)$$

где F_v — площадь неплотностей в верхнем укрытии (подающего конвейера), определяемая по чертежам укрытий;

$$\sum \xi_{ж.у} = \xi_{ж} + \xi_{у}, \quad (2.43)$$

где $\xi_{ж}$ — КМС желоба (для вертикальных желобов $\xi_{ж} = 1,5$), для наклонных $\xi_{ж} = 2,5$); $\xi_{у}$ — КМС для внутренней перегородки в укрытии (для укрытий с двойными стенками), принимается по табл.

2.2 в зависимости от $\frac{F_{пр}}{F_y}$ и $\frac{F}{F_y}$, где $F_{пр}$ — площадь поперечного сечения прохода в месте установки перегородки; F_y — площадь поперечного сечения нижнего укрытия.

5. По формуле (2.36) рассчитывают безразмерный параметр M . Принимают для частиц формовочных масс $\Phi = 3,5$ (частицы неопределенной формы), тогда величина M примет вид

$$M = \frac{179 d_{cp}^{0,5} \beta v_k \exp[-(7 + 80 \sqrt{d_{cp}}) \sqrt{\beta}]}{\sum \xi}. \quad (2.44)$$

6. Задают величину p_y разрежения в нижнем укрытии для условий литейных цехов: $p_y = 10$ Па — для укрытий с одинарными стенками и $p_y = 8$ Па — для укрытий с двойными стенками.

7. По формуле (2.37) рассчитывают параметр N .

8. С помощью формулы (2.35) определяют коэффициент λ . Для удобства расчета в приложении 1 приведена таблица зависимости значений λ от M и N .

9. По формуле (2.38) находят количество эжектируемого воздуха.

10. По чертежу укрытия определяют площадь неплотностей в нем (или задаются шириной щели в укрытии 0,015 м).

11. Определяют количество воздуха L_n , просасываемого через неплотности в укрытии вследствие наличия в нем разрежения, по формуле расхода воздуха через отверстие в тонкой стенке [35, 44]:

$$L_n = 0,65 F_n \sqrt{\frac{2 p_y}{\rho_v}} \quad (2.45)$$

12. Определяют количество аспирируемого воздуха по формуле

$$L_a = L_{эж} + L_n$$

Сравнение фактических объемов аспирируемого воздуха, полученных на специальной установке в промышленных условиях, с объемами аспирируемого воздуха, рассчитанными по изложенной методике, показало хорошую сходимость результатов расчета с экспериментальными данными [44]. Расхождение результатов находилось в пределах 15—20%, что позволяет рекомендовать внедрение данного метода в практику проектирования.

В процессах приготовления формовочных смесей используются различные тонкоизмельченные материалы (например, угольный порошок). Как показали экспериментальные исследования, порошкообразные материалы (т. е. материалы с размером частиц менее 0,15—0,2 мм) имеют ряд специфических аэродинамических свойств, связанных с тем, что движение таких материалов по перегружаемым желобам происходит пакетами частиц [44]. Экспериментально установлено, что эжектирующие свойства таких материалов такие же, как у материалов с размером частиц 8—14 мм (рис. 2.5). При этом эжектирующие свойства различных порошкообразных материалов с указанными выше размерами частиц практически не отличаются друг от друга.

Таким образом, движение порошков в перегружаемых желобах можно рассматривать как движение более крупного материала с размером частиц d_{ysl} . Расчетным путем установлено, что

$$d_{ysl} = 14,57 \sqrt{\beta} \quad (2.46)$$

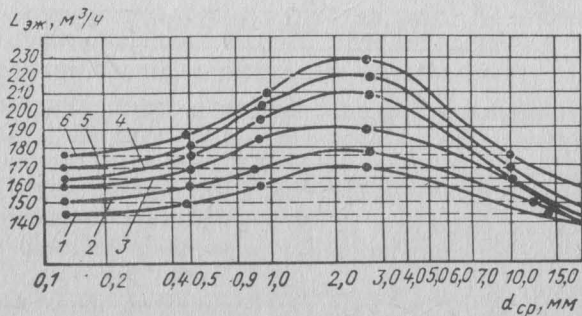


Рис. 2.5. График зависимости $L_{эж} = f(d_{ср})$ для $\alpha = 90^\circ$ при значениях нагрузки на желоб $\tau / (\text{ч} \cdot \text{м}^2)$: 1 — 70; 2 — 160; 3 — 220; 4 — 300; 5 — 380; 6 — 460

Если средний диаметр частиц перегружаемого шихтового материала меньше или равен d_{ysl} , расчет объемов эжектируемого им воздуха следует проводить по d_{ysl} .

2.3. АСПИРАЦИЯ ДРОБИЛЬНО-ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Дробильно-измельчительное оборудование [1] по способу пылевыделения делится на три группы (см. рис. 1.2). К первой группе относятся конусные и щековые дробилки; ко второй — валковые и молотковые дробилки, дезинтеграторы; к третьей — барабанные мельницы, сортировочное оборудование, питатели, элеваторы.

Конусные и щековые дробилки применяют для крупного, среднего и мелкого дробления материала. Выделение пыли наблюдается в них при падении материала в дробящее устройство, а также при разгрузке дробленого материала в дробящее устройство на конвейер. Поэтому аспирационные отсосы для конусных и щековых дробилок устанавливаются на укрытие загрузочной части дробилки и на укрытие башмака разгрузочного желоба (рис. 2.6).

Производительность верхнего отсоса

$$L'_{a,др} = L'_{эж,др} + L'_{n,др} - L''_{эж,др} \quad (2.47)$$

где $L'_{a,др}$ — количество аспирируемого воздуха от верха дробилки; $L'_{эж,др}$ и $L'_{n,др}$ — объем воздуха, эжектируемого в укрытие соответственно по желобу и просасываемое через неплотности дробилки; $L''_{эж,др}$ — количество воздуха, поступающее в нижний (разгрузочный) желоб.

Производительность нижнего отсоса

$$L''_{a,др} = L''_{эж,др} + L''_{n,др} \quad (2.48)$$

где $L''_{a,др}$ — объем аспирируемого воздуха от низа дробилки;

$L''_{n,др}$ — количество воздуха, просасываемое через неплотности нижнего укрытия.

Отличительной особенностью работы дробилок по сравнению с перегрузочными узлами является то, что в дробилках по мере движения материала существенно изменяется его гранулометрический состав. При этом можно предположить, что начальная скорость дробленого материала равна нулю.

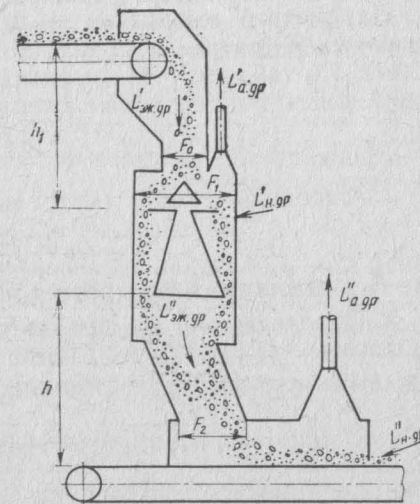


Рис. 2.6. Схема аспирации конусной дробилки

При расчете аспирации конусных и щековых дробилок исходные данные принимают такими же, как и для расчета аспирации перегрузочных узлов. Последовательность расчета при этом должна быть следующей.

1. Для определения $L'_{эж.др}$ вычисляют средний диаметр (м) кусков материала по формуле (1.8):

$$d_{ср} = 0,01 \sum_{i=1}^n d_i m_i,$$

где d_i — диаметр куска, м; m_i — процентное содержание i -й фракции в загруженной массе.

Конечная скорость загружаемого материала (м/с)

$$v_k = \sqrt{2gh_1}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \xi = \xi_{вх.в} + \xi_{пов.90^\circ} + \xi_{расш}. \quad (2.49)$$

Здесь $\xi_{вх.в}$ — КМС входа в верхнее укрытие; $\xi_{вх.в} = 2,4 \left(\frac{F}{F_{вх.в}} \right)^2$, где $F_{вх.в}$ — площадь неплотностей в верхнем укрытии, м²; $\xi_{расш}$ — КМС при внезапном расширении конечного сечения желоба;

$$\xi_{расш} = \left(1 - \frac{F}{F_1} \right)^2. \quad (2.50)$$

Параметр N вычисляют по формуле (2.37). В верхнем укрытии разрежение составляет 2 Па. Параметр M находят по формуле (2.44). По таблице [44] определяют λ . С учетом полученных значений λ подсчитывают объем эжектируемого воздуха

$$L'_{эж.др} = \lambda (1 - \beta)^2 v_k F.$$

2. Определяют $L'_{н.др}$ (м³/с) по формуле (2.45):

$$L'_{н.др} = 0,84 F_n \sqrt{p_{н.в}}$$

где F_n — площадь неплотностей верхнего укрытия дробилки.

3. Определяют $L'_{эж.др}$ с вычислением $d_{ср}$ дробленого материала по формуле (1.8). Затем находят конечную скорость измельченного материала: $v_k = \sqrt{2gh}$. Объемная концентрация материала

$$\beta_1 = \frac{2G_m}{\rho_m F_2 (v_{1к} + v_k)}.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений

$$\sum \xi_1 = \xi_{вх.в} + \xi_{пов.90^\circ} + \xi_{расш} + \xi_{пл.суж} + \xi'_{расш} + \xi_{вх.н.ук};$$

$$\xi_{вх.в} = 2,4 \left(\frac{F_2}{F_{вх.в}} \right)^2; \quad \xi_{пов.90^\circ} = 0,21;$$

$$\xi_{расш} = \left(1 - \frac{F}{F_1} \right)^2 \left(\frac{F'_2}{F} \right)^2,$$

где $\xi_{пл.суж}$ — КМС при движении воздуха через дробящий механизм дробилки [$\xi_{пл.суж} = 0,2$; при угле конусности $\alpha = 18^\circ$ $\xi_{расш} = \left(1 - \frac{F'_2}{F} \right)^2$ и $\xi_{вх.н.ук} = 1,0$].

Находят параметр N по формуле (2.37), при этом разрежение в нижнем укрытии принимают 5 Па. Определяют параметр M по формуле (2.44). По величинам M и N с помощью таблицы [44] определяют коэффициент λ_1 . Количество эжектируемого воздуха (м³/с)

$$L''_{эж.др} = \lambda_1 (1 - \beta_1)^2 v_{1к} F'_2.$$

4. Определяют величину $L'_{н.н}$ по формуле (2.45).

Валковые дробилки применяют для среднего и мелкого дробления материалов. Направленный воздушный поток $L_{эж.в}$ в желобах, примыкающих к дробилкам данного типа, образуется не только в результате эжекционных свойств перегружаемого материала, но и вследствие вращения роторов. Роторы в аэродинамическом отношении подобны рабочему колесу нагнетания. Поскольку направление движения воздушного потока в валковых дробилках совпадает с направлением движения материала, избыточное давление в месте его загрузки не создается. Поэтому аспирационную воронку устанавливают в месте выгрузки дробленого материала на конвейер (рис. 2.7).

Количество отсасываемого воздуха $L_{а.в}$ рассчитывают по формуле

$$L_{а.в} = L_{эж.в} + L_{н.в}, \quad (2.51)$$

где $L_{эж.в}$ — количество эжектируемого воздуха, поступающего по желобу в укрытие;

$$L_{эж.в} = L_{изб} + L'_{эж.в}, \quad (2.52)$$

где $L_{изб}$ — количество воздуха, проходящего по желобу под действием только нагнетающей способности ротора дробилки; $L'_{эж.в}$ — количество воздуха, поступающего в укрытие по желобу только за счет эжекции материала.

Для расчета объемов аспирируемого воздуха от валковых дробилок выполняют следующее.

1. Определяют объем воздуха (м³/с), нагнетаемого валками [1]:

$$L_{изб} = 6,3 F_{щ} \omega D_b, \quad (2.53)$$

где $F_{щ}$ — площадь сечения щели между внешними валками, м² ($F = Sl$, где S — ширина щели между нижними валками, м; l —

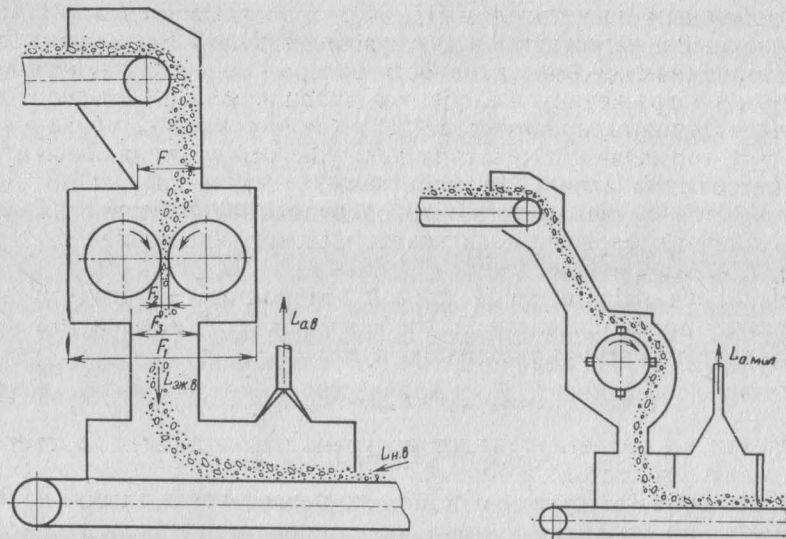


Рис. 2.7. Схема аспирации валковой дробилки

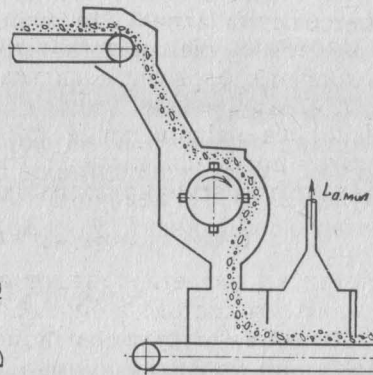


Рис. 2.8. Схема аспирации молотковой дробилки

длина валка, м); ω — угловая скорость валков (нижних), рад/с; $D_{в}$ — диаметр валков, м.

2. Для вычисления объема эжектируемого воздуха $L_{эж.в}$ необходимо найти $d_{ср}$, $\Sigma \xi$, v_k , β , N , M и λ .

Средний диаметр кусков измельченного материала определяют по формуле (1.8). Сумма коэффициентов местных сопротивлений с момента выхода материала в укрытие подающего конвейера

$$\Sigma \xi = \xi_{вх.в} + \xi_{пов.90^\circ} + \xi_{вн.расш} + \xi_{вн.суж} + \xi_{1вн.расш} + \xi_{1вн.суж} + \xi_{вх.н.укр}, \quad (2.54)$$

где $\xi_{вх.в} = 2,4 \left(\frac{F_3}{F_{в}}\right)^2$; $\xi_{пов.90^\circ} = 0,21$; $\xi_{вн.расш} = \left(1 - \frac{F}{F_1}\right)^2$;
 $\xi_{вн.суж} = 0,5 \left(1 - \frac{F_3}{F_2}\right)^2$; $\xi_{1вн.расш} = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2$; $\xi_{1вн.суж} = 0,5 \left(1 - \frac{F_3}{F_1}\right)^2$;

F_3 — площадь желоба нижнего укрытия, м²; $\xi_{вх.н.укр} = 1,0$.

При определении скорости движения материала v_k высоту падения дробленого материала принимают от центра нижних валков до конвейерной ленты. Объем эжектируемого воздуха определяют по формуле (2.38).

3. Количество воздуха, поступающего через неплотности нижнего укрытия, вычисляют по формуле (2.45).

Молотковые нереверсивные дробилки, используемые для крупного, среднего и мелкого дробления материала, работают подобно

центробежным нагнетателям [1]. Воздух засасывается в них через загрузочный и нагнетается в разгрузочный желоб. Вследствие большой аэродинамической активности ротора скорость нагнетаемого воздуха в загруженном желобе, как правило, больше скорости движения материала, а количество нагнетаемого воздуха меньше в результате тормозящего действия движущегося материала. Поэтому расчет объемов аспирации молотковых нереверсивных дробилок выполняется с учетом того, что оборудование работает на холостом ходу и в укрытие нагнетается максимальное количество воздуха, т. е. $L_{эж.м} = L_{изб}$.

Наиболее рациональной схемой аспирации молотковой нереверсивной дробилки является отсос из нижнего укрытия (рис. 2.8).

Количество аспирируемого воздуха

$$L_{в.мол} = L_{изб} + L_{н.мол}. \quad (2.55)$$

Методика расчета объемов аспирации молотковых нереверсивных дробилок состоит в определении $L_{изб}$ и $L_{н.мол}$.

Количество воздуха, нагнетаемого ротором молотковой дробилки [1],

$$L_{изб} = c_d m \frac{l_r}{l_p} e \omega D_{мол}^3, \quad (2.56)$$

где c_d — аэродинамический коэффициент дробилки, определяемый по графику (рис. 2.9); m — число молотков в ряду; l_r — ширина молотка, м; l_p — ширина ротора, м; e — число рядов молотков на ро-

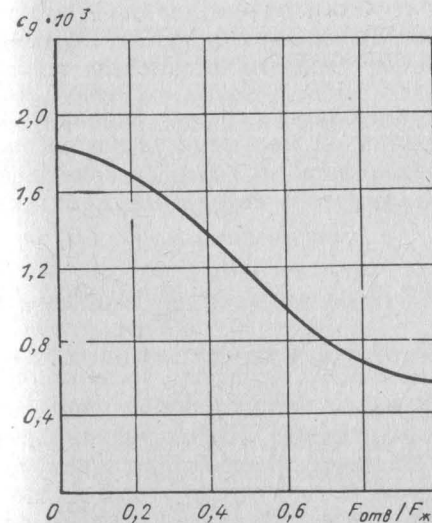


Рис. 2.9. График определения коэффициента c_d [1]

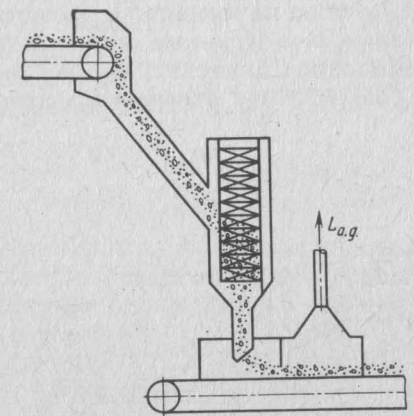


Рис. 2.10. Схема аспирации дезинтегратора

торе; ω — угловая скорость ротора, рад/с; D_m — диаметр ротора с молотками, м (на рис. 2.9 $F_{отв}$ — площадь живого сечения колосниковой решетки дробилки, м²; $F_{ж}$ — площадь поперечного сечения желоба, м²).

Количество воздуха $L_{н.мол.}$, поступающего в укрытие через неплотности, определяют по формуле (2.45).

Дезинтеграторы в аэродинамическом отношении подобны центробежным вентиляторам. В результате большой аэродинамической активности ротора скорость нагнетаемого воздуха в разгрузочном желобе дезинтегратора больше скорости движения материала. Выгружаемый материал оказывает тормозящее действие на поток нагнетаемого воздуха, количество которого при работе дезинтегратора под нагрузкой уменьшается. Поэтому наиболее неблагоприятной для обеспыливания является работа дезинтегратора на холостом ходу. Наилучшее обеспыливание дезинтегратора достигается при аспирации укрытий в месте разгрузки материала из желоба на конвейер (рис. 2.10).

Количество воздуха, аспирируемого от дезинтегратора,

$$L_{а.д} = L_{изб} + L_{н.д} \quad (2.57)$$

Объем воздуха (м³/с), нагнетаемый ротором дезинтегратора, может быть определен из [1]

$$L_{изб} = c_d \omega D^3, \quad (2.58)$$

где c_d — аэродинамический коэффициент дезинтегратора ($c_d = 2,7 \cdot 10^{-2}$ и дезинтегратора-смесителя $c_d = 3,35 \cdot 10^{-2}$); ω — угловая скорость ротора, рад/с; D — диаметр ротора (подвижной корзины), м.

Количество воздуха, поступающего в укрытие через неплотности, вычисляют по формуле (2.45); при этом $p_y = 15$ Па.

Барабанные мельницы применяют для мелкого и тонкого измельчения материала. В качестве дробящей среды используют стальные и чугунные шары. В барабанной мельнице не возникает избыточное давление, которое передавалось бы через ее приемное и разгрузочное отверстия в аэродинамически связанные с ней ук-

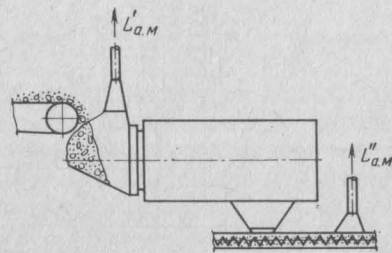


Рис. 2.11. Схема аспирации шаровой мельницы

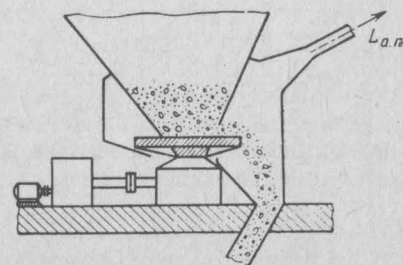


Рис. 2.12. Схема аспирации дискового питателя

рытия. Давление в мельнице создается в результате падения материала. Для обеспыливания мельницы воздух отсасывается от укрытия оборудования, принимающего измельченный материал (рис. 2.11).

Производительность верхнего отсоса барабанной мельницы

$$L'_{а.м} = L'_{эж.м} + L_{н.м}. \quad (2.59)$$

Расход эжектируемого воздуха $L'_{эж}$ при подаче материала в мельницу по желобу определяется так же, как расход воздуха при перегрузке материала с конвейера на конвейер. При этом разрежение в укрытии принимается равным 6 Па. Производительность нижнего отсоса $L''_{а.м}$ определяется так же, как при перегрузке материала на конвейер ($p_y = 6$ Па).

Питатели — дисковые, тарельчатые, вибрационные, пластинчатые, ленточные — не создают самостоятельного избыточного давления. Для этого типа оборудования используют укрытия кабинного типа (рис. 2.12). Количество отсасываемого воздуха от питателей при отсутствии аэродинамических связей его с другим оборудованием определяется из расчета поддержания в укрытии разрежения, равного 2 Па, при наличии неплотностей в соответствии с формулой (2.45).

Элеваторы снабжены ковшами, которые, двигаясь с небольшой скоростью, не создают избыточного давления в кожухе. Определяющими в формировании избыточного давления являются процессы разгрузки материала и его загрузки в элеватор. Поскольку в результате просыпи материала концентрация взвешенных частиц в кожухе элеватора может быть довольно большой, скорость входа воздуха в аспирационные воронки принимают как можно меньшей. Кроме того, устанавливают двусторонние отсосы у места загрузки материала (рис. 2.13). Количество аспирируемого воздуха определяют по методике расчета объемов аспирации перегрузочных узлов (конвейер — конвейер) при заданном разрежении.

2.4. ОСОБЕННОСТИ АСПИРАЦИИ ПАРОПЫЛЕВЫХ ПЕРЕГРУЗОК В УСЛОВИЯХ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

При работе аспирационных систем от узлов переработки формовочных масс литейных цехов следует различать два случая:

1) аспирация от узлов сухих нагретых материалов (процессы подготовки песка и других компонентов формовочных масс);

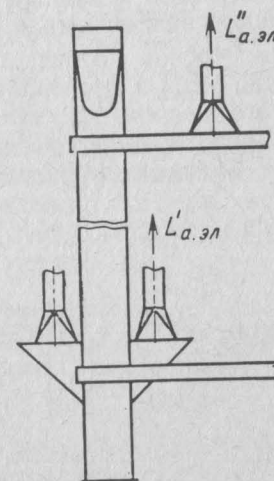


Рис. 2.13. Схема аспирации элеватора

2) аспирация от узлов переработки формовочной смеси.

Расчет аспирации ненагретых материалов рассмотрен ранее (см. пп. 2.1, 2.2). При расчете аспирации формовочной смеси возникает ряд особенностей, вызванных тем, что в этом случае перегружаемая по желобу смесь является четырехкомпонентной (воздух и водяной пар, частицы сыпучего и капли сконденсированного пара). При этом температура формовочной смеси достигает 80°C и более. В этих условиях происходит теплообмен между нагретыми частицами материала, который оказывает существенное влияние на параметры эжектируемого по желобу воздуха. Для разработки метода расчета объемов аспирации от узлов переработки влажных и нагретых материалов было использовано уравнение динамики четырехкомпонентного потока, полученное О. Д. Нейковым, И. Н. Логачевым, Р. Н. Шумиловым [58]:

$$\bar{\beta}_2 = (\rho_{2к} v_{2к}^2 - \rho_{2н} v_{2н}^2) + p_k - p_n = -\bar{\beta}_2 g (\rho_{ок} - \bar{\rho}_2) H + p_{эж} + \frac{\bar{\beta} G_B}{F_B^2} \left[\frac{(1+m_k)}{2\bar{\rho}_2} - \frac{(1+m_n)^2}{2\bar{\rho}_2} \right], \quad (2.60)$$

где $\rho_{2н}$ и $\rho_{2к}$ — плотность паровоздушной смеси соответственно на входе в желоб и на выходе из него, кг/м³; $v_{2н}$ и $v_{2к}$ — скорость паровоздушного потока соответственно во входном и в выходном сечениях желоба, м/с; H — высота перегрузки, м; $p_{эж}$ — эжекционное давление, Па; G_B — массовый расход воздуха, кг/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_{ок}$ — плотность воздуха в помещении цеха, кг/м³; $\bar{\rho}_2 = 0,5(\rho_{2н} + \rho_{2к})$ — усредненная плотность паровоздушной смеси, кг/м³; p_k, p_n — абсолютное статическое давление соответственно в нижнем и верхнем укрытиях, Па; $\bar{\beta}_2 = (1 - \bar{\beta}_1)$ — усредненная объемная концентрация паровоздушного компонента в дисперсном потоке; $\bar{\beta}_1$ — усредненная объемная концентрация твердой фазы в дисперсном потоке; F_B — площадь сечения перегрузочного желоба, занятая воздухом, м²; m_n и m_k — влагосодержание паровоздушной смеси на входе в желоб и на выходе из него, кг/кг.

Статическое давление в нижнем укрытии

$$p_k = p_a - p_y' + \xi_k \bar{\beta}_2 \frac{v_{2к}^2}{2} \rho_{2к}, \quad (2.61)$$

где p_a — атмосферное давление, Па; p_y' — разрежение в нижнем укрытии, Па; ξ_k — КМС системы желоб — укрытие.

Величина статического давления в верхнем укрытии

$$p_n = p_a - p_y'' - \xi_n \bar{\beta}_2 \frac{v_{2н}^2}{2} \rho_{2н}, \quad (2.62)$$

где p_y'' — разрежение в верхнем укрытии, Па; ξ_n — КМС входа в перегрузочный узел.

Уравнение (2.60) с учетом уравнений (2.61) и (2.62) можно привести к виду

$$p_{эж} - \bar{\beta}_2 g (\rho_{ок} - \bar{\rho}_2) H + p_y'' - p_y' = \xi_n \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_{2н}^2} (1+m_n)^2 + \xi_k \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_{2к}^2} (1+m_k)^2 + \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_k^2} (1+m_k)^2 - \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_n^2} (1+m_n)^2 - \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_2^2} (1+m_k)^2 + \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_2^2} (1+m_n)^2. \quad (2.63)$$

Величина p_y' может быть определена зависимостью

$$p_y = \xi_y' \left(\frac{F_B}{F_n^B} \right)^2 \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2 \rho_{ок}^2}, \quad (2.64)$$

где ξ_y' — КМС верхнего укрытия; F_n^B — площадь неплотностей верхнего укрытия, м².

Величина ξ_k может быть определена как сумма двух слагаемых

$$\xi_k = \xi_{вых} + \left(\frac{F_B}{F_y} \right)^2 \xi_{пер}, \quad (2.65)$$

где $\xi_{вых}$ — КМС выхода из желоба; F_y — площадь сечения укрытия, м²; $\xi_{пер}$ — КМС перегородки внутри укрытия.

Уравнение (2.63) с учетом уравнений (2.64) и (2.65) имеет вид

$$p_{эж} - \bar{\beta}_2 (\rho_{ок} - \bar{\rho}_2) g H + p_y'' = \left\{ \xi_y' \left(\frac{F_B}{F_n^B} \right) \frac{1}{2\rho_{ок}} + \xi \frac{(1+m_n)^2}{2\rho_{2н}} + \left[\xi_{вых} + \xi_{пер} \left(\frac{F_B}{F_y} \right)^2 \right] \frac{1+m_k}{2\rho_{2к}} + (1+m_k)^2 \left(\frac{1}{\rho_{2к}} - \frac{1}{2\rho_2} \right) - (1+m_n)^2 \left(\frac{1}{\rho_{2н}} - \frac{1}{2\rho_2} \right) \right\} \bar{\beta}_2 \frac{G_B^2}{F_B^2}. \quad (2.66)$$

Таким образом, уравнение (2.66) является уравнением динамики потока при пересыпках формовочной смеси (нагретых влажных материалов) в условиях стесненного движения частиц в желобе при наличии укрытия места падения на ленту. После преобразования уравнение динамики (2.66) примет вид

$$c_{ст} \frac{G_m \rho_{2н} v_{ст}^3}{8 \rho_m d_{ср} F_B g} \left[\left| 1 - \frac{v_k}{v_{ст}} \right|^3 - \left| \frac{v_0}{v_{ст}} - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 \right] \frac{a+1}{a} - 0,5(1-\beta_1) \rho_{2н} \left(\frac{a-1}{a} \right) g H + p_y'' = \frac{1-\beta_1}{2\rho_{2н}} \left\{ \xi_y' \left(\frac{F}{F_{ст}} \right)^2 + (1+m_n) \left[\xi_n - 2 \left(1 - \frac{a}{1+a} \right) + b^2 a \left[\xi_{вых} + \xi_{пер} \left(\frac{F_B}{F_y} \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{1+a} \right) \right] \right\} \times \beta_2^2 \rho_B^2 v_2^2, \quad (2.67)$$

где $c_{ст}$ — коэффициент аэродинамического сопротивления в условиях стесненного движения сыпучих материалов; G_m — массовый расход материала, кг/с; $v_{ст}$ — скорость частиц материала в условиях их стесненного движения, м/с; ρ_m — плотность материала, кг/м³; $d_{ср}$ — средний размер частиц перегружаемого материала, мм; v_0 — начальная скорость движения частиц материала, м/с; v_2 — скорость эжектируемого воздуха, м/с;

$$a = \frac{\rho_{2н}}{\rho_{2к}}, \quad (2.68)$$

$$b = \frac{1 + m_k}{1 + m_n}, \quad (2.69)$$

β_v , ρ_v — объемная концентрация сухой части эжектируемой смеси и плотность сухого воздуха, кг/м³.

Разделим обе части уравнения (2.67) на $\rho_{2н}/2$ и введем безразмерный параметр $\rho_v/\rho_{2н} = c$. Тогда

$$\begin{aligned} & \frac{c_{ст} G_m v_{ст}^3}{4 \rho_m d_{ср} F_B g \Sigma \xi^*} \left[\left| 1 - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 - \left| \frac{v_0}{v_{ст}} - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 \right] \frac{a+1}{a} - (1-\beta_1) \left(\frac{a-1}{a} \right) gH + \\ & + \frac{2p_y^*}{\rho_{2н}} = (1-\beta_1) \left\{ \xi' \left(\frac{F}{F_{ш}} \right)^2 + (1+m_n) \left[\xi_n + 2 \left(\frac{a}{a+1} - 1 \right) \right] + \right. \\ & \left. + b^2 a \left[\xi_{вых} + \xi_{пер} \left(\frac{F_B}{F_y} \right)^2 + 2 \left(1 - \frac{1}{1+a} \right) \right] \right\} \beta_v^2 c^2 v_2^2. \quad (2.70) \end{aligned}$$

Уравнение (2.70) может быть приведено к такому же виду, как и уравнение динамики для холодных перегрузок (см. п. 2.1, гл. 2):

$$p_0 + p_y^* = \sum \xi v_2^2 \frac{\rho_v}{2}. \quad (2.71)$$

Введем приведенный суммарный коэффициент местного сопротивления

$$\begin{aligned} \sum \xi^* = & \left\{ \xi_y' \left(\frac{F_B}{F_{ш}} \right)^2 + (1+m_n) \left[\xi_n - 2 \left(1 - \frac{a}{1+a} \right) \right] + \right. \\ & \left. + b^2 a \left[\xi_{вых} + \xi_{пер} \left(\frac{F_B}{F_{ш}} \right)^2 + 2 \left(1 - \frac{1}{1+a} \right) \right] \right\} \beta_v^2 c^2. \quad (2.72) \end{aligned}$$

После преобразований получим

$$\begin{aligned} & \frac{c_{ст} G_m v_{ст}^3}{4 \rho_m d_{ср} F_B g \Sigma \xi^*} \left[\left| 1 - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 - \left| \frac{v_0}{v_{ст}} - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 \right] \frac{a+1}{a} + \\ & + (1-\beta_1) \frac{2p_y^*}{\rho_{2н}} - \rho_{2н} gH \left(\frac{a-1}{a} \right) = (1-\beta_1) \sum \xi^* v_2^2. \quad (2.73) \end{aligned}$$

Из уравнения (2.74) определим v_2^2 :

$$\begin{aligned} v_2^2 = & \frac{c_{ст} G_m v_{ст}^3}{4 \rho_m d_{ср} F_B g \Sigma \xi^* (1-\beta_1)} \left[\left| 1 - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 - \left| \frac{v_0}{v_{ст}} - \frac{v_2}{v_{ст}} \right|^3 \right] \frac{a+1}{a} + \\ & + \frac{2p_y^*}{(1-\beta_1)} - \rho_{2н} gH \left(\frac{a-1}{a} \right). \quad (2.74) \end{aligned}$$

Разделим обе части уравнения (2.74) на $v_{ст}^2$. С учетом $v_{ст} = (1-\beta_1)v_k$; $F_B = (1-\beta_1)F$; $c_{ст} = 1000 \Phi d_{ср}^{1.5} \exp[-(7+80\sqrt{d_{ср}}) \times \sqrt{\beta_1}]$; $\frac{v_2}{v_{ст}} = \lambda$

получим

$$\lambda^2 = M \lambda \left[|1-\lambda|^3 - |0,7-\lambda|^3 \right] + N; \quad (2.75)$$

$$M = \frac{51 \Phi d_{ср}^{0.5} \exp[-(7+80\sqrt{d_{ср}}) \sqrt{\beta_1}] \beta_1 v_k^2}{2(1-\beta_1) \Sigma \xi^*}; \quad (2.76)$$

$$N = \frac{\Delta p}{(1-\beta_1)^2 v_k^2 \Sigma \xi^*}; \quad (2.77)$$

$$\Delta p = \left[\frac{2p_y^*}{1-\beta_1} - \rho_{2н} gH \left(\frac{a-1}{a} \right) \right] \frac{1}{\rho_{2н}}. \quad (2.78)$$

Для удобства расчетов коэффициент λ может быть определен из таблицы [44]. Расход сухого воздуха эжектируемой паровоздушной смеси

$$v_2 = \lambda v_k (1-\beta_1); \quad (2.79)$$

$$G_B = \bar{\beta}_B \rho_B (1-\beta_1) F v_2 = \bar{\beta}_B \rho_B (1-\beta_1)^2 F \lambda v_k. \quad (2.80)$$

Массовый расход паровоздушной смеси на входе в нижнее укрытие

$$G_{2к} = G_B (1+m_n) = \bar{\beta}_B \rho_B (1-\beta_1)^2 F \lambda v_k (1+m_n). \quad (2.81)$$

Объемный расход эжектируемого воздуха (м³/с)

$$L_{эж} = \frac{G_{2к}}{\rho_{2к}} = \frac{\bar{\beta}_B \rho_B (1-\beta_1)^2 F \lambda v_k (1+m_n)}{\rho_{2к}} = \bar{\beta}_B (1-\beta_1)^2 a c F \lambda v_k (1+m_n); \quad (2.82)$$

$$L_n = 0,84 F_n \sqrt{p_y} \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.83)$$

Параметры аспирируемого воздуха определяются через массовые доли компонентов $(1-\gamma_{эж})$.

Тогда

$$t_{асп} = r_{эж} t_{к2} + (1 - r_{эж}) t_0. \quad (2.84)$$

Объемный расход аспирируемого воздуха

$$L_{асп} = \frac{L_{эж} \rho_{2к} + L_{н} \rho_{ок}}{\rho_{асп}}. \quad (2.85)$$

Полученные результаты позволяют рекомендовать следующую последовательность расчета объемов аспирации от узлов переработки отработанной смеси [46].

1. Определяют $d_{ср}$, $v_{к}$, β_1 так же, как и для сухих ненагретых материалов.

2. Принимают в качестве первого приближения скорость

$$v_2 = (0,37 \div 0,47) v_{к}.$$

3. Определяют относительную усредненную скорость материала в желобе

$$\bar{u} = \frac{2}{3} v_{к} - \bar{v}_2. \quad (2.86)$$

4. Задаются предварительно температурой паровоздушной смеси на выходе воздуха из желоба:

$$t_{2к} = (0,6 \div 0,9) t_1, \quad (2.87)$$

где t_1 — температура материала.

5. Определяют предварительно среднюю температуру паровоздушной смеси в желобе

$$t_2 = 0,5(t_{2н} + t_{2к}), \quad (2.88)$$

где $t_{2н} = t_0$ (t_0 — температура воздуха в помещении).

6. Определяют параметр W_α , характеризующий межкомпонентный теплообмен:

а) для вертикальных желобов

$$W_\alpha = \Phi_1 \frac{0,044 \bar{u}^{-0,8} \beta_1^{0,57} \eta}{\bar{v}_2 d_{ср}^{1,2}}, \quad (2.89)$$

где Φ_1 — параметр, определяемый физическими свойствами воздуха; зависит от \bar{t}_2 и определяется по следующим данным:

\bar{t}_2	20	30	40	60	70
Φ_1	0,147	0,152	0,160	0,188	0,221

б) для наклонных желобов

$$W_\alpha = \Phi_2 \frac{2,16 \cdot 10^{-5} \bar{u} \beta^{0,1} \eta}{v_2 d_{ср}}, \quad (2.90)$$

где Φ_2 определяется по следующим данным:

\bar{t}_2	20	30	40	50	60	70
Φ_2	1,35	1,68	1,79	1,92	2,14	2,54

7. Определяют температуру паровоздушной смеси ($^{\circ}\text{C}$) в конце желоба

$$t_{2к} = [t_{2н} e^{-W_\alpha} + t_1 (1 - e^{-W_\alpha})] 0,97. \quad (2.91)$$

8. Определяют среднюю температуру воздуха в желобе

$$\bar{t}_2 = 0,5(t_{2к} + t_{2н}). \quad (2.92)$$

9. Определяют параметры, характеризующие физические свойства эжектируемой и паровоздушной смеси и сухого воздуха при $t_{2к}$, $t_{2н}$ ($t_{ок}$) по табл. 2.3, где $\bar{m}_{2к}$ и $\bar{m}_{2н}$ — влагосодержание влажного воздуха; $\rho_{2к}$ и $\rho_{2н}$ — плотность влажного воздуха; β_v и ρ_v — концентрация и плотность сухого воздуха паровоздушной смеси при t_2 .

10. Определяют приведенные характеристики эжектируемого воздуха

Таблица 2.3

Физические параметры насыщенного влажного и сухого воздуха при $p = 101\,325$ Па

t°, C	$\rho_{в.л.}$ кг/м ³	$\rho_{в.}$ кг/м ³	$\beta_{в.}$ м ³ /м ³	$m \cdot 10^3$, кг/кг	t°, C	$\rho_{в.л.}$ кг/м ³	$\rho_{в.}$ кг/м ³	$\beta_{в.}$ м ³ /м ³	$m \cdot 10^3$, кг/кг
5	1,265	1,27	0,9914	5,4	65	0,947	1,045	0,754	203,9
10	1,242	1,247	0,9889	7,63	66	0,940	1,042	0,742	216,5
15	1,218	1,226	0,9832	10,64	67	0,932	1,039	0,730	230,0
20	1,194	1,205	0,9770	14,68	68	0,925	1,036	0,718	244,3
25	1,170	1,185	0,9688	20,07	69	0,917	1,032	0,706	259,7
30	1,147	1,165	0,9582	17,18	70	0,909	1,029	0,693	276,3
32	1,137	1,157	0,9531	30,63	71	0,901	1,026	0,679	294,3
34	1,127	1,150	0,9476	34,47	72	0,893	1,026	0,666	313,7
36	1,117	1,142	0,9414	38,80	73	0,885	1,020	0,650	334,6
38	1,107	1,135	0,9347	43,52	74	0,877	1,017	0,636	357,2
40	1,096	1,128	0,9273	48,85	75	0,868	1,014	0,620	382,1
42	1,086	1,121	0,919	54,78	76	0,860	1,011	0,604	409,1
44	1,076	1,114	0,910	61,4	77	0,851	1,008	0,587	438,5
46	1,065	1,107	0,900	68,79	78	0,842	1,005	0,570	471,0
48	0,054	1,100	0,890	77,03	79	0,832	1,002	0,552	506,1
50	1,043	1,093	0,878	86,26	80	0,823	1,000	0,533	546,0
52	1,031	1,086	0,865	96,57	81	0,814	0,997	0,513	586,9
54	1,19	1,079	0,852	8,1	82	0,804	0,994	0,493	638,8
56	1,007	1,072	0,837	121,1	83	0,794	0,991	0,473	693,7
58	0,994	1,066	0,721	135,8	84	0,782	0,988	0,452	757,2
60	0,981	1,060	0,203	152,3	85	0,773	0,985	0,430	826,4
61	0,974	1,057	0,793	151,3	86	0,762	0,983	0,406	907,3
62	0,967	1,054	0,785	170,0	87	0,980	0,383	0,752	1001,0
63	0,964	1,051	0,775	181,2	88	0,978	0,359	0,741	1110,0
64	0,954	1,048	0,764	192,2	89	0,976	0,334	0,729	1240,0
					90	0,972	0,308	0,718	1400,0

$$a = \frac{\rho_{2н}}{\rho_{2к}}; b = \frac{1 + m_{2к}}{1 + m_{2н}}; c = \frac{\rho_{в}}{\rho_{2н}}.$$

11. Определяют суммарный приведенный КМС по формуле (2.72).

12. Определяют параметры: $\rho_1 = 2 \left(1 - \frac{a}{1+a} \right)$ и

$$\rho_2 = 2 \left(1 - \frac{1}{1+a} \right). \quad (2.93)$$

13. Параметры M , ΔP , N , λ определяют соответственно по формулам (2.75) — (2.78).

14. Определяют скорость эжектируемого воздуха (м/с)

$$\bar{v}_2 = \lambda v_k (1 - \beta_1).$$

15. Если полученная скорость \bar{v}_2 отличается от принятой в п. 2 более чем на 0,2 м/с, делают перерасчет температуры эжектируемого воздуха.

16. Определяют объемный расход эжектируемого воздуха (м³/с)

$$L_{эж} = \frac{\bar{v}_2 \rho_{в} (1 - \beta_1)^2 F \lambda v_k (1 + m_{2к})}{\rho_{2к}}.$$

17. Определяют $L_{н}$ по формуле (2.83).

18. Определяют массовую долю эжектируемого воздуха $r_{эж}$ по выражению $(1 - r_{эж})$.

19. По формуле (2.85) определяют температуру аспирируемого воздуха $t_{асп}$.

20. Определяют влагосодержание аспирируемого воздуха

$$m_{асп} = r_{эж} m_{2к} + (1 - r_{эж}) m_{ок}; \quad (2.94)$$

если $m_{асп} > m_{нас}$, в расчет принимают $m_{нас}$, где $m_{нас}$ — влагосодержание насыщенного воздуха.

21. Определяют объемный расход аспирируемого воздуха

$$L_{асп} = \frac{L_{эж} \rho_{2к} + L_{н} \rho_{ок}}{\rho_{асп}}. \quad (2.95)$$

Полученные результаты позволяют рекомендовать данный метод для расчетов объемного расхода аспирируемого воздуха процессов переработки формовочной смеси литейных цехов.

Глава 3

ХАРАКТЕРИСТИКА ПЫЛИ, АСПИРИРУЕМОЙ ОТ УЗЛОВ ПЕРЕРАБОТКИ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

3.1. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИСПЕРСНОГО СОСТАВА АСПИРИРУЕМОЙ ПЫЛИ

Дисперсный состав пыли, аспирируемой от пылящих узлов, является одной из основных ее характеристик, в значительной степени определяющей не только физико-химические свойства пыли, но и эффективность применяемого пылеочистного аппарата. Достоверное знание дисперсного состава аспирируемой пыли особенно необходимо для прогнозирования проектируемых пылеочистительных установок.

Дисперсным (зерновым, гранулометрическим) составом пыли называется характеристика твердой фазы аспирационного воздуха по размерам или скоростям оседания частиц, показывающая, какую долю по массе, объему, поверхности или числу частиц составляют частицы в любом диапазоне их размеров или скорости оседания. Дисперсный состав выражается в виде таблицы, кривой или формулы распределения (плотности распределения) частиц пыли.

В настоящее время для определения дисперсного состава аспирируемой пыли могут быть использованы два метода: 1) изучение закономерностей дисперсного состава пыли, выделенной из аспирационных воздухопроводов; 2) определение дисперсного состава частиц, находящихся во взвешенном состоянии в аспирационном трубопроводе, т. е. без выделения дисперсной фазы.

В первом случае используется ситовой анализ (для частиц крупнее 40 мкм); для определения дисперсного состава частиц в подситовой области (в диапазоне 1—40 мкм) широко используются седиментационные методы. При этом наибольшее распространение имеют методы, основанные на отборе проб из столба суспензий и накопления осадка на чашке весов. В нашей стране широкое распространение имеют пипетка Андреасена, прибор с подъемной пипеткой ПП-1-ЛИОТ и пипеточный прибор с выпуском суспензии через дно прибора. Метод определения дисперсного состава пыли с использованием пипеточного прибора признается как наиболее точный и включен в стандарты ряда стран (ФРГ, США, Швеция и др.).

При обработке полученных результатов дисперсного состава пыли важно установить аналитический вид кривых распределения частиц пыли по размерам. При этом наиболее распространенным и

обоснованным является логарифмически нормальное распределение [32]:

$$D(\delta) = \frac{100}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{y^2}{2}} dy; \quad (3.1)$$

$$t = \frac{(\lg \delta - \lg \delta_{50})}{\lg \sigma}, \quad (3.2)$$

где δ_{50} — медианный диаметр; $\lg \sigma$ — стандартное отклонение величины $\lg \delta$.

Логарифмически нормальное распределение изображают графически на логарифмически вероятной координатной сетке, где по оси абсцисс откладывают логарифмы диаметров, а по оси ординат — значения t . График логарифмически нормального распределения, вычерченный на такой сетке, имеет вид прямой линии.

Обработав результаты ситового анализа порошков, П. Розин и Е. Раммлер предложили зависимость дисперсного состава пыли

$$R(d) = 100 [e^{-(d/\delta_e)^a}], \quad (3.3)$$

где d — диаметр частиц пыли; δ_e — диаметр, при котором масса частиц крупнее δ_e составляет 36,8%, а мельче — 63,2%.

На двойной логарифмической сетке с координатами $\lg(\lg \frac{100}{R})$, $\lg d$ — дисперсный состав пыли, подчиняющийся уравнению (3.3), выражается прямой линией.

3.2. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ДИСПЕРСНОГО СОСТАВА ПЫЛИ, АСПИРИРУЕМОЙ ОТ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ УЗЛОВ

Установление закономерностей дисперсного состава пыли, аспирируемой от укрытий узлов падения сыпучих материалов на ленту, потребовало проведения специальных экспериментальных изменений дисперсного состава пыли как в полупромышленных, так и в промышленных условиях. Отбор проб пыли из воздухопроводов производили методом внутренней фильтрации. Для отбора проб применяли специальную пылезаборную трубку с наперстковым фильтром

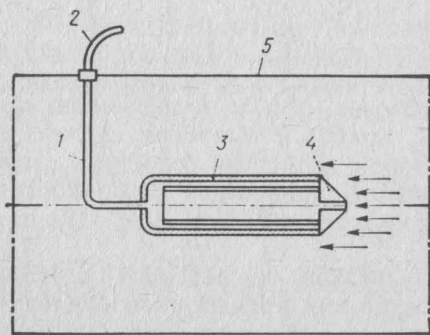


Рис. 3.1. Схема установки для отбора проб пыли для дисперсного анализа:

1 — пылезаборная трубка; 2 — резиновый шланг; 3 — хлориновая ткань; 4 — наконечник; 5 — аспирационный воздухопровод

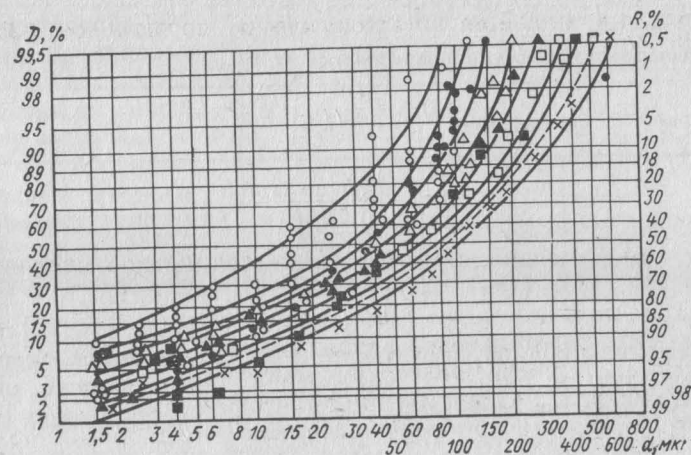


Рис. 3.2. Усредненные кривые распределения частиц по размерам в логарифмически-вероятностной сетке

из хлориновой ткани, обладающей высокими пылезадерживающими свойствами (рис. 3.1). В целях соблюдения изокинетичности при отборе проб подбирали сменный наконечник соответствующего диаметра. Воздух просасывали через фильтр с помощью бытового пылесоса в количестве 50—70 м³/мин. Расход воздуха контролировали ротаметром.

Для определения степени дисперсности пыли отобранную навеску массой не менее 5 г рассеивали на механических ситах с диаметром отверстий от 800 до 63 мкм. Дисперсность подситовой фракции (пыли с диаметром частиц менее 63 мкм) определяли методом седиментации в жидкой среде с помощью пипеточного прибора, позволяющего получить наиболее достоверный дисперсный состав пыли. В полупромышленных условиях изучение дисперсного состава проводили на специальной аспирационной установке путем отбора проб пыли из воздуховода, аспирирующего воздух из укрытия перегрузочного узла № 2. Перегружаемыми материалами являлись окатыши медно-никелевого концентрата и мелкий угольный концентрат. В промышленных условиях отбор проб производился от укрытий переработки шихты, кварцита, хромовой руды, магнезита, медно-никелевых окатышей, кокса, известняка, железной руды.

Сводные результаты полученных исследований дисперсного состава пыли в полупромышленных и промышленных условиях приведены на рис. 3.2.

Сравнивая положение полученных кривых дисперсного состава пыли на любой из координатных сеток, можно сделать вывод, что их положение в значительной мере определяется максимальным диаметром частиц пыли d_{\max} .

Таблица 3.1

Значения параметров a_1, p, q в зависимости от d_{\max}

№ по пор.	d_{\max} , мкм	a_1	p	q
1	125	0,1293	0,1433	-0,050074
2	160	1,52785	0,702	-0,3088
3	100	1,22902	0,2931	-0,1211
4	250	1,15275	0,155	-0,03445
5	315	1,97097	0,69966	-0,22891

Математической обработкой полученных кривых дисперсного состава пыли (см. рис. 3.2) установлена возможность описания кривых уравнением типа [45]

$$D(\delta) = \frac{11}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{y^2}{2}} dy; \quad (3.4)$$

$$t = \frac{1g\delta - a_1}{\sqrt{p + q1g\delta}}, \quad (3.5)$$

где a_1, p, q — параметры, определяемые из уравнения (3.5) при различных значениях t .

В табл. 3.1 приведены значения a_1, p, q в зависимости от d_{\max} .

Таким образом, для построения всей кривой дисперсного состава пыли, аспирируемой от перегрузочных узлов, необходимо определить величину d_{\max} , а затем весь дисперсный состав по табл. 3.2.

Для аналитического расчета максимального размера частиц, уносимых в аспирационную сеть, рассмотрим узел укрытия с подсоединенным отсосом (рис. 3.3). Здесь можно выделить три зоны: I — от конца желоба до пылеприемной воронки; II — поворот воздушного потока; III — за пылеприемной воронкой. Пренебрегая турбулентными пульсациями в укрытии, будем считать скорости

Таблица 3.2

Укупленный дисперсный состав пыли

Размер частиц, мкм	Содержание частиц, % по массе, в пыли с d_{\max} , мкм							
	125	160	200	250	315	400	500	630
0—5	15,5	14,0	11,0	9,0	7,0	5,5	4,0	3,5
5—10	9,6	9,0	6,0	6,0	6,0	4,5	4,0	3,5
10—20	14,0	14,0	13,0	9,0	7,0	5,0	5,0	4,5
20—40	21,0	15,0	15,0	12,0	12,0	9,0	7,0	6,5
40—60	16,0	16,0	15,0	14,0	11,0	11,0	10,0	9,0
60	24,0	32,0	40	50	57,0	63,0	70,0	73,0

воздушного потока в I и III зонах одинаковыми по сечению укрытия и равными соответственно u_0 и $u_{вх}$.

Как показывает анализ линий тока чистого воздуха, полученных с помощью интегратора ЭГДА, в зоне II они с достаточной точностью могут быть представлены однопараметрическим семейством кривых, уравнения которых в выбранной системе координат имеют вид

$$x^{\beta}y = c; \quad (3.6)$$

$$\beta = \frac{u_{вх}a}{u_0H}, \quad (3.7)$$

где a — поперечный размер пылеприемной воронки; H — высота укрытия; c — параметр, определяющий положение кривой.

При $\beta=1$ кривые представляют собой равносторонние гиперболы.

В зоне II линиям тока, описанным уравнениями (3.6), соответствует поле скоростей чистого воздуха:

$$U_x = \frac{u_0}{a} x; \quad U_y = \frac{u_{вх}}{H} y. \quad (3.8)$$

При стоксовом режиме обтекания уравнение движения частицы в воздушном потоке имеет вид

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \Omega(\bar{u} - \bar{v}) - g, \quad (3.9)$$

где Ω — параметр, характеризующий взаимодействие частицы с воздухом;

$$\Omega = \frac{18\eta}{d^2\rho_m}, \quad (3.10)$$

где η — динамическая вязкость воздуха; d — диаметр частиц пыли; ρ_m — плотность материала.

Величину Ω для аспирируемых частиц можно оценить из условия преобладания в зоне II подъемной силы над силой тяжести:

$$\Omega(u_{вх} - v) > g.$$

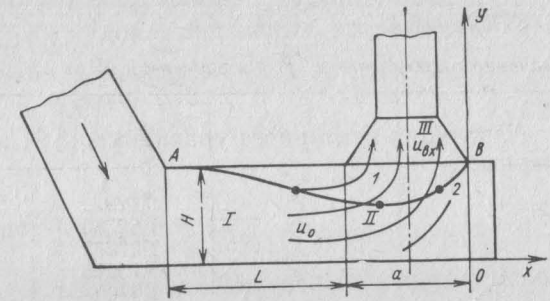


Рис. 3.3. Схема аспирационного укрытия места падения материала на ленту:

I, II, III — зоны укрытия; 1 — линия тока чистого воздуха; 2 — предельная траектория движения частицы, входящей в пылеприемник; A и B — соответственно начальная и предельная точки движения частицы

Отсюда

$$\Omega > \frac{g}{u_{вх}}.$$

Проекция векторного уравнения (3.9) на оси координат в зоне I равны:

$$\frac{dx^2}{dt^2} + \Omega \frac{dx}{dt} = \Omega u_0; \quad (3.11)$$

$$\frac{dy^2}{dt^2} + \Omega \frac{dy}{dt} = -g. \quad (3.12)$$

Начальные условия, наиболее благоприятные для захвата частиц пыли (см. рис. 3.3), которые можно применить при решении уравнений (3.11) и (3.12),

$$x |_{t=0} = -L - a; \quad y |_{t=0} = H; \quad (3.13)$$

$$v_x |_{t=0} = u_0; \quad v_y |_{t=0} = 0. \quad (3.14)$$

Решения уравнений (3.11) и (3.12), удовлетворяющие начальным условиям (3.13), (3.14), имеют вид

$$x = -L - a - u_0 t - \frac{u_0}{\Omega} (1 - e^{-\Omega t}); \quad (3.15)$$

$$y = -\frac{gt}{\Omega} + \frac{g}{\Omega^2} (1 - e^{-\Omega t}). \quad (3.16)$$

Время τ_1 пребывания частицы в зоне I определяется временем, необходимым для достижения границы зоны $x = -a$, т. е. $\tau_1 > \frac{L}{u_0}$.

Анализ экспериментальных данных, полученных на различных промышленных установках, показал, что для всех укрытий $\Omega \tau_1 > 1$, что позволит упростить выражение (3.15):

$$x = -L - a + u_0 t - \frac{u_0}{\Omega}; \quad y = -\frac{gt}{\Omega} + \frac{g}{\Omega^2}. \quad (3.17)$$

С помощью соотношений (3.17) найдем положение и скорость частицы в момент времени τ_1 , т. е. в момент входа ее в зону II:

$$x |_{t=\tau_1} = -a; \quad v_x = u_0; \quad (3.18)$$

$$y |_{t=\tau_1} = \frac{gL}{\Omega u_0}; \quad v_y = -\frac{g}{\Omega}. \quad (3.19)$$

Уравнения движения частицы в зоне II имеют вид

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \Omega \frac{dx}{dt} + \Omega \frac{u_0}{a} x = 0; \quad (3.20)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \Omega \frac{dy}{dt} - \Omega \frac{u_{вх}}{H} y = 0. \quad (3.21)$$

Решение уравнения (3.20), удовлетворяющее условиям (3.18), имеет вид

$$x = e^{-\frac{\Omega t}{2}} \left(\frac{2u_0 - \Omega a}{a} \sin \beta t - a \cos \beta t \right), \quad (3.22)$$

где

$$\beta = \frac{\Omega}{2} \sqrt{\frac{4u_0}{\Omega a} - 1}. \quad (3.23)$$

Решение уравнения (3.21), удовлетворяющее начальным условиям (3.19), можно записать так:

$$y = c_1 e^{k_1 t} + c_2 e^{k_2 t} + \frac{gH}{\Omega u_{вх}}; \quad (3.24)$$

$$k_{1,2} = -\frac{\Omega}{2} \pm \frac{\Omega}{2} \sqrt{1 + \frac{4u_{вх}}{\Omega u}}, \quad (3.25)$$

где

$$c_{1,2} = \pm \frac{1}{k_1 - k_2} \left(\frac{gH k_{1,2}}{\Omega u_{вх}} - \frac{k_{1,2} gL}{\Omega u_0} - \frac{g}{\Omega} \right). \quad (3.26)$$

Соотношения (3.22) и (3.24) определяют траекторию движения частиц в зоне II.

Максимальный размер частиц пыли, аспирируемой из укрытия, вычислим из условия прохождения частиц через точку B (0, H):

$$(2u_0 - \Omega a) \sin \beta t - 2a\beta \cos \beta t = 0; \quad (3.27)$$

$$c_1 e^{k_1 t} + c_2 e^{-k_2 t} + \frac{gH}{\Omega u_{вх}} = H. \quad (3.28)$$

Для приближенного решения уравнений (3.27), (3.28) примем во внимание, что в зоне II горизонтальная составляющая скорости воздуха убывает от u_0 при $x = a$ до 0 при $x = 0$, поэтому время пребывания в этой зоне: $\tau_2 > a/u_0$, так как $k_1 > 0$, $k_2 > 0$ и $|k_{1,2}\tau| > 1$, $c_1 \approx c_2$ и уравнение (3.28) можно свести к приближенному уравнению

$$c_1 e^{k_1 \tau_2} + \frac{gH}{\Omega u_{вх}} = H. \quad (3.29)$$

Подставив в уравнение (3.29) вместо c_1 и k_1 их значения из уравнений (3.25) и (3.26), получим

$$H - \frac{gH}{\Omega u_{вх}} = \frac{1}{2} e^{k_1 \tau_2} \beta \left(\frac{gH}{\Omega u_{вх}} - H + \frac{gL}{\Omega u_0} \right), \quad (3.30)$$

где

$$\beta = \frac{1 + \sqrt{1 + \frac{4u_{вх}}{\Omega H}}}{\sqrt{1 \pm \frac{4u_{вх}}{\Omega H}}}. \quad (3.31)$$

Так как $\beta \sim 1$, а $e^{k_1 \tau_1} \gg 1$, приближенное решение уравнения (3.30) можно получить, приравняв находящееся в правой части выражение в скобках к нулю:

$$\frac{gH}{\Omega u_{вх}} - H + \frac{gL}{\Omega u_0} = 0. \quad (3.32)$$

Отсюда

$$\Omega = \frac{g}{u_{вх}} \left(1 + \frac{u_{вх} L}{u_0 H} \right). \quad (3.33)$$

Соотношение (3.33) получено для идеальных, наиболее благоприятных для захвата частиц начальных условий (3.18), (3.19). В производственных условиях частицы пыли могут иметь начальные скорости $v_0 (v_{0x}, v_{0y})$, с учетом которых

$$\Omega = \frac{g}{u_{вх}} \left(1 + \frac{u_{вх} L}{u_0 H} \cdot k \right). \quad (3.34)$$

Коэффициент k в уравнении (3.34) зависит от начальных скоростей движения частиц и ряда других факторов, учет которых аналитически представляет сложную задачу.

На основе обработки экспериментальных данных, полученных в промышленных условиях [44], получено $k=0,08$. Подставив значения k и Ω из формулы (3.10), определим по формуле (3.34) максимальный размер частиц пыли (мкм):

$$d_{\max} = 5780 \sqrt{\frac{u_{вх}}{\rho_m \left(1 + 0,08 \frac{u_{вх} L}{u_0 H} \right)}}. \quad (3.35)$$

Формула (3.35) отражает характер зависимости максимального размера частиц, уносимых аспирационным воздухом, от основных параметров укрытий $u_0, u_{вх}, L, H, \rho_m$. Так, с увеличением L и уменьшением H происходит уменьшение d_{\max} , а с уменьшением L и увеличением H — возрастание d_{\max} , что полностью соответствует опытным данным [44]. При $L=0$ из формулы (3.35) вытекает известное условие уноса частиц восходящим потоком воздуха $u_{возд} = u_{вит}$.

Сравнение расчетных значений с фактическими показывает их расхождение в среднем на 12%. Это расхождение объясняется погрешностями, неизбежными при решении уравнений, а также тем, что в принятой картине движения воздушного потока не учитываются турбулентный характер воздушных потоков в укрытии, особенности их движения в пристеночных областях, искажения, вызванные подсосами воздуха через неплотности укрытия. Полученные результаты позволяют рекомендовать формулу (3.35) для использования в расчетах аспирационных систем.

3.3. РАСЧЕТ КОНЦЕНТРАЦИИ ПЫЛИ В АСПИРИРУЕМОМ ВОЗДУХЕ

Обоснованный расчет концентрации пыли позволяет подобрать наиболее эффективное пылеулавливающее оборудование, решать ряд оптимизационных задач систем аспирации и т. д.

Как показал анализ работ по расчету концентрации пыли в аспирационном воздухе [44], в настоящее время установление функциональной зависимости концентрации пыли возможно лишь на основе экспериментальных исследований в промышленных условиях или в условиях, максимально приближенных к промышленным.

Экспериментальные исследования концентрации аспирационной пыли были проведены в тех же условиях, что и при изучении дисперсного состава (см. п. 3.2). В процессе экспериментов кроме концентрации пыли измеряли расход материала, его влажность, объем аспирационного воздуха, максимальный диаметр частиц пыли в аспирационном воздухе.

Воздух просасывался аспиратором типа «Красногвардеец» с расходом 15—20 дм³/мин. Запыленный воздух отбирали из воздухопровода пылезаборной трубкой, диаметр которой составлял 5 мм, что при расходе воздуха 15 дм³/мин соответствовало скорости в трубке 13 м/с. Такая скорость препятствовала осаждению пыли на стенках трубки. Улавливание пыли, содержащейся в отработанном объеме газа, производили методом внешней фильтрации. Фильтром служила гигроскопическая или стеклянная вата, помещенная в стеклянный аллонж. Концентрацию пыли (мг/м³) в воздуховоде после взятия пробы определяли по формуле

$$A = \frac{G_1 - G_2}{Qt} 10^3, \quad (3.36)$$

где G_1, G_2 — масса запыленного и чистого аллонжа соответственно, мг; Q — расход просасываемого воздуха, определяемый по показанию ротаметра, дм³/мин; t — продолжительность отбора пробы, мин.

Массу чистого и запыленного аллонжа доводили до постоянной способом вакуумной сушки. Аллонжи взвешивали на аналитических весах с точностью до 0,1 мг. В результате проведенных исследований установлено [44], что при одном и том же расходе материала на концентрацию пыли существенно влияют скорость входа воздуха в пылеприемную воронку и наличие вертикальной перегородки внутри укрытия. Введение перегородки уменьшает концентрацию в 1,4 раза (при расстоянии от конвейера до низа перегородки, равном 0,3 высоты укрытия). Вид кривых $A=f(\omega, u_{вх})$ (рис. 3.4) показывает, что существует определенная, общая для всех материалов функциональная зависимость концентрации пыли от влажности ω материала и скорости $u_{вх}$ входа воздуха в пылеприемник.

Для получения зависимости $A=f(\omega, u_{вх})$ (мг/м³) вычислим максимальную концентрацию пыли в аспирационном воздухе, пред-

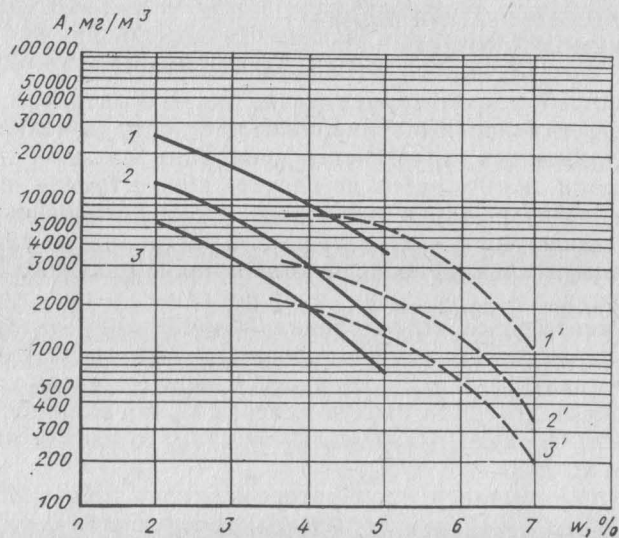


Рис. 3.4. График зависимости концентрации пыли окатышей (сплошные линии) и угольного концентрата (штриховые линии) от влажности материала при следующих значениях скорости входа воздуха в воронку (м/с): 1 — 1,86; 2 — 1,5; 3 — 1,0; 1' — 1,71; 2' — 1,47; 3' — 1,0

положив, что все частицы диаметром менее d_{\max} выносятся в аспирационную сеть:

$$A_{\max} = \frac{G_M 3600 a}{100 L_a} = \frac{36 G_M a}{L_a} 10^6, \quad (3.37)$$

где a — содержание в материале частиц диаметром менее d_{\max} ; L_a — объемный расход аспирируемого воздуха, м³/с.

Перейдем к безразмерной величине k :

$$k = \frac{A}{A_{\max}}, \quad (3.38)$$

где A — фактическая концентрация пыли, мг/м³.

Из формулы (3.38) следует

$$A = k A_{\max}. \quad (3.39)$$

Значения коэффициента k были определены экспериментально обработкой данных, полученных в полупромышленных и промышленных условиях [44]:

$$A = 72,2 \cdot 10^{-3} k_{\Pi} v_{\text{вх}}^b \exp(-c) \text{ мг/м}^3, \quad (3.40)$$

где

$$b = 3,75 - 0,33 \rho_M \text{ (при } [\rho_M] = [\text{г/м}^3]); \quad (3.41)$$

$$c = d + f; \quad (3.42)$$

$$d = 0,63 \rho_M + (0,62 + 0,022 \rho_M) w; \quad (3.43)$$

$$f = 0,03 [w - 5 + 0,7(\rho_M - 1,4)^2], \quad (3.44)$$

k_{Π} — коэффициент, зависящий от конструкции укрытия; для укрытий без перегородки $k_{\Pi} = 1,0$, с перегородкой — $k_{\Pi} = 0,74$.

Промышленная проверка полученных зависимостей показала сходимость расчетных и фактических концентраций [44]. Таким образом, расчет концентрации пыли в аспирационном воздухе узлов перегрузок сыпучих сводится к следующему.

1. Определяем объем аспирируемого воздуха L_a по формулам (2.38) и (2.45).

2. Определяем скорость (м³/с) входа воздуха в пылеприемную воронку

$$v_{\text{вх}} = \frac{L_a}{F_{\text{вх}}}, \quad (3.45)$$

где $F_{\text{вх}}$ — площадь пылеприемной воронки, м².

3. Определяем максимальный размер частиц d_{\max} по формуле (3.35).

4. По формуле гранулометрического состава перегружаемого материала определяем величину a , т. е. процентное содержание частиц с размерами меньше, чем d_{\max} . Если график гранулометрического состава отсутствует для мелких фракций, величина a (в %) определяется по формуле

$$a = \frac{a_i d_{\max}}{d_i}, \quad (3.46)$$

где d_i — минимальный размер частиц пыли, определенный ситовым методом, содержащейся в перегружаемом материале; a_i — суммарное процентное содержание частиц пыли размером менее d_{\max} в перегружаемом материале, %.

5. Определяем величину A_{\max} по формуле (3.37).

6. Определяем величину A по формулам (3.39), (3.40).

Таким образом, полученные результаты позволяют расчетным путем определить дисперсный состав и концентрацию пыли при аспирации перегрузочных узлов и на их основе осуществлять выбор пылеочистного аппарата.

3.4. КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА АСПИРАЦИИ ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ УЗЛОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭВМ

Приведенные ранее результаты по расчету объемов аспирируемого воздуха, концентрации и дисперсному составу пыли позволили разработать комплексный метод расчета аспирации перегрузочных узлов конвейер — конвейер, конвейер — технологическое оборудование, включающий расчет на ЭВМ [44] оптимальных объ-

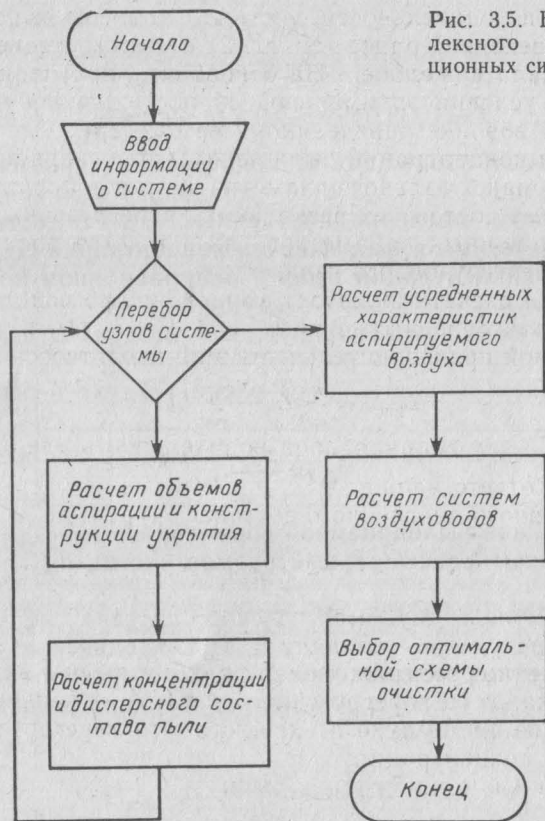


Рис. 3.5. Блок-схема комплексного расчета аспирационных систем

емов аспирруемого воздуха с последующим определением основных конструктивных размеров укрытия расчетом дисперсного состава и концентрации пыли в аспирруемом воздухе и выбором оптимальной схемы пылеулавливания. Кроме того, в комплексный метод в последующем могут быть включены такие этапы проектирования вентиляционных систем, как аэродинамический расчет трубопроводов (с учетом наличия двухфазного потока) и выбор вентилятора.

Комплексный расчет проводится на ЭВМ по блок-схеме (рис. 3.5) при наличии следующих исходных данных: массового расхода материала, его плотности, температуры, влажности, гранулометрического состава перегружаемого материала, ширины ленты конвейера, площади сечения перегружаемого желоба, высоты падения материала, схемы перегрузочного узла.

На первом этапе работы определяются объем аспирруемого воздуха, конструктивные размеры укрытия, дисперсный состав и концентрация пыли в аспирруемом воздухе.

Расчет производительности местных отсосов выполняется по методике, приведенной ранее (см. гл. 2) с учетом стесненности движения материала в желобе. На основании полученных объемов аспирации из условия оптимальной скорости движения воздуха в пылеприемной воронке определяются ее размеры. Расчет дисперсного состава и концентрации пыли ведется на основе аналитически определенного максимального диаметра частиц аспирруемой пыли.

Если система состоит из нескольких перегрузочных узлов, то расчет аспирационных параметров выполняется последовательно для каждого перегрузочного узла.

Второй этап расчета включает вычисление по подпрограмме усредненных характеристик системы:

1) суммарной производительности местных отсосов

$$L_{\text{сист}} = \sum L_{\text{в}}^0 + \sum L_{\text{н}}^0, \quad (3.47)$$

где $\sum L_{\text{в}}^0 + \sum L_{\text{н}}^0$ — суммарная производительность верхних и нижних отсосов соответственно;

2) усредненного дисперсного состава

$$n_{\text{ср}} = \frac{\sum_{i=1}^n n_i A_i}{A_{\text{ср}}}, \quad (3.48)$$

где n_i — процентное содержание i -й фракции пыли в воздухе, аспирруемом от каждого перегрузочного узла; A_j — концентрация пыли в аспирруемом воздухе от каждого j -го перегрузочного узла; $A_{\text{ср}}$ — средняя концентрация;

3) усредненной концентрации пыли

$$A_{\text{ср}} = \frac{\sum_{j=1}^n A_j L_j}{L}, \quad (3.49)$$

где L_j — производительность j -го отсоса; L — суммарная производительность аспирационной системы.

Таким образом, усредненные характеристики системы образуют основные исходные данные, которые включаются в подпрограмму выбора пылеуловителя.

3.5. ВЫБОР ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЯ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПЫЛИ

Выбор пылеуловителя может быть осуществлен на ЭВМ с использованием комплексного метода расчета аспирации, для чего в подпрограмму выбора пылеуловителя вводится значение влажности, температуры перегружаемого материала и характеристики пылеуловителей, образующие два списка (инерционные и контактные).

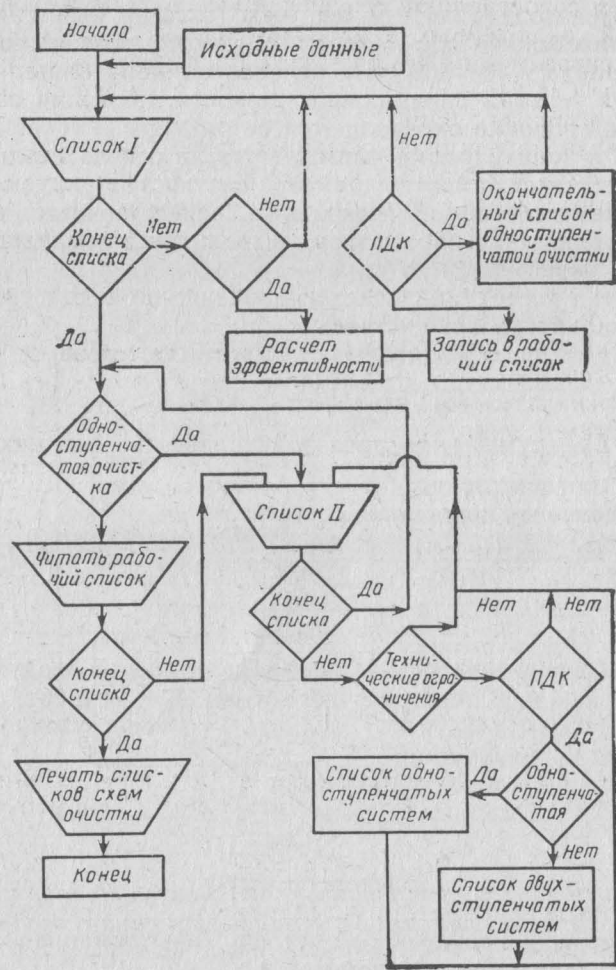


Рис. 3.6. Блок-схема расчета аспирационных параметров перегрузочного узла

В качестве основных характеристик пылеуловителей в список заносится производительность аппаратов и их пофракционная эффективность пылезадержания.

В соответствии с блок-схемой (рис. 3.6) выполняются следующие действия. По усредненным аспирационным характеристикам системы производится перебор инерционных пылеуловителей, включенных в первый список. Пылеуловители, производительность которых не соответствует требуемой, исключают из расчета, для остальных пылеуловителей подсчитывают общую и пофракционную степень очистки. Типы этих пылеуловителей записывают в рабочий

список. Затем сопоставляют концентрацию пыли на выходе из пылеуловителей, включенных в рабочий список, с предельно допустимой концентрацией на выбросе, которая может быть определена как на основе СН 245—71, так и на основе расчетов по предельно допустимому выбросу [59, 66].

В комплексной методике указанная величина является заданной и включается в исходные данные при выборе пылеуловителя. Те типы пылеуловителей, которые обеспечивают ПДК пыли, записывают в окончательный список одноступенчатой инерционной системы пылеуловителя.

Аналогично осуществляется перебор контактных фильтров, включенных во второй список. Те из них, которые не удовлетворяют требованиям по температуре, нагрузке на ткань, при расчете не учитываются. Фильтры, обеспечивающие на выходе ПДК, записываются в окончательный список одноступенчатой схемы очистки.

После рассмотрения вариантов одноступенчатой схемы очистки производится перебор вариантов двухступенчатой схемы очистки. При этом последовательно перебираются все типы инерционных пылеуловителей, записанных в рабочий список (т. е. соответствующих производительности системы). Для второй системы очистки перебираются последовательно пылеуловители второго списка.

Выходными данными подпрограммы выбора пылеуловителя являются списки схем пылеулавливания, обеспечивающие ПДК на выходе из системы. Списки могут состоять из одноступенчатой инерционной системы очистки, одноступенчатой очистки контактными фильтрами, двухступенчатой очистки по схеме циклон — контактный пылеуловитель. В случае невозможности обеспечения ПДК пыли на выходе из системы по одной из приведенных схем очистки на выходе печатается информация о невозможности очистки.

Окончательный выбор варианта схемы очистки аспирируемого воздуха ведется по двум спискам с учетом технико-экономических показателей пылеуловителей (металлоемкость системы, затраты на эксплуатацию и монтаж, требуемая производственная площадь), являющихся характеристическими показателями пылеуловителей.

Таким образом, разработанный комплексный метод расчета аспирации перегрузочных узлов [44] позволяет выполнять на ЭВМ расчет объемов аспирируемого воздуха, параметров аспирируемой пыли и обоснованно производить выбор пылеуловителей.

3.6. ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ АСПИРАЦИИ

При проектировании и эксплуатации систем аспирации узлов переработки формовочных масс существенным является выбор (расчет) таких параметров систем и некоторых технологических параметров узлов, которые были бы оптимальными с точки зрения энергетических затрат на обеспыливание (при соблюдении всех

необходимых технологических и санитарно-гигиенических требований к литейному производству).

Решение задач оптимизации может быть осуществлено на основе комплексного метода расчета аспирации (см. п. 3.5). Следует отметить наличие трех уровней оптимизации: I — технологический; II — проектный; III — эксплуатационный (реконструкционный).

Первый уровень (технологический), очевидно, является «стратегическим», когда решаются принципиальные вопросы того или иного технологического процесса (в данном случае процесса переработки формовочных масс). На втором (проектном) уровне, как правило, по уже известной технологической схеме ведется проектирование систем обеспыливания. На третьем уровне решаются задачи оптимизации уже существующих или реконструируемых систем обеспыливания. В соответствии с разработанной методикой оптимизации химико-технологических процессов [33, 34] можно выделить следующие основные этапы оптимизации: 1. Общий анализ задачи оптимизации. 2. Определение критерия оптимизации. 3. Выбор оптимизирующих и управляемых переменных и анализ влияния их на критерий оптимизации. 4. Составление математической модели процесса, характеризующего критерий оптимизации. 5. Выбор метода оптимизации и оптимальный расчет.

Проанализируем этапы оптимизации применительно к расчету аспирации узлов переработки формовочных масс литейного производства с использованием комплексного метода.

1. В соответствии с комплексным методом выходными параметрами являются: расход материала G_m , плотность материала ρ_m , гранулометрический состав материала $N_i - d_i$, высота перегрузки H , площадь поперечного сечения желоба F , ширина конвейера B , влажность материала ω , ПДК пыли на выбросе $C_{пдк}$. В качестве выходных данных получаем схему очистки аспирируемого воздуха (список пылеуловителей, обеспечивающих концентрацию на выбросе меньше чем $C_{пдк}$). В процессе выполнения расчетов получаем промежуточные расчетные величины, такие, как объем аспирируемого воздуха L_a , концентрация A и дисперсный состав пыли в аспирируемом воздухе $N_i' - d_i'$. По заданной величине $C_{пдк}$, объему очищаемого воздуха, концентрации и дисперсному составу пыли осуществляется выбор оптимального пылеочистного аппарата.

2. В качестве критерия оптимизации могут быть использованы различные выходные данные, например, схема очистки, а также промежуточные расчетные величины: объем аспирации L_a , концентрация пыли A , дисперсный состав пыли $N_i' - d_i'$. Выбор тех или иных критериев оптимизации зависит от конкретных условий и задач, решаемых при проектировании и эксплуатации систем. В качестве примера можно привести следующие критерии: обеспечение эффективного обеспыливания перегрузочного узла минимальными объемами аспирируемого воздуха; обеспечение очистки аспирируемого воздуха пылеуловителями в одну стадию с использованием инерционных аппаратов; получение минимально

возможной концентрации пыли в аспирируемом воздухе; получение более грубого дисперсного состава аспирируемой пыли. Возможны и другие критерии оптимизации.

3. В качестве оптимизирующих или управляемых переменных могут быть приняты входные параметры $G_m, \rho_m, N_i - d_i, H, F, B, \omega, C_{пдк}$. Кроме того, могут быть выбраны и промежуточные расчетные величины (такие, как сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$).

Рассматривая конкретный перегрузочный узел, следует отметить, что для него целый ряд величин являются постоянными: $\rho_m, G_m, N_i - d_i, W, H, C_{пдк}$. Величины F и $\sum \xi$ могут быть приняты в качестве управляемых переменных. В ряде случаев могут использоваться и другие управляемые переменные (например, W, G_m).

Особый интерес вызывают переменные F и $\sum \xi$, так как при проектировании величина F выбирается исходя из технологических соображений, в то же время она оказывает существенное влияние на L_a и на другие параметры систем аспирации. Величина $\sum \xi$ при проектировании, как правило, не регламентируется, что на практике приводит к значительным энергетическим затратам при малых значениях величины $\sum \xi$.

Влияние параметров $F, \sum \xi, W, G_m$ на величины A и L_a можно установить только путем расчетов по конкретным перегрузочным узлам с использованием комплексного метода расчета.

4. Общая математическая модель, связывающая величины $G_m, \rho_m, N_i - d_i, H, F, B, W, C_{пдк}$ с величинами $L_a, A, N_i' - d_i'$ и схемой очистки, содержит ряд зависимостей, приведенных ранее в гл. 2, согласно которым $L_a = f(G_m, \rho_m, N_i - d_i, H, F, B)$;

$$(N_i' - d_i') = \psi(d_{\max}) = \varphi(L_a, \rho_m, B, F);$$

$$A = \xi(W, L_a, N_i' - d_i', \rho_m, v_{вх}).$$

Схема очистки зависит от $A, N_i - d_i, C_{пдк}, L_a$.

5. При изучении процессов пылеобразования выбор схемы очистки аспирируемого воздуха следует осуществлять на основе концентрации A . С увеличением величины A схема очистки усложняется. Что же касается величины $N_i' - d_i'$, то очевидно, что влияние дисперсного состава пыли на схему очистки незначительно (для условий обеспыливания перегрузочных узлов).

Таким образом, если в качестве критерия оптимизации принять величину A , в качестве управляемых переменных величины $\sum \xi, F$, то для выполнения оптимизационного расчета необходимо получить конкретную зависимость вида $A = \varphi(\sum \xi, F)$. Получение такой зависимости возможно только с использованием конкретных

расчетов аспирации перегрузочных узлов на основе комплексного метода.

6. Использование тех или иных методов оптимизационного расчета будет зависеть от конкретного вида функции $A = \varphi(\sum \xi, F)$; при этом могут быть использованы известные методы оптимизации, приведенные, например, в работах акад. В. В. Кафарова.

Рассмотрим на конкретном примере методику решения оптимизации объемов аспирируемого воздуха L_a , для чего используем «Типовые решения по обеспыливанию технологического оборудования чугунолитейных цехов заводов промышленности сантехнического оборудования», разработанных в Белгородском технологическом институте.

В соответствии с изложенной выше методикой по оптимизации систем аспирации рассмотрим подробно этапы расчета применительно к узлам переработки формовочных сыпучих масс.

1. В качестве критерия оптимизации примем величину объема аспирируемого воздуха L_a .

2. В качестве управляемых переменных примем величины

$$G_m, F, d_{cp}, \beta, \sum \xi, \rho_m.$$

3. В соответствии с методами по оптимизации технологических процессов необходимо составить математическую модель процесса, имеющую общий вид: $L_a = f(G_m, F, d_{cp}, \beta, \sum \xi, \rho_m)$.

Следует отметить, что единая зависимость такого вида отсутствует. Поэтому нами использовалась методика комплексного расчета аспирации (см. п. 3.4).

4. Расчеты по определению величины L_a были сгруппированы в соответствии с уровнями оптимизации:

а) технологический уровень; переменными здесь были величины d_{cp} и β , ρ_m и d_{cp} , G_m и d_{cp} . На данном уровне только создается тот или иной технологический передел. Необходимо определить значения d_{cp} , β , ρ_m , G_m , при которых величина L_a была бы минимально возможной;

б) проектный уровень; переменные величины G_m , F , d_{cp} , $\sum \xi$; на этом уровне создаются проектные решения по обеспыливанию технологических узлов при заданных переменных (ρ_m , β , $\sum \xi$, d_{cp}); при этом в качестве критерия оптимизации принимается L_a , A или схема очистки;

в) реконструкционный уровень; в качестве переменных принимаем $\sum \xi$, F . Здесь уже сложились определенные технологические схемы, расходы материалов G_m , свойства перерабатываемых материалов (ρ_m , d_{cp}).

В процессе реконструкции и эксплуатации аспирационных систем узлов переработки сыпучих материалов в основном только

через изменение величины $\sum \xi$ (уплотнение верха, введение дополнительных аэродинамических сопротивлений в желобе и в укрытии) и величины F (изменение сечения желоба в период плановых ремонтов и т. д.) возможно осуществить влияние на параметры оптимизации (L_a , A или схему очистки).

Выполненные расчеты по оптимизации величины L_a применительно к переработке формовочных масс были сгруппированы следующим образом:

I уровень $L_a = f(d_{cp}, \beta)$; $L_a = \psi(\rho_m, d_{cp})$;

II уровень $L_a = f(G_m, F)$; $L_a = \xi(G_m, d_{cp})$;

III уровень $L_a = k(\sum \xi F)$.

Результаты расчетов приведены на рис. 3.7—3.9; при этом можно сделать ряд выводов по оптимальному расчету величины L_a .

I уровень оптимизации (рис. 3.7). Здесь следует выделить три зоны: 1) $0 < \beta < 0,01$; 2) $0,01 < \beta < 0,075$; 3) $\beta > 0,075$. В первой зоне с увеличением β величина L_a возрастает. Во второй зоне с увеличением β объем аспирации L_a резко уменьшается, и в третьей зоне с увеличением β L_a плавно уменьшается. Таким образом, следует стремиться к разработке таких технологических схем, при которых

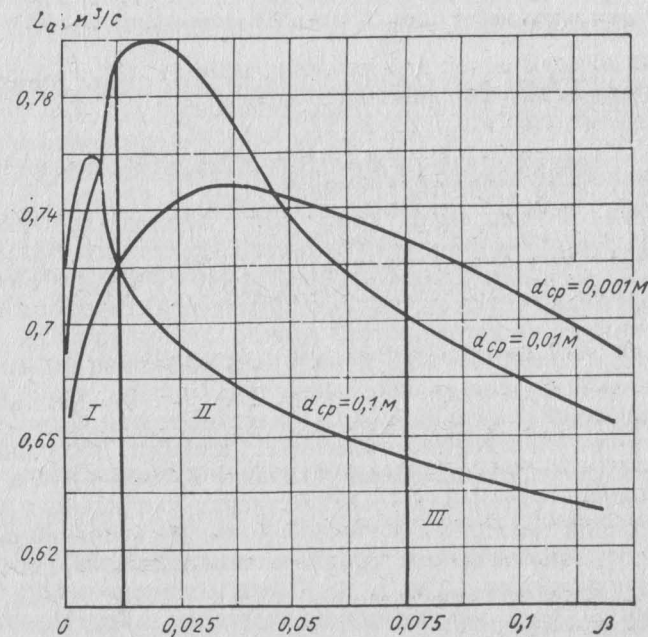


Рис. 3.7. График зависимости L_a от d_{cp} и β (I уровень оптимизации)

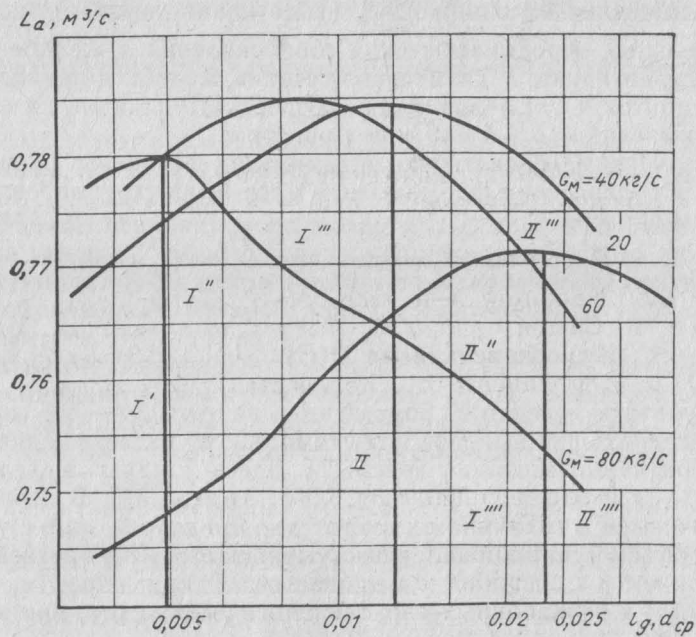


Рис. 3.8. График зависимости L_a от G_m и d_{cp} (II уровень оптимизации)

величина β была бы в пределах $0,03 < \beta < 0,07$ (при β больше 0,07 возможно забивание транспортных желобов).

Необходимо отметить, что точки перегиба кривых $L_a = f(\beta)$ находятся в пределах значений $\beta = 0,02 \div 0,025$, что согласуется с экспериментальными данными, приведенными в работе [44].

II уровень оптимизации (рис. 3.8). Анализ графиков $L_a = f(G_m, F)$ для $G_m = 100$ кг/с позволяет выделить две зоны: $0 < F < 0,4$ м² и $0,4 < F < 1$ м²; для $G_m = 40$ кг/с — $0 < F < 0,2$ м² и $0,2 < F < 1$ м². Учитывая, что расходы $G_m < 20$ кг/с практически в промышленных условиях не встречаются, можно рекомендовать значения $F > 0,5 \div 0,55$ м² или $0 < F < 0,2$ м². На рис. 3.8 можно выделить максимум значений L_a для разных значений G_m ; при этом для $G_m = 20$ кг/с перегиб кривой $L_a = \xi(d_{cp})$ наступает при $d_{cp} = 2 \div 2,5$ мм, что согласуется с экспериментальными данными, полученными на специальной полупромышленной установке (см. гл. 2), т. е. с увеличением нагрузки материала (соответственно увеличением β) точка перегиба кривой смещается в сторону меньших значений d_{cp} .

Таким образом, на данном уровне оптимизации следует рекомендовать такие значения d_{cp} и G_m , при которых значения L_a были бы минимальными, т. е. необходимо осуществить проектирование систем при значениях d_{cp} левее или правее значений d_{cp}^{max} . Из рис. 3.8 также следует, что объемы аспирации для мелкодисперсных ма-

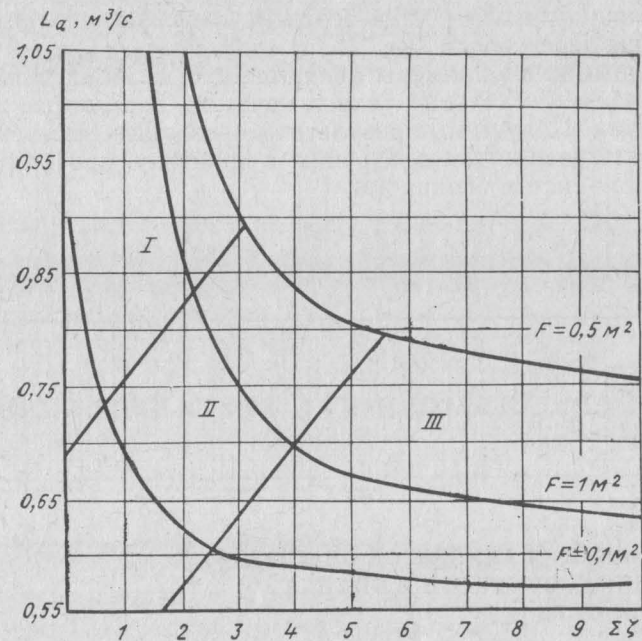


Рис. 3.9. График зависимости L_a от $\Sigma\xi$ и F (III уровень оптимизации)

териалов ($d_{cp} < 0,2$ мм) численно равны объемам более крупных кусковых материалов, что соответствует экспериментальным данным, приведенным в гл. 2.

III уровень оптимизации (рис. 3.9). В соответствии с ранее изложенным на данном уровне устанавливаются зависимости L_a от $\Sigma\xi$ и F . Из рис. 3.9 следует, что здесь можно выделить три зоны. Например, при $F = 0,1$ м² граница первой и второй зон находится в пределах $\Sigma\xi = 1,0$, граница второй и третьей зон $\Sigma\xi = 2,5 \div 3$. При $F = 0,5$ м² I зона $0 < \Sigma\xi < 3$; II зона $3 < \Sigma\xi < 6$; III зона $\Sigma\xi > 6$.

Первая зона характеризуется неустойчивостью, так как незначительные изменения величины $\Sigma\xi$ приводят к резкому увеличению или уменьшению L_a . Вторая зона отличается существенным влиянием величины $\Sigma\xi$ на L_a . В третьей зоне увеличение $\Sigma\xi$ не приводит к существенным изменениям L_a . Из графика на рис. 3.9 следует, что для существенного уменьшения величины L_a (на 30—40% и более) необходимо, чтобы величина $\Sigma\xi$ была не менее 6—7 (для условий переработки формовочных масс). Отсюда легко можно оп-

ределить величину неплотностей верха F_v , а также дополнительное сопротивление перегородки $\xi_{пер}$.

Приведенные выше примеры являются частными случаями расчетов оптимизации отдельных технологических параметров аспирационных систем. Полученные результаты позволяют рекомендовать методику оптимизации для внедрения в практику проектирования и эксплуатации систем аспирации.

Глава 4

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ОЧИСТКИ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ

4.1. КЛАССИФИКАЦИЯ АППАРАТОВ ОЧИСТКИ АСПИРАЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ И ОЦЕНКА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Рассмотрим пылеулавливающее оборудование, применяемое для очистки от пыли воздуха, выбрасываемого в атмосферу аспирационными системами,—пылеуловители, которые в отличие от воздушных фильтров, применяемых в приточных системах общеобменной вентиляции, предназначены для обработки воздуха со сравнительно высокими начальными концентрациями пыли в очищаемом воздухе, достигающими несколько десятков граммов в 1 м^3 воздуха.

В основу изложенной ниже классификации пылеуловителей, представленных на рис. 4.1, положен действующий в стране стандарт, в соответствии с которым все пылеуловители можно разделить на два класса — сухие и мокрые. Пылеуловители первого класса при работе не потребляют воду, позволяют выделить пыль в сухом виде и вернуть ее в технологические процессы без дополнительной переработки, не требуют создания систем оборотного водоснабжения и шлампереработки, могут устанавливаться и в неотапливаемых помещениях или вне их. Мокрые аппараты потребляют воду как для процесса пылеулавливания, так и для регенерации фильтрующих элементов осадительных поверхностей, т. е. для удаления из аппаратов уловленной пыли. Этим аппаратам присущи недостатки, которых лишены сухие пылеуловители, однако в отличие от последних они позволяют достичь более высокой эффективности очистки при меньших габаритах аппаратов, успешно работают при улавливании налипающих пылей, позволяют совместить процессы обеспыливания газа с процессами очистки его от нежелательных газообразных компонентов.

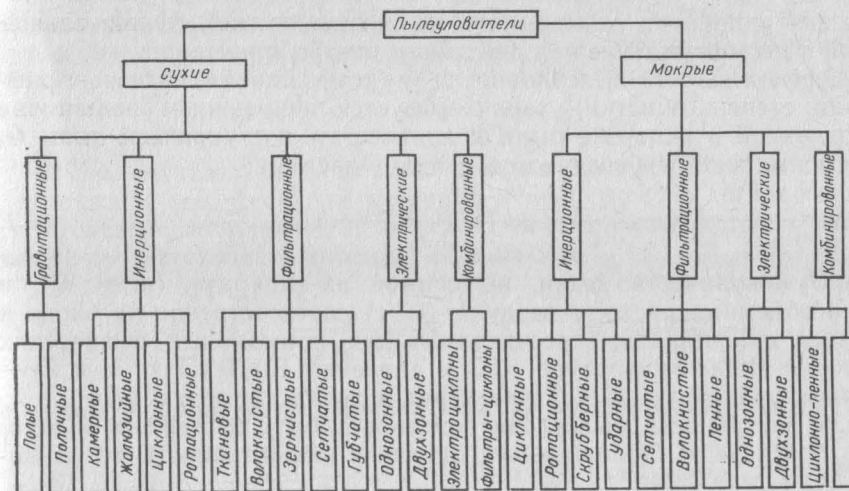


Рис. 4.1. Классификация пылеуловителей

Себестоимость очистки газов в мокрых пылеуловителях выше, чем в сухих [74], а проблемы, связанные с потребностью в системах оборотного водоснабжения и шламового хозяйства, ограничивают возможность применения мокрых пылеуловителей. Поэтому последние целесообразно применять в тех случаях, когда использование сухих пылеуловителей невозможно по техническим причинам, например, при улавливании налипающих пылей или из-за недостаточно высокой эффективности.

Внутри классов пылеуловители делятся на группы, в соответствии с преобладающей силой, под действием которой происходит выделение частиц пыли из воздушной среды. Например, сухие инерционные пылеуловители могут подразделяться на камерные (камерные с перегородками, камерные с плавным поворотом потока, камерные с расширяющимся входным конусом и т. д.); жалюзийные (жалюзийные пылеуловители с частичным отводом запыленного воздушного потока или без отвода последнего); циклонные сухие пылеуловители (одиночные противоточные и прямоточные циклоны, прямоточные батарейные циклоны, вихревые аппараты и др.); ротационные (динамические) пылеуловители, работающие по принципу пылевыведения за счет центробежной кориолисовой силы, возникающей при вращении модифицированных рабочих колес или специальных роторов.

В комбинированных пылеуловителях, при создании которых ставятся задачи интенсификации процессов пылеулавливания, совмещаются несколько эффектов, действующих сил и т. д. Например, в электроциклонах пылеулавливание осуществляется под действием электростатических и центробежных сил одновременно; в циклоно-

пенных аппаратах совмещается фильтрация газа через пенный слой и пылеосаждение под действием центробежных сил и т. д.

Эффективность пылеуловителя η (коэффициент полезного действия, степень очистки) характеризуется отношением количества уловленной в аппарате пыли к количеству поступающей пыли G_1 с обеспыливаемым воздухом в единицу времени:

$$\eta = \frac{G_1 - G_2}{G_1} = \frac{Q_1 Z_1 - Q_2 Z_2}{Q_1 Z_1} = 1 - \frac{Q_2 Z_2}{Q_1 Z_1}, \quad (4.1)$$

где G_2 — количество пыли, выносимой из аппарата (кг/с); Q_1 и Q_2 — объемные расходы воздуха (м³/с) соответственно на входе и выходе из аппарата, пересчитанные для нормальных физических условий (при температуре 0°C и давлении 101,3 кПа); Z_1 и Z_2 — концентрации пыли в воздухе перед и после аппарата, кг/м³.

Эффективность пылеуловителя может быть выражена величиной проскока K , дополняющей значение эффективности до единицы (или до 100%):

$$K = \frac{G_2}{G_1} = \frac{Q_2 Z_2}{Q_1 Z_1} = 1 - \eta. \quad (4.2)$$

Более объективным критерием оценки эффективности пылеуловителя является фракционная эффективность $\eta_{\phi i}$ — отношение массового расхода пыли конкретной фракции $G_{\phi i 2}$, улавливаемой в аппарате, к массовому расходу пыли той же фракции, поступающей в аппарат $G_{\phi i 1}$:

$$\eta_{\phi i} = \frac{G_{\phi i 1} - G_{\phi i 2}}{G_{\phi i 1}}. \quad (4.3)$$

Общая эффективность пылеулавливания при известных фракционных эффективностях и фракционном составе Φ_i (%) определяется по формуле

$$\eta = \sum_{i=1}^n \frac{\eta_{\phi i} \Phi_i}{100}. \quad (4.4)$$

В отдельных случаях величина η может быть определена аналитически. Так, если распределение частиц пыли в очищаемом газе является нормально логарифмическим и может быть описано интегралом вероятности

$$D(d_q) = \frac{100}{\lg \sigma_q \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\lg d_q} e^{-\frac{\lg^2(d_q/d_m)}{2 \lg^2 \sigma_q}} d \lg d_q \quad (4.5)$$

или при подстановке величины

$$t = \frac{\lg(d_q/d_m)}{\lg \sigma_q}, \quad (4.6)$$

уравнение (4.5) примет вид

$$D(d_q) = \frac{100}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^t e^{-t^2/2} dt. \quad (4.7)$$

В тех случаях, когда кривая фракционной эффективности пылеуловителя $\eta_{\phi i} = f(d_q)$, построенная в вероятностно-логарифмической системе координат, приобретает вид прямой, которой будет также соответствовать интеграл вероятности

$$\eta_{\phi i} = \int_{-\infty}^{\lg(d_q/d_{50})} \frac{1}{\lg \sigma_q \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{\lg^2(d_q/d_{50})}{\lg^2 \sigma_q}} d [\lg(d_q/d_{50})], \quad (4.8)$$

значение полного коэффициента очистки определяется по формуле

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^x e^{-(t^2/2)} dx = \Phi(x), \quad (4.9)$$

где, в свою очередь,

$$x = \frac{\lg(d_q/d_{50})}{\sqrt{\lg^2 \sigma_q + \lg^2 \sigma_q}}. \quad (4.10)$$

В формулах (4.5)–(4.10) входящими членами являются: $\lg(d_q/d_m)$ — логарифм отношения размера частиц d_q к медианному размеру их d_m при данном распределении; σ_q — стандартное (среднее квадратическое) отклонение логарифмов диаметров частиц от их среднего размера (дисперсия);

$$\lg \sigma_r = \lg d_m - \lg d_{15,87} = \lg d_{84,13} - \lg d_q, \quad (4.11)$$

где, в свою очередь, $d_{84,13}$ и $d_{15,87}$ — значения абсцисс, ординаты которых на графике интегральной функции распределения равны 84,13% и 15,87%; e — основание натуральных логарифмов; $\lg \sigma_q$ — стандартное отклонение в функции распределения фракционных коэффициентов очистки, определяемое из соотношения

$$\lg \sigma_q = \lg d'_{50} - \lg d'_{15,87} = \lg d'_{84,13} - \lg d'_{50}, \quad (4.12)$$

где d'_{50} , $d'_{15,87}$, $d'_{84,13}$ — значения абсцисс, ординаты которых на графике кривой фракционной эффективности $\eta_{\phi} = f(d_q)$ равны 50; 15,87 и 84,13% соответственно.

Значения нормальной функции распределения определяются по табл. 4.1 по расчетной величине x .

Эффективность пылеулавливающей системы, включающей несколько последовательно установленных аппаратов, эффективность каждого из которых соответственно равна η_1 , η_2 и т. д., определяется по формуле

$$\eta = [1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \dots (1 - \eta_n)]. \quad (4.13)$$

Таблица 4.1

Значения нормальной функции распределения $\Phi(x)$

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
-2,70	0,0035	-1,06	0,1446	0,00	0,5000	1,08	0,8599
-2,50	0,0062	-1,02	0,1539	0,04	0,5160	1,12	0,8686
-2,30	0,0107	-0,98	0,1635	0,08	0,5319	1,16	0,8770
-2,10	0,0179	-0,94	0,1736	0,12	0,5478	1,20	0,8849
-1,98	0,0239	-0,90	0,1841	0,16	0,5636	1,24	0,8925
-1,94	0,0262	-0,86	0,1949	0,20	0,5793	1,28	0,8997
-1,90	0,0288	-0,82	0,2061	0,24	0,5948	1,32	0,9066
-1,86	0,0314	-0,78	0,2177	0,28	0,6103	1,36	0,9131
-1,82	0,0344	-0,74	0,2297	0,32	0,6255	1,40	0,9192
-1,78	0,0375	-0,70	0,2420	0,36	0,6406	1,44	0,9251
-1,74	0,0409	-0,66	0,2546	0,40	0,6554	1,48	0,9306
-1,70	0,0446	-0,62	0,2676	0,44	0,6700	1,52	0,9357
-1,66	0,0485	-0,58	0,2810	0,48	0,6844	1,56	0,9406
-1,62	0,0526	-0,54	0,2946	0,52	0,6985	1,60	0,9452
-1,58	0,0671	-0,50	0,3085	0,56	0,7123	1,64	0,9495
-1,54	0,0618	-0,46	0,3228	0,60	0,7257	1,68	0,9535
-1,50	0,0668	-0,42	0,3372	0,64	0,7389	1,72	0,9573
-1,46	0,0721	-0,38	0,3520	0,68	0,7517	1,76	0,9608
-1,42	0,0778	-0,34	0,3669	0,72	0,7642	1,80	0,9641
-1,38	0,0838	-0,30	0,3821	0,76	0,7764	1,84	0,9671
-1,34	0,0901	-0,26	0,3974	0,80	0,7881	1,88	0,9699
-1,30	0,0968	-0,22	0,4129	0,84	0,7995	1,92	0,9726
-1,26	0,1038	-0,18	0,4268	0,88	0,8106	1,96	0,9750
-1,22	0,1112	-0,14	0,4443	0,92	0,8212	2,00	0,9772
-1,18	0,1190	-0,10	0,4602	0,96	0,8315	2,20	0,9861
-1,14	0,1271	-0,06	0,4761	1,00	0,8413	2,40	0,9918
-1,10	0,1357	-0,02	0,4920	1,04	0,8508	2,60	0,9953

Работа пылеуловителей характеризуется другим не менее важным показателем — энергозатратами. Для сравнения величин энергозатрат для различных типов пылеуловителей, рассчитанных на различную производительность, энергозатраты пересчитывают на 1000 м³/ч очищенного газа, которые называют удельными энергозатратами. Энергозатраты пылеулавливания ΔW включают энергию, затрачиваемую на преодоление гидравлического сопротивления аппарата ΔW_p , и прочие виды дополнительной энергии ΔW_n , расходуемой, например, на поддержание тока короны в электрофильтрах, на подачу и диспергирование жидкости в мокром аппарате, на приводы вспомогательных механизмов, на обогрев аппарата и т. д.:

$$\Delta W = \Delta W_p + \Delta W_n \quad (4.14)$$

Удельные энергозатраты (кВт·ч/1000 м³), связанные с преодолением гидравлического сопротивления аппарата ΔW_p , определяют по формуле

$$\Delta W_p = \frac{\Delta p}{3600 \eta_B Q}, \quad (4.15)$$

где Q — объемный расход газа, проходящий через аппарат, тыс. м³/ч; Δp — гидравлическое сопротивление пылеуловителя, Па; η_B — КПД воздухоудвнжной машины.

Величина Δp (Па) определяется по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{\rho v^2}{2}, \quad (4.16)$$

где ξ — приведенный коэффициент сопротивления аппарата к его характерному сечению, например, площади поперечного сечения цилиндрической части циклона; ρ и v — плотность и усредненная скорость газа в характерном сечении, кг/м³ и м/с соответственно.

Величина ΔW_n обычно составляет некоторую часть величины ΔW_p , и численное значение ее зависит от типа аппарата. Например, для противоточных циклонов величина ΔW_n пренебрежительно мала и учитывает только выгрузку пыли из бункера; для некоторых типов мокрых аппаратов, в которых жидкость диспергируется сжатым воздухом, величина ΔW_n достигает существенного значения и должна учитываться при подборе пылеуловителя.

4.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ИНЕРЦИОННЫХ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ И ИХ КОНСТРУКЦИИ

Частицы пыли в любом пылеуловителе всегда отклоняются в той или иной степени от линий тока газа и тем самым обуславливается относительное движение частиц пыли и газа v_0 , при котором возникает сила сопротивления газовой среды, направленная в сторону, противоположную направлению относительного движения данной частицы. Природа силы сопротивления зависит от размеров частиц и относительной скорости. Так, например, для частиц субмикронных размеров сила сопротивления обусловлена большим количеством столкновений молекул газа с лобовой поверхностью частицы, чем с обратной поверхностью. В этом случае сила сопротивления, носящая молекулярно-кинетический характер,

$$F_c = \frac{3\pi \rho_a^2 v_0}{2(A+Q)l_i}, \quad (4.17)$$

где A, Q — постоянные, определяемые экспериментально; l_i — средняя длина свободного пробега молекул газа.

Для частиц размером более 1 мкм сила сопротивления газовой среды при прямолинейном равномерном движении частицы носит аэродинамический характер и в общем случае равняется

$$F_c = cS \frac{\rho v_0^2}{2} = c \frac{\pi d^2}{4} \frac{\rho_g v_0^2}{2}, \quad (4.18)$$

где c — аэродинамический коэффициент сопротивления газовой среды; S — площадь поперечного сечения частицы, перпендикулярного направлению движения; ρ_g — плотность газа.

Коэффициент сопротивления c зависит от характера обтекания частицы газом, который характеризуется числом Рейнольдса для частицы Re_2 :

$$Re_2 = \frac{\rho_r v_0 d_2}{\mu} = \frac{v_0 d_2}{\nu} \quad (4.19)$$

При ламинарном режиме обтекания (частицы размером $1 < d_2 < 50$ мкм при числах $Re < 1 \div 2$) величина c равна

$$c = \frac{24}{Re} = \frac{24\mu}{\rho_r v_0 d_2} \quad (4.20)$$

Подставив формулу (4.20) в формулу (4.18), получим, что сила сопротивления для ламинарного режима обтекания

$$F_c = \frac{24\mu}{\rho_r v_0 d_2} \frac{\pi d_2^2}{4} \frac{\rho_r v_0^2}{2} = 3\pi\mu d v_0 \quad (4.21)$$

Последнее уравнение выражает Стоксовый закон сопротивления газовой среды движению шарообразной частицы.

В «надстоксовой» области (при числах $Re < 4 \div 5$) целесообразно учитывать поправку, предложенную С. Озееном:

$$c = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{3}{16} Re \right), \quad (4.22)$$

а в «достоксовой» области для частиц менее 1 мкм вводится поправка Кенингема — Милликена

$$F_c = \frac{3\pi\mu d_2 v_0}{1 + \frac{2l_i}{d_2} \left(1,246 + 0,42 e^{-0,9} \frac{d_2}{2l_i} \right)} \quad (4.23)$$

С точностью, достаточной для инженерной практики, можно полагать, что Стоксовый закон сопротивления среды можно распространять на частицы с размерами 1—70 мкм, т. е. на пыли, встречающиеся в промышленной практике большинства отраслей.

В переходной области обтекания частицы газовым потоком, когда числа Re_2 находятся в пределах $3 < Re_2 < 400$, аэродинамический коэффициент сопротивления определяется по формуле Клячко:

$$c = \frac{24}{Re_2} + \frac{4}{\sqrt[3]{Re_2}}, \quad (4.24)$$

а в модельной области, когда силы вязкого трения становятся незначительны по сравнению с силами давления, величина c становится постоянной:

$$c = 0,44 = \text{const.} \quad (4.25)$$

При переходе от частиц шарообразной формы, для которых справедливы уравнения (4.21), (4.23), (4.25), к частицам нешарообразной формы вводится понятие динамического коэффициента

формы κ , равного отношению сопротивления газовой среды к движению частиц неправильной формы того же объема и плотности. Нетрудно показать, что динамический коэффициент формы будет определяться соотношением квадратов их диаметров

$$\kappa = \frac{d_{23}^2}{d_2^2}, \quad (4.26)$$

где d_{23} — эквивалентный диаметр частиц, равный диаметру шара, объем которого равен объему данной частицы диаметром d_2 .

Для округленной формы с неровной поверхностью значение коэффициента κ может быть принято равным 2,5.

При движении частицы в криволинейном потоке, например в центробежных пылеуловителях, симметричность обтекающего потока нарушается, обуславливая градиент относительных скоростей газа на поверхности частицы и циркуляцию Γ скорости по контуру поперечного сечения частицы, центростремительное движение объема газа, вытесняемого частицей при движении ее к периферии пылеуловителя. Характер движения частицы усложняется различными нежелательными течениями газа, например, радиальным стоком — в противоточных циклонах, наличием циркуляционных зон, современные знания о которых далеко не исчерпывающие. Наконец, сложность картины движения частиц пыли усугубляется стохастическими явлениями турбулентного переноса в потоке. Последнее объясняется развитой турбулентностью потока в инерционных пылеуловителях. Числа Re для таких потоков обычно соответствуют числам Re для потоков газа в подводящих и отводящих газоходах и могут измеряться сотнями тысяч. Перечисленные факторы делают в настоящее время расчеты кинематики процессов пылеулавливания детерминированными методами практически невозможными.

К упрощенным моделям, позволяющим определить силу сопротивления газовой среды движению частицы в криволинейном потоке, относится модель, обобщенная в работе [62] с допущением о ламинарности структуры потока в пылеуловителе. Сила сопротивления вращающегося потока движению шарообразной частицы $F_{св}$ в соответствии с данной моделью равна

$$F_{св} = F_c - F_{цв} + F_{п} = 3\pi\mu d_2 v_c - \frac{1}{6} \pi \rho_v d_2^3 [\omega (\omega \times R)] + \frac{1}{6} \pi \rho_v d_2^2 [\omega \chi v_c] = 3\pi\mu d_2 v_c + \frac{1}{6} \pi \rho_v d_2^3 \frac{\omega^2}{R} + \frac{1}{6} \rho_v d_2 \Gamma v_c, \quad (4.27)$$

где $F_{цв}$ и $F_{п}$ — соответственно центростремительная сила вытесняемого частицей объема воздуха и подъемная сила, действующая на частицу, вызванная циркуляцией Γ скорости ω по контуру среднего сечения частицы; μ — динамическая вязкость; v_c — относительная скорость движения газового потока и частицы; ω — угловая ско-

рость потока; R — радиус искривления траектории потока; ρ_a — плотность воздуха.

При неравномерном движении частицы относительно неподвижной системы координат траектория движения частицы рассчитывается по системе общих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dv}{dt} &= 3\pi\mu d_2(W - v) + F; \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{3\pi\mu d_2}{m}(\omega - v) = \frac{d_2^2 \rho_2}{18\mu}(\omega - v) = \frac{1}{\tau}(\omega - v), \end{aligned} \right\} (4.28)$$

где v — абсолютная скорость движения частицы; ω — средняя скорость потока; τ — время релаксации частицы.

Способы решения системы уравнения (4.28) применительно к центробежным пылеуловителям приведены в [62].

Пылеулавливание за счет инерционного эффекта возможно при различных изменениях направления скорости газового потока, однако эффективность пылеулавливания будет повышаться при более продолжительном во времени изменении направления потока газа, например при его вращении в центробежных аппаратах. Движение частицы в криволинейном потоке описывается уравнением в векторной форме

$$\frac{d\bar{v}}{dt} = \frac{1}{\tau}(\bar{\omega} - \bar{v}) = -\frac{1}{\tau}\bar{v}_c. \quad (4.29)$$

В подвижной системе координат скорость частицы $\bar{v} = \bar{w} + \bar{w}_c$, и с учетом теоремы Кориолиса уравнение действующих на частицу сил будет иметь вид

$$F_n + F_{ц} + F_{т} + F_{к} = F_c, \quad (4.30)$$

где F_n , $F_{ц}$, $F_{т}$ и $F_{к}$ — соответственно сила инерции, центробежная сила, сила торможения частицы при переходе ее во все более замедленные слои потока, сила Кориолиса.

Таким образом,

$$m \frac{d\bar{v}_c}{dt} + m\omega(\omega R) + m \left(\frac{d\omega}{dt} \right) + 2m(\omega v_c) = -3\pi\mu d_2 \bar{v}_c. \quad (4.31)$$

Для грубых расчетов уравнения (4.28) и (4.31) можно упростить, оставив в левой части лишь центробежную силу [74]:

$$\left. \begin{aligned} F_{ц} &= F_c; \\ m\omega^2 R &= 3\pi\mu d_2 \bar{v}_c, \end{aligned} \right\} (4.32)$$

откуда скорость осаждения взвешенной частицы

$$v_c = \frac{d_2^2 \rho_2 v_{\omega}}{18\mu R}, \quad (4.33)$$

где v_{ω} — окружная скорость частицы; $v_{\omega} = \omega R$.

Выражая параметр центробежного осаждения Π_{ω} как отношение центробежной силы, действующей на частицу, к силе сопротивления среды, можно получить критерий Стокса $St k_{\omega}$ с линейным параметром R , равным радиусу вращения потока:

$$\Pi_{\omega} = \frac{F_n}{F_c} = \frac{\pi d_2^2 \rho_2 v_{\omega}^2}{6R} : 3\pi\mu d_2 v_{\omega} = \frac{d_2^2 \rho_2 v_{\omega}}{18\mu R}. \quad (4.34)$$

В этом случае коэффициент осаждения частиц пыли в центробежном поле в общем виде можно выразить функцией

$$\eta_{\omega} = f(St k_{\omega}, Re) = f\left(\frac{d_2^2 \rho_2 v_{\omega}}{18\mu D}, \frac{D v_{\omega} \rho_r}{\mu}\right). \quad (4.35)$$

К простейшим конструкциям инерционных пылеуловителей относятся камеры с перегородками, в том числе камеры с плавным поворотом потока газа, камеры с расширяющимся конусом и др. В таких пылеуловителях частицы пыли под действием силы инерции, сохраняя первоначальное направление своего движения при изменении направления движения газового потока, выделяются из газового потока и осаждаются в бункере. Гидравлическое сопротивление таких пылеуловителей находится в пределах 150—400 Па, эффективность при улавливании пылей крупнее 25—30 мкм составляет 65—85%.

Указанный принцип пылеулавливания сохраняется в жалюзийном пылеуловителе (рис. 4.2). Последовательное отражение крупных частиц пыли от плоских или уголковых жалюзийных решеток позволяет по оси пылеуловителя получить пылегазовый концентрат. Организованный отвод его на очистку, например в циклон, в количестве около 10% объема газа обеспечивает более высокую по сравнению с простейшими инерционными пылеуловителями эффективность.

К недостаткам жалюзийных пылеуловителей следует отнести образование пылеотложений на поверхности решетки при улавливании слипающихся пылей. Более высокой эффективностью обладает инерционный пылеуловитель Вентури и экранный пылеуловитель (рис. 4.3, а, б). В этих аппаратах пыль, попадая в клиновидные или цилиндрические вертикально установленные карманы-ловушки, отводится по ним в бункер, а обеспыливаемый газ проходит по зазорам между ловушками.

Эффективность таких пылеуловителей достигает 80—90%, а для пылей с содержанием частиц диаметром менее 10 мкм — 38%. Пылеуловители обладают чрезвычайно низким

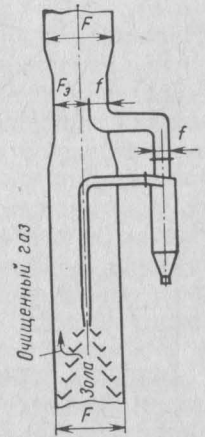


Рис. 4.2. Схема жалюзийного пылеуловителя

сопротивлением — до 100 Па, просты по устройству и надежны в работе. Для облегчения удаления пыли из ловушек может применяться их обстукивание или вибрация.

Из сухих инерционных пылеуловителей наибольшее распространение получили центробежные аппараты — циклоны, имеющие ряд преимуществ перед пылеуловителями других типов: они просты по изготовлению, монтажу и эксплуатации; обладают надежной работоспособностью при повышенных температурах — до 500°C (при более высоких температурах газов циклоны изготовляют из термостойких сплавов) и практически при любых давлениях газа; позволяют выделять пыль в сухом виде; отличаются умеренным гидравлическим сопротивлением — от 600 до 1800 Па; обладают высокой работоспособностью при улавливании пылей, абразивные и адгезионные свойства которых могут изменяться в широких пределах; компактны и имеют низкую металлоемкость. Эффективность пылеулавливания в циклонах не зависит от начальной концентрации пыли, которая в ряде случаев может достигать сотен граммов на кубический метр.

К недостаткам циклонов относится пониженная эффективность улавливания пылей менее 5 мкм, повышенное сопротивление высокоэффективных циклонов — 1200—1800 Па, забиваемость слипа-

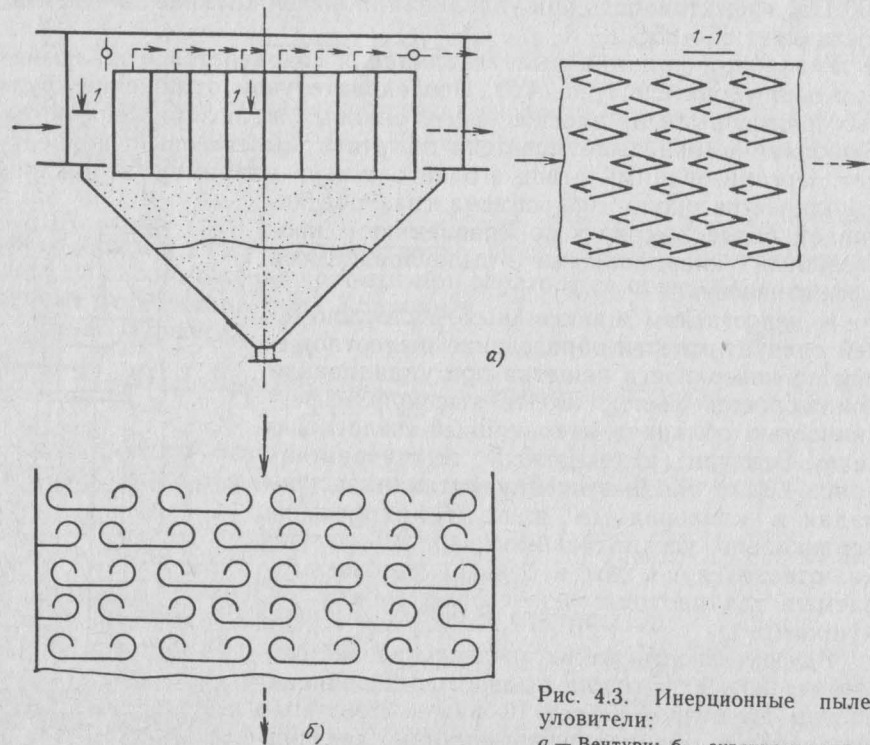


Рис. 4.3. Инерционные пылеуловители:
а — Вентури; б — экранного типа

ющимися пылями и интенсивный износ при улавливании высокоабразивных пылей.

В зависимости от характера протекания газа через циклоны последние делятся на прямоточные и противоточные, одиночные (групповые) и батарейные. В последнее время получают определенное применение вихревые пылеуловители и пылеуловители с встречными потоками.

Прямоточные циклоны имеют сравнительно небольшое сопротивление (до 100 Па), работают при повышенных скоростях газа, поэтому имеют меньшие габаритные размеры, чем противоточные циклоны. Они могут успешно применяться для улавливания крупной абразивной пыли. При улавливании тонкодисперсных пылей эффективность прямоточных циклонов невелика и значительно меньше эффективности противоточных циклонов. Наибольшее распространение среди одиночных прямоточных циклонов получил циклон ЦКТИ (рис. 4.4). Закрутка потока в этом циклоне осуществляется посредством тангенциально расположенного входного патрубка. Коэффициент гидравлического сопротивления 4,7 отнесен к условной скорости газа в сечении аппарата по диаметру D . Оптимальная условная скорость 6—8 м/с. Эффективность циклона выражается функцией $\eta = f(d_p)$ с параметрами логарифмически нормального распределения $d_{50} = 20$ мкм при $\lg \tau_p = 0,246$. При улавливании абразивных пылей для повышения износостойкости циклона его внутреннюю полость футеруют керамической плиткой.

Стремление повысить эффективность прямоточных циклонов за счет уменьшения его размеров и соответственно увеличения центробежных сил, действующих на частицы пыли, привело к созданию батарейных прямоточных циклонов (рис. 4.5), работающих как концентраторы пыли. Закрутка запыленного потока осуществляется винтолопастным коническим закручивателем. Отбор пылегазового концентрата происходит через кольцевой зазор между корпусом циклонного элемента и патрубком отвода очищенного газа, на котором установлена пылеотбойная шайба. В межэлементном пространстве происходит частичное осаждение пыли в бункер, а более полное отделение пыли из пылегазового концентрата, отсасываемого в количестве 5—10% общего обеспыливаемого расхода газа, осуществляется в дополнительном пылеуловителе, например, циклоне.

Коэффициент сопротивления прямоточных батарейных циклонов равен 1,5—10 в зависимости от типа закручивателя; условная скорость газа составляет 10—15 м/с. Низкое сопротивление пылеуловителя при высоких значениях скоростей газа делает эти аппараты компактными, что позволяет использовать их в качестве пер-

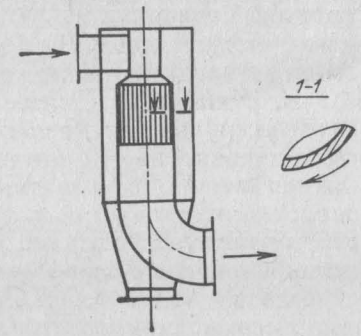


Рис. 4.4. Прямоточный одиночный циклон ЦКТИ

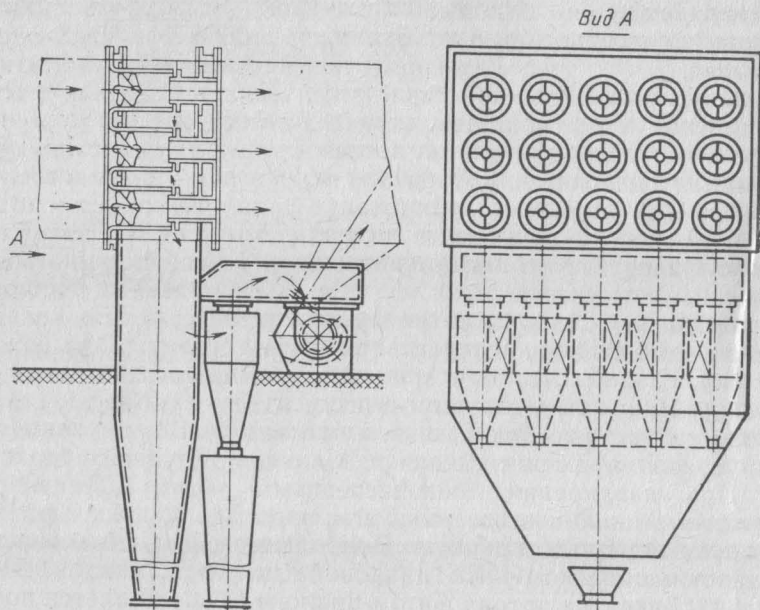


Рис. 4.5. Батарейный прямоточный циклон

вой ступени обеспыливания газов в самых стесненных условиях. Фракционная эффективность прямоточных батарейных циклонов ориентировочно имеет следующие значения: при $d_{\text{ч}}=10$ мкм $\eta \approx 60\%$; при $d_{\text{ч}}=20$ мкм $\eta \approx 90\%$.

Противоточные циклоны отличаются большим разнообразием типов и конструкций, но принцип их работы в общем один и тот же. Запыленный газ посредством тангенциального наклонного или улиточного закручивателя получает в корпусе аппарата вращательное движение по двум вихревым потокам: внешнему — нисходящему и внутреннему — восходящему. Частицы пыли, вращаясь вместе с вихревым потоком газа, под действием центробежной силы, превышающей силу тяжести до 1000 раз, достигают пристенной области цилиндрической и конической частей циклона и вместе с частью газа в количестве до 10% расхода обеспыливаемого газа по внешнему потоку поступают в пылевой бункер. В бункере скорость потока резко падает; при этом транспортирующая способность его соответственно уменьшается, и частицы пыли сепарируются из потока.

Обеспыленный газ по центральному восходящему вихревому потоку выходит из пылевого бункера. По мере его продвижения к выхлопному патрубку к потоку присоединяется в виде так называемого радиального стока основная масса обеспыленного газа, которая отводится из циклона через выхлопную трубу. При такой общепринятой схеме работы противоточного циклона бункер пыли явля-

ется неотъемлемой частью циклонной установки, поэтому изготовление его, способы выгрузки пыли из бункера, герметичность смотровых люков и разгрузочного механизма существенно влияют на эффективность пылеулавливания в противоточном циклоне.

Установлено, что если величина подсоса атмосферного воздуха в бункер пыли через различные неплотности в нем составляет всего 5% расхода обеспыливаемого газа, эффективность циклона снижается до 50% оптимальной; если величина подсоса составляет около 10%, эффективность циклона снижается практически до нуля. Это объясняется тем, что восходящий вихревой поток подсасываемого воздуха частично или полностью перекрывает сечение пылевыпускного отверстия, что препятствует транспортированию пылевых частиц из циклона в бункер.

Предложен ряд формул для определения минимального диаметра частиц пыли, полностью улавливаемых в противоточном циклоне:

$$d_{\text{min}} = 3 \sqrt{\frac{v_{\text{г}} \mu D (D + b)}{\rho_{\text{ч}} (v'_{\text{г}})^2 v_{\text{г}}^2}} \sqrt{1 - \frac{D + b}{2D}}; \quad (4.36)$$

$$d_{\text{min}} = 3 \sqrt{\frac{v_0}{v'_{\text{г}}} \frac{D}{h_1 H} \frac{v_{\text{г}} \mu}{\Delta P_{\text{ц}}} \frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{ч}} - \rho_{\text{г}}}}; \quad (4.37)$$

$$d_{\text{min}} = c_0 D^{0,5} v_{\text{г}}^{0,25} \Delta P_{\text{ц}}^{-0,375} \rho_{\text{г}}^{0,375} \mu^{0,5} \rho_{\text{ч}}^{-0,5}, \quad (4.38)$$

где $v_{\text{г}}^1$ — скорость газа на входе в циклон, м/с; $v_{\text{г}}^2$ — объемный расход газа, м³/с; v_0 — условная осевая скорость газа в циклоне, м³/с; $\Delta P_{\text{ц}}$ — сопротивление циклона, Па; c_0 — коэффициент, зависящий от конструктивных особенностей циклона ($c_0 = 540 \div 840$).

Приведенные формулы получены с учетом ряда допущений, в результате чего расчетные значения эффективности не всегда соответствуют фактическим. Это объясняется сильным влиянием случайных явлений, имеющих место в пылеуловителе. Например, указанные формулы не учитывают турбулентный перенос частиц пульсационными вихрями, при котором частица пыли, хотя и достигшая под действием центробежной силы пристенной области, может быть вновь отброшена турбулентным вихрем от стенки и далее радиальным стоком вынесена из аппарата. Крупные частицы пыли при ударе о стенку корпуса пылеуловителя могут отскочить на слишком большое расстояние, при котором они также увлекаются радиальным стоком. Этими и другими факторами объясняется ограниченность применимости формул (4.36), (4.37) и (4.38).

Эпюры тангенциальных, осевых и радиальных составляющих скоростей газа в циклоне достаточно сложны и изменяются по горизонтальным сечениям также в широких пределах. Для возможности подбора и расчета циклонов используется понятие о фиктивной, условной скорости газа, под которой понимается отношение

объемного расхода газа ($\text{м}^3/\text{с}$) к площади поперечного сечения цилиндрической части циклона. Оптимальная условная скорость газа зависит от типа циклона, который определяет коэффициент его сопротивления, эффективность пылеулавливания и некоторые другие параметры.

Из отечественных конструкций противоточных одиночных циклонов наибольшее распространение получили цилиндрические и конические циклоны НИИОГаза. К цилиндрическим (рис. 4.6) относятся циклоны ЦН-11, ЦН-15 (высокоэффективные) и ЦН-24 (высокорасходный).

Отличительными особенностями этих циклонов являются наклон входного патрубка к горизонту под углом 11° , 15° и 24° (в соответствии с цифровым индексом типа циклона); одинаковое соотношение диаметров выхлопного патрубка и корпуса циклона, равное 0,59; одинаковые по высоте цилиндрическая и коническая части корпуса. Цилиндрические циклоны нормализованы ГОСТом по диаметрам, равным 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8; 0,9; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,4 и 3,0 м. Циклоны могут применяться как в одиночной, так и в групповой установке — однорядной, двухрядной или кольцевой. Кольцевая установка циклонов рекомендуется при числе

Соотношение конструктивных размеров цилиндрических циклонов НИИОГаза

Параметр	Тип циклона		
	ЦН-15	ЦН-24	ЦН-11
Внутренний диаметр выхлопной трубы d	0,59 для всех типов		
Внутренний диаметр пылевыпускного отверстия d_1	0,3—0,4 для всех типов		
Ширина входного патрубка в циклоне (внутренний размер) b	0,2 для всех типов		
Ширина входного патрубка на входе (внутренний размер) b_1	0,26 для всех типов		
Длина входного патрубка l	0,6 для всех типов		
Диаметр средней линии циклона D	0,8 для всех типов		
Высота установки фланца $h_{\text{фл}}$	0,1 для всех типов		
Угол наклона крышки и входного патрубка циклона α^0	15	24	11
Высота входного патрубка a	0,66	1,11	0,48
Высота выхлопной трубы h_T	1,74	2,11	1,56
Высота цилиндрической части циклона $H_{\text{ц}}$	2,26	2,11	2,06
Высота конуса циклона $H_{\text{к}}$	2,0	1,75	2,0
Высота внешней части выхлопной трубы $h_{\text{в}}$	0,3	0,4	0,3
Общая высота циклона, H	4,56	4,26	4,38

аппаратов более восьми. Подсоединение циклонов к сети газопроводов следует осуществлять с помощью газораспределительных коллекторов запыленного и обеспыленного газа. К последнему выхлопные патрубки циклонов целесообразно присоединять посредством раскручивающихся улиток.

Конструктивные размеры цилиндрических циклонов ЦН могут определяться по соотношениям, выраженным через доли внутреннего диаметра и приведенным в табл. 4.2.

К коническим относятся циклоны СДК-ЦН-33, СК-ЦН-34, СК-ЦН-34М (рис. 4.7). Конические циклоны отличаются развитой конической частью, наличием улиточного закручивателя и уменьшенным соотношением диаметра выхлопного патрубка к диаметру цилиндрической части корпуса (см. рис. 4.7 и табл. 4.3). Последняя особенность вместе с отсутствием наклона входного патрубка обуславливает повышенные значения коэффициентов сопротивления конических циклонов и одновременно повышенную их эффективность по сравнению с цилиндрическими циклонами. Нормализованный ряд диаметров конических циклонов такой же, как у цилиндрических, исключая диаметры 0,2 и 0,3 м. Соотношения размеров конических циклонов приведены в табл. 4.3.

Исходными данными для подбора циклонов НИИОГаза и расчетов их сопротивления и эффективности являются количество обеспыливаемого газа при рабочих условиях Q_p ($\text{м}^3/\text{с}$); его динамиче-

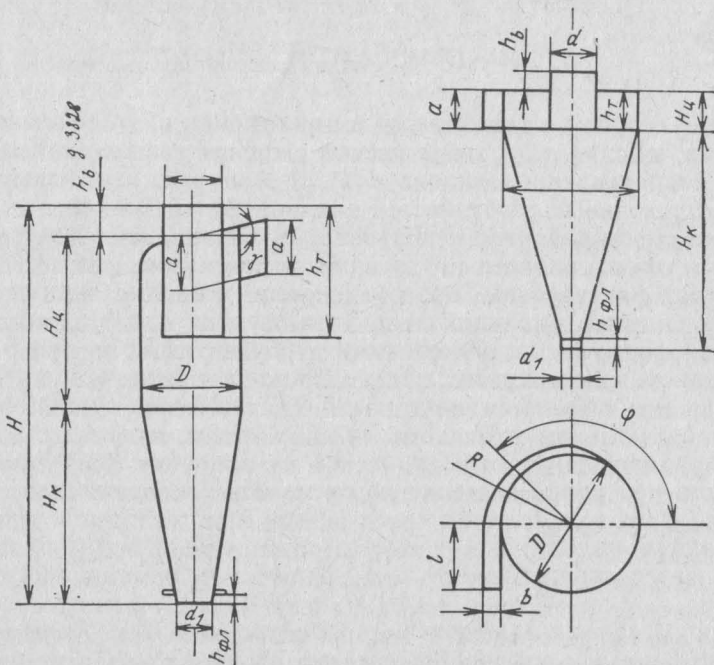


Рис. 4.6. Цилиндрический циклон НИИОГаза

Рис. 4.7. Конический циклон НИИОГаза

Соотношение размеров (в долях диаметра D) для циклонов СДК-ЦН-33, СК-ЦН-34, СК-ЦН-34М

Параметр	Тип циклона		
	СДК-ЦН-33	СК-ЦН-34	СК-ЦН-34М
Внутренний диаметр цилиндрической части D , мм	До 3600		До 4000
Высота цилиндрической части $H_{ц}$	0,535	0,515	0,4
Высота конической части $H_{к}$	3,0	2,110	2,6
Внутренний диаметр выхлопной трубы d	0,334	0,340	0,22
Внутренний диаметр пылевыпускного отверстия d_1	0,334	0,229	0,18
Ширина входного патрубка b	0,264	0,214	0,18
Высота внешней части выхлопной трубы h_b	0,2—0,3	0,2—0,3	0,3
Высота установки фланца $h_{фл}$	0,1	0,1	0,1
Высота входного патрубка a	0,535	0,515	0,4
Длина входного патрубка l	0,6	0,6	0,6
Высота заглубления выхлопной трубы $h_{т}$	0,535	0,515	0,4
Радиус улитки ρ	$D/2+bf/2\pi$	$D/2+bf/2\pi$	$D/2+bf/2\pi$

ская вязкость при рабочей температуре μ (Па·с) и плотность $\rho_{г}$ (кг/м³); дисперсный состав пыли, выраженный через медианный диаметр d_m и среднее квадратическое отклонение в функции данного распределения $lg \sigma_{ч}$; начальная концентрация пыли C_n (г/м³); ее плотность $\rho_{ч}$ (кг/м³).

Приняв тип циклона, задаются оптимальной условной скоростью газа в циклоне w_y в соответствии с рекомендациями табл. 4.4 и определяют требуемую площадь поперечного сечения F (м²) циклонов:

$$F = Q_p / w_y \quad (4.39)$$

Таблица 4.4

Параметры, определяющие эффективность циклонов НИИОГАЗа

Параметры	ЦН-11	ЦН-15	СН-24	СДК-ЦН-33	СК-ЦН-34	СК-ЦН-34М
d_{50}^r мкм	3,65	4,50	8,50	2,31	1,95	1,13
$lg \sigma_{т}^r$	0,352	0,352	0,308	0,364	0,308	0,340
v_{opt} , м/с	3,5	3,5	4,5	2,0	1,7	2,0

Примечание. Значения d_{50}^r получены при условной скорости газа в циклоне $v_{opt}=3,5$ м/с, диаметре циклона $D_{т}=0,6$ м, плотности частиц $\rho_{ч.т.}=1930$ кг/м³, вязкости газов $\mu_{т}=22,2 \cdot 10^{-6}$ Па·с.

Таблица 4.3

Принимая к установке количество циклонов n , определяют их диаметр (м):

$$D = \sqrt{\frac{F}{0,785n}} \quad (4.40)$$

Полученное значение диаметра циклонов округляют до ближайшего значения нормализованного ряда диаметров и определяют расчетную условную скорость газа (м/с) в аппарате $w_{y.p}$:

$$w_{y.p} = \frac{Q_p}{0,785nD^2} \quad (4.41)$$

В том случае, если скорость $w_{y.p}$ отличается от оптимальной скорости, приведенной в табл. 4.4, более чем на 15%, расчет повторяют, внося соответствующие корректировки.

Гидравлическое сопротивление циклона (Па) рассчитывают по формуле

$$\Delta P = \xi \frac{\rho_{г} w_{y.p}^2}{2}, \quad (4.42)$$

где ξ — коэффициент гидравлического сопротивления циклона, определяется по формуле

$$\xi = K_1 K_2 \xi_{500} + K_3, \quad (4.43)$$

где K_1 — поправочный коэффициент на диаметр циклона, определяемый по табл. 4.5; K_2 — поправочный коэффициент на запыленность газа, определяемый по табл. 4.6; ξ_{500} — коэффициент гидравлического сопротивления циклона диаметром 0,5 м, зависящий от типа циклона, наличия дополнительных устройств в циклоне и способа подсоединения выхлопного патрубка к сети газопроводов (табл. 4.7); K_3 — коэффициент, учитывающий способ компоновки циклонов в группе, значения которого приведены ниже.

Характеристика группового циклона

	K_3
Круговая компоновка, нижний организованный подвод	60
Прямоугольная компоновка, циклонные элементы расположены в одной плоскости. Отвод из общей камеры чистого газа	35
То же, но улиточный отвод из циклонных элементов	28
Прямоугольная компоновка. Свободный подвод потока в общую камеру	60

Примечание. Для одиночного циклона $K_3=0$.

По параметрам d_{50}^r и $lg \sigma_{т}^r$, характеризующим эффективность пылеулавливания в циклонах и определяемым по табл. 4.4, рас-

Таблица 4.5

Поправочный коэффициент K_1 на влияние диаметра циклона

D , мм	Марка циклона			
	ЦН-1	ЦН-15, ЦН-15У, ЦН-24	СДК-ЦН-33, СК-ЦН-34, СК-ЦН-34М	
150	0,94	0,85	1,0	
200	0,95	0,90	1,0	
300	0,96	0,93	1,0	
450	0,99	1,0	1,0	
500	1,0	1,0	1,0	

Таблица 4.6

Значения поправочных коэффициентов K_2 на запыленность газов ($D=0,5$ м)

Марка циклона	Запыленность, 10^3 кг/м ³						
	0	10	20	40	80	120	150
ЦН-11	1	0,96	0,94	0,92	0,90	0,87	0,85
ЦН-15	1	0,93	0,92	0,91	0,90	0,97	0,86
ЦН-15У	1	0,93	0,92	0,91	0,89	0,88	0,87
ЦН-24	1	0,95	0,93	0,92	0,90	0,87	0,86
СДК-ЦН-33	1	0,81	0,785	0,78	0,77	0,76	0,745
СК-ЦН-34	1	0,98	0,947	0,93	0,915	0,91	0,90
СК-ЦН-34М	1	0,99	0,97	0,95	—	—	—

считывают значения диаметра d_{50} частиц пыли (мкм) плотностью $\rho_ч$, улавливаемых в циклоне с эффективностью 50%, при требуемых рабочих условиях в принятом типе циклона расчетного диаметра D :

$$d_{50} = d_{50}^r \sqrt{\frac{D}{D_r} \frac{\rho_{ч,r}}{\rho_ч} \frac{\mu}{\mu_r} \frac{w_r}{w_{y,p}}} \quad (4.44)$$

Далее определяют расчетный параметр x по формуле

$$x = \frac{\lg(d_ч/d_{50})}{\sqrt{\lg^2 \sigma_ч + \lg^2 \sigma_\eta}} \quad (4.45)$$

где $\lg \sigma_ч$ — стандартное (среднее квадратическое) отклонение логарифмов диаметров частиц от их среднего размера (дисперсия); $\lg \sigma_\eta$ — стандартное отклонение в функции распределения фракционных коэффициентов очистки.

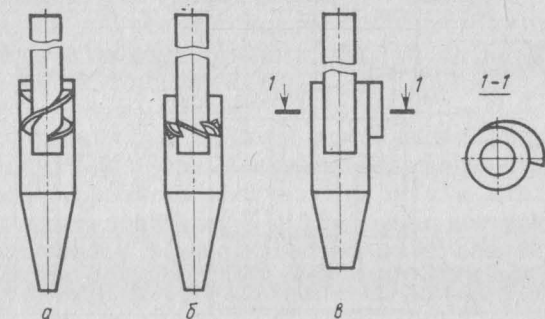
По табл. 4.1 определяют полный коэффициент очистки газа $\Phi_{(x)}$, выраженный в долях единицы. Если полученный коэффициент очистки не обеспечивает требуемой концентрации пыли после циклона, выбирают более эффективный тип циклона, де-

Таблица 4.7

Коэффициенты ξ гидравлического сопротивления циклонов ($D=0,5$ м)

Марка циклона	d/D	Без дополнительных устройств	С выходной улиткой	С отводом 90° ($R/d=1,5$)	
				$l/d=0 \div 12 \xi_{500}^c$	$l/d > 12 \xi_{500}^c$
ЦН-11	0,59	245	235	245	250
ЦН-15	—	155	150	155	160
ЦН-24	—	75	73	15	80
СДК-ЦН-33	0,33	520	500	—	560
СК-ЦН-34	0,34	1050	—	—	—

Рис. 4.8. Типы закручивателей газа в противоточных циклонных элементах батарейных циклонов



лают его повторный расчет, принимая повышенные значения условной скорости и меньшие значения диаметра аппарата.

Кроме цилиндрических и конических циклонов НИИОГаза, некоторое распространение получили циклоны ЦМС-27, предназначенные для установки в котельных малой мощности и работающие на самотяге; циклоны ВЦНИИОТ (с обратным конусом) — для улавливания пылей с повышенными абразивными свойствами; циклоны ОЭКДМ и циклоны Ц (Меркушева) — для улавливания древесной пыли; циклоны СИОТ и некоторые другие.

Стремление повысить эффективность пылеулавливания в противоточных циклонах путем уменьшения диаметра корпуса аппаратов привело к созданию батарейных противоточных циклонов, в которых циклонные элементы диаметром около 250 мм устанавливаются между двумя перегородками, разделяющими внутреннюю полость аппарата на камеры запыленного и очищенного воздуха. Корпус пылеуловителя, кроме того, делится перегородками на секции, что позволяет осуществить более равномерное распределение газа по циклонным элементам, уменьшить возможность перетока газа между ними через пылевой бункер.

Закрутка газа в таких циклонных элементах может осуществляться винтолопастным закручивателем с двумя лопастями (рис. 4.8, а); лопаточным закручивателем с восемью лопатками ударного или безударного входа с наклоном 25° или 30° типа «розетка» (рис. 4.8, б); полуулиточным закручивателем (рис. 4.8, в). Последний тип закручивателя в настоящее время вытесняет первые типы, так как позволяет устранить обратные перетоки газа через зазоры между лопатками закручивателя и корпусом элемента, меньше подвержен абразивному износу или забиванию пылью, дает возможность равномерно распределять газ по циклонным элементам путем установки полуулиточных закручивателей под различным углом к потоку запыленного газа (рис. 4.9).

Оптимальная условная скорость газа в элементах батарейных прямоточных циклонов 3,5—4,5 м/с, значение коэффициента сопротивления их находится в пределах 70—150, температура очищаемых газов — до 400°C.

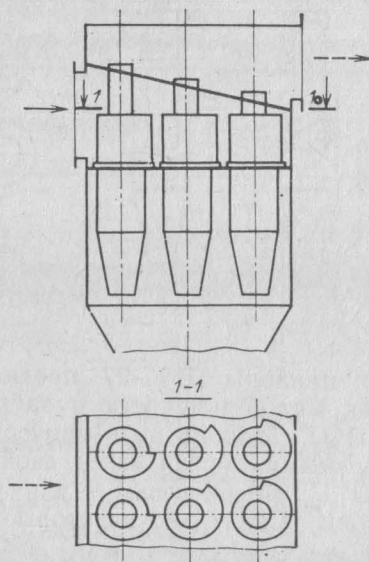


Рис. 4.9. Схема батарейного циклона с противоточными элементами с полуулиточными закручивателями

Расчет эффективности батарейных противоточных циклонов аналогичен расчету эффективности одиночных противоточных циклонов. Данные для их расчета приведены в литературе, например [71].

К недостаткам батарейных циклонов относится ненадежность их работы при улавливании слипающихся пылей из-за интенсивного образования пылеотложений. В последние годы разработаны и получают все большее применение перспективные вихревые пылеуловители и созданные на их основе пылеуловители с встречными потоками.

В вихревых пылеуловителях движение газового потока в цилиндрическом корпусе интенсифицируется подачей вторичного воздуха. По способу ввода вторичного воздуха в аппарат вихревые пылеуловители бывают соплового и лопаточного типов. Запыленный газ вводится в аппарат через изогнутый патрубок, в конце которого установлен закручиватель с обтекателем или без него. Получив закрутку, обеспыливаемый воздух по восходящему внутреннему вихревому потоку поднимается вверх к выхлопному патрубку, имеющему меньший диаметр, чем диаметр корпуса аппарата. Частицы пыли под действием центробежной силы достигают пристенной области аппарата и попадают в поле опускающегося внешнего вихревого потока, который транспортирует пыль через зазор между корпусом и пылеотбойной шай-

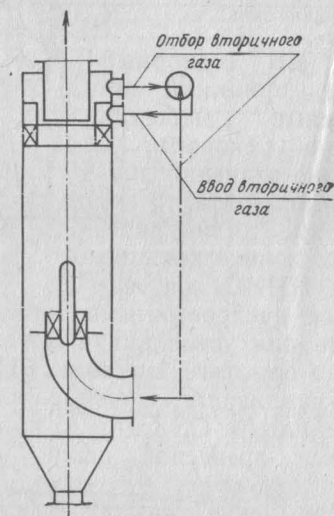


Рис. 4.10. Схема вихревого пылеуловителя

бой в бункер аппарата. В вихревых аппаратах первого типа вторичный воздух подается в корпус соплами, угол наклона которых составляет около 40° к горизонтали.

Оптимальное число сопел, диаметр которых равен 10—11 мм, равно восьми при расположении их по двум спиральным рядам с углом наклона последних 30° . При расходе обеспыливаемого воздуха $350 \text{ м}^3/\text{ч}$, расходе вторичного воздуха $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ и давлении 4,8 кПа в вихревом пылеуловителе $\varnothing 0,2 \text{ м}$ были достигнуты следующие пофракционные эффективности пылеулавливания [51]:

d_{T} , мкм	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,5	10,0
$\eta_{\text{ф}}$	98,6	99,1	99,3	99,5	99,7	99,8	100	100	100

В вихревом пылеуловителе (рис. 4.10) лопаточного типа вторичный газ дополнительным вентилятором вводится в аппарат через кольцевой направляющий аппарат, установленный в верхней части корпуса. Применение лопаточного ввода вторичного воздуха позволило снизить на 25% давление вторичного воздуха и несколько повысить эффективность пылеулавливания.

Эффективность пылеулавливания, достигнутая на промышленных пылеуловителях диаметром 0,20; 0,5; 1,0 и 2,0 м соответственной производительностью 330, 1650, 7500 и 30 000 $\text{м}^3/\text{ч}$, для некоторых пылевых продуктов приведена в табл. 4.8. Гидравлическое сопротивление вихревых аппаратов по обеспыленному газу при этом составляло 3,7 кПа, что в 2—3 раза превосходит сопротивление противоточных циклонов.

Результатом исследований, направленных на снижение высоких энергозатрат, какими обладают вихревые аппараты, при сохранении высокой эффективности пылеулавливания, явилась разработка пылеуловителей с встречными потоками, в которых принципиальная схема процесса пылеулавливания аналогична схеме работы вихревых аппаратов. Обеспыливаемый газ вводится в корпус двумя приблизительно равными по расходам потоками: через нижний изогнутый патрубок с закручивателем (в нижней части аппарата) и через улиточный закручиватель с лопаточным распределителем (в верхней части аппарата).

Таблица 4.8

Эффективность вихревых пылеуловителей

Продукт	Медианный диаметр, мкм	Эффективность улавливания η , %
Синтетический порошок	4	98,0
Эпоксидная смола	22	98,0
Углекислый кальций	11	99,0
Полиакрилонитрил	32	99,8

Гидравлическое сопротивление таких пылеуловителей составляет 1800—1900 Па, эффективность их существенно выше, чем у противоточных циклонов; они обладают повышенной стойкостью к абразивному износу.

4.3. ОЧИСТКА ВОЗДУХА КОНТАКТНЫМИ ФИЛЬТРАМИ И ИХ РАСЧЕТ

В основе процесса обеспыливания газа путем фильтрования его через пористые материалы лежат механизмы броуновской диффузии, касания (зацепления), инерционного захвата, электростатического и других эффектов.

Частицы пыли, размеры которых соизмеримы с длиной свободного пробега молекул газа ($d_{\text{ч}} < 0,1$ мкм), подвержены влиянию теплового движения молекул газа — броуновского движения, под действием которого они могут совмещаться с линией тока газа и осаждаться на обтекаемых препятствиях. Эффективность осаждения частиц за счет диффузии может быть определена критерием подобия Шмидта Sc , характеризующим отношение сил внутреннего трения и диффузионных сил:

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D_{\text{ч}}} = \frac{\nu}{D_{\text{ч}}}, \quad (4.46)$$

где μ и ν — динамическая и кинематическая вязкость газа соответственно в Па·с и $\text{м}^2/\text{с}$; $D_{\text{ч}}$ — коэффициент диффузии частиц, определяемый по формуле

$$D_{\text{ч}} = \frac{4KT}{3\pi d_{\text{ч}}^2 p} \left(\frac{8RT}{\pi M} \right)^{1/2}, \quad (4.47)$$

где K — константа Больцмана; T — абсолютная температура газа; R — универсальная газовая постоянная; M — относительная молекулярная масса; p — общее давление газа.

Другим критерием подобия, также используемым для расчетов диффузионных процессов, является критерий Пекле Re , обратная величина которого D называется диффузионным параметром осаждения:

$$Re = Re_D Sc = \frac{v D_{\text{ч}}}{\nu} \frac{\nu}{D_{\text{ч}}} = \frac{v D_{\text{ч}}}{D_{\text{ч}}}; \quad (4.48)$$

$$D = \frac{1}{Re} = \frac{D_{\text{ч}}}{v D_{\text{ч}}}, \quad (4.49)$$

где $D_{\text{ч}}$ — диаметр обтекаемого препятствия.

Эффективность диффузионного осаждения η_D возрастает с увеличением диффузионного параметра D , т. е. по мере уменьшения размеров частиц и скорости газового потока. Для оценки величины η_D можно использовать формулу

$$\eta_D = 0,775 Re^{-0,6} \left(C_{\text{п}} \frac{Re_{\text{п}}}{2} \right)^{0,9}, \quad (4.50)$$

где $C_{\text{п}}$ — коэффициент лобового сопротивления препятствия.

Если пренебречь силами инерции, действующими на частицу при обтекании препятствия запыленным потоком, то осаждение частицы происходит не только в том случае, когда ее траектория пересечется с поверхностью препятствия, но и при прохождении линии тока на расстоянии, равном ее радиусу. В этом случае осаждение частицы происходит за счет эффекта касания или зацепления. В критериальном виде эффективность осаждения зацеплением η_R выражается отношением критериев Стокса, Stk и Рейнольдса Re :

$$\frac{Stk}{Re} = \frac{d_{\text{ч}}^2 \rho_{\text{ч}} v}{18 \mu D_{\text{ч}}} \cdot \frac{\rho_{\text{г}} v D_{\text{п}}}{\mu} = \frac{d_{\text{ч}}^2}{D_{\text{п}}^2} \frac{\rho_{\text{ч}}}{\rho_{\text{г}}} = \text{const}; \quad (4.51)$$

$$\eta_R = f \left(Stk, \frac{d_{\text{ч}}^2}{D_{\text{п}}^2} \frac{\rho_{\text{ч}}}{\rho_{\text{г}}} \right). \quad (4.52)$$

Эффективность осаждения пыли η_R при вязком обтекании цилиндрического препятствия диаметром $D_{\text{п}}$ можно определить по эмпирической формуле

$$\eta_R = \frac{1}{2,002 - \ln Re_{\text{п}}} \left[(1+R) \ln(1+R) - \frac{R(2+R')}{2(1+R')} \right], \quad (4.53)$$

где R' — параметр осаждения по механизму касания, равный

$$R' = d_{\text{ч}}/D_{\text{п}}. \quad (4.54)$$

Как следует из приведенных уравнений, эффективность осаждения η_R тем выше, чем меньше диаметр препятствия.

Для крупных пылей с размерами частиц $d_{\text{ч}} > 1$ мкм, какими и являются большинство промышленных пылей, наибольшую роль в процессе их улавливания играет механизм инерционного захвата. В основе этого механизма лежат силы инерции, которые направлены на сохранение первоначального направления движения частиц пыли, в то время как линии тока газа огибают обтекаемое препятствие. Важную роль в этом механизме пылеосаждения играет характер обтекания препятствия газовым потоком. Различают вязкое и потенциальное обтекание. При первом режиме обтекания отсутствуют турбулентные вихри, характер изменения линий тока газа плавный; частицы пыли при таком обтекании могут осаждаться только на лобовой поверхности препятствия, а эффективность осаждения будет невелика. Единственным критерием эффективности η_{Stk} инерционного осаждения частиц в этом случае является критерий Стокса:

$$\eta_{Stk} = f(Stk) = f \left(\frac{d_{\text{ч}}^2 \rho_{\text{ч}} v}{18 \mu} \right). \quad (4.55)$$

При потенциальном обтекании на поверхности коллектора образуется ламинарный слой, толщина которого уменьшается с возрастанием числа Рейнольдса для коллектора, а турбулентный

перенос частиц пыли при этом способствует как повышению интенсивности пылеосаждения на лобовой поверхности препятствия, так и осаждению частиц на задней его поверхности. Эффективность инерционного осаждения при потенциальном обтекании

$$\eta_{\text{Stk}} = f(\text{Stk}, \text{Re}_n) = f\left(\frac{d_p^2 \rho_p v}{18\mu}, \frac{v \rho_r D_n}{\mu}\right). \quad (4.56)$$

При уменьшении числа Рейнольдса для препятствия и соответственно значения Stk эффективность осаждения пыли по инерционному механизму η_{Stk} снижается. При критическом значении критерия $\text{Stk} = \text{Stk}_{\text{кр}}$ пылеосаждение прекращается, т. е. $\eta_{\text{Stk}} = 0$. Значения $\text{Stk}_{\text{кр}}$ составляют для шара 0,0417, цилиндра 0,0625, пластинки 0,125.

Эффективность инерционного осаждения на сферическом препятствии

$$\eta_{\text{Stk}} = \frac{\text{Stk}^2}{(\text{Stk} + 0,35)^2}. \quad (4.57)$$

Электрические эффекты могут иметь существенное значение в некоторых волокнистых фильтрах тонкой очистки, в которых происходит электризация волокон фильтрующей перегородки. Эти фильтры относятся к специальным и в данной работе, как и класс воздушных фильтров, не рассматриваются.

Из сухих фильтров для очистки аспирационных и технологических выбросов в атмосферу с начальной концентрацией пыли до 20—100 г/м³ наибольшее распространение получили тканевые рукавные и зернистые фильтры.

В тканевых фильтрах применяются как тканевые, так и войлочные материалы (фетры). Рассмотренные выше эффекты имеют существенное значение при пылеулавливании свежей, не бывшей в эксплуатации тканью. В последующем имеет место образование частицами пыли сначала сводов над устьями пор ткани, затем сплошного пылевого слоя, который становится фильтрующей средой, резко повышая эффективность фильтрации. Основным механизмом пылеулавливания в этом случае является ситовой эффект, при котором размеры пор пылевого слоя соизмеримы с размерами улавливаемых частиц. Так, например, совершенно чистая ворсовая синтетическая ткань улавливает частицы кварца $d = 0,3$ мкм с эффективностью около 24%, после запыления ткани — с эффективностью 75% и после регенерации ткани обратной продувкой — с эффективностью 66%.

В настоящее время искусственные фильтрующие материалы вытесняют материалы из хлопка, шерсти. Наиболее распространенными синтетическими тканями и материалами являются: лавсановые ткани с прочностью в 3—5 раза большей, чем у шерстяных тканей, используют для очистки газов с температурой до 130—150°C, обладают высокой стойкостью по отношению к

кислотам, растворителям, а также к истиранию; нитрон — обладает хорошей или удовлетворительной стойкостью к указанным химическим веществам, термостойкостью при температурах до 120—130°C, удовлетворительной стойкостью к истиранию; фторопласт, полифен — обладают хорошей стойкостью по отношению почти ко всем агрессивным средам, включая щелочные, негорючи, термостойки при температурах до 220°C, но обладают низкой стойкостью к истиранию; стекловолокно — химически стойко к кислотам, окисляющим, растворяющим средам, исключая щелочные; термостойко при длительном воздействии температур до 240°C и кратковременном воздействии — до 310°C, но плохо работает на истирание.

Кроме названных тканей и материалов, применяют также капроновые, полипропиленовые, поливинилхлоридные, а также новые материалы — фенилон, помекс, полиоксидиазолы и др.

В зависимости от конструктивных и эксплуатационных особенностей тканевые фильтры бывают: рукавными, плоскими, клиновыми — в зависимости от формы фильтрующего элемента; всасывающие и нагнетательные — в зависимости от абсолютного рабочего давления в фильтре; односекционные и многосекционные — по числу секций в фильтрующей установке; с регенерацией встряхиванием, с обратной продувкой, с импульсной регенерацией, с комбинированной регенерацией — в зависимости от способа регенерации фильтрующих элементов; с внешней и внутренней фильтрацией — в зависимости от способа ввода и вывода газа из рукава или другого фильтрующего элемента.

Диаметры рукавов — наиболее распространенного фильтрующего элемента — обычно равны 127, 220, 300 мм при соотношении длины к диаметру рукава до 20:1. Запыленный газ может вводиться в фильтр сверху или снизу. Если отсутствует опасность перегрева фильтрующих элементов в верхней части фильтра, предпочтительней осуществлять верхний ввод газа в фильтр, так как это способствует осаждению крупных фракций пыли сразу в бункер под действием силы тяжести, устраняет фракционное рассеивание пыли, при котором в верхней части рукава улавливается тонкая пыль, что затрудняет регенерацию этой части фильтрующего элемента. Однонаправленное движение газа и агломератов пыли, сбрасываемых в момент регенерации, способствует повышению качества регенерации, что увеличивает срок службы фильтрующего материала.

Способ регенерации встряхиванием механическими воздействиями в горизонтальном и вертикальном направлениях при помощи кулачковых, вибрационных, ударных механизмов, как самостоятельный способ, обладает рядом недостатков: не обеспечивает требуемого качества регенерации по всей длине рукава, вызывает повышенный износ фильтрующего материала, требует отключения регенерируемой секции на время регенерации. Поэтому данный способ регенерации в современных фильтрах при-

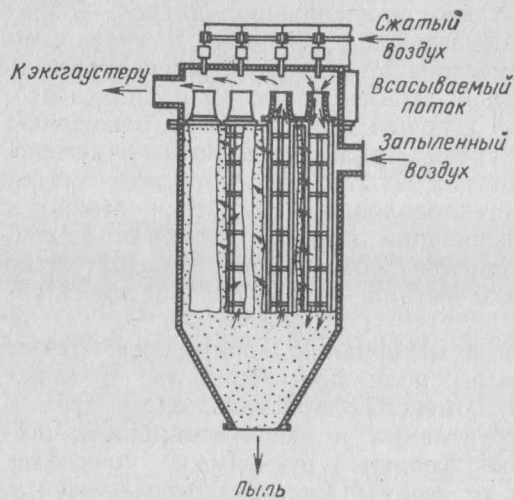


Рис. 4.11. Схема рукавного фильтра с импульсной регенерацией

меняют в сочетании с другими способами, например с обратной продувкой.

Обратная продувка очищенными газами заключается в кратковременной (одна-две секунды) продувке в обратном направлении при помощи дополнительного вентилятора рукавов регенерируемой секции, которая отключается от коллектора запыленного газа и под-

ключается к коллектору продувочного газа через бункерное пространство. Скорость фильтрации в таких фильтрах не должна превышать 0,8 м/мин. В качестве примера можно привести фильтр Г4-БФМ, совмещающий механическую регенерацию с обратной продувкой. Запыленный газ поступает внутрь бескаркасного рукава. Фильтруясь через ткань, очищенный газ перемещается через открытый клапан в сборный коллектор. Обратная продувка осуществляется очищенным газом или воздухом, подаваемым отдельным вентилятором, при закрытом выпускном клапане и включенном приводе механического встряхивания. Секции фильтра переводят на режим регенерации поочередно. Объем продувочного воздуха при такой схеме регенерации рекомендуется принимать в пределах 20—25% от объема газа, который поступает на очистку.

Скорость фильтрования для нитрона, лавсана 0,7—0,9 м/мин. Нетрудно заметить, что энергозатраты при регенерации фильтрующих элементов способом обратной продувки очень высоки.

Более современным методом регенерации фильтра является импульсный способ. Каркасный прямоточный фильтр с высокой фильтрацией и импульсной регенерацией приведен на рис. 4.11. Запыленный газ, подаваемый снизу или сверху в корпус аппарата, распределяется в межрукавном пространстве, фильтруется через ткань и через устье рукава отводится в верхнюю сборную камеру очищенного воздуха. В камере напротив каждого рукава размещены сопла ввода импульса сжатого воздуха, подаваемого пневматическими клапанами. Управление последними осуществляется электромагнитными клапанами, работающими в автоматическом режиме.

Срабатывание клапанов и подача импульса сжатого воздуха происходят при достижении максимального сопротивления слоя пыли на рукаве посредством фиксирования перепада давления по обе стороны фильтрующей перегородки или при поступлении соответствующего сигнала от реле времени, запрограммированного на требуемые интервалы времени межрегенерационного периода. Импульсная струя сжатого воздуха эжектирует прилегающий к ней очищенный газ в рукав. Кратковременное повышение давления в рукаве резко деформирует материал рукава; под действием механического воздействия, а также аэродинамической продувки ткани в обратном направлении слой пыли сбрасывается в бункер. Процесс регенерации, длящийся 0,1—2 с, осуществляется без отключения секции фильтра на регенерацию, что позволяет при хорошем качестве регенерации уменьшить общую фильтрующую площадь установки. Нагрузка по газу в таких фильтрах в 2—3 раза повышает нагрузку в фильтрах со встряхиванием рукавов и составляет 1,5—2 м³/(м²·мин).

При указанном способе регенерации рекомендуется применять фетры или плотные лавсановые и другие фильтрационные материалы. Расход сжатого воздуха составляет 0,1—0,2% расхода обеспыливаемых газов. Давление сжатого воздуха 0,3—0,6 МН/м².

К фильтрам с импульсной регенерацией универсального назначения относятся фильтры ФРКИ, предназначенные для улавливания электризующихся пылей, образующих горючие среды. Техническая характеристика фильтров приведена в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Техническая характеристика фильтров ФРКИ *

Показатель	ФРКИ-30, ФРКН-В-30	ФРКИ-60, ФРКН-В-60	ФРКИ-90, ФРКН-В-90
Поверхность фильтрации, м ²	30	60	90
Число рукавов	36	72	108
Диаметр рукава, мм	130	130	130
Высота рукава, м	2	2	2
Число электромагнитных клапанов	6	12	18
Число секций	1	2	3
Удельная газовая нагрузка, м ³ /(м ² ·мин)			1,2—2
Гидравлическое сопротивление, Па	1000—1500	1000—1500	1000—1500
Давление продувочного воздуха, МПа	0,3; 0,6	0,3; 0,6	0,3; 0,6
Наибольший расход сжатого воздуха, м ³ /ч	10; 7 **	20; 15 **	30; 22 **
Габаритные размеры, мм:			
длина	1458	2820	4140
ширина	2060	2060	2060
высота	3620	3620	3620
Масса, т	1,3	2,5	3,5

* Рабочее давление (разрежение) в аппарате — до 5 кПа.

** Для фильтров типа ФРКН-В.

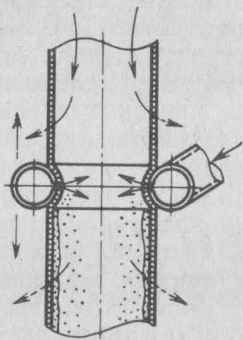


Рис. 4.12. Схема работы рукавного фильтра с обратной струйной продувкой

в фильтрах достигает еще больших величин, чем в фильтрах с импульсной регенерацией, и составляет от 2—3 м/мин для тонких пылей, до 10 м/мин для грубых пылей.

Техническая характеристика фильтра РФОПС с обратной струйной продувкой следующая:

Эффективность пылеулавливания, %	До 99,999
Скорость фильтрации, м/мин, при улавливании:	
возгонов	2—3
тонких пылей	3,5—5
Сопротивление, кПа	0,7—2,0
Скорость истечения струи, м/с	10—30
Оптимальный расход продувочного воздуха на 1 мм щели, м ³ /мин	(1,0—1,5) 10 ⁻³

Требуемую фильтрующую площадь (м²) рукавного фильтра определяют по формуле

$$F_{\phi} = \frac{V_{\phi} + V_p}{60V_{\phi}} + F_p, \quad (4.58)$$

где V_{ϕ} , V_p — расход запыленного и продувочного газов, м³/ч; V_{ϕ} — принятая согласно рекомендациям скорость фильтрации, м/мин; F_p — площадь фильтрации в регенерируемой секции.

Удельный расход продувочного газа в фильтрах с встряхиванием и обратной продувкой ориентировочно составляет 1,5—1,8 м³/(м²·мин).

Вентилятор, устанавливаемый после фильтра, подбирается по производительности V_0 , равной

$$V_0 = V_{\phi} + V_p + v_{\pi}, \quad (4.59)$$

где V_{π} — расход подсосываемого через неплотности атмосферного воздуха, который составляет, например, для фильтров РФГ 20—30%.

Гидравлическое сопротивление рукавных фильтров обычно составляет 0,75—1,5 кПа и в особых случаях может достигать 2—2,5 кПа.

Существующие методы инженерных расчетов эффективности обеспыливания газов в фильтрах достаточно сложны, требуют большого количества эмпирических данных и дают чаще всего большие отклонения расчетных результатов от фактических. Поэтому эти расчеты следует рассматривать как ориентировочные. Эффективность обеспыливания газов фильтрами при их надлежащей эксплуатации в большинстве случаев обеспечивает концентрацию пыли после фильтра в пределах 10—20 мг/м³ и зависит от начальной концентрации пыли и степени ее дисперсности. Поэтому при больших значениях начальной концентрации тонкодисперсной пыли скорости фильтрации принимают меньшие значения.

При принятии решения об установке рукавных фильтров необходимо помнить, что температура газов в фильтре должна быть не менее чем на 20—30°С выше их точки росы. Если этот перепад температур будет меньше, то в большинстве случаев происходит «замазывание» фильтрующего материала увлажненной пылью, что затрудняет или делает невозможной регенерацию фильтрующих элементов и снижает работоспособность фильтра. Такой же отрицательный результат может быть получен при улавливании некоторых гидрофобных тонкодисперсных пылей с высокими адгезионными свойствами.

В последнем случае более высокой работоспособностью обладают зернистые фильтры, из которых наибольшее распространение получают зернистые фильтры, разработанные НИИПОТСТРОМом (рис. 4.13).

Ряд типоразмеров этих фильтров с фильтрующей поверхностью одной секции от 1 до 5,4 м² при групповой установке позволяет обеспечивать газ с расходом 3000—150 000 м³/ч. Трехслойный фильтрующий слой с высотой каждого слоя 100 мм состоит из уменьшающихся по диаметру гранул: верхний слой имеет фракцию 2—3 мм, средний 3—5 мм, нижний 5—10 мм, что делает более равномерной пылеемкость слоев, увеличивает межрегенерационный период. Регенерация секции фильтра осуществляется при ее отключении от коллектора очищенного газа обратной продувкой, совмещенной с вибрацией секции. Продувочный воздух при этом направляется в другие секции, работаю-

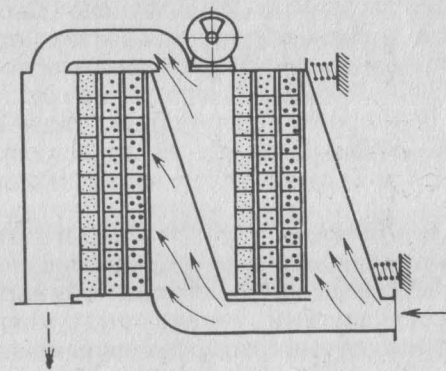


Рис. 4.13. Зернистый фильтр 3Ф

щие в режиме фильтрации. Скорость фильтрации в фильтрах при начальной запыленности газов до 15 г/м^3 составляет 15—25 м/мин, гидравлическое сопротивление находится в пределах 1200—1800 Па. Скорость продувочного газа должна быть около 0,6 скорости фильтрации. Эффективность зернистых фильтров 95—97%.

4.4. АППАРАТЫ МОКРОЙ ОЧИСТКИ ГАЗОВ

Мокрые пылеуловители обладают рядом важных преимуществ перед другими типами пылеуловителей. Так, мокрые аппараты являются высокоэффективными пылеуловителями, способными конкурировать с фильтрационными пылеуловителями и электрофильтрами; они успешно применяются для обеспыливания высокотемпературных газов, взрыво- и пожароопасных сред, когда применение эффективных пылеуловителей другого типа невозможно или нецелесообразно. С помощью аппаратов мокрого действия можно одновременно решать задачи пылеулавливания и очистки газов от газообразных компонентов, охлаждения и увлажнения газов. Многие типы мокрых пылеуловителей работают при высоких скоростях газа в проточной части аппарата, что делает их малогабаритными и менее металлоемкими, чем аппараты других типов. В ряде случаев мокрые аппараты улавливания увлажненных тонкодисперсных пылей с высокими адгезионными свойствами являются единственным типом пылеуловителей.

Вместе с тем мокрым аппаратам присущ ряд недостатков, которые ограничивают области их применения. Использование мокрых аппаратов требует наличия систем шламоудаления и оборотного водоснабжения, что удорожает процесс пылеулавливания. Работа этих аппаратов сопряжена с неизбежными потерями дефицитной воды. Процессы утилизации уловленной пыли в виде шлама в большинстве случаев значительно дороже процессов вторичного использования пыли, уловленной в сухом виде.

Мокрые аппараты и отводящие газоходы в большей степени подвержены коррозии, особенно при очистке агрессивных газов, требуют дополнительных мероприятий по антикоррозионной защите.

Сочетание важнейших перечисленных достоинств и недостатков мокрых аппаратов требует глубокого изучения при выборе типа пылеуловителя условий его будущей эксплуатации, свойств пылей, параметров газов и других факторов, определяющих работоспособность, эффективность и экономические показатели пылеулавливающей установки.

Можно считать, что экономическая целесообразность применения мокрых пылеуловителей ограничивается следующими условиями их применимости.

1. Мокрые пылеуловители необходимо принимать к установке в тех случаях, когда сухие аппараты оказываются неработоспособными или когда требуемая эффективность пылеулавливания может быть достигнута только с применением мокрого аппарата.

2. Применение мокрых пылеуловителей целесообразно в том случае, когда наряду с пылеулавливанием ставятся задачи улавливания газообразных компонентов и охлаждения газов.

3. Применение мокрых аппаратов на том или ином промышленном объекте может быть экономически обоснованным, если на данном объекте имеются системы оборотного водоснабжения и шламопереработки.

Эффективность пылеулавливания в мокрых пылеуловителях зависит от поверхности контакта газообразной и жидкой фаз, которая, в свою очередь, зависит от вида поверхности контакта, способа ввода одной фазы в другую, способа диспергирования жидкости и т. д. По виду контактной поверхности фаз различают поверхности капель, пленки и пузырьков. В ряде аппаратов могут иметь место одновременно два вида поверхности фаз, например, в центробежных скрубберах жидкость в полости аппарата контактирует с газом в виде капель, диспергируемых форсунок, и в виде пленки, стекающей по стенкам аппарата.

Гидродинамика капель, пленки и пузырьков, а также механизмы захвата частиц пыли этими видами поверхностей фаз носят достаточно сложный, разнообразный характер. Захват частиц пыли жидкой фазой осуществляется инерционным механизмом, диффузией, механизмом касания, электростатическими силами; важную роль в этих процессах играют термофорез, Стефановское течение молекул водяного пара, обусловленное разностью парциальных давлений в газе и у поверхности жидкой фазы. Наконец, важную роль играет смачиваемость пыли, поверхностное натяжение жидкости и другие факторы. Эти многочисленные вопросы рассмотрены в той или иной степени подробно в работах [23, 62, 70, 71, 72, 74, 75 и др.].

По упрощенным схемам процессов пылеулавливания считается, что в большинстве типов мокрых пылеуловителей преобладает инерционный механизм осаждения независимо от вида поверхности контакта фаз.

С помощью вероятностного метода определения пофракционных эффективностей, разработанного на основании значений d_{50} и $\lg \sigma_{\eta}$ для частиц пыли плотностью $\rho_{\text{п}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ и воздуха при нормальных условиях [74], составлены номограммы для определения величины проскока для полых и насадочных скрубберов, скрубберов Вентури (рис. 4.14).

Доминирующее влияние инерционного захвата частиц пыли в мокрых пылеуловителях используется и в «энергетическом» методе расчета эффективности этих аппаратов [74]. В соответствии с этим методом эффективность пылеулавливания находится

в прямой зависимости от величины K_4 , определяющей энергозатраты на очистку, и дисперсного состава пыли, выражаемого через константы β , κ :

$$\eta = 1 - e^{-\beta(K_4)^\kappa}. \quad (4.60)$$

Константы β и κ определяются экспериментально и для некоторых видов пылей приведены в табл. 4.10.

Величину K_4 определяют по формуле

$$K_4 = \Delta p_{\text{ап}} + p_{\text{ж}} \frac{Q_{\text{ж}}}{Q_{\text{г}}} + \frac{N_{\text{м}}}{Q_{\text{г}}}, \quad (4.61)$$

где $\Delta p_{\text{ап}}$ — сопротивление аппарата, Па; $p_{\text{ж}}$ — давление распыливаемой жидкости, Па; $Q_{\text{ж}}$, $Q_{\text{г}}$ — расходы жидкости и газа соответственно, м³/с; $N_{\text{м}}$ — мощность механизма, создающего развитую поверхность фаз, Вт.

При высоких значениях $\eta > 98\%$ удобно применение величины N_4 — числа единиц переноса, адекватное эффективности:

$$N_4 = \ln \frac{1}{1 - \eta}; \quad (4.62)$$

$$N_4 = \beta(K_4)^\kappa. \quad (4.63)$$

К мокрым аппаратам центробежного действия относятся циклон с водяной пленкой ЦВМ, газопромыватель СИОТ, скруббер ВТИ, центробежный скруббер батарейного типа СЦВБ-20, ротоклон R и ряд других типов пылеуловителей.

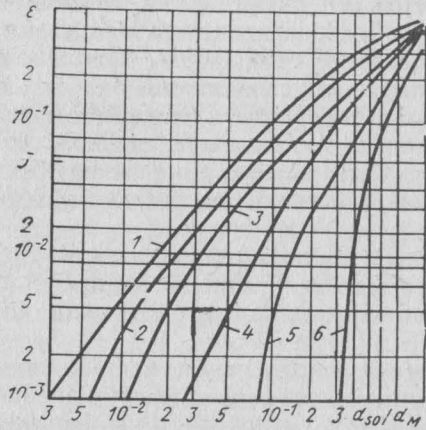


Рис. 4.14. Номограмма для определения коэффициента проскока частиц для полых, тарельчатых, посадочных скрубберов, скрубберов Вентури при $0,5 \leq \psi \leq 5,0$

[кривые 1 — $\tau_4 = 6$ ($\lg \tau_4 = 0,778$); 2 — $\tau_4 = 5$ ($\lg \tau_4 = 0,699$); 3 — $\tau_4 = 4$ ($\lg \tau_4 = 0,602$); 4 — $\tau_4 = 3$ ($\lg \tau_4 = 0,477$); 5 — $\tau_4 = 2$ ($\lg \tau_4 = 0,301$); 6 — $\tau_4 = 1$ ($\lg \tau_4 = 0$)]

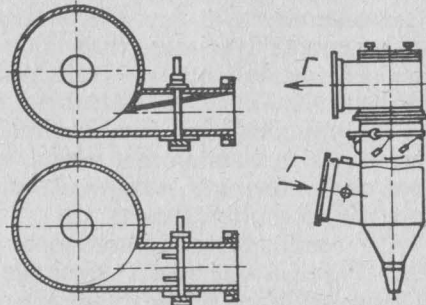


Рис. 4.15. Циклон с водяной пленкой ЦВП

Параметры β и κ для некоторых видов пылей

Вид пыли и тумана	β	κ
Конверторная пыль	$9,88 \cdot 10^{-2}$	0,4663
Тальк	0,206	0,3506
Туман фосфорной кислоты	$1,34 \cdot 10^{-2}$	0,6312
Ваграночная пыль	$1,355 \cdot 10^{-2}$	0,6210
Пыль известковых печей	$6,5 \cdot 10^{-4}$	1,0529
Пыль окислов цинка от печей, выплавляющих латунь	$2,34 \cdot 10^2$	0,5317
Аэрозоль сульфата меди	$2,14 \cdot 10^{-4}$	1,0679
Пыль, образующаяся при выплавке 45% ферросилиция в закрытых электропечах	$2,42 \cdot 10^{-5}$	1,26
Пыль, образующаяся при выплавке силикомарганца в закрытых электроферросплавных печах	$6,9 \cdot 10^{-3}$	0,67
Пыль каолинового производства	$2,34 \cdot 10^{-4}$	1,115
Возгоны свинца и цинка из шахтных печей	$6,74 \cdot 10^{-3}$	0,4775
Пыль дымовых газов карбидных печей	$0,823 \cdot 10^{-3}$	0,914

Циклон с водяной пленкой ЦВП (рис. 4.15), разработанный институтом «Проектпромвентиляция», предназначен для улавливания нецементирующих пылей. Вода в аппарат вводится в верхнюю часть корпуса через тангенциально расположенные сопла, отводится — из нижней части корпуса. Корпус аппарата имеет простую форму, что позволяет изготавливать их индивидуально. Пылеуловитель имеет два исполнения входного патрубка: основное и уменьшенного сечения, что соответственно определяет коэффициенты сопротивления аппарата ($\xi = 30$ — для первого и $\xi = 74$ — для второго исполнения), отнесенные к горизонтальной скорости газа на входе в аппарат. Определение требуемого типоразмера циклона осуществляется по расходу газа, подлежащего очистке, и потере давления в аппарате по номограммам (рис. 4.16).

Эффективность циклонов ЦВП определяется по формулам (4.8), (4.9), в которых значение диаметра частиц, улавливаемых на 50%, определяется по графикам рис. 4.16, а величина $\lg \tau_{\eta} = 0,836$.

Характеристика циклонов ЦВП приведена в табл. 4.11.

Скоростной газопромыватель СИОТ (рис. 4.17) предназначен для улавливания смачиваемой пыли в аспирационных установках. Вода подается частично во входной патрубок аппарата, частично в верхнюю часть корпуса — на полку распределителя, откуда стекает по стенке аппарата, захватывая частицы пыли и транспортируя их в нижний корпус. Эти аппараты могут применяться без снижения эффективности пылеулавливания при расходе газов до 300 000 м³/ч. Скорость $V'_{\text{вх}}$ газа в круглом сечении входного патрубка должна составлять 14—20 м/с, сопро-

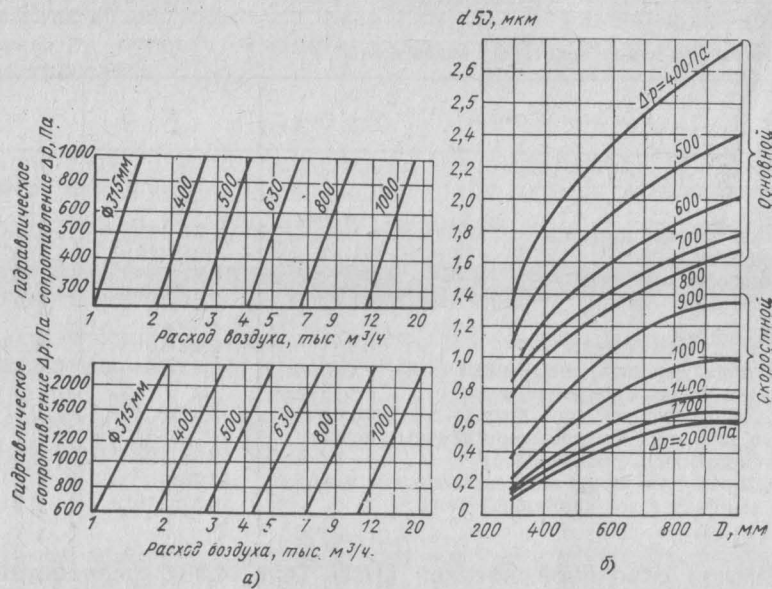


Рис. 4.16. Номограммы для определения:
 а — типоразмера циклонов ЦВП; б — эффективности пылеуловителя в циклонах ЦВП

тивление аппарата (Па) при этом подчиняется эмпирической зависимости

$$\Delta p = 147 v_{\text{вх}}' - 980. \quad (4.64)$$

Удельный расход воды составляет 0,08—0,15 м/м³. Эффективность пылеулавливания газопромывателей СИОТ для частиц пыли крупнее 5 мкм составляет 99% и более. Определение этой

Таблица 4.11

Техническая характеристика циклонов с водяной пленкой ЦВП

Марка циклона	Основные размеры, мм					Расход воды на орошение стенок циклона, л/с	Расход воды на периодическое орошение стенок входного патрубка, л/с	Масса, кг
	D	H	l ₁	l ₂	A×B			
ЦВП-3	315	2434	283	445	110×195	0,14	1,1	63,9
ЦВП-4	400	3014	360	505	140×250	0,17	1,2	106,7
ЦВП-5	500	3684	450	640	175×310	0,21	1,4	161,0
ЦВП-6	530	4554	565	765	220×390	0,27	1,6	237,0
ЦВП-8	800	5699	720	1025	280×495	0,35	2,0	369,7
ЦВП-10	1000	7044	900	1335	350×620	0,43	2,4	569,5

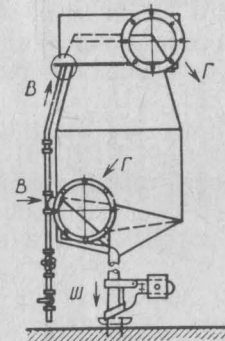


Рис. 4.17. Циклон-промыватель СИОТ

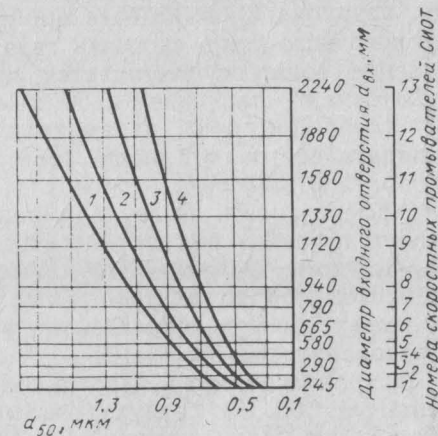


Рис. 4.18. Номограмма определения эффективности пылеуловителя в промывателях СИОТ

величины осуществляется аналогично расчету циклонов ЦВП; при этом значение диаметра частицы d_{50} определяется по графику рис. 4.18, а $\lg \sigma_{\eta} = 0,716$.

Техническая характеристика газопромывателей приведена в табл. 4.12.

Центробежный скруббер батарейного типа СЦВБ-20, разработанный НИИОГазом (рис. 4.19), предназначен для очистки аспирационных выбросов в литейном производстве при концентрации пыли перед аппаратом до 10 г/м³ и температуре до 60°C. Предварительное улавливание крупных предметов (бумаги, волокнистых материалов и пр.) осуществляется на сетке во вход-

Таблица 4.12

Техническая характеристика газопромывателей СИОТ

Показатель	Номер пылеуловителя								
	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Производительность, тыс. м³/ч, при входной скорости, м/с:									
14	12,5	17,5	25	35	50	75	100	140	200
20	17,5	25	35	50	75	100	140	200	280
Диаметр входного патрубка, мм	560	665	790	940	1120	1330	1580	1880	2240
Внутренний диаметр аппарата, мм	1344	1596	1896	2256	2688	3192	3792	4512	5400
Расход воды (максимальный), м³/ч	2,0	2,8	3,9	5,5	7,7	11,0	15,5	22	31

ном патрубке. Очистка газа производится в циклонных элементах прямооточного типа, скорость газа в которых около 20 м/с. Распыление воды осуществляется цельюфакельной форсункой под избыточным давлением 150 кПа с удельным расходом 0,3—0,5 л/м³. При этих параметрах гидравлическое сопротивление аппарата составляет около 1650 Па. Производительность одного аппарата 20 000 м³/ч.

Эффективность пылеулавливания в скруббере СЦВБ рассчитывается также по вероятностному интегралу (4.8), (4.9) при $d_{50}=1,5$ мкм и $lg \sigma_n=0,426$. Уменьшение диаметра батарейных элементов мокрых центробежных уловителей с целью повышения их эффективности использовано в скруббере-ротоклоне R и в сепараторе фирмы «ЕЕЕ» [91].

В аппаратах типа R-ротоклон (рис. 4.20) используются элементы \varnothing 305 мм с двухзаходными конусными закручивателями потока газа. При удельном расходе 0,54—0,57 г/м³ и производительности одного элемента 4250—9300 м³/ч гидравлическое сопротивление аппарата составляет 1000—2000 Па. Промышленные испытания аппарата в условиях литейного производства показали, что даже при снижении газовой нагрузки ниже расчетной (до 3630 м³/ч) и соответствующем снижении сопротивления аппарата до 500 Па эффективность улавливания частиц пыли $d=3,5$ мкм составляла более 99,5%. Схема сепаратора фирмы «ЕЕЕ», предназначенного для улавливания как твердых, так и жидких аэрозолей, в том числе смолистых [91], приведена на рис. 4.21. Очистка газа осуществляется в элементах «Twister-Cell», представляющих собой трубы диаметром 76 и длиной 762 мм, в которых вставлены закручиватели в виде спиралеобразной ленты. Жидкая

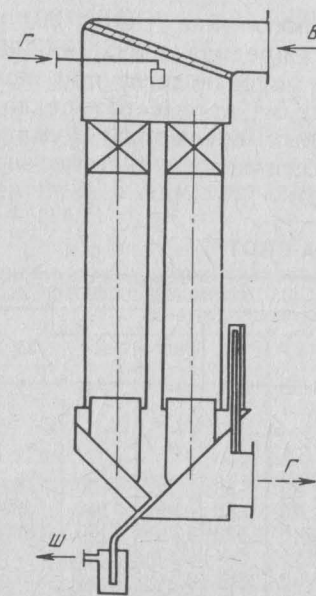


Рис. 4.19. Пылеуловитель СЦВБ-20

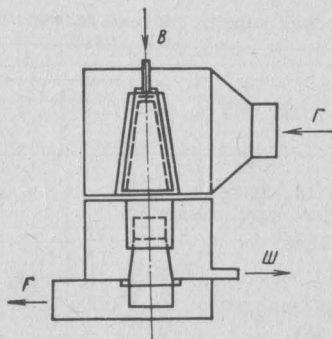


Рис. 4.20. Схема ротоклона R

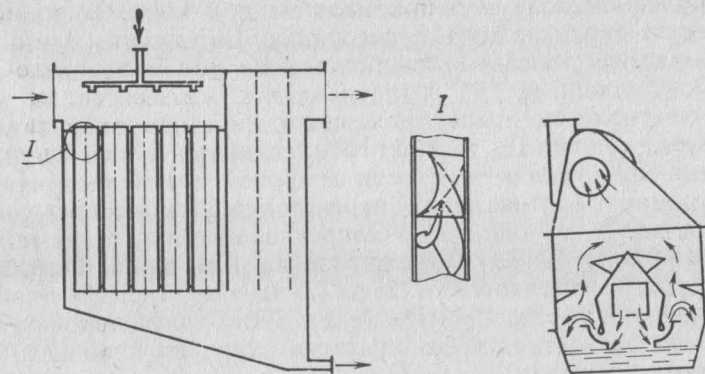


Рис. 4.21. Схема сепаратора фирмы «ЕЕЕ» Рис. 4.22. Схема ротоклона N «ЕЕЕ»

фаза образует на закручивателе и стенках элементов ламинарный слой, который под действием центробежных и инерционных сил захватывает частицы аэрозоля, отводимые в виде шлама. Производительность одного элемента 660 м³/ч при сравнительно небольшом гидравлическом сопротивлении, равном 1270 Па. Удельный расход жидкости составляет 0,07 л/м³, что является достаточным, чтобы достичь эффективности очистки газов, равной 99—99,9%, и не допускать отложений шлама в элементах аппарата.

К пылеуловителям ударно-инерционного действия относятся ротоклон N, газопромыватель ПВМ, пылеуловитель ПВ-2 и ряд других аппаратов, все больше применяемых в отечественной и зарубежной практике пылеулавливания. Захват пыли в этих аппаратах осуществляется преимущественно за счет инерционного эффекта и частично центробежного при прохождении газа через специально изогнутые каналы — импеллеры. Достоинством аппаратов являются их малые габариты и достаточно высокая эффективность при низком расходе воды. Отсутствие распылительных форсунок делает их надежными в работе.

На рис. 4.22 представлен один из первых аппаратов этого типа — ротоклон N. Скорость газа в каналах импеллера составляет 16—18 м/с, в системе каплеотбойных устройств — до 15 м/с. Сопротивление аппарата — до 2000 Па. Изменение расхода газа без снижения эффективности пылеулавливания $\pm 15\%$ номинального расхода.

Удельный расход воды в ротоклоне N не превышает 0,03 л/м³. В газопромывателе ПВМ института ЦНИИпромзданий [62] сложный в изготовлении импеллер ротоклона N заменен простым и технологичным каналом (рис. 4.23). В этом аппарате очищаемый газ с большой скоростью проходит через щель, образованную поверхностью воды и вертикальной перегородкой,

Техническая характеристика газопромывателя ПВМ

Показатель	Типоразмер пылеуловителя				
	3с/3к	5с/5к	10с/5к	20с/20к	40с/40к
Номинальная производительность по воздуху, тыс. м ³ /ч	3	5	10	20	40
Марка вентилятора	ЦП-13-50, № 3, 2	ЦП7-40, № 5	ЦП7-40, № 6	ЦП7-40, № 8	Ц4-76, № 10
Объем воды в бункере пылеуловителя, м ³	0,45	0,65	1,45	2,2	5,5
	1	1,75	2,3	3,5	—
Масса пылеуловителя без воды и электродвигателя, кг	754	1208	1998	3050	4737
	1680	2210	2800	3750	—
Габаритные размеры, мм:					
	ширина <i>A</i>	1300	1359	1514	2314
длина <i>B</i>	1320	1420	1660	2445	—
	1250	1650	2500	2510	4750
высота <i>H</i>	2694	3080	3504	3755	—
	2848	3080	3412	3680	4110
Длина перегородки (общая), м	0,8	1,21	2,0	4,0	8,0
	1	1	1	2	2

Примечание. В числителе даны показатели для пылеуловителей со сливом шлама (с); в знаменателе — со скребковыми механизмами (к).

стиц крупнее 3—4 мкм 98—99%; сопротивление аппарата может изменяться в широких пределах в зависимости от установленного уровня воды — от 400 до 3000 Па. Оптимальная газовая нагрузка на 1 м длины импеллера составляет 5000 м³/ч. Техническая характеристика гидродинамических пылеуловителей ПВ-2 приведена в табл. 4.14. Конструкция пылеуловителя номинальной производительностью 40 тыс. м³/ч разработана только в сливном исполнении и с отдельной установкой вентилятора.

В пенных аппаратах запыленный газ очищается фильтрацией через слой пены [14, 63], создаваемой гидродинамическим напором при прохождении газа через отверстия тарелки. Захват частиц пыли в аппаратах происходит под действием турбулентно-инерционного механизма, при котором улавливаются достаточно эффективно частицы крупнее 2 мкм.

Существуют пенные аппараты с провальными и переливными тарелками и более совершенные пенные аппараты — со стабилизатором слоя пены (рис. 4.25, а, б, в).

В пенных аппаратах с провальными тарелками вся жидкость отводится из зоны контакта с газом через отверстия тарелки

увлекая за собой воду и отбрасывая ее под водоотбойником за последующую вертикальную перегородку. Очищенные газы, проходя через каплеуловитель, освобождаются от капель и вентилятором, смонтированным на пылеуловителе, удаляются из аппарата. Эффективность пылеулавливания, как и гидравлическое сопротивление аппарата, зависит от величины δ , характеризующей превышение уровня жидкости в правой части аппарата над нижней кромкой вертикальной перегородки. Величина δ может изменяться от 40 до 200 мм, а сопротивление при минимальной величине δ — до 4000 Па. Расход газа на 1 м длины вертикальной перегородки изменяется от 2 до 7,5 тыс. м³/ч. Эффективность пылеулавливания в газопромывателях ПВМ рассчитывается по интегралу вероятности для конкретного значения величины δ по следующим параметрам:

δ , мм	d_{50} , мкм	$\lg \tau_1$
40	1,5	0,3
80	1,5	0,24
200	1,5	0,17

Гидравлическое сопротивление пылеуловителя

$$\Delta P = 10^{-28} + 880 \sqrt{Q'_g}, \quad (4.65)$$

где Q'_g — расход газа на 1 м длины перегородки, м³/с.

Газопромыватель ПВМ оборудован автоматическим устройством водоподпитки и поддержания заданного уровня в аппарате, устройством по предупреждению закупорки шламоводного патрубка. Некоторые другие характеристики газопромывателя приведены в табл. 4.13.

Гидродинамический пылеуловитель ПВ-2, предназначенный для очистки аспирационного воздуха в литейных цехах, показан на рис. 4.24. Эффективность этого аппарата при улавливании ча-

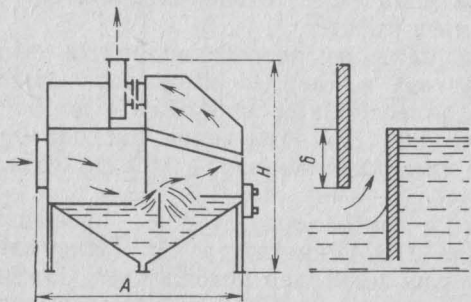


Рис. 4.23. Схема газопромывателя ПВМ

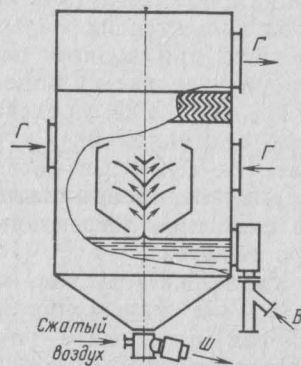


Рис. 4.24. Схема гидродинамического пылеуловителя ПВ-2

Показатель	Номер пылеуловителя					
	1	2	3	4	5	6
Производительность, м ³ /ч	5000	10 000	15 000	20 000	30 000	40 000
Объем воды в бункере, м ³	0,70	1,35	1,95	2,75	4,60	6,45
Габаритные размеры, мм:						
ширина	1590	1690	1790	1890	2114	2214
длина	690	1090	1590	2090	3114	4114
высота	4130	4135	4235	4235	4235	4355
Масса пылеуловителя, кг:						
без воды	930	1120	1530	1710	1930	2150
с водой и шламом	1900	3100	4500	5700	8300	11 000

в виде шлама. Такие аппараты рекомендуются к применению при улавливании слипающихся пылей или осмоляющихся веществ. В пенных аппаратах с переливными тарелками около 90% жидкости удаляется через переливной порог в сливную коробку, и только около 10% проходит через отверстия тарелки в нижнюю часть аппарата. В таких аппаратах скорость газа

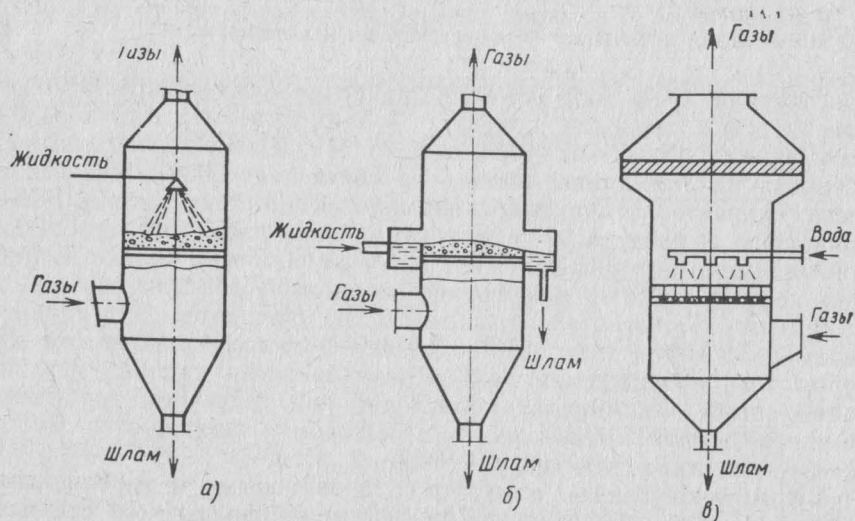


Рис. 4.25. Пенный аппарат: а — с провальной тарелкой; б — с переливной тарелкой; в — со стабилизатором слоя пены «ПАСС»

несколько больше, и они производительнее пенных аппаратов с провальными тарелками, однако из-за недостаточно интенсивной промывки отверстий в них образуются пылеотложения. Поэтому пенные аппараты следует применять для улавливания неслипающихся пылей.

В аппаратах с провальными тарелками последние могут быть дырчатыми и щелевыми.

Эффективность пылеулавливания в пенных аппаратах с провальными и переливными тарелками также рассчитывается по формуле (4.8) при $d_{50}=0,85$ мкм и $\lg \sigma_{\eta}=0,769$, которые получены при скорости газа в аппаратах $v=2,0$ м/с, высоте слоя пены $H_{\text{п}}=90$ мм.

При других режимах работы расчет эффективности аппарата проводится по формуле

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{v_{\Gamma}}{2} \right)^{0,036} \left(\frac{H_{\text{п}}}{0,09} \right)^{0,032}, \quad (4.66)$$

где η_0 — эффективность пылеулавливания при $v_{\Gamma}=2$ м/с и $H_{\text{п}}=0,09$ м.

К недостаткам пенных аппаратов рассмотренных типов относятся недопустимость колебаний расхода очищаемого газа и трудности качественной очистки газов в аппаратах большой производительности из-за неодинаковой толщины слоя пены по всей площади тарелки.

На рис. 4.25, в показан пенный аппарат со стабилизатором слоя пены ПАСС, разработанный ЛТИ совместно с институтом «Проектпромвентилиация». В этом аппарате на тарелке установлена сотовая решетка, выполненная из вертикальных пластин высотой 60 мм с размерами сот в плане 35×35 или 40×40 мм. Стабилизатор пены позволяет эффективно работать при повышенных скоростях газа (до 4 м/с) и значительно сократить удельный расход жидкости — до 0,05—0,1 л/м³.

Эффективность аппаратов ПАСС можно рассчитывать по приведенной выше методике при параметрах d_{50} и $\lg \sigma_{\eta}$ для пенных аппаратов без стабилизатора слоя пены с поправкой по уравнению (4.66). Типоразмерный ряд двухполочных аппаратов ПАСС типа ПВПР рассчитан на производительность 3000—90 000 м³/ч.

Гидродинамический пылеуловитель ГДП-М, разработанный НИПИОТСТРОМом, совмещает принцип работы аппаратов ударно-инерционного действия и пенных аппаратов (рис. 4.26). Предварительное улавливание пыли происходит в подрешетном пространстве за счет инерционных сил. Доочистка газа осуществляется в слое пены над решеткой по турбулентно-инерционному механизму. В этом аппарате орошение жидкостью заменено внутренней ее циркуляцией с поддержанием оптимального уровня при помощи устройства водоподпитки. Обеспыленный газ удаляется из аппарата, проходя через центробежный каплеуловитель. Тех-

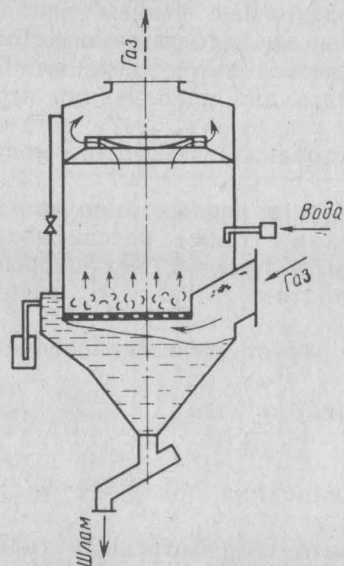


Рис. 4.26. Гидродинамический пылеуловитель ГДП-М

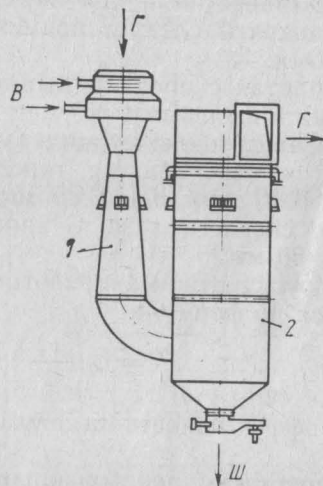


Рис. 4.27. Скруббер Вентури с выносным каплеуловителем:
1 — скруббер; 2 — каплеуловитель

ническая характеристика пылеуловителя ГДП-М приведена в табл. 4.15.

Гидродинамический пылеуловитель успешно прошел неоднократную промышленную проверку, показав высокую надежность в работе.

Для улавливания тонкодисперсных пылей с высоким содержанием фракций, возгонов и т. д. применяют скоростные газо-

Таблица 4.15

Техническая характеристика гидродинамических пылеуловителей ГДП-М

Показатель	Марка аппарата		
	ГДП-5М	ГДП-7М	ГДП-10М
Производительность по газу, м ³ /ч	5000	7000	10 000
Максимальная температура газа на входе, °С	250	250	250
Максимальное гидравлическое сопротивление, Па	1800	1800	1800
Запыленность газов на входе, г/м ³	До 30	До 30	До 30
Удельное орошение, л/м ³	0,015—0,05	0,015—0,05	0,015—0,05
Диаметр аппарата, м	1,0	1,25	1,5
Высота аппарата, м	2,9	3,2	3,65
Масса в рабочем состоянии, кг	1000	1560	2200

промыватели — трубы или скрубберы Вентури (рис. 4.27). В этих аппаратах осуществляется интенсивное диспергирование жидкости потоком газа в горловине трубы при скоростях 40—150 м/с. Тонкость диспергирования жидкости 10 мкм; при этом получается развитая поверхность контакта между жидкой и газовой фазами, что в сочетании с интенсивной турбулизацией потока создает условия для эффективного захвата даже субмикронных частиц пыли каплями жидкости, которые, укрупняясь в диффузоре трубы Вентури, отделяются от газа в каплеуловителе. Следует отметить, что кроме высокой эффективности очистки газов, соизмеримой с эффективностью пылеулавливания в тонковолокнистых фильтрах и электрофильтрах, скоростные газопромыватели просты по устройству и эксплуатации, компактны. Однако такие недостатки, как высокие энергозатраты на очистку, обусловленные сопротивлением аппаратов до 20 кПа, повышенные удельные расходы жидкости (0,7—0,8 л/м³), ограничивают область их применения. Эти аппараты достаточно глубоко исследованы, им посвящен ряд работ, например [15, 25, 93] и др.

4.5. ОСОБЕННОСТИ ОЧИСТКИ ПАРОПЫЛЕВЫХ СИСТЕМ В ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХАХ

В ряде технологических переделов литейного производства вызывают затруднения аспирация и обеспыливание технологических агрегатов и перегрузочных узлов, перерабатывающих горячие влажные материалы. Так, например, в литейном производстве чугуновых санитарно-технических изделий технологический процесс сопровождается одновременным интенсивным выделением пыли, вредных газообразных примесей, паров, избыточной теплоты. Значительным выделением пыли отличаются процессы приготовления формовочной смеси, выбивки из опок, транспортирования отработанной смеси с конвейера на конвейер, из бункеров выбивных решеток на конвейер, очистных барабанов непрерывного действия и т. д. Средний размер частиц пыли отработанной смеси составляет 20—30 мкм. Пылевые частицы содержат до 65% двуокиси кремния, что характеризует их как весьма токсичные. Вследствие повышенной температуры отработанной смеси (80—120°С), имеющей влажность 5—9%, эксплуатация пылеулавливающего оборудования, системы воздухопроводов, аспирационных укрытий затрудняется из-за отложений влажной слипающейся пыли на стенках данного оборудования.

Процесс образования отложений пыли на стенках воздухопроводов и аппаратов условно можно разделить на пять стадий: движение аэрозольных частиц и поверхности осаждения; касание отдельными частицами поверхности и удержание их на поверхности осаждения; взаимодействие аэрозольного потока с поверхностью отложений; рост прочностей отложений; стабилизация отложений и завершение их роста.

Процессы первой стадии в основном подчиняются законам аэродинамики и механики аэрозоля и могут решаться с помощью этих законов. Адгезионные свойства пылей на данном этапе не сказываются. Процессы второй стадии подчинены законам как аэродинамики, так и молекулярной физики и коллоидной химии. В процессе удержания частиц пыли на поверхности твердого тела большую роль играют направление и величина скорости частицы аэрозоля в момент удара; характер удара (упругий или неупругий); силы межмолекулярного притяжения между веществом стенки и частицы; размер и форма частицы, ее масса; свойства стенки, структура ее поверхности, размеры неровностей и другие факторы, учет которых в их совокупности и взаимосвязи очень сложен.

На третьей стадии процессы протекают аналогично второй стадии, с той разницей, что поверхностью осаждения является уже не материал поверхности осаждения, а ранее сформировавшийся слой пыли.

Процессы четвертой и пятой стадий определяются скоростью и глубиной прохождения в массе отложений вторичных процессов закрепления. Это процессы уплотнения, твердения, силикатообразования, полимеризации и др. Эти две стадии не рассматриваются в данной работе, так как основное внимание должно уделяться предупреждению процесса образования отложений или их быстрому удалению. Рассмотрим подробнее процессы, происходящие на второй и третьей стадиях.

На основе теории неупругого удара столкновение и взаимодействие частиц с твердой поверхностью, при которых энергия удара частицы необратимо затрачивается на пластическую деформацию частицы в контактной области¹, приводит к увеличению поверхности контакта и сил молекулярного притяжения. Интенсивность роста отложений частиц (см/с)

$$J_{\phi} = J_0 \beta; \quad (4.67)$$

$$J_0 = \frac{\rho_3}{\rho_0} U_{\infty} \tilde{E}_0, \quad (4.68)$$

где β — коэффициент реализации; ρ_3 — концентрация аэрозоля, г/см³, рассчитываемая по приращению массы на видимый объем; ρ_0 — видимая плотность отложений, кг/см³; E_0 — интегральный коэффициент захвата для критической точки; U_{∞} — скорость невозмущенного потока.

Для случая осаждения аэрозоля в круглой трубе из ламинарного потока эффективность осаждения по [76]

$$\mathcal{E} = \frac{2}{\pi} 2\mu \sqrt{1 - \mu^{2/3}} - \arcsin \mu^{1/3} - \mu^{1/3} \sqrt{1 - \mu^{2/3}}; \quad (4.69)$$

$$\mu = \frac{3v_s l}{8R\bar{U}}, \quad (4.70)$$

где v_s — вертикальная стационарная скорость осаждения частицы; l — длина трубы; R — радиус трубы; \bar{U} — средняя скорость потока.

При турбулентном потоке уравнение движения частицы к поверхности осаждения должно учитывать вертикальную составляющую скорости. Исследования показали, что миграционная составляющая скорости является лишь одной из сил, во многих случаях не определяющей, действующих на частицу в пристенной области.

Сила прилипания частицы по термодинамической теории

$$N_0 = \frac{2\pi}{\sqrt{\epsilon - \epsilon'}} f_0; \quad (4.71)$$

$$f_0 = \tau_{12} - \tau_{13} - \tau_{23}, \quad (4.72)$$

где ϵ и ϵ' — кривизна соприкасающихся поверхностей; τ_{12} , τ_{13} и τ_{23} — поверхностное натяжение на границах раздела частицы и поверхности, частицы и газа, поверхности и газа соответственно.

Для случая прилипания сферы радиусом r

$$N_0 = -2\pi r f_0. \quad (4.73)$$

При относительной влажности воздуха, близкой к 100%, в зоне контакта в результате капиллярной конденсации образуется слой влаги. В этих условиях сила прилипания

$$F = 4\pi r R, \quad (4.74)$$

где τ — поверхностное натяжение воды; R — радиус частицы.

Однако установлено, что для частиц с $d < 100$ мкм сила адгезии при относительной влажности воздуха около 100% меньше сил, рассчитанных по формуле (4.74). По-видимому, влага проникает в зоны контакта между частицами и поверхностью осаждения и действует расклинивающим образом, уменьшая эффект адгезии. Наличие адсорбционной влаги на поверхности контактирующих тел приводит к увеличению сил притяжения.

Влияние шероховатости осадительной поверхности на процессы налипания существенно, но характер этого влияния не установлен. Расчет силы, необходимой для срыва частицы с поверхности осаждения, затруднен, так как отсутствуют теоретические и эмпирические зависимости для решения этой задачи [77]. Существует лишь эмпирическое правило, согласно которому максимум силы прилипания наблюдается в случае контакта тел одинаковой гидрофильности или гидрофобности. Очевидно, различная полярность контактирующих поверхностей может способствовать уменьшению молекулярной составляющей сил адгезии. Поэтому возможно уменьшение прилипающей способности пыли путем нанесения на поверхность покрытия различных веществ. Получены данные об уменьшении пылеудерживающей способности лакокрасочных покрытий с ростом их гидрофобности. Наименьшая пылеудерживающая способность определена для покрытий из гидрофобной эмали

¹ В данном разделе под термином «частица» может подразумеваться конгломерат частиц с той или иной прочностью.

ХС-127-2. Данные об уменьшении адгезии частиц путем изоляции поверхности получены А. Д. Зимоном также при нанесении на поверхность раствора гардиноля (0,1—1%-ный водный раствор препарата «Новость»). Обнаружено также, что при относительной влажности воздушного потока около 90% действие пленки гардиноля уменьшается, хотя прилипание все же остается меньше, чем у исходной поверхности.

Положительный опыт НИПИОТСТРОМа и некоторых других организаций, при решении вопросов аспирации налипающих пылей позволяет сделать вывод о значительном влиянии сил термофореза в процессах пылеотложений в воздуховодах. Применение теплоизоляции воздухопроводов в одних случаях, обогрев их, например, гибкими электрическими нагревательными лентами типа ЭНГХ-180 в других случаях в сочетании с правильно подобранными скоростями воздуха позволяет исключить зарастание воздухопроводов пылевыми отложениями.

Очистка аспирационного воздуха от налипающих пылей в тех случаях, когда применение для этой цели сухих инерционных и центробежных аппаратов, рукавных фильтров невозможно из-за их низкой работоспособности, может проводиться в следующих типах аппаратов: мокрых аппаратах; зернистых, цепных фильтрах; инерционных аппаратах, в которых предусмотрена возможность регенерации внутренней полости аппарата — удаление пылеобразований.

Аппараты первой группы в условиях сухих или полусухих производств применять экономически нецелесообразно из-за трудностей переработки шлама, высокой стоимости систем оборотного водоснабжения и т. д. Как показали многочисленные примеры применения мокрых аппаратов в таких производствах с попытками использования шлама без его переработки в технологических процессах вместо технической воды, эксплуатация аппаратов затруднялась полностью, так как количество шлама часто превышало технологические потребности в воде, режим водопотребления не соответствовал режиму работы аппарата.

Более целесообразным является применение аппаратов второй группы, которые в ряде случаев оказались вполне работоспособными при улавливании налипающих пылей. Характеристика зернистых фильтров приведена в п. 4.3. Их параметры при улавливании налипающих пылей остаются теми же, что и при улавливании сухих пылей.

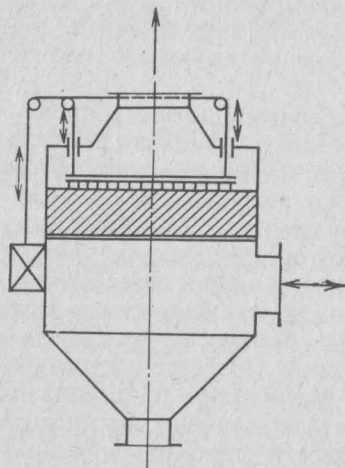


Рис. 4.28. Схема цепного фильтра

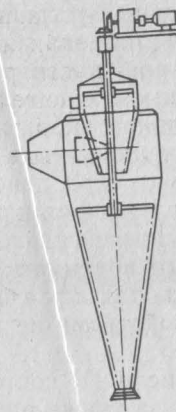


Рис. 4.29. Схема циклона с регенерацией внутренней полости вращающимися цепями



Рис. 4.30. Схема циклона с регенерацией внутренней полости с помощью вибрации

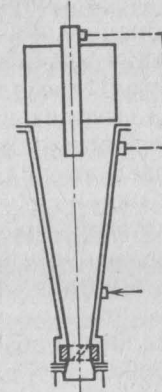


Рис. 4.31. Циклон с эластичной рубашкой

Принципиальная схема цепного фильтра конструкции НИПИОТСТРОМа приведена на рис. 4.28.

Фильтрация воздуха в этом фильтре осуществляется через слой цепей, уложенных на опорную решетку. Концы цепных гирлянд подвешены к раме, которая при регенерации фильтра посредством привода совершает вертикальные возвратно-поступательные перемещения; звенья цепей соударяются между собой, и пыль сбрасывается в бункер. Как и в зернистых фильтрах, регенерируемая секция фильтра отключается от коллектора очищенного воздуха. При использовании в этом фильтре звеньев размером 15—20 мм, изготовленных из проволоки диаметром около 2 мм, эффективность улавливания известковой пыли составляет 95—96% при сопротивлении аппарата до 1000 Па. Аппарат показал свою надежность при производственных испытаниях, однако высокая металлоемкость является существенным его недостатком.

Перспективным представляется развитие аппаратов третьей группы, несмотря на то, что эти аппараты не получили до настоящего времени широкого применения.

На рис. 4.29 показан циклон, очистка осадительной поверхности в котором осуществляется механическим путем свободно свисающими цепями, подвешенными на вращающейся траверсе. Последняя крепится на вертикальном валу, приводимом во вращение от электродвигателя через редуктор. Недостатками данной конструкции следует считать наличие громоздкого привода, требующего дополнительного расхода энергии, размещение во внутренней полости циклона механических устройств, снижающих эффективность очистки.

На рис. 4.30 приведен циклон для очистки газов с устройствами для вибрационной защиты стенок циклона от залипания. С целью повышения эффективности пылеулавливания в предложенном циклоне устройство для устранения налипания пыли к поверхности корпуса циклона выполнено в виде дополнительной вибрирующей стенки с карманами. Дополнительная вибрирующая стенка включает отдельные пластины, образующие карманы. Под действием центробежной силы пыль устремляется к вибрирующей стенке, ударяется о нее, теряет свою скорость и скользит по ней вниз к разгрузочному бункеру. Недостаток циклона — сложность его конструкции, а в ряде случаев — неработоспособность, так как очистить карманы от пыли с высокими адгезионными свойствами не всегда представляется возможным.

Устройство [4] для очистки газов от пыли (рис. 4.31) состоит из корпуса с патрубками для вывода и отвода газа, а также рубашки из эластичного материала, на которую осаждается липкая пыль. Для осаждения пыли в полость под эластичной рубашкой подают сжатый воздух. Эластичная рубашка деформируется и частично скручивается, что приводит к отряхиванию отложений пыли. Использование данного аппарата затруднительно из-за высоких требований к герметизации и возможного сводообразования в горловине конуса.

В цилиндрическом циклоне (рис. 4.32) с рубашкой из пористого металла эффективность регенерации в ряде случаев может достигать 95—96% [52]. Регенерация внутренней поверхности осуществляется кратковременной подачей сжатого воздуха в полость

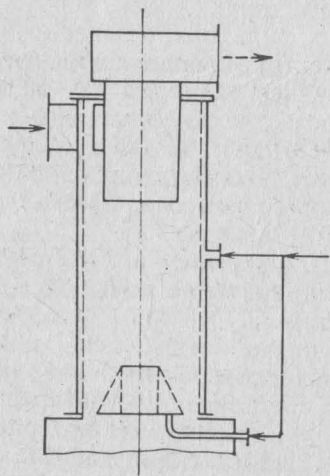


Рис. 4.32. Цилиндрический циклон с рубашкой из пористого металла

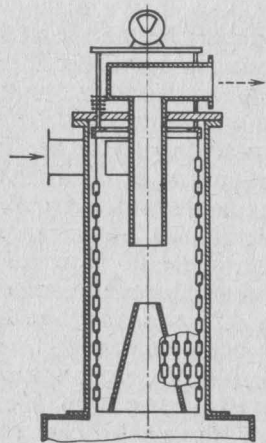


Рис. 4.33. Уловитель налипающих пылей

рубашки. Время подачи сжатого воздуха $t=0,5$ оказалось достаточным для эффективного сбрасывания пыли в бункер. К недостаткам указанного цилиндрического циклона относится низкая механическая прочность пористого металла и его высокая стоимость.

На рис. 4.33 показан уловитель налипающей пыли УНП, в котором регенерация осуществляется сплошной завесой периодически вибрирующих цепных гирлянд, подвешенных по периферии корпуса. Одновременно цепные гирлянды служат дополнительной осадительной поверхностью. Эффективность такого аппарата, как и аппарата по схемам рис. 4.29—4.32, в значительной мере зависит от влажности очищаемого воздуха и адгезионных свойств пыли.

Глава 5

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ СИСТЕМ ВАКУУМНОЙ СУХОЙ ПЫЛЕУБОРКИ

5.1. СПОСОБЫ МЕХАНИЗАЦИИ ПЫЛЕУБОРОЧНЫХ РАБОТ И ИХ ОСОБЕННОСТИ

Устранение ручного способа уборки пыли на промышленных предприятиях является важной социальной и экономической задачей. Ручной способ уборки пыли характеризуется низкой производительностью (до 80—100 м²/ч), невысокими санитарно-гигиеническими показателями, так как большое количество пыли возгоняется в воздух цеха, запыленность резко возрастает и может превышать обычную, уже достаточно высокую, в десятки раз.

Механизация уборочных работ может быть осуществлена автономными пылеуборочными машинами; мокрым способом — гидросмывом; пневматическим способом — посредством вакуумных централизованных пылеуборочных установок (ЦПУ).

Автономная пылеуборочная машина представляет собой агрегат, включающий в себя приемное всасывающее сопло, электровентилятор и пылеуловитель. Всасываемый приемным соплом воздух срывает с очищаемой поверхности слой пыли и транспортирует ее в пылеотделитель. В пылеотделителе происходит сепарация пыли и очистка воздуха, который возвращается в рабочую зону цеха. Ширина уборки передвижными агрегатами составляет 0,5—1,0 м;

производительность их достигает 1000 м²/ч и более очищаемой поверхности.

Пылеуборочные машины непрерывно совершенствуются, однако этим агрегатам присущ ряд недостатков: машины достаточно громоздки, что затрудняет или делает невозможным их применение в стесненных условиях многих цехов с узкими проходами между оборудованием, приямками, площадками и т. д.; воздух цеха загрязняется тонкодисперсными, трудно осаждающимися фракциями пыли, прошедшими через пылеуловитель; вместимость бункера пыли уборочных машин ограничена, что требует частых операций разгрузки пыли, особенно в цехах сухой переработки сыпучих материалов, где величина убираемых пылеотложений и просыпи достаточно велика; операции разгрузки пыли, как правило, сами являются источником вторичного пылеобразования. Указанные недостатки передвижных пылеуборочных установок значительно ограничивают области их применения.

Более производителен и более гигиеничен мокрый способ пылеуборки. Он находит широкое применение в ряде отраслей промышленности и прежде всего в тех из них, где в технологических процессах широко используется вода, имеются развитые системы оборотного водоснабжения, шламоотвода и т. д. На предприятиях с «сухими» технологическими процессами применение гидросмыва требует большого расхода воды, отопления зданий в зимний период, гидрозащиты строительных конструкций и водозащитного исполнения технологического оборудования. Эти обязательные условия делают применение гидросмыва дорогим мероприятием, в ряде случаев неосуществимым.

Для указанных предприятий наиболее целесообразно применение систем ЦПУ [42, 43]. Схема ЦПУ, приведенная на рис. 5.1, вклю-

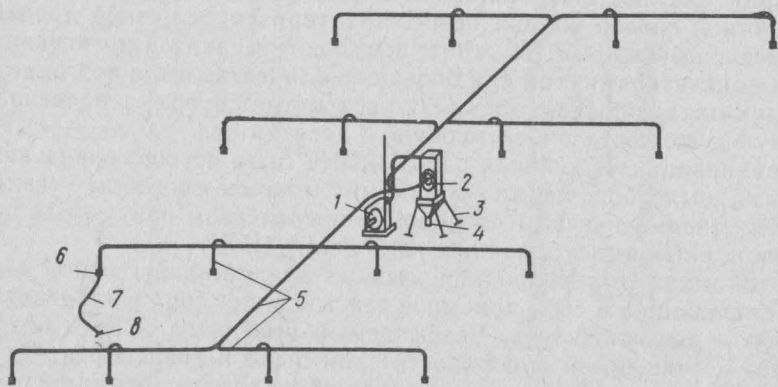


Рис. 5.1. Схема централизованной пылеуборочной установки ЦПУ:

1 — побудитель тяги; 2 — блок очистки; 3 — бункер блока очистки; 4 — затвор; 5 — трубопровод; 6 — вентиль; 7 — гибкий шланг; 8 — пылеуборочный насадок

чает в себя побудитель тяги, блок сепарации уловленной пыли и очистки воздуха с бункером пыли, стационарную систему стальных трубопроводов диаметром 50—100 мм (на выхлопе после воздухоудвки диаметр трубопровода может достигать 100—150 мм), присоединительные штуцеры, вакуумные шланги и приемные насадки. Принцип работы системы ЦПУ аналогичен принципу работы бытового пылесоса, с той разницей, что воздух после побудителя тяги выбрасывается в атмосферу или аспирационную систему.

Системы ЦПУ не требуют больших затрат на их создание; обладают высокой производительностью (до 300—500 м²/ч) только по одному насадку (количество одновременно работающих насадков может достигать 5—6, а иногда и больше); совершенно не загрязняют воздух цеха; могут использоваться в труднодоступных и стесненных условиях для уборки полов, стен, площадок, приямков, оборудования, трубопроводов и т. д.; позволяют выделить убранную пыль в сухом виде и при установке блока очистки над технологическим оборудованием возвращать пыль в технологический процесс. К трудностям внедрения данных систем в настоящее время следует отнести необходимость изготовления оборудования, входящего в ЦПУ, в индивидуальном порядке как нестандартного оборудования.

5.2. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПНЕВОТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ФОРМОВЧНЫХ МАСС И ПЫЛИ

По принципу работы система стационарных трубопроводов ЦПУ ничем не отличается от транспортирующих трубопроводов всасывающего пневмотранспорта низкой концентрации (так как массовые концентрации твердой фазы в системах ЦПУ, как будет показано ниже, не превышают $\mu < 5$ кг/кг). При таких сравнительно небольших концентрациях различия в скоростях витания одиночной частицы и скоростью витания ее в случаях стесненности потока незначительны, и влиянием взаимных соударений на кинематическую структуру двухфазного потока можно пренебречь.

Ввиду того что плотность частиц превышает плотность несущего потока более чем на три порядка и силы инерции и тяжести крупных частиц материала значительны, последние совершают скачкообразные движения (рис. 5.2). Частицы этой фракции мало подвержены влиянию турбулентных пульсаций, и это влияние уменьшается с увеличением размеров транспортируемых частиц.

Тонкодисперсные частицы аэрозоль в большей степени подвержены влиянию турбулентных пульсаций, поскольку силы инерции их незначительны. Эти частицы при определенных значе-

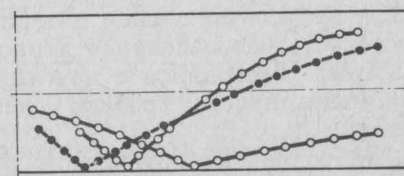


Рис. 5.2. Траектории движения частиц в воздушном потоке

ниях их размеров и чисел Рейнольдса могут быть увлечены турбулентным вихрем в направлении его движения. Поэтому они под действием силы тяжести могут и не достигать нижней стенки трубы. Степень влияния турбулентных пульсаций на такие частицы возрастает с уменьшением их диаметров.

Энергия потока при пневмотранспортировании полидисперсного материала затрачивается на восстановление скорости частиц после их торможения при ударах о стенку трубопровода, на изменение угловой скорости вращения частиц и на дополнительное рассеяние энергии турбулентными пульсациями, увлекающими частицы тонкодисперсных фракций материала.

Очевидно, имеет место и фактор потери энергии потоком, который объясняется основными и дополнительными касательными напряжениями на стенке трубопровода. Последние вызваны дополнительными перемещениями воздуха в поперечном к потоку направлении, обуславливаемые вертикальными составляющими скорости движения частиц материала (подъема и падения). Это вызывает обмен количествами движения между соседними слоями потока и, как следствие, дополнительную диссипацию энергии. Затраты энергии по этому фактору возрастают с ростом массовой концентрации твердой фазы в потоке и при $\mu < 5$ эти затраты незначительны.

Рассматривая факторы затрат энергии двухфазным потоком, необходимо отметить, что они имеют место и при транспортировании полидисперсного материала, но доля каждого фактора в суммарной потере давления определяется фракционным составом.

5.3. АНАЛИТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ПНЕВОТРАНСПОРТНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

На основе экспериментальных исследований, выполненных в Белгородском технологическом институте строительных материалов им. И. А. Гришманова (БТИСМ), была разработана и утверждена для отраслевого применения методика расчета систем ЦПУ, которая дает хорошую сходимостъ результатов и рекомендуется для широкого использования при следующих условиях: $16 \leq v \leq 35$ м/с; $0,08 \leq d_{cp} \leq 0,55$ мм; $0,049 \leq D \leq 0,105$ м; $0 < \mu \leq 5$. При этом были проведены экспериментальные исследования песков формовочных масс силикатных заводов, формовочных песков литейных цехов и шихтовых материалов керамических заводов. Возможность использования данной методики для широкого круга сыпучих материалов с другими свойствами и в других областях промышленности требует специальной экспериментальной проверки.

Методика аналитического расчета сопротивления пневмотранспортных трубопроводов учитывает такие характерные особенности движения частиц в горизонтальных трубопроводах, как скачкообразное движение, вращение частиц, сила Магнуса и сила Сафмена,

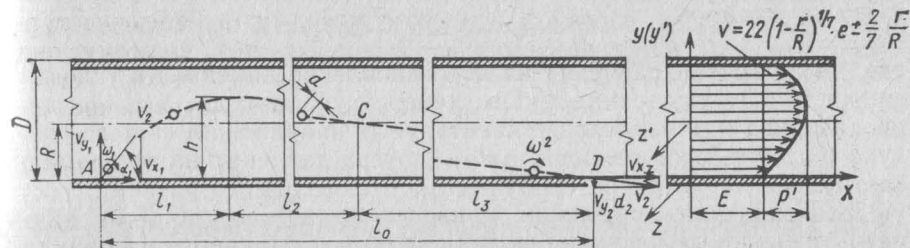


Рис. 5.3. Схема движения шарообразной частицы в горизонтальном пневмотранспортном трубопроводе

связанная с наличием градиента скоростей воздушного потока в горизонтальном (или слабо наклонном) трубопроводе, а также потери на турбулентные пульсации мелких частиц. При составлении дифференциальных уравнений, описывающих движение частиц в трубопроводе, примем ряд допущений.

1. При движении сыпучего материала по трубопроводу справедлив принцип суперпозиций (наложения) потерь, т. е. сопротивление при транспортировании материала состоит из суммы сопротивлений чистого воздуха и сопротивлений, вызванных наличием твердой фазы.

2. Все частицы полидисперсного материала подвержены влиянию того или иного механизма потерь давления; при этом для крупных частиц характерно скачкообразное движение, для мелких — пульсационное.

3. Влияние частиц на кинематическую структуру потока существенно. Эпюра скоростей газа в горизонтальном трубопроводе (рис. 5.3) асимметрична и имеет вид [65]

$$v = v_{cp} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\alpha} e^{\pm \beta \frac{r}{R}}, \quad (5.1)$$

где v_{cp} — скорость воздуха на входе; r — расстояние от оси трубы; R — радиус трубы; α и β — параметры, зависящие от v_{cp} , μ ; знаки \pm берутся для верхней и нижней половины трубы соответственно.

4. Так как объемные концентрации твердой фазы в системах ЦПУ не превышают 0,2%, пренебрегаем взаимным соударением частиц и соответственно потерями энергии, связанными с их соударениями.

5. Принимаем, что шаг винтовой крутки достаточно велик, поэтому будем пренебрегать углом склона траектории частиц относительно продольной оси трубопровода.

6. Движение частиц происходит в вертикальной плоскости, проходящей через продольную ось трубопровода.

Таким образом, общее падение давления в потоке на стабилизированном участке

$$\Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3, \quad (5.2)$$

где ΔH_1 — потери давления на восстановление линейной и угловой скорости после удара частиц о стенку трубопровода; ΔH_2 — потери давления на преодоление касательных напряжений чистого воздуха о стенки трубопровода; ΔH_3 — потери давления на пульсацию частиц за счет развитой турбулентности воздушного потока.

Для определения величин, приведенных в формуле (5.2), примем, что крупные частицы полидисперсного сыпучего материала ($d \geq 150$ мкм) совершают скачкообразное движение в трубопроводе [44, 64, 89]. Изменение кинетической энергии частицы массой m в результате ее удара о стенку

$$\Delta W_1 = \frac{m\vec{v}_1^2}{2} - \frac{m\vec{v}_2^2}{2}, \quad (5.3)$$

где $\vec{v}_1 = \{u_1, v_1\}$, $\vec{v}_2 = \{u_2, v_2\}$.

Иными словами,

$$\Delta W_1 = \frac{m}{2} [(v_1^2 + u_1^2) - (v_2^2 + u_2^2)] = \frac{m}{2} [(v_1^2 - v_2^2) + (u_1^2 - u_2^2)]. \quad (5.4)$$

При ударе изменяется и угловая скорость частицы ω . Соответственно изменение кинетической энергии

$$\Delta W_2 = \frac{1}{2} J (\Delta\omega)^2, \quad (5.5)$$

где $J = \frac{md^2}{10}$ — момент инерции для шаровой частицы диаметром d .

Потеря энергии на изменение линейной и угловой скорости частицы в результате удара

$$\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2 = \frac{m}{2} \left[\Delta v^2 + \Delta u^2 + \frac{d^2}{10} (\Delta\omega)^2 \right]. \quad (5.6)$$

В то же время потеря энергии ΔW равна работе сил давления в единицу времени:

$$\Delta A = \Delta M S_{\text{сеч}} u_{\text{ср}}, \quad (5.7)$$

где $S_{\text{сеч}}$ — площадь сечения трубы; $u_{\text{ср}}$ — средняя скорость частицы.

Приравняв уравнения (5.6) и (5.7), получим

$$\Delta H^{(1)} = \frac{m}{2} \frac{1}{S_{\text{сеч}} u_{\text{ср}}} \left[\Delta v^2 + \Delta u^2 + \frac{d^2}{10} (\Delta\omega)^2 \right]. \quad (5.8)$$

Выразим число частиц N через расходную массовую концентрацию:

$$N = \frac{\mu \rho_B v_B S_{\text{сеч}}}{m}. \quad (5.9)$$

Тогда потеря давления для потока частиц массой m с концентрацией μ при одном ударе о стенку составит

$$\Delta H^{(1)} N = \frac{\mu \rho_B v_B}{2 u_{\text{ср}}} \left[\Delta v^2 + \Delta u^2 + \frac{d^2}{10} (\Delta\omega)^2 \right], \quad (5.10)$$

где $u_{\text{ср}}$ — средняя скорость частиц на длине одного скачка.

Зная длину скачка L_1 , время скачка T_1 , Δv , Δu , $\Delta\omega$ и число ударов, найдем общую потерю давления ΔH_1 . Для определения L_1 , T_1 , Δv , Δu и $\Delta\omega$ составим систему дифференциальных уравнений движения частицы в наклонной под углом α к горизонту трубы:

$$m\dot{u} = \frac{1}{2} C (\text{Re}) S_{\text{мид}} \rho_B (v_B - u) |v_B - u| - mg \sin \alpha; \quad (5.11)$$

$$m\dot{v} = -0,5 C (\text{Re}) S_{\text{мид}} \rho_B v |v| + F_M + F_S - mg \cos \alpha;$$

$$J\dot{\omega} = -\tilde{A}\omega;$$

$$\dot{x} = u; \quad \dot{y} = v.$$

Здесь u , v — соответственно горизонтальная и вертикальная составляющие скорости частицы; ω — угловая скорость; d — диаметр частицы; ρ_B — плотность газа; v_B — скорость воздуха; $C(\text{Re}) = \frac{24}{\text{Re}} + \frac{4}{\sqrt{\text{Re}}} - \text{Re}$ — число Рейнольдса, отнесенное к диаметру частицы.

При наличии угловой скорости на частицу действует сила F_M Магнуса:

$$F_M = \frac{\pi}{8} d^3 \rho_B (v_B - u) \omega. \quad (5.12)$$

Сила F_S Сафмена возникает за счет движения частицы в градиентном поле скоростей:

$$F_S = 1,6 \rho_B d^2 v^{1/2} \Gamma^{1/2} (v_B - u), \quad (5.13)$$

где $\nu = 1,5 \cdot 10^{-5}$ — кинематическая вязкость воздуха, м²/с;

$\Gamma = \frac{dv_B}{dy}$ — градиент скорости воздуха.

Первое слагаемое во втором уравнении системы (5.11) учитывает сопротивление воздуха при поперечном перемещении частицы в трубопроводе. Третье уравнение в системе (5.11) описывает изменение (уменьшение) угловой скорости ω в результате трения о воздух. Величина J здесь — момент инерции частицы. Коэффициент затухания вращения частицы \tilde{A} зависит от вязкости среды, площади поверхности частицы, ее шероховатости. Для решения системы (5.11) задают начальные условия:

$$x |_{t=t_0} = x_0; \quad y |_{t=t_0} = u_0; \quad u |_{t=t_0} = u_0; \quad v |_{t=t_0} = v_0;$$

$$\omega |_{t=t_0} = \omega_0, \quad v_B = v(y).$$

При достижении достаточной горизонтальной и угловой скорости частица под действием силы Магнуса и силы Сафмена отрывается от нижней стенки и летит; при этом угловая скорость ее уменьшается вследствие трения о воздух. Величина градиента скорости также уменьшается с подъемом частицы, в результате чего сила Магнуса и сила Сафмена быстро уменьшаются, и частица падает. При ударе о дно трубопровода линейная и угловая скорости частицы изменяются скачкообразно [44]:

$$u_2 = -kv_1; u_2 = u_1 - \kappa(1+k)|v_1|; \omega_2 = \omega_1 + \frac{2(1+k)|v_1|\kappa}{d}. \quad (5.14)$$

Здесь $k = \frac{|v_2|}{|v_1|}$ — коэффициент изменения вертикальной составляющей скорости при ударе; κ — коэффициент трения скольжения.

Эпюру скорости воздуха задаем по формуле (5.1) при $\alpha = \frac{1}{7}$, $\beta = \frac{2}{7}$ в принятой нами системе координат:

$$v_B = v_{cp} \left(1 - \left|\frac{y-R}{R}\right|\right)^{1/7} e^{2/7 \left(\frac{y-R}{R}\right)}. \quad (5.15)$$

Величина градиента

$$\Gamma = \frac{dv_B}{dy} = \begin{cases} \frac{1}{7R} v_{cp} e^{2/7 \left(\frac{y-R}{R}\right)} \left(1 - \left|\frac{y-R}{R}\right|\right)^{-6/7} \left(1 - 2\left|\frac{y-R}{R}\right|\right) & \text{при } R \leq y \leq 2R \\ \frac{1}{7R} v_{cp} e^{2/7 \left(\frac{y-R}{R}\right)} \left(1 - \left|\frac{y-R}{R}\right|\right) \left(3 - 2\left|\frac{y-R}{R}\right|\right) & \text{при } 0 \leq y \leq R. \end{cases} \quad (5.16)$$

В качестве проверки полученных уравнений на ЭВМ «Электроника-85» были выполнены расчеты по определению величины ΔH_1 при следующих исходных данных пневмотранспортирования формовочных масс литейных цехов: скорость воздуха $v_{cp} = 25$ м/с; концентрация сыпучего $\mu = 3$; плотность воздуха и частиц соответственно $\rho_B = 1,2$ кг/м³ и $\rho_m = 2650$ кг/м³; динамическая вязкость воздуха $\eta_B = 1,8 \cdot 10^{-5}$ Н·с/м²; кинематическая вязкость $\nu = 1,5 \times 10^{-5}$ м²/с; радиус трубы $R_{тр} = 0,025$ м; коэффициент отскока $k = 0,8$; коэффициент трения $\kappa = 0,36$; длина трубы $l_{тр} = 20$ м. Начальные условия

$$x|_{t=0} = 0; y|_{t=0} = 0; u|_{t=0} = 15 \text{ м/с}; v|_{t=0} = 0,5 \text{ м/с}; \omega|_{t=0} = 2625 \text{ 1/с}$$

Так, для частицы $d = 0,0005$ м по формулам (5.14) на стабилизированном участке в результате численного решения уравнений (5.11) с учетом уравнений (5.14), (5.15), (5.16) и соответственно с указанными выше начальными условиями имеем $\Delta\omega = 1296$ 1/с; $\Delta u = -0,324$ м/с; $\Delta v = 0,1$ м/с; $u_{cp} = 22$ м/с.

По формуле (5.8) получим при $d = 0,0005$ м $\Delta H^{(1)} \approx 3 \cdot 10^{-11}$ Н/м². При $\mu = 3$ число частиц, проходящих за 1 с через $S_{сеч}$ трубы, по формуле (5.9) $N = 1,08 \cdot 10^{10}$. Число скачков на участке трубы $l_{тр} = 20$ м по расчету на ЭВМ составило $n = 11$, поэтому потеря давлений по первому фактору составила: $\Delta H_1 = \Delta H^{(1)} N n = 3,53$ Н/м². Аналогично при $d = 0,001$ м имеем $\Delta H_1 = 283$ Н/м², а при $d = 0,005$ м $\Delta H_1 = 3000$ Н/м².

Полученные результаты согласуются с результатами работ [65, 89], полученных в аналогичных условиях.

Потерю давления ΔH_2 определим по формуле Дарси — Вейсбаха:

$$\Delta H_2 = \lambda \frac{\rho_B v_B^2 l}{2D}, \quad (5.17)$$

где λ — коэффициент сопротивления, определяемый по формуле

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re_D^{0,25}}. \quad (5.18)$$

Для подсчета величины ΔH_3 рассмотрим влияние турбулентности потока на движение частиц. Как известно, турбулентное течение газа характеризуется наличием хаотических пульсаций скорости во всех направлениях, интенсивным перемешиванием среды, вызванной турбулентной диффузией газа, наличием турбулентной (вихревой) вязкости.

Масштаб вихрей l пульсационных объемов изменяется от внешнего $l_{внеш} \approx D_{тр}$ до внутреннего вихря $l_{внутр} \approx \left(\frac{\nu^3}{\epsilon}\right)^{1/4}$, где $\epsilon \sim$

$\frac{v_B^3}{D_{тр}}$ — скорость диссипации энергии. Крупные (энергоемкие) вихри отбирают энергию от осредненного движения газа, имеют частоты пульсации $\omega_0 \approx \frac{v_B}{D_{тр}}$. Вихри промежуточного масштаба передают энергию от крупных вихрей к самым мелким, которые рассеивают энергию в теплоту. Частота пульсаций мелких вихрей $\omega = \frac{1}{4} \left(\frac{\epsilon}{\nu}\right)^{1/2}$.

Таким образом, турбулентная среда представляет совокупность постоянно изменяющихся во времени и пространстве вихрей (молей) различных масштабов. Пульсационная скорость среды складывается из большого числа пульсаций вихрей с различными частотами и амплитудами.

Значения падения давления по третьему фактору в зависимости от диаметра частиц материала

$d_{\text{ч}}$, мкм	5	10	20	30	40	50	100	200	500	1000
ΔH_3 , Н/м ²	671	532	292	166	103	66	22	7	3	1,5

С другой стороны,

$$\Delta A = \Delta H_3 S_{\text{сеч}} u_{\text{ср}} \quad (5.27)$$

где $u_{\text{ср}}$ — средняя скорость частицы.

Сравнивая формулы (5.25) и (5.27), получим

$$\Delta H_3 = \frac{3}{2} m \frac{\bar{v}'_p{}^2}{u_{\text{ср}} S_{\text{сеч}}} \quad (5.28)$$

Принимая частоту пульсаций $f = 10u_{\text{в}}$ для N одинаковых частиц с концентрацией μ , получаем потери давления за 1 с

$$\Delta H_3 N = \frac{3}{2} \frac{\bar{v}'_p{}^2 v_{\text{в}} \rho_{\text{в}} f \mu}{u_{\text{ср}}} \quad (5.29)$$

Результаты расчетов по определению потерь давления по третьему фактору для примера, приведенного выше, сведены в табл. 5.1.

Расчет потерь энергии путем разделения полидисперсного материала на отдельные фракции хорошо соответствует физической сущности процесса, дает возможность объяснять сложный, порой противоречивый характер влияния частиц различного размера на характеристики потока.

Так, расчеты показывают, что с увеличением $d_{\text{ч}}$ значительно возрастают затраты энергии по первому фактору ΔH_1 . С уменьшением $d_{\text{ч}}$ резко увеличиваются потери на турбулентные пульсации и рассеяние энергии ΔH_3 . Предложенная схема расчета позволяет по известному гранулометрическому составу материала оценить потери давления для каждой фракции по трем указанным факторам, а затем найти их сумму.

5.4. ЭМПИРИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ ПЫЛЕУБОРОЧНЫХ УСТАНОВОК (ЦПУ)

Из очень большого количества различных способов расчета потерь давления $\Delta H_{2\text{ф}}$ в двухфазных потоках можно выделить следующие два метода, которые нашли наибольшее распространение.

1. Метод, учитывающий падение давления с помощью экспериментального коэффициента k . Согласно этому методу

Частицы материала, двигаясь по определенным траекториям, обусловленным законами аэромеханики и особенностями отскока при ударе о стенку, увлекаются вихрями газа и пульсируют с той же частотой, что и несущая среда. Пульсация частицы отличается от пульсации среды сдвигом фаз и меньшей амплитудой колебаний.

Если принять амплитуду пульсационной скорости газа v' , то пульсационная скорость газа $v^2 = v' \sin \omega t$. Пульсационная скорость частицы по Хинцу равна:

$$v_p = \frac{v'}{\sqrt{1 + \omega^2 \tau^2}} \sin(\omega t - \varphi), \quad (5.19)$$

где φ — угол сдвига движения частицы и среды, равный $\varphi = \arctg \omega \tau$; τ — время релаксации; $\tau = \frac{1}{18} \frac{\rho_{\text{м}}}{\eta} d^2$.

Величина $(1 + \omega^2 \tau^2)^{-1/2} = \theta$ показывает степень увлечения частицы пульсирующей средой и равна отношению амплитуды колебаний частицы и среды:

$$\theta = \frac{v'_p}{v'} = \frac{A_p}{A} \quad (5.20)$$

Величина θ может быть принята по Хинцу:

$$\bar{\theta}^2 = \frac{\bar{v}'_p{}^2}{v'^2} = \frac{1}{1 + \omega_E^2 \tau^2}, \quad (5.21)$$

где \bar{v}'_p , \bar{v}' — средние квадратические значения пульсационной скорости частицы и среды; ω_E — средняя частота энергоемких пульсаций;

$$\omega_E = \frac{u_*}{0,1R}, \quad (5.22)$$

где u_* — динамическая скорость газа;

$$u_* = U_{\text{в}} \sqrt{\lambda/8}. \quad (5.23)$$

Принимая гипотезу об изотропной турбулентности, $u_* = u' \sim v' \sim \omega'$. Кинетическая энергия пульсаций частицы (работа ускорения) на одном полуцикле

$$\Delta A = m \frac{(\bar{v}'_p)^2}{2} = m \frac{(v_p'^2 + u_p'^2 + \omega_p'^2)}{2}. \quad (5.24)$$

Полагая $u'_p \approx v'_p \approx \omega'_p$, получим

$$\Delta A = \frac{3}{2} m (\bar{v}'_p)^2, \quad (5.25)$$

где \bar{v}'_p — среднее квадратическое значение пульсационной скорости частицы, равное

$$\bar{v}'_p = \bar{\theta} v'. \quad (5.26)$$

$$\Delta H_{2\phi} = (1 + k\mu) \lambda_0 \frac{l_0}{D} \frac{\rho v^2}{2} = \Delta H_0 (1 + k\mu). \quad (5.30)$$

2. Метод, основанный на использовании коэффициента сопротивления трения двухфазному потоку $\lambda_{2\phi}$, учитывающего все формы дополнительных затрат энергии на транспортирование материала: трение воздуха и материала о стенки трубы, трение воздуха о частицы материала, взаимное соударение частиц и их вращение и т. д. По этому методу потеря давления в потоке

$$\Delta H_{2\phi} = \lambda_{2\phi} \frac{l}{D} \frac{\rho v^2}{2} = (\lambda_0 + \lambda_T) \frac{l}{D} \frac{\rho v^2}{2}. \quad (5.31)$$

По общепризнанному мнению, основоположником метода является И. Гастерштадт, который предложил определять падение давления потока по величине удельного падения давления

$$\pi_0 = 1 + k\mu \quad (5.32)$$

и сделал вывод, согласно которому величина π_0 находится в линейной зависимости от μ при $v = \text{const}$, а при $\mu = \text{const}$ уменьшается с увеличением v . Гастерштадт полагал, что величина k присуща трубопроводу данной длины и данного диаметра. Последующие исследователи расширили это представление и стали считать коэффициент k как отношение потерь давления в двухфазном потоке к падению давления в потоке чистого воздуха при тех же условиях. Е. Дейч рекомендует для доломитового песка $k = 0,2$ и для горных пород $k = 0,8$.

Г. И. Красилов на основании исследований приводит значения k для песка 1,06, для чугунной стружки 0,85, для латунной стружки 1,0 при вертикальном транспорте и соответственно 1,11; 0,85 и 1,55 — при горизонтальном транспорте. Г. И. Красилов рекомендует для вертикальных и горизонтальных участков трубопроводов одинаковые значения k : для песка $d < 0,3 - 0,6$ мм и молотой глины 0,6; для формовочной смеси с кусками до 25 мм 0,6; для чугунной дробы и стружки 0,8—0,85.

М. П. Калинушкин, исследуя вопросы пневмотранспортирования стружки, опилок, показывает, что

$$\pi_0 = 0,97 + 1,4\mu, \quad (5.33)$$

т. е. для всех указанных материалов $k = 1,4 = \text{const}$.

В. А. Успенский исследовал пневмотранспортирование шлака и пылевидного угля на установке с последовательно соединенными трубопроводами $D = 30,2; 35,25$ и $41,12$ мм. Диаметр частиц материала составлял $d = 0,142$ и $0,82$ мм. Автор отмечает наступление автомодельной ($k = \text{const}$ при $v = \text{varia}$) области, например, для шлака $d = 0,82$ и золы $d = 0,82$ уже при $v = 13 + 15$ м/с. По В. А. Успенскому, k пропорционально D в степени 0,8 и растет также с ростом v_m . Автор, обобщая исследования, предлагает уравнение

$$k = \frac{v_b}{v_m} \frac{l_m}{l_b} \left(\frac{dv_m}{dy} \right)^2 \left(\frac{dy}{dv_b} \right)^2, \quad (5.34)$$

где l_b и l_m — длина пути перемешивания для воздуха и материала; v_b и v_m — скорость воздуха и материала соответственно.

Е. Вогт и Р. Райт [93], обработав собственные эксперименты по пневмотранспортированию стальной дробы $d = 0,8$ мм, песка $d = 0,7$ мм и других материалов $\mu < 10$, рекомендует формулы

$$\pi_0 - 1 = A \left(\frac{D}{d_3} \right)^2 \left(\frac{\rho\mu}{\rho_m \text{Re}} \right)^{k_0}; \quad (5.35)$$

$$k = \frac{\pi_0 - 1}{\mu} = A \left(\frac{D}{d_3} \right)^2 \left(\frac{\rho}{\rho_m \text{Re}} \right)^{k_0} \mu^{k_0 - 1}, \quad (5.36)$$

где A и k_0 — экспериментальные постоянные, зависящие от выражения

$$\sqrt{\frac{(\rho_m - \rho) g d_3^3}{3\rho v^2}}. \quad (5.37)$$

Последнее выражение есть не что иное, как $\sqrt{\frac{A\gamma}{3}}$. В таком случае коэффициент k по [93] можно представить как функцию

$$k = f \left(\frac{D}{d_3}, \frac{\rho}{\rho_m}, \text{Re}, A\gamma, \mu \right), \quad (5.38)$$

которая по зависимости k от D и v согласуется с большинством исследований, но противоречит зависимости $k = f(d)$.

К работам, развивающим первый метод расчета потерь давлений в двухфазном потоке, относятся [88, 93 и др.].

По второму методу общий коэффициент сопротивления двухфазному потоку рассматривается как сумма коэффициентов сопротивления различных механизмов переноса энергии. Этот метод, очевидно, впервые был предложен Зеглером при исследовании пневмотранспортирования пшеницы, ячменя и овса в трубах диаметром 46, 113, 295 и 420 мм при достаточно широком диапазоне скоростей воздуха v и концентраций μ . Автор рассматривает величину $\lambda_{2\phi}$ как сумму коэффициентов трения воздуха о стенки трубы λ_0 , трения воздуха о материал λ_6 , трения материала о стенки λ_b и трения частиц материала одна о другую λ_T . Величинами λ_T и λ_b Зеглер считает возможным пренебречь, а величину λ_6 предлагает определять по формуле

$$\lambda_6 = \frac{4\sigma_m}{\pi D^2 v} \frac{\left(1 - \frac{v_m}{v}\right)^3}{\frac{v_m}{v} v_b}, \quad (5.39)$$

тогда коэффициент $\lambda_{2\phi}$ будет равен

$$\lambda_{2\phi} = \lambda_0 + \lambda_6 = \lambda_0 + \frac{4G_m \left(1 - \frac{v_m}{v}\right)^3}{\pi D^2 v \frac{v_m}{v} v_b}. \quad (5.40)$$

Зависимость (5.38) Зеглер считает возможным использовать и для других материалов.

В своих работах М. Е. Догин, В. П. Лебедев, А. И. Карпов также используют метод суммирования потерь давления. Эти работы в целом посвящены исследованию горизонтального пневмотранспортирования таких материалов, как пшено, пшеница, а также кварцевый песок, шлак.

М. Е. Догин и В. П. Лебедев исследуют зависимость коэффициента сопротивления от размеров частиц d . Авторы делают вывод, что

$$\lambda_{\tau} = Ad^n, \quad (5.41)$$

где A — функция, зависящая от прочих параметров двухфазного потока; n — опытный коэффициент, который при скорости потока $v = 18 \div 40$ м/с, концентрации материала $\mu = 0,2 \div 0,3$ и диаметре трубопровода $D = 84$ и 125 мм, принял значения для четырех материалов $0,05 - 0,11$, а для последних двух $0,1 - 0,3$. При этом авторы отмечают, что величина n также зависит от степени загрузки потока.

М. Е. Догин и В. П. Лебедев приводят достаточно обширные результаты экспериментов по пневмотранспортированию тех же материалов. Эти результаты оформлены в виде графических зависимостей, из которых следует, что значение коэффициента сопротивления трубопровода для потока чистого воздуха при $\lg Re = 4,5 \div 5,3$ соответствует кривой для гладких труб; величина $\lambda_{2\phi}$ уменьшается с уменьшением скорости транспортирования, и уменьшается тем медленнее, чем больше скорость; увеличение загрузки потока приводит к возрастанию $\lambda_{2\phi}$ тем интенсивнее, чем меньше скорость

транспортирования; зависимость $\frac{\lambda_{2\phi}}{\lambda_0} = f(\mu)$ при $Re = \text{const}$ может иметь отклонения от принятого линейного характера, т. е. $k = \text{tg } \alpha = f(Re)$ в общем случае не является монотонно убывающей функцией и находится в сложной зависимости от ряда факторов; повышение крупности частиц вызывает рост $\lambda_{2\phi}$, и тем интенсивней, чем больше загрузка потока и чем меньше его скорость.

Особенно интересными являются работы М. Е. Догина, в которых автор, используя известное выражение Дарси и критериальную функцию

$$\lambda_{2\phi} = f\left(Re, \mu, \frac{\rho_m}{\rho_b}, \frac{d}{D}, \frac{A}{D}, Fr, \frac{v_b}{v}\right), \quad (5.42)$$

где Fr — число Фруда.

На основании обработки как своих экспериментальных данных, так и данных С. Г. Телетова, М. Е. Догин делает следующие выводы относительно пневмотранспортирования зернистых материалов $\gamma_m = 750 \div 1350$ кг/м³:

$$\lambda_{2\phi} - \lambda_0 = f\left(\frac{d}{D}\right)^{0,1}; \lambda_{2\phi} - \lambda_0 = f\left(\frac{\gamma_m}{\gamma_b}\right)^{1,0};$$

$$\lambda_{2\phi} - \lambda_0 = f\left(\frac{1}{v^{0,6}}\right); \lambda_{2\phi} - \lambda_0 = f(D)^{0,8}.$$

Таким образом, М. Е. Догин для расчета $\lambda_{2\phi}$ предлагает формулу

$$\lambda_{2\phi} = \frac{1}{(1,8 \lg Re - 1,5)^2} + A \left(\frac{d}{D}\right)^{0,1} \frac{\mu Re^{0,4}}{Fr^{0,5}} \frac{\gamma_m}{\gamma}, \quad (5.43)$$

где A — экспериментальный коэффициент, зависящий только от диаметра трубопровода.

М. Е. Догин рекомендует применять уравнение (5.43) для следующих граничных условий: $110 \cdot 10^3 \leq Re \leq 321 \cdot 10^3$; $\mu \leq 15$; $178 \leq Fr \leq 1300$; $9 \cdot 10^{-3} \leq \frac{d}{D} \leq 87 \cdot 10^{-3}$; $573 \leq \frac{\gamma_m}{\gamma_b} \leq 1150$.

В работах [54, 55 и др.] приводятся результаты исследований, выполненных при горизонтальном и вертикальном пневмотранспортировании материалов в условиях работы ЦПУ (табл. 5.2).

Пределы параметров потока, определенные целесобразностью конструктивных параметров отдельных элементов централизованных пылеуборочных систем и их эффективностью в целом, а также технологическими возможностями экспериментальных установок, соответствовали следующим диапазонам: скорость воздушного потока $16 \leq v \leq 35$ м/с; диаметры исследуемых трубопроводов $0,049 \leq D \leq 0,105$ мм; плотность воздуха $0,95 \leq \rho_b \leq 1,205$ кг/м³; массовая

Таблица 5.2

Физико-механические свойства материалов

Материал	Плотность, кг/м ³	Объемная масса, кг/м ³	Влажность, %	Угол естественного откоса, град	Коэффициент трения о сталь, °	Средний диаметр частиц, мм	Скорость вращения для среднего диаметра, м/с	Коэффициент формы
Известково-песчаная формовочная масса	2560	1227	6,0	33,4	47	0,20	0,76	0,70
Литейно-формовочная смесь № 1	2640	1300	2,8	34,3	44	0,17	0,68	0,77
Литейно-формовочная смесь № 2	2590	1192	2,9	34,5	46	0,43	1,38	0,73
Песок кварцевый	2660	1539	1,5	32,3	43	0,51	1,61	0,78
Шихта стекольная	2640	1282	3,5	41,6	52	0,23	0,82	0,75
Шихта облицовочной плитки	2533	852	2,8	31,3	31	0,33	0,93	0,73
Шихта метлахской плитки	2580	891	3,1	30,6	42	0,26	0,88	0,73

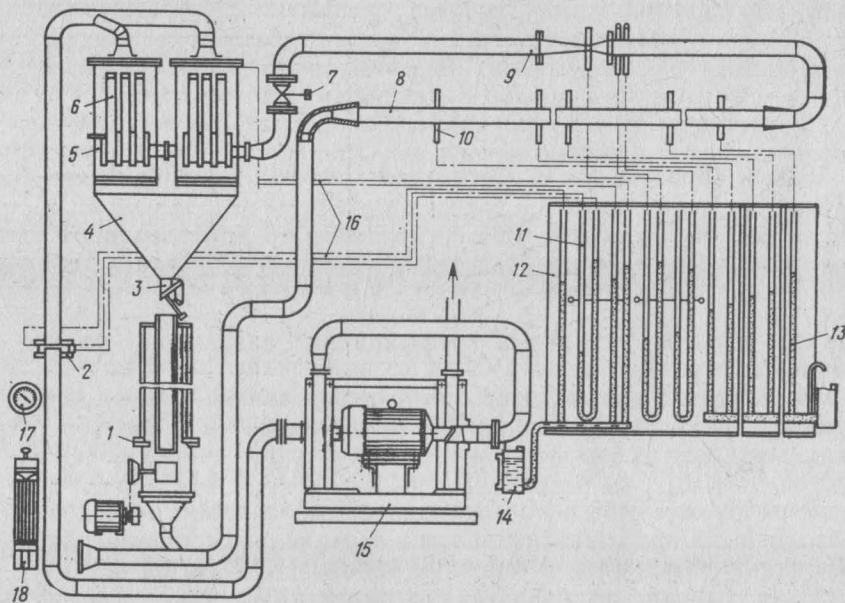


Рис. 5.4. Схема экспериментальной установки исследования гидравлического сопротивления трубопроводов двухфазному потоку:

1 — питатель; 2 — диафрагма; 3 — затвор; 4 — бункер; 5 — центробежный осадитель; 6 — фильтр; 7 — кран регулировки расхода воздуха; 8 — исследуемый трубопровод; 9 — труба Вентури; 10 — пьезометрическое кольцо; 11 — U-образные манометры; 12 — панель манометров; 13, 14 — батарейные манометры; 15 — воздуходувка высокого давления; 16 — соединительные линии манометров; 17 — барометр; 18 — психрометр;

концентрация твердой фазы $0,1 \leq \mu \leq 3,0$ кг/кг; число Рейнольдса (для потока в трубопроводе) $5 \cdot 10^4 \leq Re \leq 16 \cdot 10^4$; число Фруда (для потока в трубопроводе) $400 \leq Fr \leq 2130$.

Эксперименты по исследованию коэффициента сопротивления трения горизонтальному воздушному потоку проводились на специально созданной экспериментальной установке [53, 54], показанной на рис. 5.4. Экспериментальные исследования сопротивления двухфазному потоку в вертикальных трубопроводах проводились на стенде, аналогичном стенду на рис. 5.4 с использованием тех же блоков и узлов. Эксперименты проводились как по многофакторному плану ЦКРП, так и в более широком пределе варьирования переменных факторов.

После аппроксимации критериальной функции коэффициент сопротивления трения двухфазному потоку

$$\lambda_{2\phi} = \Phi \left(Re, \frac{l}{D}, \frac{\rho_M}{\rho_B}, \frac{d}{D}, Fr, \mu \right). \quad (5.44)$$

Для горизонтальных трубопроводов

$$\lambda_{2\phi} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 2,11 \cdot 10^{-6} \frac{\mu^{0,865} Re^{0,414}}{Fr^{0,405}} \left(\frac{d}{D} \right)^{0,315} \left(\frac{\rho_M}{\rho_B} \right)^{1,035}; \quad (5.45)$$

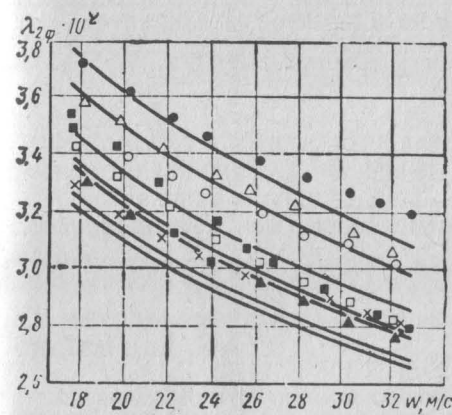


Рис. 5.5. Зависимость коэффициента сопротивления трения двухфазному потоку в горизонтальных трубопроводах от скорости воздуха для трубопровода $D=69$ мм для материалов с указанными в табл. 5.1 значениями $d_{\text{ч}}$

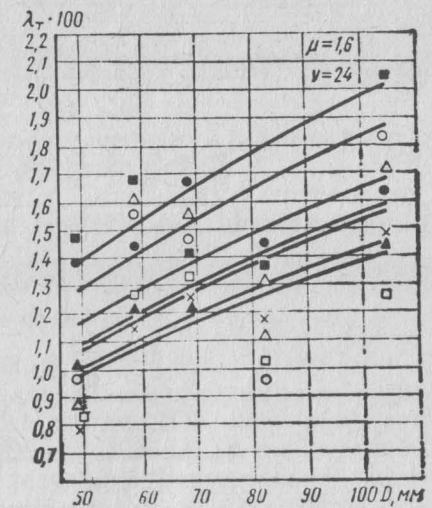


Рис. 5.6. Зависимость величины λ_{τ} от диаметра трубопровода при массовой концентрации $\mu=1,6$ и скорости воздуха 24 м/с

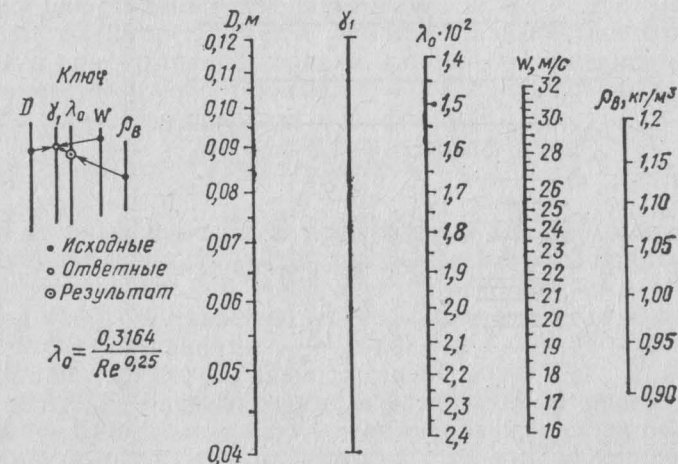


Рис. 5.7. Номограмма для определения коэффициента сопротивления трубопровода для чистого воздуха λ_0

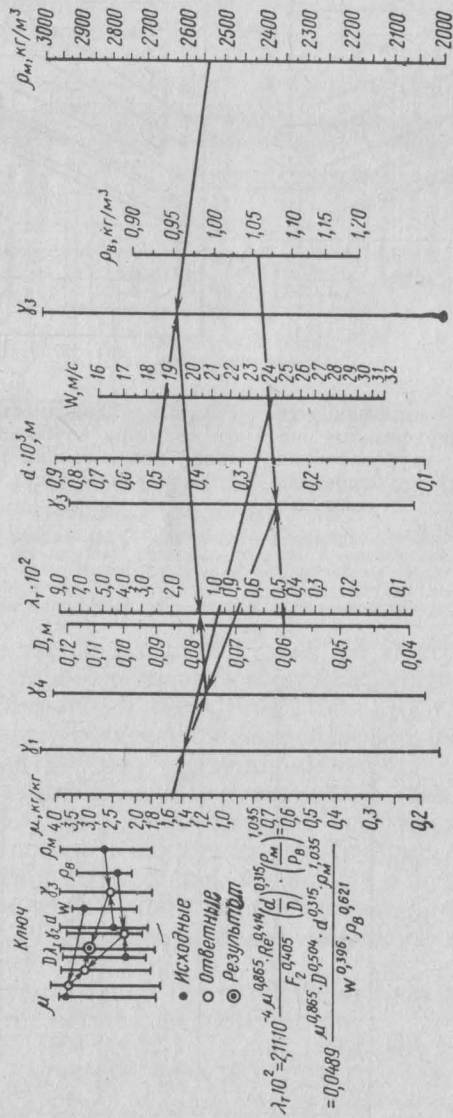


Рис. 5.8. Номограмма для определения дополнительной величины коэффициента сопротивления горизонтального трубопровода

для вертикальных трубопроводов*

$$\lambda_{2\Phi} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 2,11 \cdot 10^{-6} \frac{\mu^{0,931} Re^{0,546}}{Fr^{0,405}} \left(\frac{d}{D}\right)^{0,253} \left(\frac{\rho_M}{\rho_B}\right)^{0,715} \quad (5.46)$$

На рис. 5.5 и 5.6 показана зависимость величины $\lambda_{2\Phi}$ от скорости потока и величины λ_T от диаметра трубопровода.

Определение величин λ_0 и λ_T для горизонтальных трубопроводов упрощается при использовании номограмм, представленных на рис. 5.7 и 5.8.

5.5. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ВАКУУМНЫХ ШЛАНГОВ СИСТЕМ ЦПУ

Определение величины падения давления в вакуумных шлангах имеет большое значение при расчете систем ЦПУ, поскольку, как показал анализ, обследование действующих систем, а также выполненный комплекс специальных исследований, относительная величина падения давления в вакуумных шлангах может составлять даже при небольших значениях массовой концентрации μ около 50—60% общей величины падения давления. При повышенных значениях $\mu > 1 \div 2$ эта величина возрастает еще больше. В соответствии с рекомендациями [67] аэродинамическое сопротивление шланга

$$\Delta H_{2\Phi}^{III} = \frac{\lambda_0}{d} l \frac{\rho v^2}{2} (1 + k\mu), \quad (5.47)$$

где коэффициент трения λ_0 шлангов по ТУ 1072—60 диаметром 50 мм принимается равным 0,054 с учетом возможных изгибов его; коэффициент λ_0 в формуле (5.47) рекомендуется принимать таким же, как и для стальных трубопроводов.

В работе [42] предлагается учитывать как местное сопротивление, так и присутствие материала в потоке обобщающим коэффициентом местного сопротивления $\xi = 12 \div 16$, а падение давления в шланге длиной 10 м определять по формуле

$$\Delta H_{2\Phi}^{III} = \xi \frac{\rho H^2}{2}. \quad (5.48)$$

А. А. Курниковым и Н. В. Терентьевым для формулы (5.48) рекомендуется принимать $\xi = 6,2$ при $l = 9$ м и $\xi = 4,0$ при $l = 6$ м.

В. А. Гальцевым и Т. Н. Моисеенко рекомендуется применение формулы (5.4) без указания значений коэффициента k , а значения λ_0^{III} рекомендуют принимать от 0,053 до 0,058, не оговаривая ни длину шланга, ни концентрацию твердой фазы.

В работе [30] применительно к формуле (5.4) приводится значение $\lambda_0^{III} = 0,022$ (для гладких неармированных шлангов) и $\lambda_0^{III} = 0,088$ (для армированных шлангов с незащищенной спиралью).

* Исследования гидравлического сопротивления вертикальных трубопроводов выполнены инж. Н. В. Сапелиной.

В работе [43] приведены результаты специальных исследований вакуумных шлангов по ТУ 1072—60 для потока чистого воздуха. При скоростях воздуха 15—20 м/с получено значение коэффициента трения для прямых участков шланга $\lambda_{от}^{ш} = 0,027 \div 0,026$ при $v = 15 \div 20$ м/с и $\lambda_{от}^{ш} = 0,026 \div 0,025$ при $v = 20 \div 30$ м/с. Учет изгибов шланга по [43] осуществляется по формуле

$$\sum_{i=1}^i \xi_{ш} A_i = \frac{3\lambda_{от}^{ш}}{d} A_i, \quad (5.49)$$

где i — число звеньев шланга по $l=3$ м; A — величина, зависящая от скорости; $A = 1,8 \div 2,0$.

Результаты исследований вакуумных шлангов в БТИСМ в диапазоне параметров, соответствующих промышленным режимам работы ЦПУ при транспортировании материалов, приведены в табл. 5.1. Эксперименты проводились на стенде, показанном на рис. 5.9. Коэффициент сопротивления трения потоку чистого воздуха по длине прямого шланга в диапазоне скоростей от 15 до 45 м/с ($4 \cdot 10^4 \leq Re \leq 120 \cdot 10^4$) равен $\lambda_{от}^{ш} = 0,0275$.

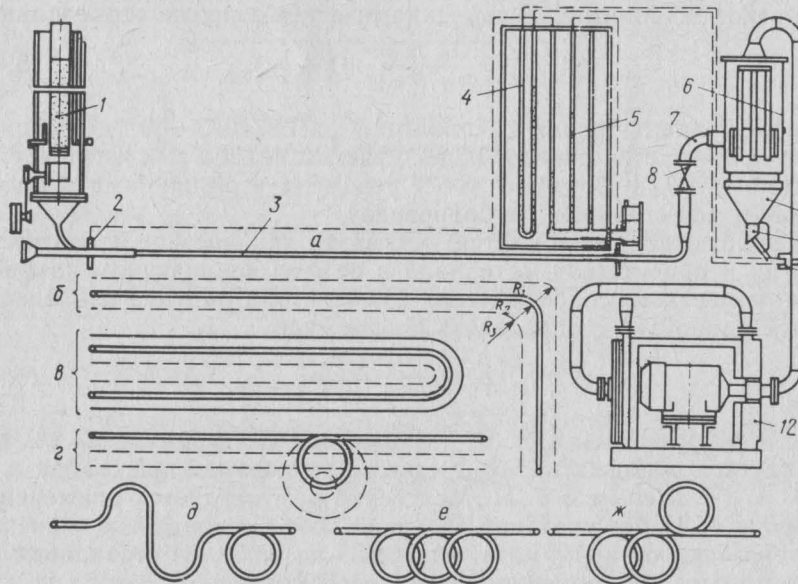


Рис. 5.9. Схема экспериментальной установки для определения сопротивления вакуумных шлангов двухфазному потоку:

1 — питатель; 2 — пьезометрическое кольцо; 3 — исследуемый шланг; 4 — U-образный манометр; 5 — батарейный манометр; 6 — фильтр; 7 — циклон; 8 — кран регулирования расхода воздуха; 9 — бункер; 10 — затвор; 11 — диафрагма; 12 — воздуходувка; а — $\delta=0$; б — $\delta=1,57$; в — $\delta=3,14$; г — $\delta=6,28$; д — $\delta=15,7$; е — $\delta=18,84$; ж — $\delta=18,84$ рад; $R_1=0,2$ м; $R_2=0,4$ м; $R_3=0,6$ м

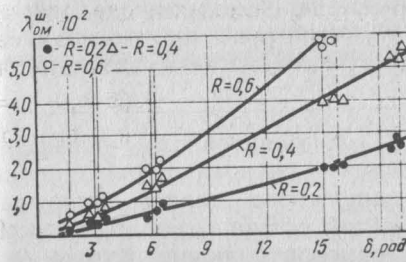


Рис. 5.10. Зависимость приведенного коэффициента сопротивления трения изогнутых участков вакуумного шланга $\lambda_{ом}^{ш}$ потоку чистого воздуха от суммарного угла изгиба δ

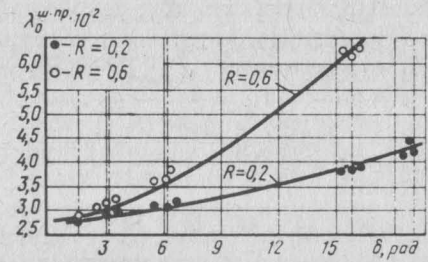


Рис. 5.11. Зависимость приведенного коэффициента сопротивления вакуумного шланга $\lambda_0^{ш.п.р}$ от суммарного угла изгиба δ

Коэффициент сопротивления трения изогнутых участков шланга потоку чистого воздуха оказался $\lambda_{ом}^{ш} = 0,33$, а зависимость величины $\lambda_{ом}^{ш}$ от суммарного угла изгиба шланга δ и радиуса этих изгибов R показана на рис. 5.10.

Таким образом, приведенный коэффициент сопротивления трения изогнутых участков шланга потоку чистого воздуха

$$\lambda_{ом}^{ш} = 0,03 \frac{R\delta^{1,25}}{l}. \quad (5.50)$$

Зависимость приведенного коэффициента сопротивления трения вакуумных шлангов потоку чистого воздуха, определяемого по формуле

$$\lambda_0^{ш.п.р} = 0,0275 \frac{l - R\delta}{l} + 0,03 \frac{R\delta^{1,25}}{l}, \quad (5.51)$$

от угла изгиба δ представлена на рис. 5.11.

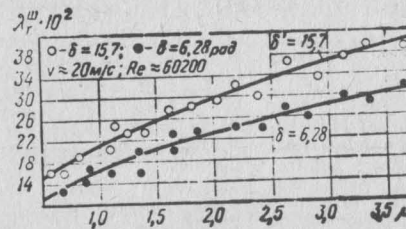


Рис. 5.12. Зависимость дополнительной величины коэффициента сопротивления трения $\lambda_{т}^{ш}$ от массовой концентрации μ

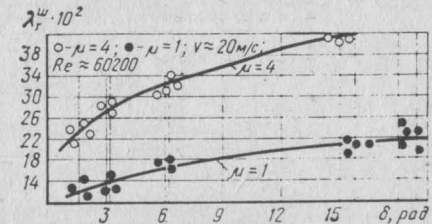


Рис. 5.13. Зависимость дополнительной величины коэффициента сопротивления трения $\lambda_{т}^{ш}$ от угла изгиба δ

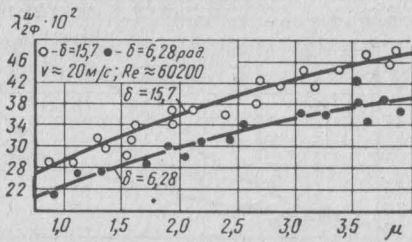


Рис. 5.14. Зависимость коэффициента сопротивления трения вакуумного шланга двухфазному потоку от угла изгиба δ

Дополнительный коэффициент сопротивления трения вакуумного шланга, учитывающий наличие твердой фазы в транспортирующем потоке,

$$\lambda_{\tau}^{ш} = 4,2 \frac{\mu^{0,5} (1 + \delta)^{0,3}}{Re^{0,35}} \quad (5.52)$$

Зависимость экспериментальных значений $\lambda_{\tau}^{ш}$ и значений, рассчитанных по формуле (5.52), от массовой концентрации μ и угла изгиба δ шланга показана на рис. 5.12 и 5.13.

Коэффициент сопротивления трения вакуумного шланга длиной l двухфазному потоку определяется как сумма величин:

$$\lambda_{2\phi}^{ш} = 0,0275 \frac{l - R\delta}{l} + 0,3 \frac{R + \delta^{1,25}}{l} + 4,2 \frac{\mu^{0,5} (1 + \delta)^{0,3}}{Re^{0,35}} \quad (5.53)$$

Зависимость коэффициента $\lambda_{2\phi}^{ш}$ от величины суммарного угла изгиба показана на рис. 5.14.

5.6. ПЕРЕДВИЖНЫЕ ПЫЛЕУБОРОЧНЫЕ УСТАНОВКИ

Передвижные промышленные пылеуборочные установки по принципу действия не отличаются от работы бытового пылесоса, но имеют большую мощность. Их целесообразно применять в производственных цехах с незначительными пылевыделениями. В неко-

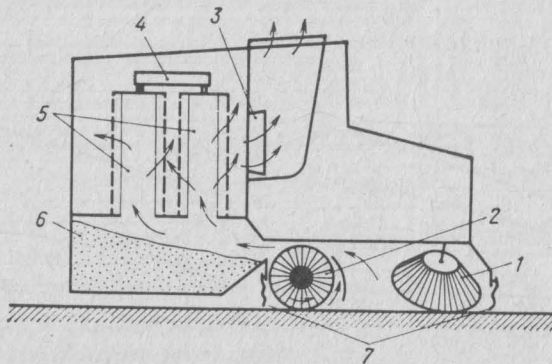


Рис. 5.15. Передвижная промышленная пылеуборочная установка: 1 — дисковая щетка; 2 — цилиндрическая щетка; 3 — вентилятор; 4 — вибратор; 5 — фильтрующие элементы; 6 — бункер

торых случаях они могут использоваться и при наличии системы ЦПУ — на участках, к которым по каким-либо причинам невозможно подвести стационарные трубопроводы.

На рис. 5.15 представлена схема промышленной передвижной пылеуборочной установки, которая состоит из дисковой щетки, цилиндрической щетки, вентилятора, фильтрующих элементов с вибратором, бункера-накопителя, фартуков. Крупный мусор подхватывается валом-щеткой и сбрасывается в контейнер, а мелкие частицы задерживаются на фильтрующих элементах и периодически сбрасываются в бункер при помощи вибратора.

Техническая характеристика машин R-950D и R-1250D итальянской фирмы «Мотоскоп» (Motoscope) следующая:

	R=950D	R=1250D
Производительность, м ² /ч	12 000	18 000
Ширина захвата, мм	950	1250
Скорость передвижения, максимальная, км/ч	12	18
Число фильтрующих каркасных элементов, шт/м ²	8	18

Принципиальными недостатками таких пылеуборочных передвижных установок являются: загрязнение воздуха цеха тонкодисперсными фракциями пыли, неуловленной блоком очистки; необходимость проведения частых трудоемких операций по выгрузке пыли из бункера, также сопровождающихся интенсивным пылеобразованием; ограниченная маневренность установки в стесненных условиях, при уборке площадок, лестниц и т. д.

Указанные недостатки ограничивают область применения передвижных пылеуборочных установок.

Глава 6

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦЕНТРАЛИЗОВАННЫХ ПЫЛЕУБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

6.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМ ЦПУ

Приведенная ниже методика расчета и проектирования ЦПУ, разработанная на основе большого количества экспериментальных данных, полученных в лабораторных и промышленных условиях, является дополнением к «Рекомендациям по проектированию центральных пылесосных установок в помещениях промышленных предприятий» ГПИ «Сантехпроект».

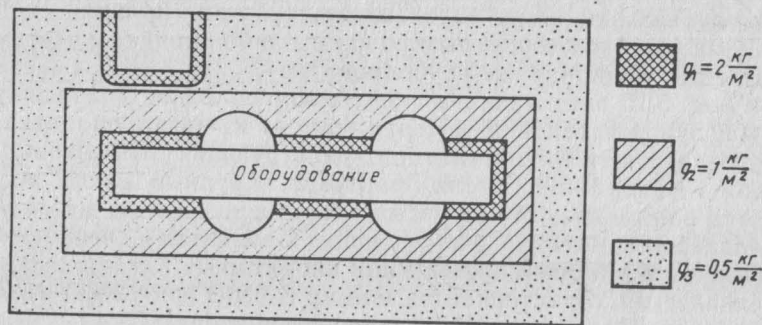


Рис. 6.1. Исходные данные о распределении просыпи и пыли

Методика может быть использована для уборки пыли и просыпи со следующими физико-механическими свойствами: плотность материала 2200—2800 кг/м³; насыпная масса 800—1400 кг/м³; влажность < 8%; угол естественного откоса 25—45°; средневзвешенный диаметр частиц (0,15—0,70) 10⁻³ м при максимальном размере отдельных зерен до 3 · 10⁻³ м.

В настоящем разделе приведены основные положения данной методики.

Проектирование систем ЦПУ включает технологический и аэродинамический расчет системы. Исходными данными для технологического расчета являются: распределение пыли и просыпи по площади цеха (удельное количество) q_i (кг/м²); эти данные удобно представлять в виде плана убираемой площади с указанием q_i на соответствующих площадях F_i (рис. 6.1); режим уборки (бригадой уборщиков, рабочими в течение смены — смешанный); время уборки t_i (с); площадь F_i (м²); физико-механические свойства просыпи и пыли — по данным ситового анализа; влажность материала (%).

Исходные данные для гидравлического расчета систем ЦПУ должны представляться заказчиком и согласовываться с проектной организацией.

Удельное количество пыли и просыпи к моменту начала уборки находим по формуле

$$q_i = \dot{q}_i T_i, \quad (6.1)$$

где T_i — периодичность уборки, ч; \dot{q}_i — скорость формирования слоя пыли, кг/(м² · ч).

Производительность уборки $\Pi_{пj}$ (м²/ч) находим по формуле

$$\Pi_{пj} = 3600 F_j / t_j, \quad (6.2)$$

где F_j — площадь, убираемая j -м насадком, м²; t_j — время уборки j -м насадком, с.

По значениям производительности уборки $\Pi_{пj}$ и среднего удельного количества просыпи и пыли \bar{q}_j из графиков (рис. 6.2, 6.3) на-

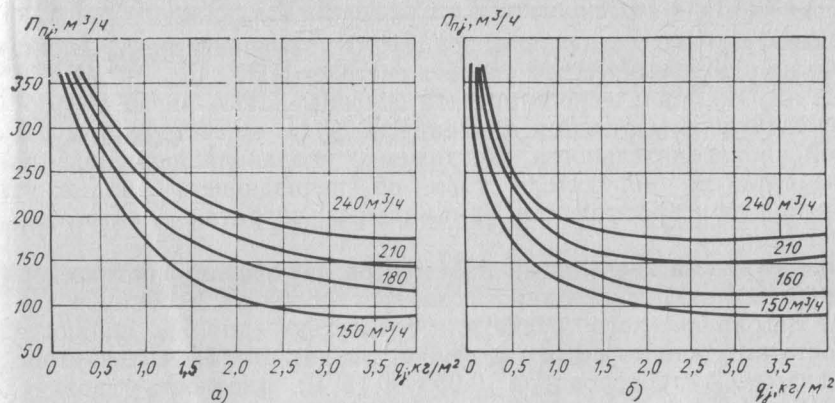


Рис. 6.2. Зависимость производительности насадка с перфорированной полкой (а) и с задней стенкой (б) от удельного количества просыпи и расхода воздуха

ходим средний расход воздуха Q_j через j -й насадок. Затем определяем параметр $\bar{\mu}_j$ — отношение массового расхода материала через j -й насадок к массовому расходу воздуха:

$$\bar{\mu}_j = \frac{\bar{q}_j \Pi_{пj}}{\rho_n Q_j}. \quad (6.3)$$

Максимальное удельное количество пыли и просыпи, подлежащее уборке j -м насадком, определяем по формуле

$$\bar{q}_j = \max q_i. \quad (6.4)$$

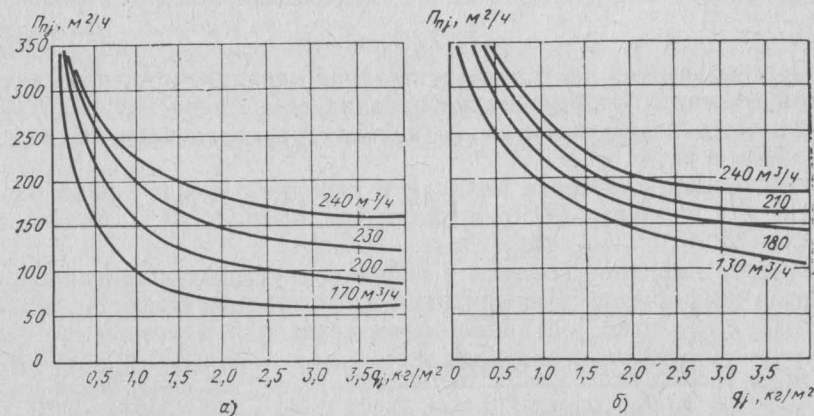


Рис. 6.3. Зависимость производительности насадка от удельного количества просыпи и расхода воздуха:

а — с передней щелью; б — с задней направляющей пластиной

В результате технологического расчета для каждого насадка получаем параметр $\bar{\mu}_j$, расход воздуха \bar{Q}_j , величины \bar{q}_j , \bar{q}_j , необходимые для гидравлического расчета системы ЦПУ.

Целью гидравлического расчета системы ЦПУ является определение величины падения давления воздуха в системе при расчетной производительности. Достижение указанной цели позволяет выбрать тип побудителя тяги, обеспечивающего надежную уборку пыли и просыпи при минимальных затратах электроэнергии.

Предельными значениями параметров двухфазного потока, при которых настоящая методика позволяет получить расчетные значения гидравлического расчета с точностью до 15%, являются: скорость воздушного потока в трубопроводах 16—32 м/с; внутренний диаметр трубопроводов 0,050—0,15 м; плотность воздуха 0,9—1,2 кг/м³; массовая концентрация материала до 5 кг/кг; число Рейнольдса (для потоков в трубопроводах) (40—160) 10³; число Фруда (для потоков в трубопроводах) 400—2200.

Расчет гидравлического сопротивления системы ЦПУ включает трассировку по ветвям системы. Падение давления воздуха в насадке (включая ручку-державку)

$$\Delta H_n = \xi_n (1 + k \mu_n) \rho_v v_n^2 / 2, \quad (6.5)$$

где ξ_n — коэффициент сопротивления насадка в рабочем положении с учетом экранирующего действия убираемой поверхности; k — коэффициент, учитывающий дополнительные потери давления воздуха при транспортировании просыпи и пыли; μ_n — отношение массового расхода просыпи и пыли к массовому расходу воздуха через насадок; ρ_v — плотность воздуха, кг/м³; v_n — скорость движения воздуха в ручке-державке насадка, м/с, определяемая по формуле

$$v_n = 1,273 Q_n / d_p^2, \quad (6.6)$$

где Q_n — объемный расход воздуха через насадок, м³/с; d_p — внутренний диаметр ручки-державки насадка, м.

Данные о коэффициентах ξ_n и k для разных типов насадков приведены в табл. 6.1 и 6.2.

Изменением плотности воздуха в насадке можно пренебречь, так как эта величина не превышает, как правило, 1% плотности воздуха.

Падение давления воздуха в гибких вакуумных шлангах определяется по формуле, учитывающей изгиб шланга и потери давления воздуха на транспортирование материала:

$$\Delta H_{ш} = \left[\left(\frac{R \delta^{1,25} 0,03}{l_{ш}} + \frac{0,0275 (l_{ш} - R \delta)}{l_{ш}} \right) + 4,2 \frac{\mu^{0,5} (1 + \delta)^{0,3}}{Re_{ш}^{0,35}} \right] \times \frac{\rho_v v_{ш}^2}{2} \frac{l_{ш}}{d_{ш}}, \quad (6.7)$$

Таблица 6.1

Коэффициент местных сопротивлений насадков ξ_n

Тип пылеуборочного насадка	Коэффициент местного сопротивления
С перфорированной полкой	2,2
С задней щелью	3,0
С передней щелью	2,9
С задней направляющей пластиной	1,1
Насадок-сопло	1,6
Для трубопроводов	1,6
Со ступенчатой полкой ЦНИИ МПС	4,2
С передней и задней полкой (двухполочный)	3,5

Таблица 6.2

Коэффициент k , учитывающий двухфазность потока

Тип насадка	Коэффициент k
С перфорированной полкой	0,7
С задней щелью	0,6
С передней щелью	0,5
С задней направляющей пластиной	0,7
Со ступенчатой полкой ЦНИИ МПС	0,6
С передней и задней полкой (двухполочный)	0,5

где R — средний радиус изгибов шланга, м; δ — суммарный угол изгиба шланга, рад; $l_{ш}$ — длина шланга, м; $d_{ш}$ — внутренний диаметр шланга; μ — отношение массового расхода просыпи и пыли к массовому расходу воздуха через шланг; $Re_{ш}$ — число Рейнольдса, определяемое по формуле

$$Re_{ш} = \frac{d_{ш} v_{ш} \rho_v}{\eta}, \quad (6.8)$$

где $d_{ш}$ — внутренний диаметр шланга, м; $v_{ш}$ — скорость движения воздуха в шланге, м/с; ρ_v — действительная плотность воздуха, кг/м³; η — динамический коэффициент вязкости воздуха, Па·с.

Скорость движения воздуха в шланге $v_{ш}$ рассчитывается по формуле

$$v_{ш} = 1,273 Q_{ш} / d_{ш}^2, \quad (6.9)$$

где $Q_{ш}$ — объемный расход воздуха через шланг, м³/с.

Плотность воздуха ρ_{vi} (кг/м³) перед расчетным i -м участком трубопровода

$$\rho_{vi} = \rho_v \left(101300 - \sum_{j=1}^{i-1} \Delta H_n \right) / 101300, \quad (6.10)$$

где $\rho_v = 1,29$ кг/м³ — плотность воздуха при нормальных условиях: барометрическом давлении $P_0 = 101300$ Па (760 мм рт. ст.) и температуре воздуха 0°C; ΔH_n — гидравлическое сопротивление насадка и державки, Па.

Длину шланга не рекомендуется применять более 4 м, так как сопротивление вакуумных шлангов, особенно при массовых концентрациях $\mu > 1$, достигает больших значений, что снижает эффективность системы ЦПУ в целом.

Скорость воздушного потока v_i (м/с) в расчетном i -м участке трубопровода с учетом уменьшения плотности воздуха в предшествующих элементах системы

$$v_i = 1,273 G_{vi} / (\rho_{vi} D_i)^2, \quad (6.11)$$

где G_{vi} — массовый расход воздуха через i -й участок трубопровода, кг/с; D_i — внутренний диаметр i -го участка трубопровода, м.

Число Рейнольдса Re_i для потока воздуха в i -м участке трубопровода

$$Re_i = \rho_{vi} v_i D_i / \eta, \quad (6.12)$$

где η — динамический коэффициент вязкости воздуха (при температуре воздуха 20°C $\eta \approx 18,1 \cdot 10^{-6}$ Па·с).

Коэффициент сопротивления чистому воздуху λ_{0i} определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda_{0i} = \frac{0,3184}{Re^{0,25}}. \quad (6.13)$$

Дополнительный коэффициент сопротивления $\lambda_{тиг}$, обусловленный присутствием материала в потоке воздуха на горизонтальном i -м участке трубопровода,

$$\lambda_{тиг} = 0,0489 \frac{\mu_i^{0,865} D_i^{0,504} \rho_M^{1,035} d_{ч}^{0,315}}{v_i^{0,395} \rho_{vi}^{0,501}} 10^{-2}, \quad (6.14)$$

где ρ_M — плотность материала, кг/м³; $d_{ч}$ — средневзвешенный диаметр частиц транспортируемого материала, определяемый по формуле

$$d_{ч} = 0,01 \sum_{j=1}^n d_j m_j, \quad (6.15)$$

где n — число фракций; d_j — средний диаметр частиц j -й фракции (м), определяемый как среднее арифметическое размеров ячеек двух соседних сит; m_j — массовая доля частиц в j -й фракции, %.

Величина падения давления воздуха $\Delta H_{иг}$ (Па) на i -м расчетном горизонтальном участке трубопровода

$$\Delta H_{иг} = (\lambda_{0i} + \lambda_{тиг}) \frac{l_i}{D_i} \frac{\rho_{vi} v_i^2}{2}, \quad (6.16)$$

где l_i — длина i -го горизонтального участка трубопровода, м.

Дополнительный коэффициент сопротивления $\lambda_{ткв}$, обусловленный присутствием материала в потоке воздуха на вертикальном k -м участке трубопровода,

$$\lambda_{ткв} = 2,11 \cdot 10^{-6} \frac{\mu_k^{0,531} Re^{0,545}}{Fr_k^{0,405}} \left(\frac{d}{D_k} \right)^{0,253} \left(\frac{\rho_M}{\rho_{vk}} \right)^{0,75}, \quad (6.17)$$

где Re — число Рейнольдса; Fr_k — число Фруда, вычисляемое по формуле

$$Fr_k = \frac{v_k^2}{g D_k}. \quad (6.18)$$

Величина падения давления воздуха $\Delta H_{кв}$ (Па) на расчетном вертикальном k -м участке трубопровода

$$\Delta H_{кв} = (\lambda_{0к} + \lambda_{ткв}) \frac{l_k}{D_k} \frac{\rho_{vk} v_k^2}{2} + \mu_k g l_k \rho_{vk}, \quad (6.19)$$

где $\lambda_{0к}$ — коэффициент сопротивления чистому воздуху, рассчитываемый аналогично формуле (6.13); g — ускорение свободного падения, м/с²; l_k — длина вертикального k -го участка трубопровода, м.

Падение давления в местных сопротивлениях (отводах, тройниках) $\sum H_{мс}^{2ф}$, как показали исследования, не превышает 7% суммарного падения давления в вакуумном шланге и прямых участках стационарной сети трубопроводов:

$$\sum \Delta H_{мс} = 0,07 (\Delta H_{ш} + \sum \Delta H_{иг} + \sum \Delta H_{пв}). \quad (6.20)$$

Общее сопротивление расчетной ветви $\Delta H_{пв}$ составит

$$\Delta H_{пв} = \Delta H_{п} + \Delta H_{ш} + \sum \Delta H_{иг} + \sum \Delta H_{кв} + \sum \Delta H_{мс}. \quad (6.21)$$

Отличие суммарного падения давления по отдельным ветвям системы ЦПУ не должно превышать 10% сопротивления максимально нагруженной ветви.

6.2. КОНСТРУКЦИИ НАСАДКОВ И ИХ ПОДБОР

Рукоятка предназначена для приближения насадка к очищаемой поверхности и соединяет его со шлангом. Конфигурация ру-

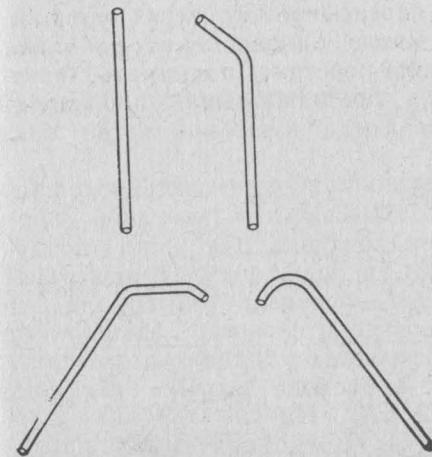


Рис. 6.4. Рукоятки для присоединения насадков

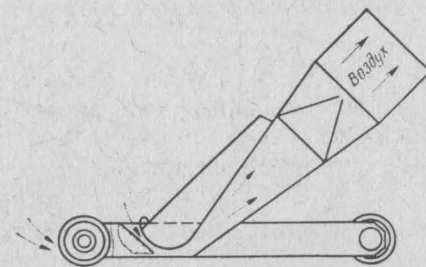


Рис. 6.5. Насадок с передней щелью

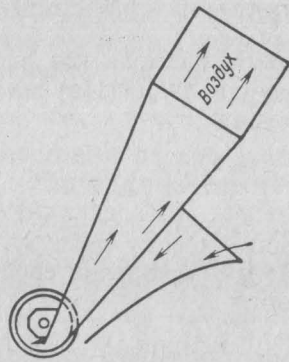


Рис. 6.6. Насадок с задней направляющей пластиной

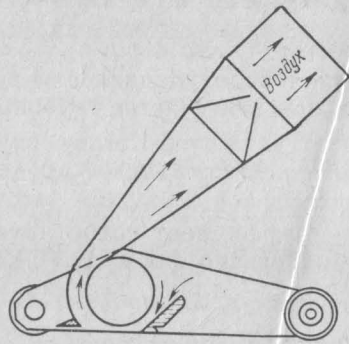


Рис. 6.7. Насадок с задней щелью

коятки, ее диаметр и длина должны выбираться с учетом применяемого типа насадка, максимального расстояния до убираемой поверхности, ее формы, а также диаметра гибкого шланга. Материал рукоятки должен быть легким, обеспечивать необходимую жесткость и не допускать изгиба более 0,01 м по всей длине рукоятки (рис. 6.4).

Насадки должны быть экономичными (при прочих равных условиях полностью удалять пыль с обрабатываемой поверхности при наименьших гидравлических потерях и расходе воздуха). Выпускаемые промышленностью для бытовых пылесосов насадки малоэффективны, а насадки для промышленных систем ЦПУ серийно не выпускаются.

Оптимальный расход воздуха, просасываемого через один насадок, составляет 180—270 м³/ч. Число одновременно работающих насадков в одной пылеборочной системе принимать более четырех—пяти нецелесообразно, так как наибольшая производительность достигается в том случае, когда к каждой ветви подключен один насадок.

Аэродинамические испытания позволили установить, что производительность насадков пропорциональна скорости воздуха, проходящего над поверхностью сыпучего материала, и производительность зависит от количества убираемого материала и расхода воздуха (см. рис. 6.2, 6.3). На рис. 6.5—6.8 даны схемы рекомендуемых насадков для условий литейных цехов.

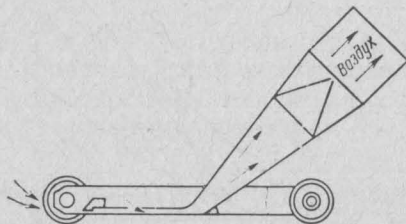


Рис. 6.8. Насадок с перфорированной полкой

6.3. ПОБУДИТЕЛИ ТЯГИ, ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В качестве побудителей тяги могут применяться водокольцевые вакуум-насосы типа ВВН, турбинные воздуходувки, двухступенчатые вентиляторные установки сверхвысокого давления и эжекторы.

Производительность по воздуху побудителя тяги с учетом вышеизложенного не должна превышать 1500 м³/ч. Ввиду значительного сопротивления подводящих шлангов, а также возрастания потерь давления в стационарных трубопроводах при повышенной концентрации сыпучего материала разрежение перед побудителем тяги может достигать 40 кПа.

Оптимальная производительность наиболее распространенных трубовоздуходувок значительно превышает потребляемую (рис. 6.9), что вызывает повышенный расход электроэнергии.

Водокольцевые насосы требуют для работы значительно меньшего количества энергии, но обладают рядом недостатков: при увеличении разрежения происходит резкое уменьшение их производительности; низкий КПД; значительный расход воды (2000—5000 л/ч).

Двухступенчатые воздуходувки 2ЭЦВК 7-10 № 8 конструкции ЦНИИ МПС наиболее подходят для работы в системах ЦПУ, так как они имеют характеристику, достаточную для надежной работы системы ЦПУ с протяженностью ветвей до 50 м и при длине вакуумных шлангов до 3—4 м.

Машинное отделение следует размещать в отапливаемом помещении со звукоизоляцией. В табл. 6.3 дана техническая, а на рис. 6.9 аэродинамическая характеристика побудителей тяги систем

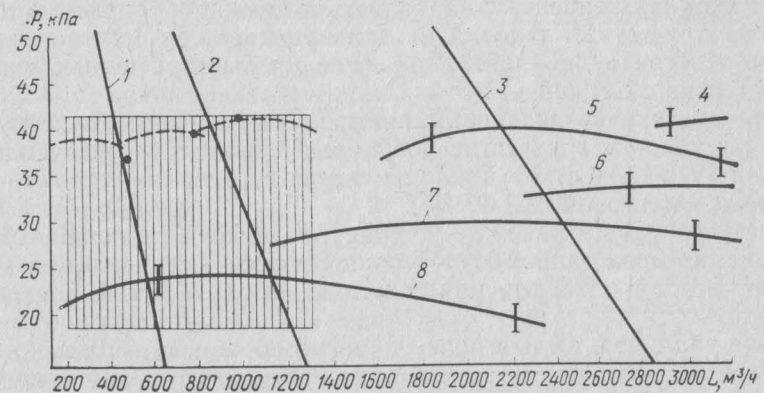


Рис. 6.9. Рабочие характеристики побудителей тяги во всасывающем режиме (вертикальной линией обозначена граница эффективной работы системы ЦПУ); заштрихована область работы системы ЦПУ):

1 — ВВН-12; 2 — ВВН-25; 3 — ВВН-50; 4 — ТВ-60-1.6; 5 — ТВ-50-1.6; 6 — ТВ-80-1.4; 7 — ТВ-42-1.4; 8 — 2 ЭЦВК 7-10 № 8

Побудитель тяги	Тип, марка	Производительность Q, м³/с		Разрежение при Q _{max} , кПа	Установочная мощность, кВт
		Q _{min}	Q _{max}		
Воздуходувка	ТВ-42-1,4	0,333	0,833	27,5	55
»	ТВ-50-1,6	0,444	0,889	35,0	100
»	ТВ-80-1,4	0,666	1,388	27,0	100
»	ТВ-80-1,6	0,833	1,666	33,0	160
»	2ЭЦВК 7—10 № 8	0,111	0,666	20,0	30
Вакуум-насос	ВВН-12	0	0,125	40,0	22
»	ВВН-25	0	0,239	40,0	38
»	ВВН-50	0	0,528	40,0	100

ЦПУ, причем оценка КПД в табл. 6.3 производилась по формуле

$$\eta = \frac{N_{пол}}{N_{затр}} = \frac{\frac{P_n}{RT_n} V_n \frac{P_k - P_n}{\rho_{ср}}}{N_{затр}}, \quad (6.22)$$

P_n и P_k — начальное и конечное давление, Па; V_n — секундный объемный расход при всасывании, м³/с; $\rho_{ср}$ — средняя плотность воздуха, кг/м³.

6.4. АППАРАТЫ ОЧИСТКИ ПЫЛИ СИСТЕМ ЦПУ

Способ очистки воздуха в системах ЦПУ выбирают в зависимости от входной концентрации, свойств и ценности убираемой пыли, а также от местных условий на предприятиях; он должен обеспечивать остаточные концентрации пыли на выбросе в атмосферу в соответствии с СН 245—71.

Для очистки воздуха применяют двухступенчатую очистку:

при установке в качестве побудителей тяги трубовоздуховодов (первая ступень — сухие циклоны типа ЦН, вторая — герметичные рукавные фильтры ФВС, ФРВ);

при установке в качестве побудителя тяги водокольцевых вакуумных насосов типа ВВН (первая ступень — сухие циклоны типа ЦН, вторая — мокрые циклоны или пылеуловители с водяной пленкой).

Если убранный пыль и просыпь целесообразно вернуть в технологический процесс, это необходимо предусмотреть при компоновке системы ЦПУ, например, разместив пылеуловитель над ленточным транспортером.

В настоящее время отечественной промышленностью не выпускается пылеулавливающее оборудование, отвечающее требованиям, предъявляемым к нему условиями работы в системах ЦПУ.

Приведенный КПД при Q _{max}	Расход воды, 10 ⁻⁶ , м³/с	Габаритные размеры установки, м			Масса установки с электродвигателем, кг
		Длина	Ширина	Высота	
0,492	583	2565	1550	1580	4120
0,384	583	2630	1550	1580	4936
0,442	583	2580	1550	1580	4200
0,419	583	2580	2550	1480	5241
0,503	—	2250	975	2150	710
0,289	500	—	—	—	1012
0,320	833	—	—	—	2580
0,269	1667	3400	2225	1530	4760

Рекомендуемое к применению в качестве второй ступени очистки пылеулавливающее оборудование не лишено недостатков: рукавные фильтры имеют завышенную производительность по сравнению с необходимой для системы ЦПУ; подсосы воздуха в рукавных фильтрах (15—20% и более) отрицательно сказываются на эффективности систем ЦПУ; размещение рукавных фильтров вызывает затруднения из-за больших их габаритов; применение пылеулавливающего оборудования мокрой очистки связано с большими расходами воды, что требует наличия системы удаления шлама; возврат шлама в технологический процесс предполагает его предварительную переработку.

В отраслевой лаборатории вентиляции БТИСМ разработан типоразмерный ряд специализированного пылеулавливающего оборудования (блока очистки воздуха) производительностью 300, 800, 1500 м³/ч для одновременной работы одним, двумя, пятью пылеуловительными насадками соответственно.

Блок очистки воздуха (рис. 6.10) представляет собой двухступенчатый аппарат, обе ступени которого объединены в единую конструкцию, но имеют отдельные пылесборные бункеры. В качестве первой ступени очистки использованы циклоны, в качестве второй — рукавный цельносварной фильтр.

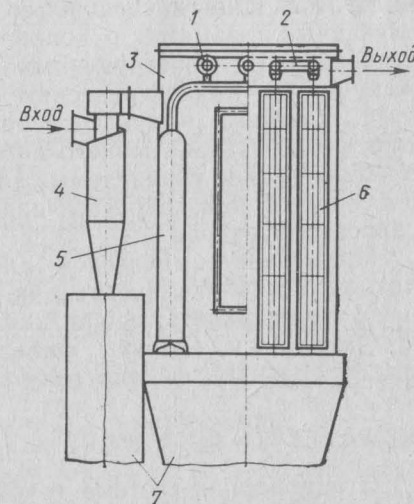


Рис. 6.10. Схема аппарата очистки воздуха систем ЦПУ

Техническая характеристика блока очистки воздуха ЦПУ

Параметр	Типоразмер блока очистки воздуха		
	I	II	III
Номинальная производительность по воздуху, м ³ /ч	300	800	1500
Рабочее разрежение, кПа	40	40	40
Диаметр циклонов, мм	125	207	231
Поверхность фильтрации, м ²	4,55	8,45	12,35
Число фильтрующих рукавов Ø 135 мм	7	13	19
Длина рукавов, м	1,5	1,5	1,5
Число пневматических клапанов	1	2	3
Соппротивление блока, кПа	2500	2500	2500
Общий коэффициент очистки, %	99,9	99,9	99,9
Габаритные размеры, мм:			
длина	830	1340	1400
ширина	600	1100	1200
высота	3000	3100	3200

Блок очистки воздуха состоит из следующих основных частей: блока из двух параллельных циклонов 4 типа ЦН-15 с объединенными входными патрубками и увеличенными диаметрами пылевыпускных отверстий для предотвращения забивания циклонов при высокой входной концентрации пыли и при попадании в систему случайных предметов; рукавного фильтра 6 с внешней фильтрацией с каркасными фильтрующими элементами (рукавами), расположенными по концентрическим окружностям внутри круглого корпуса 3; системы импульсной регенерации фильтрующих элементов сжатым воздухом высокого давления, в которую входят ресивер 5, пневматические управляемые клапаны 1 и раздаточные коллекторы 2 с соплами, находящимися над фильтрующими элементами; пылесборных бункеров 7.

Применение импульсной системы регенерации позволило создать герметичную конструкцию блока очистки воздуха, увеличить нагрузку на фильтрующую ткань до 2,5 м³/(м²·мин), а следовательно, уменьшить габариты фильтров. Техническая характеристика пылеулавливающего аппарата приведена в табл. 6.4.

6.5. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ЦПУ

Стационарная система трубопроводов состоит из магистральных трубопроводов, фасонных частей (тройников, отводов) устройств для очистки трубопроводов, штуцеров для подключения шлангов. Магистральные трубопроводы выполняют из водогазопроводных бесшовных цельнотянутых электросварных труб.

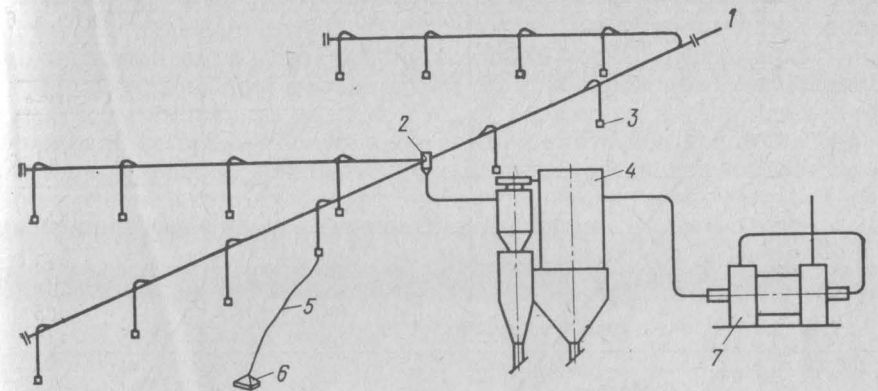


Рис. 6.11. Горизонтальная схема разводки ЦПУ. Количество одновременно работающих насадков на одной ветви не более двух:

1 — прочистка; 2 — коллектор; 3 — штуцер; 4 — блок очистки; 5 — шланг; 6 — насадок; 7 — побудитель тяги

Схемы трубопроводов условно различают: по характеру присоединения штуцеров — с последовательным и параллельным присоединением; по принципу разводки трубопроводов — с горизонтальной, вертикальной, комбинированной разводкой (рис. 6.11, 6.12). В схемах с последовательным соединением штуцеры для

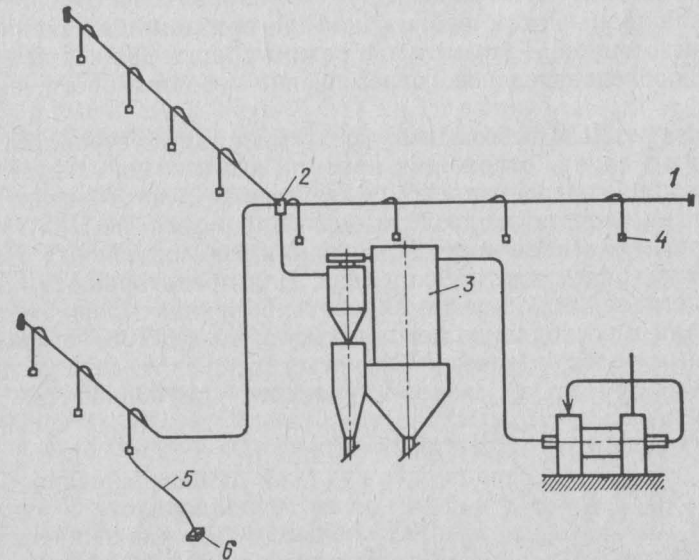


Рис. 6.12. Схема системы ЦПУ с комбинированной разводкой. Количество одновременно работающих насадков на одной ветви — не более двух:

1 — прочистка; 2 — коллектор; 3 — блок очистки; 4 — штуцер; 5 — шланг; 6 — насадок

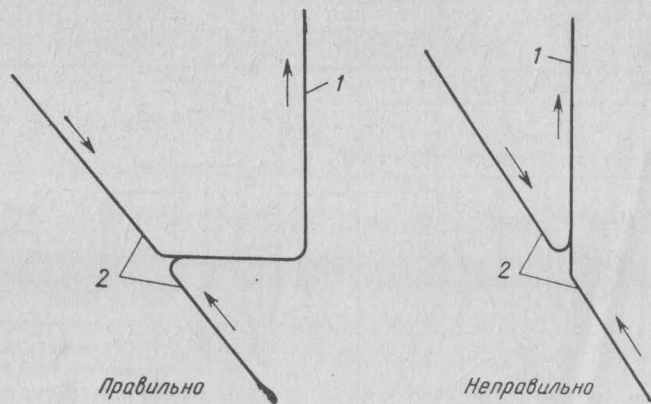


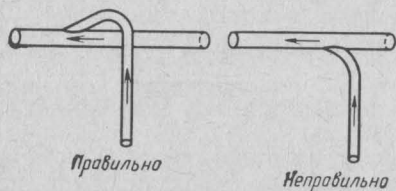
Рис. 6.13. Соединение горизонтальных трубопроводов в вертикальный трубопровод в системе ЦПУ:

1 — вертикальные трубопроводы; 2 — горизонтальные трубопроводы

боковых ответвлений присоединяются непосредственно к основной магистрали. В схемах с параллельным присоединением каждая из боковых магистралей объединяет группу штуцеров, а магистрали объединяются непосредственно у пылеуловителя или в коллекторах.

Если используется побудитель тяги небольшой производительности, то систему ЦПУ рекомендуется разбивать на отдельные секции, отключаемые от общей магистрали при помощи задвижек или пробковых кранов. В этом случае режим уборки должен предусматривать последовательное перемещение уборщиков от секции к секции.

В системе ЦПУ необходимо предусматривать устройства для ее прочистки в случае отложения просыпи и пыли. Их следует размещать в конце горизонтальных ответвлений и на горизонтальных участках на расстоянии до 20 м одно от другого по ходу воздуха перед присоединением вертикальных или горизонтальных ответвлений к магистральному трубопроводу. Для предотвращения забивания магистралей можно рекомендовать: объединять горизонтальные магистрали в восходящую вертикальную ветвь через общий горизонтальный участок (рис. 6.13); ответвления от горизонтальных участков трубопровода делать через его верхнюю часть (рис. 6.14).



Для предотвращения забивания трубопроводов и снижения общего сопротивления системы рекомендуется на участках трубопроводов с высокой концентрацией ($\mu \geq 4$) устанавливать промежуточные разгрузители. Рас-

Рис. 6.14. Ответвление от горизонтальных трубопроводов

полагать присоединительные штуцеры необходимо так, чтобы можно было выполнять уборку в любом месте помещения.

При изготовлении фасонных частей трубопроводов рекомендуется: отводы выполнять радиусом $R \geq 4$ диаметров трубопровода; сопряжение ветвей трубопроводов осуществлять под углом не более 30° в направлении движения воздуха; трубы соединять горизонтально на сварке с помощью муфт; врезку опусков к горизонтальной магистрали производить в верхнюю часть трубы.

Глава 7

ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ В ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХАХ

7.1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИИ С ПЫЛЕВЫДЕЛЕНИЕМ

Литейное производство связано с выделением больших количеств избыточной теплоты, пыли, вредных газов. Так, при выплавке 1 т металла из вагранки выбрасывается $1000 \text{ м}^3/\text{ч}$ газов с концентрацией окиси углерода до 25% и 10—25 кг пыли.

Несколько меньше загрязняют воздушную среду дуговые сталеплавильные печи, при работе которых выделение газов достигает $250 \text{ м}^3/\text{ч}$, а вынос пыли 2,3—3,6 кг/ч на 1 т выплаваемой стали [19]. Процессы подготовки и транспортирования шихтовых материалов, формовочных и стержневых смесей, выбивка и очистка отливок сопровождаются интенсивным пылеобразованием.

В состав жидконаливных самотвердеющих смесей и смесей холодного твердения входят высокотоксичные компоненты, выделяющие при нагревании бензол, фенол, формальдегид и др. Несмотря на совершенствование технологии производства, герметизацию газо- и пылевыведяющего оборудования, теплоизоляцию и экранирование теплоисточников, часть выделяющихся вредных веществ проникает в производственные помещения. Результаты обследования микроклимата литейных цехов показывают, что нередко температура воздуха на рабочих местах превышает нормальную на 10—15°C, а запыленность воздуха и концентрация вредных газов превышают предельно допустимые концентрации (ПДК) в 2—4 раза [2, 19]. В этих условиях важнейшими средствами создания в рабочих зонах условий, соответствующих санитарно-гигиеническим нормам, является широкое применение местной вытяжной вентиляции и организация общего воздухообмена помещений.

Способ вентиляции отделений и участков литейных цехов определяется характером происходящих в них технологических процессов и видом выделяемых вредных веществ. Так, в плавильных и формовочно-заливочных отделениях, где основным видом вредных веществ являются избыточное тепло и газы, воздухообмен организуется по схеме «снизу вверх» с применением сосредоточенной подачи свежего воздуха, местных вытяжек и аэрации. В смесеприготовительных, выбивных и обрубочно-очистных отделениях основным вредным веществом является пыль. Организация общеобменной вентиляции пыльных помещений имеет ряд особенностей, обусловленных физико-механическими свойствами аэрозолей.

В отличие от избыточных теплоты, газов и влаги аэрозоли являются неустойчивыми системами, которые самопроизвольно разрушаются вследствие гравитационного осаждения (седиментации) взвешенных частиц в воздухе. Осевшая на поверхности пола и оборудования мелкодисперсная пыль по разным причинам, в том числе и в результате сдува вентиляционными струями, снова возвращается во взвешенное состояние (вторичное пыление), что затрудняет применение общеобменной вентиляции в цехах с пылевыделением. Исследования М. И. Гримитлина, А. И. Пирумова, Д. В. Коптева, Ю. Г. Грачева и авторов показывают, что применение общеобменной вентиляции, как одного из элементов комплексной системы обеспыливания, необходимо также и в пыльных цехах [19, 20, 37, 64, 79]. Это связано с тем, что герметизация оборудования и применение аспирации, как основных средств борьбы с пылью, в реальных условиях не обеспечивают полной локализации пылевыделения. Кроме того, вторичное пыление вследствие его рассредоточенности и нерегулярности не может быть ликвидировано аспирационными устройствами. Это относится также и к некоторым протяженным источникам пылевыделения.

Необходимость общего воздухообмена в пыльных помещениях обусловлена также тем, что работа аспирации и вакуумной системы пылеборки поверхностей создает определенный воздушный дебаланс, который должен компенсироваться организованным притоком, поскольку неорганизованное поступление воздуха, как правило, ухудшает пылевую обстановку в помещении. При рассредоточенной подаче свежего воздуха сверху вниз с небольшими скоростями не нарушается гравитационное осаждение частиц и практически полностью исключается сдвиг осевшей на поверхностях пыли.

Процессы выделения вредных веществ можно охарактеризовать усредненными по времени интенсивностями, численно равными изменению количества теплоты или массы вредных веществ во всем объеме помещения за единицу времени. В отдельных случаях интенсивность выделения вредных веществ может быть найдена расчетным путем [90]. Однако основным методом определения валовых поступлений вредных веществ и явной теплоты являются обследо-

вания и обработка их результатов по специальным методикам [83, 81, 82].

Общеобменная вентиляция литейных цехов организуется совместно с достаточно мощной местной вытяжной вентиляцией. Их рациональное сочетание позволяет поддерживать необходимый состав воздушной среды цеха при меньших расходах вентиляционного воздуха. Кроме того, общеобменная вентиляция литейных цехов применяется для регулирования их теплового режима — ассимиляции и отвода теплоизбытков в летний период и воздушного отопления в холодный период года. Установившееся (стационарное) состояние воздушной среды вентилируемого цеха с источниками выделения теплоты, вредных газов и пыли описывается следующими уравнениями баланса воздуха, избыточной теплоты и вредных веществ:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{мв}} + G_{\text{у}}; \quad (7.1)$$

$$G_{\text{п}} t_{\text{пм}} c_p + \Delta Q = G_{\text{мв}} t_{\text{мв}} c_p + G_{\text{у}} t_{\text{ум}} c_p; \quad (7.2)$$

$$\frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} C'_{\text{пм}} + G' = \frac{G_{\text{мв}}}{\rho_{\text{мв}}} C'_{\text{мв}} + \frac{G_{\text{ум}}}{\rho_{\text{у}}} C'_{\text{у}}; \quad (7.3)$$

$$\frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} C_{\text{пм}} + G + G_{\text{вп}} = G_{\text{о}} + \frac{G_{\text{мв}}}{\rho_{\text{мв}}} C_{\text{мв}} + \frac{G_{\text{ум}}}{\rho_{\text{у}}} C_{\text{у}}, \quad (7.4)$$

где $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{ум}}$ — массовый расход воздуха, подаваемого и удаляемого механическим путем; $G_{\text{мв}}$ — массовый расход воздуха, удаляемого местной вытяжной вентиляцией; $t_{\text{пм}}$, $t_{\text{мв}}$, $t_{\text{ум}}$ — температура приточного, аспирируемого и удаляемого воздуха; c_p — массовая теплоемкость воздуха; ΔQ — величина теплоизбытков в помещении; $C'_{\text{у}}$, $C_{\text{у}}$ — концентрация удаляемых вредных газов и пыли; G' , G — интенсивность выделения вредных газов и пыли; $G_{\text{вп}}$ — интенсивность вторичного пыления; $G_{\text{о}}$ — интенсивность осаждения пыли.

Уравнения (7.1) — (7.4) следует дополнить уравнением состояния воздушной среды (кг/м^3):

$$\rho = 353,4/T, \quad (7.5)$$

где ρ — плотность воздуха; $T = 273 + t$ — его абсолютная температура.

Входящие в уравнения (7.1) — (7.4) величины ΔQ , G' и G соответствуют поступлению вредных веществ при отсутствии местной вытяжной вентиляции.

Уменьшение валовых поступлений вредных веществ вследствие работы местной вытяжной вентиляции учитывается повышением температуры аспирируемого воздуха и концентраций вредных в нем по сравнению с воздухом, удаляемым общеобменной вентиляцией.

Из уравнений (7.1)—(7.5) после преобразований получим следующие формулы для расчета расхода приточного воздуха (кг/с) в зависимости от температуры приточного и удаляемого воздуха:

$$G_{\text{пм}}^{\text{т}} = \frac{\Delta Q - G_{\text{мв}} c_p (T_{\text{мв}} - T_y)}{c_p (T_y - T_{\text{пм}})}, \quad (7.6)$$

температуры вентиляционного воздуха и концентрации в нем вредных газов

$$G_{\text{пм}}^{\text{г}} = \frac{353,4 G' - G_{\text{мв}} (C'_{\text{мв}} T_{\text{мв}} - C'_y T_y)}{C'_y T_y - C'_{\text{пм}} T_{\text{пм}}}, \quad (7.7)$$

температуры воздуха и концентрации в нем пыли

$$G_{\text{пм}}^{\text{п}} = \frac{353,4 (G + G_{\text{вп}} - G_0) - G_{\text{мв}} (C_{\text{мв}} T_{\text{мв}} - C_y T_y)}{C_y T_y - C_{\text{пм}} T_{\text{пм}}}. \quad (7.8)$$

Для того чтобы соотношения (7.6)—(7.8) можно было использовать для расчета вентиляции цеха, необходимо установить связь между характеристиками воздуха, удаляемого из помещения и находящегося в рабочей зоне. При больших воздухообменах вследствие интенсивного турбулентного перемешивания во внутрицеховом пространстве могут установиться поля температур и концентраций, близкие к однородным. В этом случае, положив $T_y = T_{\text{доп}}$, $C' = C'_{\text{плк}}$, $C = C_{\text{плк}}$ из соотношений (7.6)—(7.8) получим следующие расчетные формулы (кг/с):

$$G_{\text{пм}}^{\text{т}} = \frac{\Delta Q - G_{\text{мв}} c_p (T_{\text{мв}} - T_{\text{доп}})}{c_p (T_{\text{доп}} - T_{\text{пм}})}; \quad (7.9)$$

$$G_{\text{пм}}^{\text{г}} = \frac{353,4 G' - G_{\text{мв}} (C'_{\text{мв}} T_{\text{мв}} - C'_{\text{плк}} T_{\text{доп}})}{C'_{\text{плк}} T_{\text{плк}} - C'_{\text{пм}} T_{\text{пм}}}; \quad (7.10)$$

$$G_{\text{пм}}^{\text{п}} = \frac{353,4 (G + G_{\text{вп}} - G_0) - G_{\text{мв}} (C_{\text{мв}} T_{\text{мв}} - C_{\text{плк}} T_{\text{доп}})}{C_{\text{плк}} T_{\text{доп}} - C_{\text{пм}} T_{\text{пм}}}. \quad (7.11)$$

Поскольку избыточные теплота, вредные газы и пыль не оказывают одностороннего действия на организм человека, то для воздухообмена цеха достаточно выбрать наибольшее из трех значений, определяемых формулами (7.9)—(7.11).

В реальных условиях распределение вредных факторов внутри цеха чаще всего неоднородно, поэтому определение воздухообмена по формулам (7.9)—(7.11) может привести к большим погрешностям. Различие параметров удаляемого воздуха и воздуха, находящегося в рабочей зоне, принято описывать с помощью безразмерных коэффициентов:

$$m = \frac{T_{\text{р.з}} - T_{\text{пм}}}{T_y - T_{\text{пм}}}; \quad m_{\text{г}} = \frac{C'_{\text{р.з}} - C'_{\text{пм}}}{C'_y - C'_{\text{пм}}}; \quad m_{\text{п}} = \frac{C_{\text{р.з}} - C_{\text{пм}}}{C_y - C_{\text{пм}}}. \quad (7.12)$$

Если в рабочей зоне помещения поддерживаются нормальные условия, то параметры удаляемого воздуха можно выразить так:

$$T_y = T_{\text{пм}} + \frac{T_{\text{доп}} - T_{\text{пм}}}{m}; \quad C'_y = C'_{\text{пм}} + \frac{C'_{\text{плк}} - C'_{\text{пм}}}{m_{\text{г}}}, \\ C_y = C_{\text{пм}} + \frac{C_{\text{плк}} - C_{\text{пм}}}{m_{\text{п}}}. \quad (7.13)$$

Подставив зависимости (7.13) в соотношения (7.6)—(7.8), получим формулы для расчета расхода приточного воздуха. Однородному распределению вредного вещества внутри помещения соответствует значение $m = 1$. С уменьшением коэффициента m температура удаляемого воздуха и концентрация в нем вредных веществ возрастают, а это, в свою очередь, приводит к снижению необходимого количества приточного воздуха. Таким образом, эффективность воздухообмена возрастает при удалении отработавшего воздуха из зон наибольшей концентрации вредных веществ. Характер распределения вредных веществ внутри производственного помещения определяется их физико-механическими свойствами, расположением и интенсивностью источников выделения вредных веществ, способом вентиляции помещения. В литературе приводятся значения коэффициента m в зависимости от типа цеха и относительной площади, занимаемой источниками тепловыделений. Однако распространение этих данных на цехи того же назначения, но других размеров без учета компоновки технологического оборудования и схемы организации воздухообмена не обосновано. Для литейных цехов в качестве ориентировочного можно принять значение $m = 0,4 \div 0,5$ [8].

Особенности распределения вредных газов в цехах с выделениями теплоты изучены недостаточно, однако в результате натурных обследований установлено, что в горячих цехах с рассредоточенными источниками выделения теплоты и вредных газов распределение их концентрации близко к однородному, т. е. $m \approx 1$ [38]. При наличии крупных теплоисточников, образующих мощные конвективные струи, распределение температуры воздуха и концентрации вредных газов практически совпадают ($m \approx m_{\text{г}}$).

Установление общих закономерностей формирования полей температур и концентраций вредных веществ в производственных помещениях является сложной задачей. В настоящее время выполнены исследования распределения вредных факторов в цехах, воздухообмен которых определяется закономерностями приточных струй [29], найдены также выражения для коэффициентов m в рамках зонной модели вентилируемого помещения (см. п. 7.2). В п. 7.4 приведены результаты исследования распределения концентрации аэрозоля в помещении с источниками пылевыведения. В качестве примера рассмотрим расчет приточно-вытяжной вентиляции литейного цеха.

Пример 7.1. Рассчитать вентиляцию литейного цеха для теплового периода года. Расчетная температура наружного воздуха $t_{\text{н}} =$

$=23^{\circ}\text{C}$. Теплоизбытки в цехе составляют $5 \cdot 10^6$ Вт, интенсивность выделения окиси углерода $G' = 0,017$ кг/с, пыли $G = 0,021$ кг/с. Интенсивность вторичного пыления $G_{\text{вп}} = 0,0026$ кг/с, интенсивность осаждения пыли $G_o = 0,0022$ кг/с. В цехе установлена местная вытяжная вентиляция производительностью $G_{\text{мв}} = 75$ кг/с. Температура аспирируемого воздуха $t_{\text{мв}} = 60^{\circ}\text{C}$, концентрация окиси углерода и пыли в нем равна $C'_{\text{мв}} = 200$ мг/м³, $C_{\text{мв}} = 300$ мг/м³ соответственно. Определить производительность общеобменной приточно-вытяжной вентиляции, достаточную для поддержания в рабочей зоне предельно допустимой концентрации окиси углерода $C'_{\text{пдк}} = 20$ мг/м³ и пыли $C_{\text{пдк}} = 6$ мг/м³ при температура $t_{\text{доп}} = 28^{\circ}\text{C}$. Концентрация вредных веществ в приточном воздухе $C'_{\text{пм}} = 1$ мг/м³, $C_{\text{пм}} = 0,5$ мг/м³, его температура $t_{\text{пм}} = 23^{\circ}\text{C}$.

Неравномерность распределения факторов характеризуется следующими значениями коэффициента m : $m = m_r = 0,5$; $m_{\text{п}} = 0,9$.

Решение. По формулам (7.13) найдем температуру удаляемого воздуха и концентрацию вредных веществ в нем:

$$T_y = 273 + 23 + \frac{5}{0,5} = 306\text{K}; \quad C'_y = 1 + \frac{20 - 1}{0,5} = 39 \text{ мг/м}^3;$$

$$C_y = 0,5 + \frac{6 - 0,5}{0,9} = 6,6 \text{ мг/м}^3.$$

По формулам (7.6) — (7.8) определяем расход приточного воздуха, необходимый для поддержания в рабочей зоне заданных значений температуры и концентрации вредных веществ (кг/с):

$$G_{\text{пм}}^{\text{т}} = \frac{5 \cdot 10^6 - 75 \cdot 1005 (333 - 306)}{1005 (306 - 296)} = 295;$$

$$G_{\text{пм}}^{\text{р}} = \frac{353,4 \cdot 0,017 - 75 (200 \cdot 333 - 39 \cdot 306) 10^{-6}}{(39 \cdot 306 - 1 \cdot 296) 10^{-6}} = 164;$$

$$G_{\text{пм}}^{\text{п}} = \frac{353,4 \cdot 0,0214 - 75 (300 \cdot 333 - 6,6 \cdot 306) 10^{-6}}{(6,6 \cdot 306 - 0,5 \cdot 296)} = 118,5.$$

Производительность приточной вентиляции (кг/с) необходимо принять равной большему из полученных значений:

$$G_{\text{пм}} = G_{\text{пм}}^{\text{т}} = 295 (8,9 \cdot 10^5 \text{ м}^3/\text{ч}),$$

а производительность общеобменной вытяжной вентиляции (кг/с) установить на уровне

$$G_{\text{ум}} = 295 - 75 = 220.$$

При этом температура воздуха в рабочей зоне будет иметь заданное значение, а концентрация окиси углерода и пыли будет ниже предельно допустимой. Основными направлениями снижения воздухообмена цеха, как следует из формулы (7.6), является повышение эффективности местной вытяжной вентиляции и охлаждение приточного воздуха. Считая избыточную температуру воздуха в

рабочей зоне постоянной $\Delta t_{\text{р.з}} = t_{\text{р.з}} - t_{\text{пм}} = 5^{\circ}\text{C}$, найдем с помощью соотношений (7.6) и (7.13) зависимость расхода приточного воздуха (кг/с) от его температуры

$$G_{\text{пм}}^{\text{т}} = 122,5 + 7,5 t_{\text{пм}}.$$

Отсюда следует, что в условиях рассмотренного примера снижение температуры приточного воздуха на 1°C приводит к уменьшению потребного воздухообмена на $7,5$ кг/с ($22\,500 \text{ м}^3/\text{ч}$).

7.2. ЗОННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

В литейных цехах машиностроительных заводов широко применяются системы механической вентиляции, производительность которых достигает миллионов м³/ч. Эксплуатация таких систем требует больших энергозатрат, поэтому остро стоит вопрос рациональной организации воздухообмена, позволяющей снизить расход вентиляционного воздуха. Наиболее эффективной является зонная организация вентиляции помещения, предполагающая более полную локализацию и удаление вредных веществ непосредственно от мест их выделения и рациональное распределение приточного воздуха, при котором необходимые метеорологические условия и состав воздушной среды создаются не во всем объеме помещения, а лишь в пределах рабочей зоны. При этом общеобменная вытяжная вентиляция должна осуществляться из зон наибольшей концентрации вредных веществ и наивысшей температуры воздуха.

Применяемые в настоящее время методы расчета воздухообмена учитывают неоднородность распределения вредных веществ в общем виде: концентрация вредных веществ и температура воздуха в отдельных зонах принимаются различными. Например, действующими строительными нормами и правилами [68] рекомендуется формула

$$L_{\text{п}} = L_{\text{y1}} + \frac{G - L_{\text{y1}} (C_1 - C_{\text{п}})}{C_2 - C_{\text{п}}}, \quad (7.14)$$

где $L_{\text{п}}$ и L_{y1} — объемный расход воздуха, подаваемого в помещение и удаляемого из рабочей зоны; соответственно C_1 и C_2 — концентрации вредных веществ в рабочей зоне и вне ее.

Более сложными являются соотношения для расчета общеобменной вентиляции, при которой приток и вытяжка разделены по зонам:

$$G_{\text{y1}} = \frac{G - G_{\text{y2}} \left(\frac{C_{\text{y2}}}{\rho_{\text{y2}}} - \frac{C_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} \right) + G_{\text{п2}} \left(\frac{C_{\text{п2}}}{\rho_{\text{п2}}} - \frac{C_{\text{п1}}}{\rho_{\text{п1}}} \right)}{\frac{C_{\text{y1}}}{\rho_{\text{y1}}} - \frac{C_{\text{п1}}}{\rho_{\text{п1}}}}, \quad (7.15)$$

$$G_{\text{п1}} = G_{\text{y1}} + G_{\text{y2}} - G_{\text{п2}},$$

где $G_{\text{п1}}$, $G_{\text{п2}}$ и G_{y1} , G_{y2} — массовый расход воздуха, подаваемого в различные зоны и удаляемого из них.

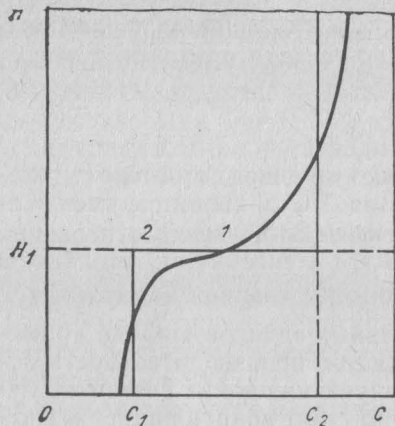


Рис. 7.1. Изменение концентрации вредного вещества по высоте цеха:

1 — реальное распределение; 2 — ступенчатая зависимость концентрации вредного вещества от высоты, применяемая в двухзонной модели

Практическое использование соотношений (7.14) и (7.15) затрудняется тем, что они содержат в качестве параметров концентрацию вредных веществ в удаляемом воздухе и его температуру, которые рекомендуется определять по технологическим данным или экспериментально. В действительности эти характеристики, как и коэффициент m (см. п. 7.1), параметрами не являются, поскольку зависят от искоемых величин расходов отдельных притоков и вытяжек. Таким образом, соотношения (7.14) и (7.15) следует рассматривать не как расчетные формулы, а как уравнения, которые могут быть получены на основе тех или иных модельных представлений.

Рассмотрим двухзонную модель вентилируемого помещения, в котором находятся источники выделения избыточной теплоты, вредных газов и пыли [83]. Разделим помещение в плане или по высоте на две части — зоны. В пределах каждой из зон концентрацию вредных веществ и температур воздуха будем считать постоянными, т. е. реальные распределения этих величин будем аппроксимировать ступенчатыми зависимостями (рис. 7.1). Разделим по зонам приток вентиляционного воздуха: $G_{\text{п}} = G_{\text{п1}} + G_{\text{п2}}$, его удаление $G_{\text{у}} = G_{\text{у1}} + G_{\text{у2}}$, а также интенсивность выделения вредностей

$$\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2, \quad G' = G'_1 + G'_2, \quad G = G_1 + G_2.$$

Помимо воздухообмена помещений с внешней средой, всегда имеет место воздухообмен между зонами. Обозначим расход воздуха, протекающего из первой зоны во вторую и наоборот, через G_{12} и G_{21} соответственно. В зависимости от соотношения величин G_{21} и G_{12} можно выделить три типа воздухообмена помещения: 1) $G_{21} = 0, G_{12} \neq 0$ или $G_{12} = 0, G_{21} \neq 0$ — перетекание воздуха из одной зоны в другую; 2) $G_{12} = G_{21}$ — циркуляция воздуха между зонами; 3) $G_{12} \neq 0, G_{21} \neq 0, G_{12} \neq G_{21}$ — перетекание и циркуляция воздуха одновременно.

Тип внутреннего воздухообмена определяется величинами расходов отдельных притоков и вытяжек, распределением и интенсивностью источников выделения теплоты и другими факторами.

Будем считать, что находящиеся в первой (рабочей) зоне источники выделения вредных веществ оборудованы местными вытяжными устройствами производительностью $G_{\text{мв}}$. Тогда уравне-

нения (7.1) — (7.4.) материального и теплового баланса для отдельных зон принимают вид:

для первой зоны

$$\left. \begin{aligned} G_{\text{п1}} + G_{12} &= G_{\text{мв}} + G_{21} + G_{\text{у1}}; \\ G_{\text{п1}}C'_{\text{п}} + G_{12}T_2/T_1C'_2 + \rho_{\text{п}}G'_1 &= \\ &= \frac{T_{\text{мв}}}{T_{\text{п}}} G_{\text{мв}}C'_{\text{мв}} + T_1/T_{\text{п}} (G_{21} + G_{\text{у1}})C'_1; \\ G_{\text{п1}}C_{\text{п}} + G_{12}T_2/T_1C_2 + \rho_{\text{п}}C_1 &= \\ &= \frac{T_{\text{мв}}}{T_{\text{п}}} G_{\text{мв}}C_{\text{мв}} + T_1/T_{\text{п}} (G_{21} + G_{\text{у1}})C_1; \\ G_{\text{п1}}T_{\text{п}} + G_{12}T_2 + \Delta Q_1/C_p &= G_{\text{мв}}T_{\text{мв}} + (G_{21} + G_{\text{у1}})T_1; \end{aligned} \right\} (7.16)$$

для второй зоны

$$\left. \begin{aligned} G_{\text{п2}} + G_{21} &= G_{\text{у2}} + G_{12}; \\ G_{\text{п2}}C'_{\text{п}} + T_1/T_{\text{п}}G_{21}C'_1 + \rho_{\text{п}}G'_2 &= T_2/T_{\text{п}}(G_{12} + G_{\text{у2}})C'_2; \\ G_{\text{п2}}C_{\text{п}} + T_1/T_{\text{п}}G_{21}C_1 + \rho_{\text{п}}G_2 &= T_2/T_{\text{п}}(G_{12} + G_{\text{у2}})C_2; \\ G_{\text{п2}}T_{\text{п}} + G_{\text{м}}T_1 + \frac{\Delta Q_2}{C_p} &= (G_{12} + G_{\text{у2}})T_2. \end{aligned} \right\} (7.17)$$

Если помещение в плане делится на зоны, то формула для определения интенсивности выделения в них пыли имеет вид

$$G_1 = G_{\text{т1}} + G_{\text{вп1}} - G_{\text{о}}; \quad G_2 = G_{\text{т2}} + G_{\text{вп2}} - G_{\text{о}}, \quad (7.18)$$

где $G_{\text{т2}}$ и $G_{\text{т1}}$ — интенсивность пылевыведения, связанная с технологическими процессами; $G_{\text{вп1}}$ и $G_{\text{вп2}}$ — интенсивность вторичного пыления в отдельных зонах.

Если первая зона занимает нижние уровни помещения, а вторая расположена над ней, то осаждение пыли в нижней зоне компенсируется поступлением мелкодисперсного материала, осаждающегося из верхней зоны, поэтому

$$G_1 = G_{\text{т1}} + G_{\text{вп1}}; \quad G_2 = G_{\text{т2}} + G_{\text{вп2}} - G_{\text{о}}. \quad (7.19)$$

Рассматривая уравнения баланса массы воздуха и вредного газа, найдем соотношения, связывающие величину воздухообмена зон с распределением концентрации газа и температуры в помещении (кг/с):

$$\left. \begin{aligned} G_{\text{п1}}^{\text{р}} &= \frac{-G_{12}T_1C'_1 + G_{12}T_2C'_2 + \rho_{\text{п}}T_{\text{п}}G'_1 - G_{\text{мв}}(T_{\text{мв}}C'_{\text{мв}} - T_1C'_1)}{-C'_{\text{п}}T_{\text{п}} + C'_1T_1}; \\ G_{\text{п2}}^{\text{р}} &= \frac{G_{21}T_2C'_2 - G_{21}T_1C'_1 - \rho_{\text{п}}T_{\text{п}}G'_2}{C'_{\text{п}}T_{\text{п}} - C'_2T_2}. \end{aligned} \right\} (7.20)$$

Общий расход приточного воздуха (кг/с), необходимый для поддержания заданного распределения вредных газов и температуры, равен

$$G_n^r = \frac{(G_1' + G_2') \rho_n T_n - G_{y2} (T_2 C_2' - T_1 C_1') - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1')}{T_1 C_1 - T_n C_n} \quad (7.21)$$

Таким же путем можно вывести соотношения, определяющие воздухообмен цеха при заданном распределении концентрации пыли и температуры воздуха:

$$\left. \begin{aligned} G_{n1}'' &= \frac{-G_{12} T_1 C_1 + G_{12} T_2 C_2 + \rho_n T_n G_1 - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1)}{-C_n T_n + C_1 T_1}; \\ G_{n2}'' &= \frac{-G_{12} T_2 C_2 + G_{21} T_1 C_1 + \rho_n T_n G_2}{-C_n T_n + C_2 T_2}; \\ G_n'' &= \frac{(G_1 + G_2) \rho_n T_n - G_{y2} (T_2 C_2 - T_1 C_1) - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1)}{C_1 T_1 - C_n T_n} \end{aligned} \right\} (7.22)$$

Соотношения, связывающие воздухообмен отдельных зон с распределением температуры воздуха в помещении, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} G_{n1}^r &= \frac{\Delta Q_1 + G_{12} c_p (T_2 - T_1) - G_{мв} c_p (T_{мв} - T_1)}{c_p (T_2 - T_1)}; \\ G_{n2}^r &= \frac{\Delta Q_2 - G_{21} (T_2 - T_1) c_p}{c_p (T_2 - T_n)}; \\ G_n^r &= \frac{(\Delta Q_1 + \Delta Q_2) - G_{y2} (T_2 - T_1) c_p - G_{мв} (T_{мв} - T_1) c_p}{c_p (T_1 - T_n)} \end{aligned} \right\} (7.23)$$

Из соотношений (7.20) — (7.23) вытекает, что для помещений со значительными теплоизбытками расчеты вентиляции по предельно допустимым концентрациям вредных веществ и допустимой температуре взаимосвязаны. Анализируя формулы (7.21) — (7.23), приходим к выводу, что общий расход приточного воздуха будет минимальным, а эффективность вентиляции наибольшей, если весь приточный воздух поступает в одну из зон, предположим, первую ($G_{n1} = G_n$), перетекает во вторую зону ($G_{12} = 0$, $G_{21} = G_n = G_{мв}$) и из нее удаляется ($G_{y2} = G_n - G_{мв}$). В этом случае из формул (7.23) получим

$$\left. \begin{aligned} G_n &= \frac{\Delta Q_1 - G_{мв} c_p (T_{мв} - T_1)}{c_p (T_1 - T_n)}; \\ G_n c_p (T_2 - T_1) &= \Delta Q_2 \end{aligned} \right\} (7.24)$$

Отсюда, полагая $T_1 = T_{доп}$, $T_y = T_2$, найдем

$$G_n^r = \frac{\Delta Q_1 - G_{мв} c_p (T_{мв} - T_1)}{c_p (T_{доп} - T_n)}; \quad (7.25)$$

$$m = \frac{T_1 - T_n}{T_2 - T_n} = \frac{\Delta Q_1 - G_{мв} c_p (T_{мв} - T_1)}{\Delta Q_1 + \Delta Q_2 - G_{мв} c_p (T_{мв} - T_1)} \quad (7.26)$$

При отсутствии местной вытяжной вентиляции коэффициент неоднородности распределения температуры по формуле (7.26) равен отношению избытков теплоты в первой зоне к их полной величине. Подобные результаты были получены также в работе [29] на основе закономерностей приточных струй. Аналогично можно вывести соотношения для расчета воздухообмена, организованного по описанной выше схеме, необходимого для поддержания предельно допустимых концентраций вредных веществ в рабочей зоне:

$$\left. \begin{aligned} G_n^r &= \frac{353,4 G_1' - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1')}{C_1' T_1 - C_n' T_n}; \\ G_n^n &= \frac{353,4 G_1 - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1)}{C_1 T_1 - C_n T_n} \end{aligned} \right\} (7.27)$$

Для коэффициентов, характеризующих неоднородность распределения концентрации вредных газов и пыли, найдем

$$m_r = \frac{(C_1' - C_n') T_2 M'}{(C_1' T_1 - C_n' T_2) M' + (C_1' T_1 - C_n' T_n) G_2' \cdot 353,4}; \quad (7.28)$$

$$m_n = \frac{(C_1 - C_n) T_2 M}{(C_1 T_1 - C_n T_2) M + (C_1 T_1 - C_n T_n) G_2 \cdot 353,4}, \quad (7.29)$$

где $M' = 353,4 G_1' - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1')$;

$$M = 353,4 G_1 - G_{мв} (T_{мв} C_{мв}' - T_1 C_1).$$

Формулы (7.26), (7.28), (7.29) позволяют вычислить коэффициент m с учетом интенсивности выделения избыточной теплоты и вредных веществ в отдельных зонах при условии, что воздухообмен помещения организован по однонаправленной схеме, т. е. без циркуляции воздушных потоков, охватывающих все внутрицеховое пространство. Именно такая схема воздухообмена чаще всего и применяется для вентиляции литейных цехов.

Так, в плавильных и формовочно-заливочных отделениях общецеховая вентиляция организуется по схеме «снизу вверх». При этом весь приточный воздух должен подаваться непосредственно в рабочую зону, а удаляться из верхней зоны.

Эффективность вентиляции будет повышаться с уменьшением доли избыточной теплоты, рассеиваемой в рабочей зоне. Поступление теплоты в рабочую зону можно снизить с помощью местной вытяжной вентиляции, теплоизоляции и экранирования источников

выделения теплоты. Однородность параметров воздушной среды в рабочей зоне определяется типом и размещением воздухораспределителей. Рассредоточенная подача воздуха в рабочую зону может осуществляться с помощью воздухораспределителей типовых конструкций [19], устанавливаемых вдоль стен или у колонн на высоте до 4 м, если струи направлены горизонтально или под углом к рабочей зоне, и до 6 м, если струи направлены вертикально вниз. При интенсивном тепловом облучении постоянных рабочих мест необходимо устройство воздушных душей или оазисов. При организации приточной вентиляции следует избегать нарушения работы открытых местных отсосов приточными струями.

Воздухообмен смесеприготовительных и других пыльных отделений с незначительными избытками теплоты должен осуществляться по схеме «сверху вниз» и под некоторым углом к рабочей зоне. Приточный воздух подается в верхнюю зону рассредоточенно с небольшими скоростями. Такой приток может осуществляться с помощью диффузоров, снабженных отражательными и направляющими поверхностями, плафонов, рассеивающих воздух в горизонтальном направлении, перфорированных потолков и панелей. Вытяжка запыленного воздуха должна вестись из нижней зоны помещения.

Величины поступлений вредных веществ в отдельные зоны помещения, необходимые для расчета его зонной вентиляции, определяются компоновкой технологического оборудования, строительно-планировочными особенностями помещения, схемой организации воздухообмена и могут быть найдены по специальным методикам [84, 90].

В качестве примера рассчитаем зонную вентиляцию литейного цеха.

Пример 7.2. Предположим, что выделение вредных веществ при отключенной местной вытяжной вентиляции распределяется по зонам цеха следующим образом: $\Delta Q_1 = 3 \cdot 10^6$ Вт; $\Delta Q_2 = 2 \cdot 10^6$ Вт; $G_1' = 0,015$ кг/с; $G_1 = 0,0154$ кг/с; $G_2' = 0,002$ кг/с; $G_2 = 0,006$ кг/с. Производительность местной вытяжной вентиляции и параметры аспирируемого воздуха те же, что в примере 7.1. Общеобменная вентиляция цеха осуществляется по схеме «снизу вверх» с подачей всего приточного воздуха в рабочую зону и удалением отработавшего воздуха как из рабочей зоны (с помощью системы аспирации), так и из верхней зоны. Найти производительность общеобменной вентиляции цеха по притоку и вытяжке.

Решение. Расходы приточного воздуха, необходимые для поддержания в рабочей зоне нормальных санитарно-гигиенических условий по температуре, концентрации вредных газов и пыли, найдем по формулам (7.25) и (7.27), приняв

$$T_1 = T_{\text{доп}}; C_1 = C_{\text{пдж}}; C_1' = C_{\text{пдж}};$$

$$G_{\text{п}}^{\text{т}} = \frac{3 \cdot 10^6 - 75 \cdot 1005 \cdot 32}{1005 \cdot 5} = 117 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{п}}^{\text{р}} = \frac{353,4 \cdot 0,015 - 75 (333 \cdot 200 - 301 \cdot 20) 10^{-6}}{(20 \cdot 301 - 296) 10^{-6}} = 132,3 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{п}}^{\text{п}} = \frac{353,4 \cdot 0,0154 - 75 (333 \cdot 300 - 301 \cdot 6) 10^{-6}}{(6 \cdot 301 - 0,5 \cdot 296) 10^{-6}} < 0.$$

Производительность общеобменной вентиляции цеха по притоку должна равняться $G_{\text{п}} = 132,3$ кг/с ($\approx 4 \cdot 10^5$ м³/ч), по вытяжке $G_{\text{в}} = G_{\text{п}} - G_{\text{мв}} = 57,3$ кг/с. Отрицательное значение расхода приточного воздуха, найденного по предельно допустимой концентрации пыли, свидетельствует о том, что в результате работы одной лишь местной вытяжной вентиляции в рабочей зоне будет поддерживаться концентрация пыли ниже предельно допустимой.

7.3. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ОБЩЕОБМЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ В ЦЕХАХ С ПЫЛЕВЫДЕЛЕНИЯМИ

В смесеприготовительных отделениях литейных цехов, помещениях, где ведется выбивка опок, очистка и обрубка отливок, главным вредным фактором является пыль. Ее концентрация на рабочих местах нередко значительно превышает предельно допустимую. В последнее время на ряде предприятий приготовление смеси автоматизировано, применяется гидравлическая и гидроабразивная очистка отливок и другие мероприятия по снижению выделения пыли, однако основным средством борьбы с пылью остается местная вытяжная вентиляция [19]. Но, как показывает практика, с помощью одной лишь местной вытяжной вентиляции обеспечить в рабочих зонах нормальные санитарно-гигиенические условия, как правило, не удается. Это связано с тем, что в ряде случаев применение местных вытяжек затруднено из-за большой протяженности источников выделения пыли и по технологическим причинам. Кроме того, работа систем аспирации не всегда достаточно эффективна, из-за чего происходит выбивание пыли через неплотности укрытий. Существенной причиной загрязнения воздуха является также вторичное пыление, связанное с взметыванием мелкодисперсного материала, осевшего на поверхностях пола и оборудования.

Основным средством борьбы с вторичным пылением является вакуумная система пылеуборки поверхностей. Воздух, удаляемый местной вытяжной вентиляцией и системой уборки поверхностей, должен компенсироваться специально организованным притоком. Кроме того, дополнительный расход приточного воздуха требуется для разбавления пыли и других вредных веществ, попадающих в воздушную среду цеха.

Таким образом, эффективная борьба с пылью в производственных помещениях с большим выделением пыли возможна лишь на основе комплексных систем обеспыливания, включающих в себя местную вытяжную вентиляцию, систему вакуумной пылеуборки поверхностей и общеобменную приточно-вытяжную вентиляцию. Рассмотрим отделение литейного цеха или его рабочую зону. Рас-

пределение температуры и концентрации пыли в пределах рассматриваемого объема будем считать однородным (избытки теплоты в помещении считаем незначительными). Пылевая обстановка в помещении характеризуется не только концентрацией пыли в воздухе, но и значением запыленности поверхностей, численно равной массе пыли, находящейся на единице площади помещения: $D = m_{\text{п}}/S$, где $m_{\text{п}}$ — масса пыли, находящейся на поверхности пола; S — площадь пола.

Предположим, что сосредоточенные источники выделения пыли оборудованы местными вытяжными устройствами с общей производительностью по воздуху $G_{\text{мв}}$. Эту величину (ее можно вычислить по специальной методике [44]) будем считать далее заданной.

Примем также, что в цехе установлены системы общеобменной вентиляции и вакуумной пылеуборки поверхностей. Тогда уравнение воздушного баланса помещения (зоны) можно записать так:

$$G_{\text{п}} = G_{\text{у}} + G_{\text{мв}} + G_{\text{пув}},$$

где $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{у}}$ — производительность общеобменной вентиляции по притоку и вытяжке; $G_{\text{пув}}$ — средняя производительность вакуумной системы пылеуборки по воздуху.

Наблюдения показывают, что интенсивность вторичного пыления $G_{\text{вп}}$ в условиях установившегося производства зависит лишь от массы пыли, находящейся на поверхностях. Вначале, когда запыленность поверхностей меньше некоторой величины D_1 , взмывание пыли почти отсутствует, что объясняется повышенным сцеплением ее первого слоя с поверхностями пола и оборудования. Если же $D > D_1$, то интенсивность вторичного пыления увеличивается с возрастанием $m_{\text{п}}$.

Экспериментальные исследования показывают, что интенсивность осаждения полидисперсной пыли можно считать прямо пропорциональной массе пыли, взвешенной в воздухе:

$$G_{\text{o}} = k_{\text{o}} m_{\text{в}} = k_{\text{o}} C W, \quad (7.30)$$

где k_{o} — коэффициент осаждения; $m_{\text{в}}$ — масса пыли, находящейся внутри помещения во взвешенном состоянии; величина k_{o} может быть найдена опытным путем [81] или же рассчитана по формуле [85]

$$k_{\text{o}} = \frac{S}{W \sigma}, \quad (7.31)$$

где $\sigma = \sum_{i=1}^n \Delta D_i / v_{Si}$;

ΔD_i — доля частиц i -й фракции; v_{Si} — средняя скорость витания частиц этой же фракции, которая может быть найдена с помощью специальной номограммы [39]; W — объем здания.

При автоматизации расчета обеспыливающей вентиляции с помощью ЭВМ для вычисления скорости витания частиц в зависимо-

сти от их размеров, плотности материала и температуры воздуха можно использовать зависимость $v_S(d)$, заданную в параметрическом виде:

$$\left. \begin{aligned} v_S &= 9,8 \cdot 10^{-4} [(17,1 + 0,0493t)(273 + t)^2 \rho_{\text{м}}]^{1/3} \frac{1 - W_1}{W_1^{2/3}} \text{ м/с;} \\ d &= 42,416 \left[\frac{(17,1 + 0,0493t)^2 (273 + t)}{\rho_{\text{м}}} \right]^{1/3} \frac{V \sqrt{1 - W_1}}{W_1^{5/6}} \text{ мкм,} \end{aligned} \right\} (7.32)$$

где $\rho_{\text{м}}$ — плотность частиц; d — размер частиц, мкм; t — температура воздуха.

Для условий литейного производства значения параметра W_1 находятся в интервале 0,24—0,99. Для мелких частиц ($d \leq 5$ мкм) скорость витания может быть найдена с помощью формулы Стокса:

$$v_S = \frac{g \rho_{\text{м}} d^2}{18 \mu}, \quad (7.33)$$

где g — ускорение свободного падения; μ — вязкость воздуха.

Для частиц литейной формовочной смеси $\rho_{\text{м}} \approx 2600$ кг/м³ при нормальных условиях

$$v_S = 7,82 \cdot 10^{-5} d^2 \text{ м/с.} \quad (7.34)$$

Из формулы (7.34) следует, что скорость витания частиц размером $d < 5$ мкм очень мала, поэтому мелкодисперсная пыль по своим свойствам приближается к растворимым вредным веществам. Применение формулы Стокса для определения скорости вита-

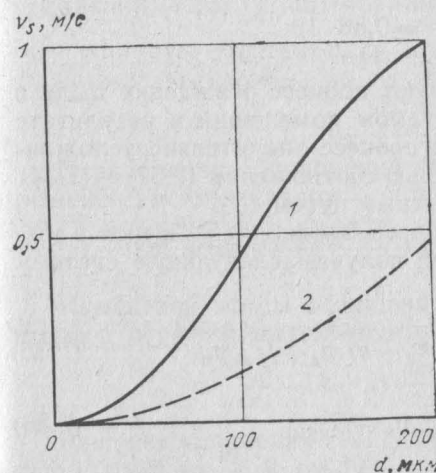


Рис. 7.2. Зависимость скорости витания частиц пыли литейной формовочной смеси ($\rho_{\text{м}} = 2600$ кг/м³) от их размера, найденная по формулам Клячко (7.32) и Стокса (7.33)

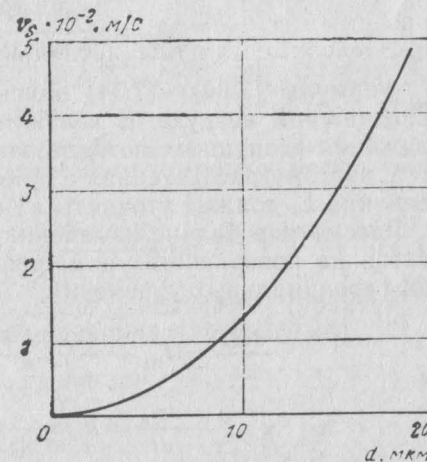


Рис. 7.3. Зависимость скорости витания частиц пыли, выделяемой электродуговыми печами, от их размера

ния частиц размером $d > 20$ мкм приводит к большим погрешностям (рис. 7.2). В смесеприготовительном, обрубном и других пыльных отделениях литейных цехов выделяется крупнодисперсная пыль с медианным размером частиц около 20 мкм [27]. Величина σ , входящая в выражение (7.31), для этой пыли равна $\sigma \approx 350$ с/м.

На рис. 7.3 приведена скорость витания частиц пыли, выделяемой электродуговыми печами. Плотность пыли равна $\rho_m = 4540$ кг/м³, ее дисперсный состав следующий:

d_i , мкм	2	2-4	4-6	6-8	8-10	>10
ΔD_i	0,52	0,23	0,06	0,07	0,03	0,09

Величина σ , входящая в выражение для определения коэффициента осаждения этой пыли, равна $\sigma \approx 2200$ с/м.

В качестве примера рассчитаем коэффициент осаждения пыли в различных отделениях литейного цеха.

Пример 7.3. Плавильное отделение литейного цеха имеет площадь $S = 5760$ м² и внутренний объем $W = 13\,824$ м³. Коэффициент осаждения пыли, выделяемой электродуговыми печами для данного помещения,

$$k_o = \frac{S}{W\sigma} = \frac{5760 \cdot 3600}{138\,240 \cdot 2200} = 6,8 \cdot 10^{-2} \text{ 1/ч.}$$

Обрубочно-очистное отделение площадью $S = 2400$ м² имеет объем $W = 28\,800$ м³. Коэффициент осаждения пыли для этого отделения

$$k_o = \frac{2400 \cdot 3600}{28\,800 \cdot 350} = 0,86 \text{ 1/ч.}$$

Формулы (7.30) — (7.34) описывают процесс осаждения пыли в неподвижном воздухе. В вентилируемом помещении в результате движения воздушных потоков этот процесс значительно усложняется, поэтому рассчитанная с помощью соотношений (7.31) — (7.34) величина k_o должна уточняться опытным путем.

Рассмотрев баланс изменений массы пыли, находящейся в воздухе и на поверхностях помещения, получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\frac{dm_b}{dt} = G_{пв} + \frac{G_{пн}}{\rho_{пн}} C_{пн} - (k_o + k) m_b + G_{вн} m_{пн}; \quad (7.35)$$

$$\frac{dm_{пн}}{dt} = k_o m_b - G_{вн} m_{пн} - G_{пум}, \quad (7.36)$$

где $G_{пв}$ — выделение пыли из оборудования или суммарная интенсивность выбивания пыли из укрытий; $k = G_{пн}/\rho_{пн}\omega$ — кратность воздухообмена; $G_{пум}$ — производительность системы пылеуборки по материалу.

Величина $G_{пв}$ связана с входящей в уравнение (7.4) интенсивностью пылевыведения при отсутствии аспирации G следующим соотношением:

$$G_{пв} = G - \frac{G_{мв}}{\rho_{мв}} (C_{мв} - C),$$

где $m_{пн}$ и m_b — масса осажденной и взвешенной пыли.

Если уравнения (7.35), (7.36) применяются для рабочей зоны, занимающей нижний уровень пыльного помещения, то в уравнении (7.35) следует положить $k_o = 0$, так как осаждение пыли из рабочей зоны компенсируется поступлением пыли, осаждающейся из верхней зоны. Уравнения (7.35), (7.36) описывают приближение массы пыли, находящейся в воздухе и на поверхностях, к некоторым постоянным значениям, при которых устанавливается динамическое равновесие процессов, формирующих пылевую обстановку. В этом равновесном (установившемся) состоянии $dm_b/dt = dm_{пн}/dt = 0$ и уравнения (7.35), (7.36) переходят в уравнения материального баланса взвешенной и осажденной пыли:

$$-(k_o + k) m_b + G_{вн} m_{пн} + G_{пв} + \frac{G_{пн}}{\rho_{пн}} C_{пн} = 0; \quad (7.37)$$

$$k_o m_b - G_{вн} m_{пн} - G_{пум} = 0. \quad (7.38)$$

Вид решения уравнений (7.35), (7.36) определяется значениями входящих в них параметров и начальными условиями. Предположим, что в начальный момент масса взвешенной пыли $m_{во}$ меньше предельно допустимой, а масса осажденной пыли $m_{по}$ ниже значения, при котором начинается вторичное пыление. Тогда система уравнений (7.35), (7.36) принимает вид

$$\frac{dm_b}{dt} = -(k_o + k) m_b + G + \frac{G_{пн}}{\rho_{пн}} C_{пн}; \quad (7.39)$$

$$\frac{dm_o}{dt} = k_o m_b. \quad (7.40)$$

Первое из этих уравнений не зависит от второго и может быть решено самостоятельно:

$$m_b(t) = \frac{G + L_{пн} C_{пн}}{k + k_o} + \left(m_{во} - \frac{G + L_{пн} C_{пн}}{k + k_o} \right) e^{-(k+k_o)t}. \quad (7.41)$$

Изменение массы осажденной пыли описывается уравнением второго порядка, вытекающим из уравнений (7.39), (7.40):

$$\frac{d^2 m_{пн}}{dt^2} + (k + k_o) \frac{dm_{пн}}{dt} - k_o (G + L_{пн} C_{пн}) = 0. \quad (7.42)$$

Решение уравнения (7.42) имеет вид

$$m_{пн}(t) = m_{по} - \frac{k_o (G + L_{пн} C_{пн}) - k_o m_{во} (k_o + k)}{(k_o + k)^2} (1 + e^{-(k+k_o)t}) + \frac{k_o (G + L_{пн} C_{пн})}{k_o + k} t. \quad (7.43)$$

Пренебрегая величиной $\exp[-(k+k_0)\tau_1] \ll 1$, из выражения (7.43) найдем продолжительность τ_1 накопления массы осевшей пыли до величины $m_{\text{п}} = D_1 S$, при которой начинается вторичное пыление:

$$\tau_1 = \frac{(k_0 + k)^2 (D_1 S - D_0 S) + k_0 \left[G_{\text{пв}} + \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} C_{\text{п}} - C_{\text{ов}}(k_0 + k) \right]}{k_0 (k_0 + k) \left(G_{\text{пв}} + \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} C_{\text{п}} \right)}. \quad (7.44)$$

Время накопления пыли в рабочей зоне, занимающей нижнюю часть помещения,

$$\tau_1 = \frac{k^2 (D_1 S - m_{\text{по}}) + k_0 (G_{\text{пв}} + L_{\text{п}} C_{\text{п}} - m_{\text{во}} k)}{k_0 k (G_{\text{пв}} + L_{\text{п}} C_{\text{п}})}. \quad (7.45)$$

При оптимальном режиме работы комплексной системы обеспыливания вторичное пыление отсутствует. Этого можно достичь, если включать систему вакуумной пылеуборки поверхностей сразу же по достижении уровня запыленности D_1 . Продолжительность уборки поверхностей τ_2 определяется опытным путем, а длительность перерыва между уборками τ_1 вычисляется по формулам (7.44), (7.45). Зная режим работы системы пылеуборки, можно найти усредненную производительность по воздуху:

$$G_{\text{пув}} = \frac{G_{\text{пур}} \tau_2}{\tau_1 + \tau_2}, \quad (7.46)$$

где $G_{\text{пур}}$ — рабочая производительность системы пылеуборки по воздуху.

Считая среднюю концентрацию пыли в помещении равной предельно допустимой, из уравнения (7.41) найдем необходимый расход приточного воздуха:

$$G_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{м}} (G_{\text{пв}} - k_0 W C_{\text{пдж}})}{C_{\text{пдж}} - C_{\text{п}}}. \quad (7.47)$$

Для рабочей зоны, занимающей нижнюю часть помещения, эта формула принимает вид

$$G_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{м}} G}{C_{\text{пдж}} - C_{\text{п}}}. \quad (7.48)$$

Производительность общеобменной вентиляции по вытяжке в обоих случаях определяется из уравнения воздушного баланса

$$G_{\text{п}} = G_{\text{п}} - G_{\text{мв}} - G_{\text{пув}}. \quad (7.49)$$

Для расчета комплексной системы обеспыливания, как следует из уравнений (7.44), (7.47) — (7.49), необходимо знать интенсивность выделения пыли, коэффициент ее осаждения, а также величину предельной запыленности поверхностей D_1 . Рассмотрим методику экспериментального определения усредненного значения ко-

эффициента осаждения пыли в вентилируемом помещении [81]. Выделим внутри помещения k_1 зон, внутри каждой из которых концентрация пыли можно считать постоянной и равной C_{k1} . Тогда усредненная по всему внутреннему объему концентрация пыли определится так:

$$C = \frac{1}{W} \sum_{k_1} C_{k1} W_{k1}, \quad (7.50)$$

где W_{k1} — объем k_1 -й зоны постоянной концентрации пыли.

Усредненный по всему внутреннему объему коэффициент осаждения пыли вычисляется по формуле

$$k_{\text{о}} = \frac{1}{WC} \sum_{k_1} k_{\text{ок}1} C_{k1} W_{k1} = \frac{\sum_k k_{\text{ок}} C_{k1} W_{k1}}{\sum_k C_{k1} W_{k1}}. \quad (7.51)$$

Для определения коэффициента осаждения пыли в зонах постоянной концентрации расположим в пределах каждой из них n горизонтальных площадок (листов) площадью ΔS каждая и найдем массу пыли Δm_i , осевшей на них в течение времени Δt , по формуле

$$G_{\text{ок}} = \frac{S_k}{\Delta S} \frac{\sum_{i=1}^n \Delta m_i}{n}; \quad (7.52)$$

найдем интенсивность осаждения пыли для каждой из зон. Усредненные значения коэффициента осаждения для отдельных зон равны

$$k_{\text{ок}} = \frac{S_k}{\Delta S \Delta t C_k W_k} \frac{\sum_{i=1}^n \Delta m_i}{n}. \quad (7.53)$$

Подставив значения коэффициента осаждения пыли для отдельных зон в формулу (7.51), найдем коэффициент осаждения пыли для всего помещения.

Интенсивность выделения пыли в помещении можно определить по динамике изменения усредненной концентрации взвешенной пыли. Разделив соотношение (7.41) на W , перепишем его в виде

$$C(t) = C_{\text{нр}} + (C_0 - C_{\text{нр}}) e^{-(k+k_0)t}, \quad (7.54)$$

$$\text{где } C_{\text{нр}} = \frac{G + \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} C_{\text{п}}}{k_0 W + \frac{G_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}}}; \quad C_0 = \frac{m_{\text{во}}}{W}.$$

Искомую величину G можно выразить через параметры $C_{пр}$ и $\kappa = k + k_0$:

$$G = W [C_{пр}\kappa - C_{п}(\kappa - k_0)]. \quad (7.55)$$

Рассмотрим значения, которые принимает усредненная концентрация пыли через одинаковые интервалы времени Δt при воздухообмене помещения кратности k : $C_m = C(m\Delta t)$, где $m = 1, 2, 3, \dots$. Тогда формула (7.54) может быть переписана так:

$$C_{пр} = \frac{C_m - C_0(e^{-\kappa\Delta t})^m}{1 - (e^{-\kappa\Delta t})^m}. \quad (7.56)$$

Из соотношения (7.54) можно получить также зависимость

$$e^{-\kappa\Delta t} = \frac{\Delta C_{m+1}}{\Delta C_m}, \quad (7.57)$$

где $\Delta C_m = C_{m+1} - C_m$.

Зависимости (7.56) и (7.57) позволяют определить параметры $C_{пр}$ и κ через значения усредненной концентрации пыли $C_{п}$, найденные через промежутки времени Δt . Из-за случайных ошибок измерений для величин $C_{пр}$ и κ следует брать их усредненные значения

$$\kappa = -\frac{1}{\Delta t(n-2)} \sum_{m=1}^{n-2} \ln \frac{\Delta C_{m+1}}{\Delta C_m}; \quad (7.58)$$

$$C_{пр} = \frac{1}{n-2} \sum_{m=1}^{n-2} \frac{C_m - C_0 \left(\frac{\Delta C_{m+1}}{\Delta C_m} \right)^m}{1 - \left(\frac{\Delta C_{m+1}}{\Delta C_m} \right)^m}, \quad (7.59)$$

где n — число найденных экспериментально значений усредненной концентрации пыли.

Величина предельной запыленности поверхностей D_1 находится путем определения средней массы осаждения пыли, находящейся на единице площади поверхностей в период, когда вторичное пыление становится заметным. Рассмотрим в качестве примера расчет обеспыливающей вентиляции обрубочно-очистного отделения литейного цеха.

Пример 7.4. Предположим, что интенсивность выделения пыли в отделении составляет $G_{пв} = 5,6 \cdot 10^{-4}$ кг/с, площадь отделения $S = 2400$ м², его объем $W = 28\,800$ м³. Коэффициент осаждения пыли равен $k_0 = 2,39 \cdot 10^{-4}$ 1/с (см. пример 7.3). Предельно допустимая концентрация пыли в помещении составляет $C_{пдк} = 6 \cdot 10^{-4}$ кг/м³. Температура приточного воздуха $t_{п} = 23^\circ\text{C}$, концентрация пыли в нем $C_{п} = 0,5 \cdot 10^{-6}$ кг/м³. Начальная концентрация пыли в помещении $C_{п} = 0,6 \cdot 10^{-6}$ кг/м³, начальная и предельная запыленность поверхностей равны $D_0 = 5 \cdot 10^{-5}$ кг/м² и $D_1 = 11,34 \cdot 10^{-5}$ кг/м².

В отделении установлена вакуумная система уборки поверхностей с рабочей производительностью по воздуху $G_{пур} = 10$ кг/с и продолжительностью одного цикла работы $\tau_2 = 0,4$ ч, вытяжная вентиляция производительностью $G_{мв} = 50$ кг/с. Найти производительность общеобменной вентиляции.

Решение. Расход приточного воздуха найдем по формуле (7.47):

$$G_{п} = \frac{1,194(5,6 \cdot 10^{-4} - 2,39 \cdot 10^{-4} \cdot 28\,800 \cdot 6 \cdot 10^{-4})}{(6 - 0,5) 10^{-6}} = 112,6 \text{ кг/с,}$$

что соответствует кратности воздухообмена

$$k = \frac{112,6}{1,194 \cdot 28\,800} = 3,27 \cdot 10^{-3} \text{ 1/с.}$$

Время накопления пыли на поверхностях до уровня, когда начинается вторичное пыление, найдем по формуле (7.44):

$$\tau_1 = \frac{1,23 \cdot 10^{-5} \cdot 2400 \cdot 6,34 \cdot 10^{-5} + 1,3 \cdot 10^{-7}}{5,1 \cdot 10^{-10}} = 3922 \text{ с, или } 1,1 \text{ ч.}$$

Зная продолжительность уборки τ_2 и величину периода накопления пыли, по формуле (7.46) определим усредненный по времени расход воздуха, удаляемого системой пылеуборки:

$$G_{пув} = \frac{10 \cdot 0,4}{1,1 + 0,4} = 2,66 \text{ кг/с.}$$

Производительность общеобменной вентиляции по вытяжке найдем из уравнения (7.49):

$$G_y = 112,6 - 50 - 2,66 = 59,94 \text{ кг/с или } 1,81 \cdot 10^5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

7.4. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КОНЦЕНТРАЦИИ ПЫЛИ НА РАБОЧЕМ МЕСТЕ

Метод расчета общеобменной вентиляции, основанный на решении системы уравнений балансов по воздуху и пыли, позволяет определять среднее значение концентрации вредного вещества в помещении или рассматриваемой зоне помещения. При этом, как показывает опыт, фактические значения концентраций вредных веществ в отдельных местах помещения или зоны могут значительно различаться.

Рассмотрим модель распределения концентрации пыли в помещении при наличии общеобменной вентиляции и постоянно действующего источника пылевыделения.

Производственное помещение будем рассматривать как некоторую область Ω , имеющую форму параллелепипеда. Пусть в результате работы общеобменной вентиляции в области Ω устанавливается стационарное и безвихревое поле скоростей воздуха $\vec{v} = \vec{v}(x, y, z)$. При этом линии тока чистого воздуха и вредных веществ будем считать совпадающими. Эти предположения выпол-

няются при подаче приточного воздуха с малыми скоростями в помещение, в котором выделяется тонкодисперсная пыль ($d < 5$ мкм).

Предположим, что постоянно действующие источники выделения пыли в помещении описываются функцией $g(x, y, z)$, которая численно равна изменению концентрации вредного вещества в точке (x, y, z) в единицу времени за счет действия источников выделения пыли. С течением времени в области Ω устанавливается некоторое стационарное распределение пыли, которое будем описывать функцией $C(x, y, z)$ — концентрацией вредного вещества в точке (x, y, z) .

Дифференциальное уравнение, описывающее изменение концентрации C в области Ω , имеет вид

$$v_x \frac{\partial C}{\partial x} + v_y \frac{\partial C}{\partial y} + v_z \frac{\partial C}{\partial z} = g(x, y, z), \quad (7.60)$$

где $\vec{v} = v_x \vec{i} + v_y \vec{j} + v_z \vec{k}$.

Решение уравнения (7.60) можно записать в виде криволинейного интеграла

$$C(x, y, z) = \int_L g(x, y, z) \frac{dS}{\sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}}, \quad (7.61)$$

где L — отрезок линии тока от места подачи воздуха до точки (x, y, z) .

Для определения концентрации $C(x, y, z)$ по формуле (7.61) необходимо знание поля скоростей воздуха. В общем случае задача нахождения поля скоростей воздуха $\vec{v}(x, y, z)$ очень трудная. При организации общеобменной вентиляции пыльных помещений нередко применяют воздухопроводы равномерной подачи и всасывания воздуха, располагаемые вдоль стен помещения. Поле скоростей воздуха, создаваемое с помощью таких воздухопроводов, можно считать плоскопараллельным.

Рассмотрим простейший случай плоскопараллельного поля скоростей воздуха, порожденного линейным источником и стоком (рис. 7.4).

Система координат выбрана таким образом, что ось Ox направлена вдоль пола, а ось Oy является осью симметрии разреза помещения. Линейные расходы притока и вытяжки, отнесенные к единице длины воздухопроводов, предполагаются одинаковыми и равными Q .

Поле скоростей воздуха можно определить с помощью контурного отображения рассматриваемого прямоугольника (рис. 7.4) на полосу (рис. 7.5), при котором $A \rightarrow -\infty$, $B \rightarrow +\infty$. Ширину полосы возьмем равной π . Комплексный потенциал $f(w)$ течения в прямоугольнике

$$f(w) = \frac{Q}{\pi} z(w), \quad (7.62)$$

где $z(w)$ — функция, отображающая прямоугольник на полосу.

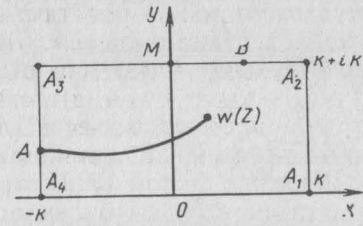


Рис. 7.4. Разрез производственного помещения с линейным притоком и вытяжкой: A — положение притока; B — положение вытяжки

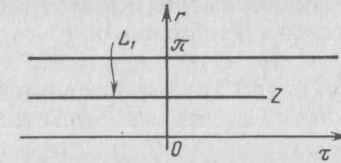


Рис. 7.5. Течение воздуха в канале шириной π

Определение функции $z(w)$ затруднительно. Однако сравнительно просто определяется обратная функция $w(z)$ как суперпозиция нескольких стандартных функций:

$$w(z) = D \int_0^{\frac{a-be^z}{1-e^z}} \frac{dt}{\sqrt{(1-t^2)(1-k^2t^2)}}; \quad (7.63)$$

при $a > b$ (точка A лежит справа от точки B);

$$w(z) = D \int_0^{\frac{a+be^z}{1+e^z}} \frac{dt}{\sqrt{(1-t^2)(1-k^2t^2)}}; \quad (7.64)$$

при $b > a$ (точка B лежит справа от точки A)

$$w(z) = D \int_0^{a+e^z} \frac{dt}{\sqrt{(1-t^2)(1-k^2t^2)}} \quad (7.65)$$

при $b = \infty$ [$B = M$ (см. рис. 7.5)].

В формулах (7.63) — (7.65) константы D, k, a, b определяются размерами прямоугольника (разреза помещения на рис. 7.5) и положениями точек A и B . Константы D, k, a, b определяются из уравнений

$$\int_1^{1/k} \frac{dt}{\sqrt{(t^2-1)(1-k^2t^2)}} = 2\lambda_1 \int_0^1 \frac{dt}{\sqrt{(1-t^2)(1-k^2t^2)}}; \quad (7.66)$$

$$\int_1^{|a|} \frac{dt}{\sqrt{(t^2-1)(1-k^2t^2)}} = \lambda_2 \int_1^{1/k} \frac{dt}{\sqrt{(t^2-1)(1-k^2t^2)}}; \quad (7.67)$$

$$\int_0^1 \frac{dt}{V(1-t^2)(1-k^2t^2)} + \int_{1/k}^{|b|} \frac{dt}{V(1-t^2)(1-k^2t^2)} =$$

$$= \lambda_3 \int_0^1 \frac{dt}{V(1-t^2)(1-k^2t^2)}; \quad (7.68)$$

$$D = \frac{k}{\int_0^1 \frac{dt}{V(1-t^2)(1-k^2t^2)}}, \quad (7.69)$$

где $\lambda_1 = \frac{|A_1A_2|}{|A_4A_1|}$ — отношение длины боковой стороны прямоугольника к длине основания (см. рис. 7.4); $\lambda_2 = \frac{|A_1A_4|}{|A_4A_3|}$; $\lambda_3 = \frac{|\lambda_3|}{|0A_1|}$; x_B — абсцисса точки B .

Формулы (7.66) — (7.69) записаны для случая расположения притока в точке A и вытяжки в точке B на рис. 7.5. В случае произвольного расположения притока в точке A и вытяжки в точке B уравнения (7.66) — (7.69) останутся без изменения, а постоянные a и b определяются из условий

$$A = D \int_0^a \frac{dt}{V(1-t^2)(1-k^2t^2)}; \quad (7.70)$$

$$B = D \int_0^b \frac{dt}{V(1-t^2)(1-k^2t^2)}, \quad (7.71)$$

где A, B — точки притока и вытяжки на комплексной плоскости w (рис. 7.4).

Уравнения (7.66) — (7.68) могут быть решены численно, например, методом Ньютона — Фурье.

В случае плоскопараллельного течения формула (7.61) примет следующий вид:

$$C(x, y) = \int_L g(x, y) \frac{dS}{\sqrt{\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2}}, \quad (7.72)$$

где $u(x, y)$ — вещественная часть комплексного потенциала поля скоростей.

Используя равенство (7.62) и произведя замену переменной в интеграле (7.72), получим

$$C(z) = \frac{\pi}{Q} \int_{L_1} g[W(\xi)] |W'(\xi)|^2 |d\xi|. \quad (7.73)$$

В формуле (7.73) точка z (см. рис. 7.5) является прообразом точки с координатами (x, y) , т. е. точки $w(z)$ в плоскости w (см. рис. 7.4). Пусть L_1 есть луч, параллельный вещественной оси, заканчивающийся в точке z (см. рис. 7.5) и являющейся прообразом пути L в плоскости w .

Принимая, например, во внимание формулы (7.63), (7.65), интеграл (7.73) можно записать соответственно так:

$$C(z) = D^2 (a-b)^2 \frac{\pi}{Q} \int g[w(\xi)] \times$$

$$\times \frac{|e^{2\xi}| |d\xi|}{|(1-e^\xi)^2 - (a-be^\xi)^2| |(1-e^\xi)^2 - k^2(a-be^\xi)^2|}; \quad (7.74)$$

$$C(z) = D \frac{\pi}{Q} \int_{L_1} g[w(\xi)] \frac{|e^{2\xi}| |d\xi|}{|1-(a+e^\xi)^2| |1-k^2(a+e^\xi)^2|}, \quad (7.75)$$

если $B=M$ (см. рис. 7.5).

В простейшем случае, когда $g(w) = g_0 = \text{const}$ (случай равномерного распределения вредного вещества от источников их выделения по всему объему помещения), формулы (7.74), (7.75) примут вид

$$C(z) = D^2 (a-b)^2 \frac{\pi}{Q} \times$$

$$\times g_0 \int_{-\infty}^{\infty} \frac{e^{2\tau} d\tau}{|(1-e^\xi)^2 - (a-be^\xi)^2| |(1-e^\xi)^2 - k^2(a^2-be^\xi)^2|}; \quad (7.76)$$

если $a > b$, то

$$C(z) = D^2 \frac{\pi}{Q} g_0 \int_{-\infty}^{\infty} \frac{e^{2\tau} d\tau}{|1-(a+e^\xi)^2| |1-k^2(a+be^\xi)^2|}. \quad (7.77)$$

В формулах (7.76), (7.77) κ означает вещественную часть z (см. рис. 7.5); $\xi = \tau + in$, где n — мнимая часть z .

Построенная модель может быть использована для определения поля концентрации вредного вещества следующим образом. В полосе (см. рис. 7.5) выбирается достаточно густая сетка, в узлах которой по формулам (7.63) — (7.65) вычисляется соответствующее значение w в прямоугольнике (см. рис. 7.4). Затем по формуле (7.73) определяются значения концентрации C в соответствующих точках W прямоугольника.

Отметим, что в рамках изложенной модели можно определить оптимальный воздухообмен, необходимый для выполнения условий $C < C_{\text{пдк}}$ в рабочей или другой зоне помещения.

С помощью подобной методики можно находить поле концентраций и в других случаях, если известно поле скоростей воздуха.

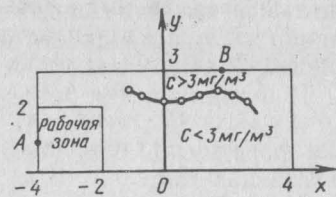


Рис. 7.6. Распределение концентрации пыли в воздухе помещения:
—○— линия уровня, соответствующая $C=3 \text{ мг/м}^3$; А — положение притока; В — положение вытяжки

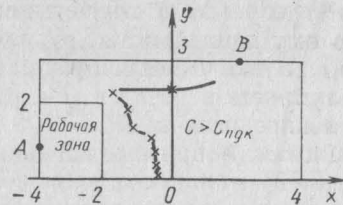


Рис. 7.7. Распределение пыли в помещении для случая неравномерного ее распространения от источников пылевыведения по объему помещения:
—×— линия уровня, соответствующая $C=5 \text{ мг/м}^3$; А — положение притока; В — положение вытяжки; И — источник пылевыведения

В частности, с помощью аппарата конформных отображений данная задача может быть решена для случая, когда приток и вытяжка не являются точечными, а также для случая, когда, кроме общеобменной вентиляции, работает система аспирации и ЦПУ.

Пример 7.5. Рассчитать производительность общеобменной вентиляции, необходимую для выполнения условия $C \leq C_{\text{пдк}} = 5 \text{ мг/м}^3$ в рабочей зоне при условии:

1) пыль распределяется равномерно от источников пылевыведения по объему помещения;

2) концентрация пыли в приточном воздухе $C_{\text{п}}=0$; объем помещения $W=720 \text{ м}^3$; высота помещения $H=3 \text{ м}$, коэффициент осаждения пыли $k_0=3,9 \text{ л/ч}$; интенсивность выделения $G_0=21,7 \text{ мг/с}$. Для проведения расчета концентрации пыли в помещении зададим величину воздухообмена $Q=10\,800 \text{ м}^3/\text{ч}$, а также положение приточного воздуховода в точке А и вытяжного воздуховода в точке В на сторонах разреза помещения (рис. 7.6).

Численный расчет, проведенный при заданных условиях, выбранной величине воздухообмена Q и положении точек А и В, показывает, что концентрация пыли в рабочей зоне будет меньше $C_{\text{пдк}}$.

На рис. 7.6 приведены схема распределения концентрации пыли и линия равной концентрации $C=3 \text{ мг/м}^3$.

На рис. 7.7 показано распределение концентрации пыли в рассматриваемом помещении для случая неравномерного ее распространения от источников пылевыведения. Предполагалось, что концентрация пыли убывает по мере удаления от источников ее выделения по закону $C(x, y) = ae^{-f(x, y)}$, где $a > 0$, $f(x, y) \geq 0$.

7.5. РАСЧЕТ АЭРАЦИИ В ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХАХ

Теплонапряженность литейных цехов машиностроительных заводов измеряется десятками, а иногда и сотнями ватт, приходящихся на 1 м^3 . Известно, что для ассимиляции теплоизбытков в

10 Вт/м^3 требуется почти четырехкратный воздухообмен помещения, поэтому потребность крупных литейных цехов в вентиляционном воздухе достигает огромных величин. Подача и удаление миллионов кубических метров воздуха в час механическим путем требует больших материальных и энергетических затрат, поэтому широкое использование вторичных энергоресурсов для организации естественной вентиляции производственных помещений имеет важное народнохозяйственное значение.

Организованный и регулируемый естественный воздухообмен теплонапряженных помещений (аэрация) может применяться везде, где не требуется специальной подготовки приточного и очистки удаляемого воздуха.

Эффективность аэрации во многом зависит от архитектурно-планировочного оформления здания (пролетности, застройки наружных стен, этажности), а также компоновки теплоотдающего оборудования. Наиболее просто осуществляется аэрация однопролетных зданий с развитым периметром и незастроенными наружными стенами. При расположении тепловыделяющего оборудования по оси здания и рабочих мест между наружными стенами и источниками теплоты с помощью одной лишь аэрации можно создать нормальные санитарно-гигиенические условия [2]. В литейных цехах в теплый период года аэрация осуществляется по схеме снизу вверх, при которой наружный воздух подается через фрамуги на высоте $0,3\text{—}1,8 \text{ м}$ от пола, в холодный период года аэрация осуществляется по схеме сверху — вниз — вверх с подачей наружного воздуха на высоте $0,5\text{—}0,6 \text{ м}$, но не ниже 4 м от пола (H — высота помещения). В холодный период года объем аэрационного воздухообмена снижается, поэтому предельно допустимой концентрации вредного вещества в рабочей зоне иногда удается достичь только при снижении в ней температуры воздуха. При этом разность рекомендуемой и фактической температур не должна превышать 8°C .

При аэрации производственных помещений отработавший воздух удаляется через створки П-образных аэрационных фонарей, снабженных ветроотбойными щитами, или с помощью аэрационных фонарей незадуваемого типа. Эффективность аэрации зависит не только от ее организации, но и от правильного регулирования и эксплуатации аэрационных устройств. Регулирование аэрации должно обеспечить необходимые параметры воздуха в рабочей зоне от внешних метеорологических условий. Различают сезонное и суточное регулирование, которое осуществляется изменением площади приточных и вытяжных проемов, а также направлением потоков приточного воздуха. При осуществлении аэрации необходимо следить за предотвращением сквозного проветривания и опрокидывания вентиляции. В литейных цехах аэрация при соответствующем регулировании может применяться в течение всего года.

В современных многопролетных блокированных цехах возможность применения аэрации существенно сокращаются, однако и в этих условиях естественную вентиляцию можно использовать как простое и эффективное дополнение приточно-вытяжных систем.

Теоретическим и экспериментальным исследованиям процессов аэрации, а также вопросам ее практического применения посвящены работы В. В. Батурина, С. Е. Бутакова, П. Н. Каменева, В. Н. Талиева, В. М. Эльтермана, И. А. Шепелева, Н. В. Акинчева и др.

Аэрация помещения происходит в результате теплового напора, возникающего из-за разностей температур воздуха внутри и снаружи здания, а также под действием ветра, обычно усиливающего воздухообмен. Расчет естественной вентиляции, как правило, ведется для наименее благоприятных условий ее осуществления — максимальной наружной температуры и безветрия. Основной предпосылкой расчета аэрации является величина избытков теплоты в помещении. Источниками выделений теплоты в литейных цехах являются расплавленный металл, нагретые поверхности плавильных печей, технологического оборудования, коммуникации, остывающие отливки и т. д.

Теплота отдается во внутрицеховое пространство путем конвекции и лучеиспускания. Величина выделяемой теплоты может быть найдена по известным площадям нагретых поверхностей и величинам их удельной теплоотдачи конвекцией $q^k = \kappa A (T_n - T_b)^{4/3}$ и излучением $q = 4,6 \left[\left(\frac{T_n}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_b}{100} \right)^4 \right]$, где T_n, T_b — абсолютные температуры нагретой поверхности и воздуха в помещении; κ, A — эмпирические коэффициенты, зависящие от температуры теплоотдающей поверхности и ее ориентации. В помещения литейных цехов поступает до 10% теплоты, образующейся в электропечах. В теплый период года необходимо учитывать также теплоступления от солнечной радиации. Избытки явной теплоты определяются как разность тепловыделений и теплопотерь через ограждения здания [10]. Рассчитанные таким образом валовые теплоизбытки могут быть уточнены по воздушно-тепловому балансу помещения.

Рассмотрим основные положения расчета аэрации литейных цехов. Массовые расходы воздуха через приточные и вытяжные отверстия можно записать так:

$$\left. \begin{aligned} G_{пр}^i &= (\mu F)_{пр}^i \sqrt{2\rho_n \Delta p_{пр}^i}, \\ G_{вт}^j &= (\mu F)_{вт}^j \sqrt{2\rho_{ух} \Delta p_{вт}^j}, \end{aligned} \right\} (7.78)$$

где $\Delta p_{пр}^i, \Delta p_{вт}^j$ — перепады давления для приточных и вытяжных отверстий; i, j — их порядковые номера.

Подставив систему уравнений (7.78) в уравнения (7.1), (7.2), получим вместе с зависимостью (7.5) и выражениями для перепадов давления замкнутую систему уравнений для расчета вентиля-

ции с естественным или смешанным побуждением движения воздуха. Перепады давлений для аэрационных проемов определяются разностью температур воздуха внутри и снаружи помещения, а в случае смешанной вентиляции также производительностью механических приточно-вытяжных систем.

Распределение температуры воздуха внутри помещения, содержащего теплоисточники, является центральным и наиболее сложным вопросом теории аэрации. Основными факторами, определяющими температурное поле, являются мощность источников тепловыделений, их распределение во внутрицеховом пространстве, характер и интенсивность движения воздушных потоков, а также температура приточного воздуха. При всем разнообразии конкретных условий температурное поле в горячих цехах характеризуется более высокой температурой сверху по сравнению с температурой в нижней зоне помещения. Однако при рассредоточенном расположении источников теплоты и достаточно большом воздухообмене в результате турбулентного перемешивания происходит выравнивание температуры по высоте помещения. В этом случае перепад давления для аэрационного отверстия

$$\Delta P = g(\rho_n - \rho_b)H - p_0, (7.79)$$

где ρ_n, ρ_b — плотность воздуха внутри и снаружи помещения; H — расстояние от середины проема до уровня условного нуля давления; p_0 — избыточное внутреннее статическое давление.

Предположим, что все вытяжные аэрационные проемы находятся на одинаковом уровне, и выберем на нем условный нуль наружного давления. Если все приточные проемы также расположены на одинаковом уровне на расстоянии не ниже вытяжных проемов, то уравнения воздушного и теплового баланса можно записать так:

$$\left. \begin{aligned} \sum (\mu F_{пр})^i \sqrt{2\rho_n [g(\rho_n - \rho_b)H_a - p_0]} &= \sum_j (\mu F_{вт})^j \sqrt{2\rho_b p_0}; \\ G_a &= \frac{\Delta Q}{c_p \Delta t_b}, \end{aligned} \right\} (7.80)$$

где $G_a = \sum G_{пр}^i = \sum G_{вт}^j$ — величина аэрационного воздухообмена; $\Delta t_b = t_b - t_n$ — избыточная температура воздуха внутри помещения.

Принимая во внимание соотношение (7.5), а также то, что в реальных условиях $\Delta t_b / T_n \ll 1$, преобразуем уравнения (7.80) к виду

$$A \frac{1+a^2}{a^2} = y^3; (7.81)$$

$$G_a = \frac{\Delta Q}{c_p T_n y}, (7.82)$$

где $y = \frac{\Delta t_b}{T_n}$; $a = \frac{\sum (\mu F_{пр})^i}{\sum (\mu F_{вт})^j}$;

$$A = 0,4044 \cdot 10^{-12} \frac{\Delta Q^2}{(\sum \mu F_{вт})^2 H_a}$$

Задаваясь значением избыточной температуры воздуха в помещении $\Delta t_b = \Delta t_{доп}$, из уравнений (7.81), (7.82) найдем величину необходимого воздухообмена и площади аэрационных проемов, достаточные для его осуществления (прямая задача аэрации):

$$\sum \mu F_{вт} = 6,36 \cdot 10^{-7} \Delta Q \left(\frac{1+a^2}{a^2 H_a} \right)^{1/2} \left(\frac{T_n}{\Delta t_b} \right)^{3/2}; \quad (7.83)$$

$$\sum \mu F_{пр} = a \sum \mu F_{вт}. \quad (7.84)$$

Для осуществления устойчивой аэрации, исключаяющей опрокидывание воздухообмена, величина параметра a выбирается в пределах 1,2—1,3. Аэрационный воздухообмен должен обеспечивать также снижение концентрации вредных веществ до предельно допустимых значений. Если воздухообмен, найденный по допустимой избыточной температуре, окажется недостаточным, то, исходя из расхода приточного воздуха G_n , достаточного для разбавления вредных газов, находим избыточную температуру, а по ней с помощью формул (7.83), (7.84) необходимые площади аэрационных проемов.

С помощью уравнений (7.81), (7.82) может быть решена также обратная задача аэрации, т. е. рассчитан фактический воздухообмен по заданным избыткам теплоты и площадям аэрационных проемов. При этом избыточная температура внутри помещения

$$\Delta t_b = 7,4 \cdot 10^{-5} T_n \sqrt{\frac{\Delta Q^2}{(\mu F_{вт})^2 H_a} \left(1 + \frac{1}{a^2} \right)}. \quad (7.85)$$

Полученные выше формулы (7.81)—(7.85) справедливы для помещений, в которых изменение температуры воздуха по высоте незначительно. Для теплонатяженных цехов, в которых это условие не выполняется, соотношения (7.83)—(7.85) определяют лишь усредненную по высоте помещения избыточную температуру и площади аэрационных проемов, достаточные для ее поддержания. В настоящее время при расчетах аэрации, как правило, принимают линейный закон изменения температуры воздуха по высоте. При этом перепады давлений для аэрационных отверстий вычисляют исходя из средней температуры воздуха внутри помещения (рабочей зоны) $t_b = 0,5(t_{p,з} + t_y)$, где температура уходящего воздуха определяется через коэффициент m или же на основе закономерностей развития стесненных конвективных струй [2]:

$$t_y = t_{p,з} + 0,51 \sqrt[3]{Q_{стр}^2 / z_n^5},$$

где z_n — расстояние от полюса струи до середины вытяжных проемов; $Q_{стр}$ — количество конвективной теплоты в струе.

В результате исследований Е. В. Кудрявцева, В. В. Батурина, И. А. Шепелева и др. установлено, что при наличии мощных конвективных струй и равномерном подтекании приточного воздуха в помещении устанавливается устойчивое температурное расслоение воздуха по высоте. При этом внутреннее пространство аэрируемого помещения можно разделить на две зоны: верхнюю с более высокой температурой и нижнюю. Внутри каждой из зон температура меняется незначительно, а в разделяющем их слое наблюдается ее скачок. Такой характер распределения температуры воздуха по высоте получил название температурного перекрытия.

В условиях температурного перекрытия воздухообмен литейного цеха может быть рассчитан с помощью двухзонной модели, рассмотренной в п. 7.2. Однако выполненный нами анализ показывает, что величина аэрационного воздухообмена незначительно зависит от распределения температуры по высоте цеха. Это связано с тем, что высота нижней (рабочей) зоны, в которой поддерживается нормируемая температура, значительно меньше высоты верхней зоны, а это существенно уменьшает влияние температурного перепада на величину средней температуры в помещении. Таким образом, в первом приближении аэрация литейного цеха может быть рассчитана по формулам (7.81)—(7.84), т. е. на основе предположения об однородном распределении температуры по высоте помещения. Точность этих расчетов повышается при увеличении воздухообмена, в частности, при дополнении аэрации средствами механической приточно-вытяжной вентиляции.

При увеличении выделений теплоты и повышении температуры наружного воздуха естественного воздухообмена цеха может оказаться недостаточно для поддержания в рабочей зоне требуемой температуры воздуха. В этих случаях аэрацию цеха целесообразно дополнять местной вытяжной вентиляцией, удаляющей нагретый воздух непосредственно от источников теплоты и тем самым уменьшающей ее избытки в помещении.

Поскольку в результате работы местных вытяжных устройств давление воздуха внутри цеха меняется, расчеты естественной и механической вентиляции взаимосвязаны.

Считая распределение температуры воздуха внутри цеха однородным, уравнения воздушного и теплового баланса можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} G_{па} = G_{ya} - G_{мв} = 0; \\ c_p T_n G_{па} - c_p T_b G_{ya} - c_p T_{мв} G_{мв} = 0, \end{aligned} \right\} \quad (7.86)$$

где $G_{па}$, G_{ya} — производительность естественной вентиляции по притоку и вытяжке;

$$G_{па} = \sum (\mu F)_{пр} \sqrt{2 \rho_n (p_p - p_0)}; \quad (7.87)$$

$$G_{ya} = \sum (\mu F)_{вт} \sqrt{2 \rho_b p_0}, \quad (7.88)$$

где $p_p = g(\rho_n - \rho_b) H_a$.

Исключив из уравнений (7.86) производительность местной вытяжной вентиляции $G_{\text{мв}}$, получим уравнение для статического давления воздуха внутри цеха:

$$P_0(T_{\text{мв}} - T_{\text{в}}) \sum (\mu F)_{\text{вт}} \sqrt{2\rho_{\text{в}} p_0} - (T_{\text{мв}} - T_{\text{н}}) \sum (\mu F)_{\text{пр}} \sqrt{2\rho_{\text{н}} (p_{\text{р}} - p_0)} + \frac{\Delta Q}{c_p}.$$

Задаваясь определяемой опытным путем температурой аспирируемого воздуха $T_{\text{мв}}$ и средней температурой воздуха внутри помещения,

$$\bar{t}_{\text{в}} \leq t_{\text{н}} + \frac{\Delta t_{\text{доп}}}{m}, \quad (7.89)$$

определяем из уравнения (7.88) p_0 , а затем величины $G_{\text{па}}$, G_{ya} и производительность местной вытяжной вентиляции $G_{\text{мв}}$. Рассчитаем, например, аэрацию цеха, дополненную местной вытяжной вентиляцией.

Пример 7.6. Рассмотрим однопролетный цех с избытками теплоты $\Delta Q = 3 \cdot 10^6$ Вт. Расстояние между серединами нижних и верхних аэрационных проемов $H_a = 13$ м, площадь верхних проемов составляет 119,2 м². При наружной температуре воздуха $t_{\text{н}} = 19^\circ\text{C}$ в помещении имеет место воздухообмен $G_a = 687\,000$ кг/ч. При этом температура уходящего воздуха $t_{\text{у}} = 30^\circ\text{C}$, а температура воздуха в рабочей зоне $t_{\text{р.з}} = 24,7^\circ\text{C}$. Коэффициенты расхода приточных и вытяжных проемов $\mu_{\text{пр}} = \mu_{\text{вт}} = 0,5$; $m = \Delta t_{\text{р.з}} / \Delta t_{\text{у}} = 0,518$. При одной лишь аэрации цеха температура воздуха в рабочей зоне превысит 26°C . Найдем производительность местной вытяжной вентиляции, достаточную для поддержания в рабочей зоне температуры $t_{\text{р.з}} = 24^\circ\text{C}$, если температура аспирируемого воздуха $t_{\text{мв}} = 50^\circ\text{C}$.

Решение. По формуле (7.89) найдем среднюю температуру воздуха в цехе $t_{\text{в}} = 19 + \frac{5}{0,518} = 29^\circ\text{C}$; $T_{\text{в}} = 302$ К.

Определив с помощью формулы (7.5) плотности воздуха внутри и снаружи помещения, перепишем уравнение (7.86) в виде

$$\sqrt{p_0} - 2,7 \sqrt{5,1 - p_0} + 1,56 = 0.$$

Из этого уравнения найдем $p_0 = 3,49$ Па. Производительность естественного воздухообмена найдем по формуле (7.86): $G_{\text{па}} = 212$ кг/с; $G_{\text{ya}} = 170$ кг/с. Расход аспирируемого воздуха найдем из уравнения воздушного баланса $G_{\text{мв}} = 212 - 170 = 42$ кг/с, что соответствует производительности местной вытяжной вентиляции 138 196 м³/ч.

Эффективность применения аэрации резко возрастает по мере снижения температуры наружного воздуха, поэтому при благоприятных архитектурно-планировочных условиях в переходный и про-

хладный периоды года необходимого воздухообмена в цехе можно достичь с помощью одной аэрации.

Однако в многопролетных блокированных зданиях возникают трудности в обеспечении чистым воздухом рабочих мест, удаленных от приточных аэрационных проемов, поэтому механическая приточно-вытяжная вентиляция применяется в таких цехах на протяжении всего года. При организации смешанной вентиляции плавильных, заливочных и формовочно-заливочных отделений литейных цехов приточный воздух должен подаваться непосредственно в рабочую зону через полочные и другие распределители, а также горизонтальными струями.

Рабочие места у заливочного конвейера должны оборудоваться притоком воздуха по всему фронту заливки через воздухораспределители панельного типа. На рабочих местах, подверженных интенсивному тепловому облучению, следует организовать воздушное душирование в сочетании с испарительным охлаждением подаваемого воздуха. В условиях жаркого климата в литейных цехах необходимо кондиционирование воздуха. Общеобменную вытяжку целесообразно осуществлять с помощью крышных вентиляторов. Для выброса загрязненного воздуха за пределы зоны аэродинамической тени здания крышные вентиляторы оборудуют удлиненными трубами без зонтов [19].

Глава 8

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОБЕСПЫЛИВАНИЯ

8.1. ПАСПОРТИЗАЦИЯ ВЫБРОСОВ СИСТЕМ ОБЕСПЫЛИВАНИЯ

Паспортизация источников загрязнения является необходимым звеном в оценке технологического процесса с точки зрения охраны атмосферного воздуха. По показателю количества выбрасываемых веществ в окружающую среду оценивается эффективность работы пылеулавливающих установок в рассматриваемых условиях.

На действующих предприятиях предельно допустимые выбросы (ПДВ) или временно согласованные выбросы (ВСВ) загрязняющих веществ устанавливаются на основании материалов инвентаризации источников выбросов. Эти же материалы являются исходными данными для расчета концентраций загрязняющих веществ в местах воздухоприемных устройств промышленной вентиляции или на открытых рабочих местах производственной территории.

В результате паспортизации измеряются концентрации загрязняющих веществ, температура, скорость выброса; на основании этих замеров можно расчетным путем получить количество выбрасываемых вредных веществ и объем выброса от вентиляционных систем и технологического оборудования.

При проведении инвентаризации обследованию подлежат все выбросные устройства, содержащие загрязняющие вещества, независимо от наличия в них газопылеочистных установок.

Инвентаризацию выбросов, как правило, проводят после окончания наладки систем вентиляции на санитарно-гигиенический эффект.

Перед началом обследования технологических и вентиляционных устройств и систем необходимо определить объем намечаемых работ: ознакомиться с технологическим процессом производства литья; определить наименование и характер (газ, пыль, аэрозоль и т. д.) выделяющихся загрязняющих веществ; установить места расположения, высоту и размеры источников выбросов; провести визуальный осмотр вентиляционных устройств и систем, а также пыле- и газоочистных установок; ознакомиться с технологическими отчетами по испытанию и наладке оборудования, паспортами на вентиляционные и технологические системы, результатами обследования санэпидстанции; выявить технологическое соответствие состояния технологического оборудования требованиям санитарных норм (герметичность, обеспеченность укрытиями, встроенными местными отсосами и т. д.).

При проведении инвентаризации в первую очередь выполняют аэродинамические испытания систем и устройств в соответствии с ГОСТ 12.3.018—79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний». Затем производят отбор и анализ проб загрязненного воздуха. Обычно отбор проб воздуха выполняется пробоотборной трубкой, вводимой через специальное отверстие.

Существуют два метода отбора проб — внешней и внутренней фильтрации в зависимости от расположения фильтрующего устройства относительно воздуховода.

При внешней фильтрации фильтрующее устройство расположено вне воздуховода и исследуемый воздух направляется к нему с помощью пробоотборной трубки, вводимой в поток входным отверстием ему навстречу.

Метод внутренней фильтрации применяется при отборе пылей и аэрозолей в случае, если температура точки росы исследуемого потока превышает температуру окружающей среды и возможна конденсация влаги внутри пробоотборной трубки, что может исказить результаты анализа.

Недостатком метода внутренней фильтрации является исключение визуального наблюдения за ходом отбора проб.

В качестве фильтрующего устройства наиболее часто применяются волокнистые материалы, помещенные в аллонжи и патроны различных конструкций (например, аналитические аэрозольные

фильтры АФА, бумажные фильтры, стекловолокно, асбестовое волокно).

Фильтры типа АФА по сравнению с другими фильтрующими материалами обладают более высокой задерживающей способностью, позволяющей эффективно улавливать аэрозоли любой степени дисперсности, малым аэродинамическим сопротивлением, достаточной механической прочностью и приемлемой для аналитических целей емкостью.

Термическая стойкость фильтров АФА, а также их отношение к влаге, кислотам, щелочам, органическим растворителям зависят от свойств фильтрующего материала, по которому маркируются фильтры.

Допустимая навеска дисперсной фазы подсчитывается по формуле

$$\Delta\omega = aS, \quad (8.1)$$

$\Delta\omega$ — масса уловленной дисперсной фазы, мг; S — рабочая поверхность фильтра, см²; a — допустимая навеска на единицу поверхности, мг/см².

Для аэрозолей с твердой дисперсной фазой $a=5$ мг/см².

В случаях, когда по условиям измерений запыленности воздуха требуется осадить количество пыли, превышающее пылеемкость фильтров АФА, следует применять бумажные гильзы или аллонжи, заполненные стекловолокном или асбестовым волокном.

При отборе проб при температуре газовой смеси в пределах $60^\circ\text{C} < t < 105^\circ\text{C}$ в качестве фильтрующего материала рекомендуется применять стекло- или асбестоволокно.

Аэрозольные патроны-аллонжи могут быть закрытыми (два совмещенных основаниями полых конуса, между которыми крепится аналитический фильтр) и открытыми.

Для проведения пылевых анализов в широком диапазоне скоростей применяют пылеотборные трубки с набором съемных наконечников, имеющих различные диаметры входного отверстия.

При отборе проб большое значение имеет выбор его места, которое должно располагаться на прямом участке воздуховода на расстоянии двух-трех гидравлических диаметров до устья источника и не менее шести гидравлических диаметров за местом возмущения потока.

При измерении концентраций пыли и аэрозолей главной задачей является получение представительной пробы, т. е. пробы, идентичной по дисперсному и химическому составу той пыли, из которой она была взята.

При контроле выбросов в вертикальных воздуховодах рекомендуется производить отбор в одной точке, в центре его сечения. Координаты точек отбора проб и число точек определяются конструкцией воздуховода и размером мерного сечения.

Точки отбора проб выбирают по принципу их расположения на равновеликих площадях сечения воздуховода (рис. 8.1).

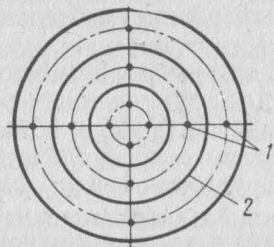


Рис. 8.1. Точки отбора проб со снятием характеристики поля концентрации в круглом воздуховоде:
1 — точки отбора проб; 2 — воздуховоды различного диаметра

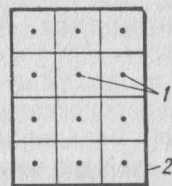


Рис. 8.2. Точки отбора проб со снятием характеристики поля концентраций в прямоугольном воздуховоде:
1 — точки отбора проб; 2 — воздуховод

Аналогично для прямоугольных воздуховодов сечения разбивают на квадраты, стороны каждого из которых не превышают 200 мм, и отбор производят в центре каждого прямоугольника (рис. 8.2).

При отборе проб пыли и аэрозолей в воздуховодах одним из важнейших условий обеспечения представительности пробы является соблюдение принципа изокINETИЧНОСТИ, т. е. обеспечения равенства скоростей движения газа в воздуховоде и во входном отверстии пылеотборной трубки [21]. Несоблюдение этого принципа приводит к искажению результата как количественно, так и качественно (дисперсный состав) анализов. Расчет по обеспечению изокINETИЧНОСТИ осуществляется по формуле

$$L = 0,047vd^2, \quad (8.2)$$

где L — объемная скорость воздуха, отбираемого на анализ, л/мин; v — линейная скорость воздуха в воздуховоде в месте отбора, м/с; d — диаметр входного отверстия пробоотборной трубки, мм.

Для отбора проб обычно используют ту же аппаратуру, что и при санитарном контроле воздушной среды производственных помещений и атмосферного воздуха: аспиратор (ТУ-64-1-862-77) мод. 822, ротационную установку ПРУ-4 или электроаспиратор типа ЭА-40л. При отборе проб в пожаровзрывоопасных условиях используют эжекторы (ТУ 03-75). Количество последовательно отобранных проб должно быть достаточным для статической обработки. Примерное количество проб, необходимое для отбора пылей и аэрозолей, составляет 10 замеров [40].

Средняя арифметическая величина навески пыли

$$x = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n} \quad (8.3)$$

где x_1, x_2, \dots, x_n — единичные навески пыли каждой пробы, мг; n — число проб, шт.

Среднее квадратическое отклонение

$$s = \sqrt{\frac{a_1^2 + a_2^2 + \dots + a_n^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{\sum_1^n a_i^2}{n-1}}, \quad (8.4)$$

где a_1, a_2, \dots, a_n — абсолютная величина разности между средней арифметической величиной и отдельными данными измерениями;

$$a_n = (\bar{x} - x_n). \quad (8.5)$$

Допустимое отклонение от средней арифметической величины при заданном условии надежности доверительного интервала составляет

$$a_i = t \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad (8.6)$$

где t — коэффициент Стьюдента, определяемый в соответствии с [40] при заданном условии надежности α .

Доверительные границы замеров измерений находятся в пределах

$$x - a_n < x_n < x + a_n, \quad (8.7)$$

где x — средняя арифметическая величина навески, мг; a_n — допустимое отклонение результатов измерений, м; x_n — рассматриваемая единичная навеска измерения n , мг.

До 30% измерений, не попадающих в полученный доверительный интервал, можно исключить и считать полученную теорию экспериментов удовлетворительной. В противном случае, если более 30% измерений не удовлетворяют требованию (8.7), следует провести дополнительные более тщательные отборы проб. Фильтры с пробами, вложенными в бумажную кассету, в течение 40—60 мин перед взвешиванием в лаборатории выдерживают в исходных условиях для установления равновесия по температуре и влажности.

Концентрацию пыли вычисляют по формуле

$$C = \frac{\Delta\omega 1000}{V}, \quad (8.8)$$

где $\Delta\omega$ — навеска пыли на фильтре (определяют по разности фильтра до и после отбора проб), мг; V_0 — объем воздуха, приведенный к нормальным условиям (0°C и 101300 Па), м³.

Объем воздуха при нормальных условиях

$$V_0 = \frac{L\tau 273B}{(273 + t) 760}, \quad (8.9)$$

где L — объемная скорость воздуха при отборе пробы, л/мин; τ — температура отбираемого воздуха, °C.

Перед испытанием пылеулавливающих установок необходимо определить их соответствие проекту или каталогу, тип, основные

размеры, а также конструктивные и эксплуатационные особенности установок.

Началу испытания должно предшествовать приведение установок в исправное состояние. Испытания включают в себя следующие замеры: полного, скоростного и статического давления воздуха до и после установки; температуры воздуха до и после установки; расхода воды, поступающей в установку; отбора проб загрязнения воздуха до и после установки.

При двухступенчатой очистке содержание вредных веществ должно определяться до первой ступени (по движению потока), между первой и второй ступенью и после второй ступени. Испытание рукавного фильтра проводят в период между встряхиванием рукавов. На основании проведенных измерений определяют расход воздуха до и после установки. Величина подсосов или утечки воздуха не должна превышать 5% количества очищаемого воздуха, за исключением матерчатых фильтров, для которых максимальный процент подсоса и выбивания не должен превышать данных по каталогу.

Степень очистки пыли (%) в установке при подсосе или утечке воздуха в пределах до 5% его общего количества

$$\eta = \frac{C_n - C_k}{C_n} 100, \quad (8.10)$$

где C_n — начальное содержание пыли (на входе в установку), мг/м^3 ; C_k — конечное содержание пыли (на выходе из установки), мг/м^3 .

При подсосах или утечке воздуха, превышающих 5% его общего количества, степень очистки пыли (%)

$$\eta = \left(1 - \frac{C_n L_k}{C_n L_n}\right) 100, \quad (8.11)$$

где L_k , L_n — количество воздуха соответственно на выходе и входе в установку, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Общая степень очистки пыли в установке, состоящей из нескольких ступеней (%),

$$\eta_{\text{общ}} = [1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2) \dots (1 - \eta_n)] 100, \quad (8.12)$$

где η_1 , η_2 , ..., η_n — степень очистки от пыли каждой из отдельных ступеней, смонтированных последовательно.

Сопrotивление пылеулавливающих установок проходящему загрязненному воздуху определяется как разность полных давлений, замеренных до и после установки. При равенстве площадей сечений до и после установки сопротивление ее можно определить как разность статических давлений до и после нее.

На основании проведенных измерений эксплуатационного состояния установок анализируется эффективность их работы, даются рекомендации по улучшению их действия.

8.2. РАСЧЕТ ЗАГРЯЗНЕНИЯ ВОЗДУХА ВЫБРОСАМИ ЛИТЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Анализ опыта охраны воздушного бассейна и прежде всего отечественных достижений в этой области показывает, что борьба за чистый воздух на промышленных площадках и в примыкающих к ним селитебных зонах должна начинаться не на стадии строительства, а при проектировании промышленных объектов, технологических процессов, машин и оборудования. При этом для обеспечения высоких гигиенических требований к составу воздуха проектировщики должны использовать последние достижения науки и практики в области аэрации промышленных площадок и примыкающих к ним жилых застроек, рассеяния выделяемых промышленными предприятиями вредных веществ на застроенных территориях, анализа климатических данных, рельефа местности и фоновых загрязнений атмосферы в районе предполагаемого строительства предприятия. Именно поэтому действующие «Санитарные нормы проектирования предприятий» СН 245—71 требуют, чтобы при проектировании каждого предприятия устанавливались величины ожидаемых концентраций примесей и на основе их сопоставления с предельно допустимыми концентрациями разрабатывался комплекс мероприятий, обеспечивающий надлежащую чистоту атмосферы. Результаты такого прогноза позволяют выбирать место строительства предприятий; определять максимально допустимые размеры санитарно-защитной зоны, обеспечивающие безопасный уровень загрязнения воздуха жилых районов и сельскохозяйственных угодий; обосновывать рациональное расположение производственных корпусов на промышленной площадке, при котором максимально используются возможности естественного проветривания; установить требования к технологическим процессам и оборудованию в отношении сокращения выбросов; оценить требуемую эффективность очистных устройств; определить оптимальное расположение источников примесей и высоты их выбросов, а также зоны с наиболее чистым воздухом, в которых следует размещать воздухозаборные устройства приточной вентиляции, и решать ряд других практических задач.

Для своевременного и рационального решения проблемы защиты воздушного бассейна от загрязнений при проектировании и реконструкции литейных производств необходимо выполнять проверку достаточности заложенного комплекса мероприятий, обеспечивающих требования санитарных норм к качеству атмосферного воздуха. Такое обоснование должно приводиться в проекте предприятия в разделе «Охрана атмосферы и предельно допустимые выбросы». Для выполнения обоснования используют «Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий» СН 369—74 [73] и «Ру-

ководство по расчету загрязнения воздуха на промышленных площадках» [66].

«Указания» предназначены для расчета уровня загрязнения воздуха в населенных пунктах от высоких источников, распространение вредных веществ от которых происходит под действием диффузионных процессов, где метеорологические параметры являются определяющими.

Величина максимальной приземной концентрации вредных веществ для выброса газовой смеси из одиночного точечного источника с круглым устьем при опасной скорости ветра определяется по формуле

$$C_v = \frac{AMFmn}{H^2 \sqrt[3]{V_1 \Delta T}}, \quad (8.13)$$

где A — коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы и определяющий условия вертикального и горизонтального рассеяния вредных веществ в атмосферном воздухе, $c^{2/3} \cdot \text{мг} \cdot \text{град}^{1/3} / \text{г}$; M — количество вредного вещества, выбрасываемого в атмосферу, г/с; F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе; m, n — безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода газовой смеси из устья источника выброса; H — высота источника выброса над поверхностью, м; ΔT — разность между температурой выбрасываемой газовой смеси T_1 и температурой окружающего атмосферного воздуха T_2 , град; V_1 — объем газовой смеси ($\text{м}^3/\text{с}$), определяемый по формуле

$$V_1 = \frac{\pi D_0^2}{4} \omega_0, \quad (8.14)$$

где D_0 — диаметр устья источника выброса, м; ω_0 — средняя скорость выхода газовой смеси из устья источника выброса, м/с.

Расчет по формуле (8.13) проводится по сложной схеме с вычислением большого числа промежуточных величин. Нужно сделать 21 вычисление, чтобы получить конечную величину концентрации вредного вещества в заданной точке при определенных условиях, что затрудняет возможность варьирования исходных данных при проектировании заданных параметров чистоты воздушного бассейна.

Предлагаемая в «Указаниях» [73] методика содержит раздел «Расчет рассеяния выбросов из аэрационного фонаря», который заведомо относится к низким источникам и загрязняет в первую очередь зоны циркуляции, образующиеся около зданий при обтекании их ветром. Эти концентрации от низких источников следует определять по «Руководству» [66].

Характер распространения вредных веществ от низких источников коренным образом отличается от рассеяния их при вы-

бросах от высоких источников. Основное отличие заключается в том, что вредные вещества от низких выбросов загрязняют циркуляционные зоны и частично накапливаются в них. Поток воздуха, срываясь с подветренной стены здания, образует плоскопараллельную турбулентную струю, к которой примешиваются вредные вещества, частично перемещающиеся по замкнутому контуру и накапливающиеся в циркуляционной зоне. На загрязнение циркуляционных зон большое влияние оказывают размеры здания (длина срывной кромки — размер здания в направлении, перпендикулярном движению ветра, его высота и ширина) и характеристики источника (место его расположения, высота, характер выделения вредных веществ и т. д.).

В качестве основного метеорологического параметра в расчетной схеме принимается расчетная скорость ветра, которая определяет интенсивность проветривания циркуляционных зон. Турбулентность, стратификация атмосферы в данном случае не принимаются во внимание, так как, по экспериментальным данным, турбулентность, создаваемая зданием (70%), значительно превышает атмосферную турбулентность (10%) [60], а стратификация на расстоянии 30—40 м приземного слоя при наличии перемешивания воздушных масс в циркуляционных зонах не проявляет себя. Однако определение плоскопараллельной струи за зданием, учитывающее суммарную турбулентность набегающего потока, а также турбулентность, создаваемую зданием, заложено в рабочей гипотезе методики.

Расчетные зависимости применимы для определения степени загрязненности воздуха не только от газовых, но и от пылевых выбросов. Пылевые выбросы преимущественно

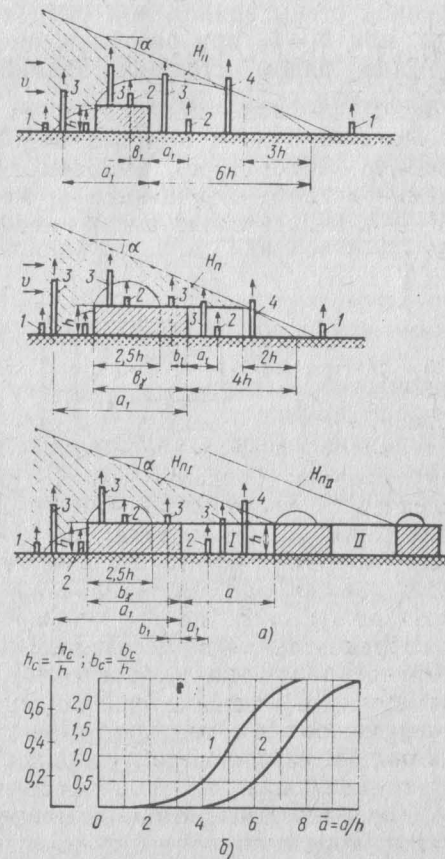


Рис. 8.3. Классификация источников загрязнения (а) и график для определения длины и высоты наветренной циркуляционной зоны (от уровня крыши здания), возникающей над вторым смежным зданием (б):

1 — наземные; 2, 3 — низкие; 4 — высокие

содержат частицы диаметром 10 мкм, которые распространяются по газовым законам.

Наибольшую трудность при применении «Руководства» [66] представляет выбор расчетной формулы, особенно для конкретных объектов, когда для приведения их к расчетной схеме следует принимать некоторые допущения и упрощения.

До 90% источников выбросов литейных производств относятся к числу низких с предельной высотой H_n (рис. 8.3, а) определяются по формулам:

для отдельных зданий или последнего здания в группе последовательно расположенных зданий при $b_v \leq b_c$ [где b_v — размер здания в направлении движения ветра, м; b_c — размер наветренной зоны на крыше здания, м (рис. 8.3, б)]

$$H_n \leq 0,36b_1 + 2,9h_1 \quad (8.15)$$

при $b_1 > b_c$, $H_n \leq 0,36b_1 + 1,7h$, (8.16)

где b_1 — расстояние в пределах крыши от источника до подветренной стены здания при расположении его вне наветренной зоны, или $b_1 = b_v$ при расположении здания в наветренной зоне; для рядом стоящих зданий на расстоянии до $x \leq 10h$ при $b_v \leq b_c$ или $x < 8h$ при $b_v > b_c$

$$H_n \leq 0,36(b+a) + h', \quad (8.17)$$

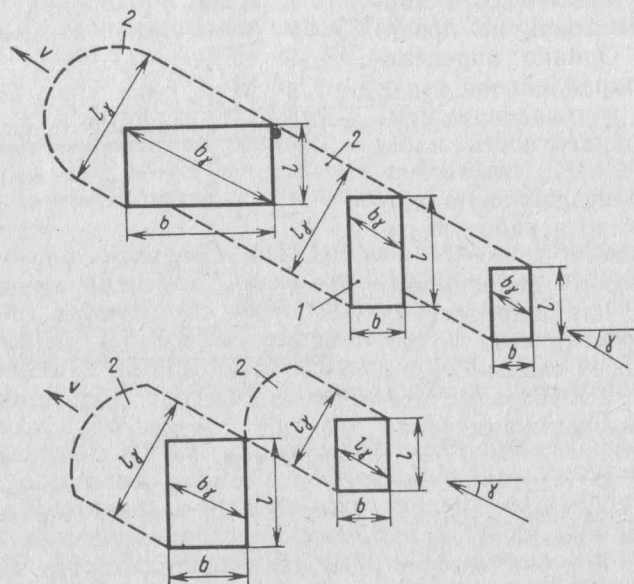
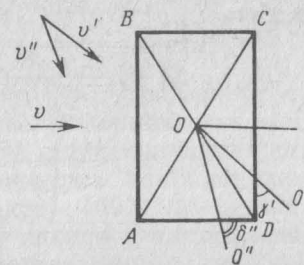


Рис. 8.4. Определение размеров зданий при различных направлениях ветра: 1 — здание; 2 — циркуляционные зоны

Рис. 8.5. Определение подветренной стены здания при различных направлениях ветра



где a — расстояние между зданиями, м; h' — высота второго из двух рассматриваемых зданий, м.

При расположении источника за зданием в пределах циркуляционной зоны вместо b_1 в формулы (8.15) — (8.17) следует подставлять отрицательное значение a_1 (a_1 — расстояние от источника вперед рассматриваемого здания).

Размеры здания (см. рис. 8.4) вдоль направления движения ветра

$$b_1 = \frac{b}{\cos \gamma}, \quad (8.18)$$

перпендикулярно направлению движения ветра

$$l_1 = l \sin \gamma + b \cos \gamma, \quad (8.19)$$

где γ — направление движения ветра относительно наветренной стены l здания, град.

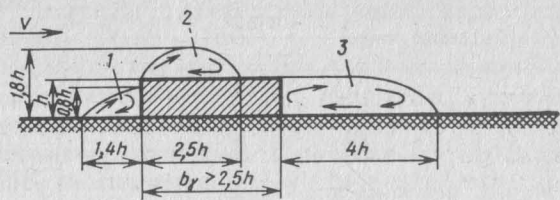
Наветренной стеной l здания является такая стена, которая находится внутри или на границе угла, образованного диагоналями (рис. 8.5). На рис. 8.5 стена CD — подвижная при направлении ветра $00'$; стена AD — подвижная при направлении ветра $00''$.

Образование зон циркуляции около производственных отдельных и рядом стоящих зданий показано на рис. 8.6 и смежных зданий — на рис. 8.7.

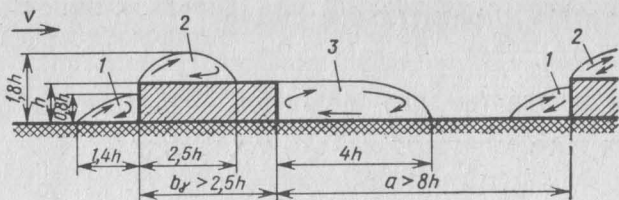
Подход к решению задачи обеспечения чистоты атмосферного воздуха циркуляционных зон, основанный на единых физических законах рассматриваемого процесса, дает возможность приведения получаемых зависимостей к общему виду. Для расчета загрязнения воздуха при действии стационарных точечных источников зависимость имеет вид

$$C = \frac{N m k_n k_l \Psi_{от} M}{n v k} \left[\frac{N_1}{F l \gamma} + \frac{42 S}{(1,4 l_1 + b_1 + x)^2} \right], \quad (8.20)$$

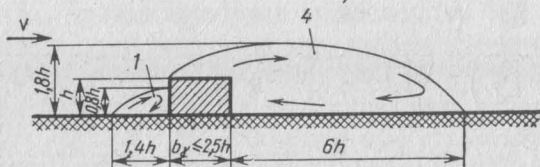
где N_1 (или N_2, N_3) — безразмерные коэффициенты, соответственно учитывающие размеры первого по потоку здания, места определения концентрации загрязняющих веществ и раскрытия факела в вертикальной плоскости (табл. 8.1); m — безразмерный коэффициент, учитывающий попадание загрязняющих веществ в циркуляционную зону в зависимости от места расположения источника в соответствии с рис. 8.8; k_n — безразмерный коэффициент, учитывающий эффективную высоту источника в соответ-



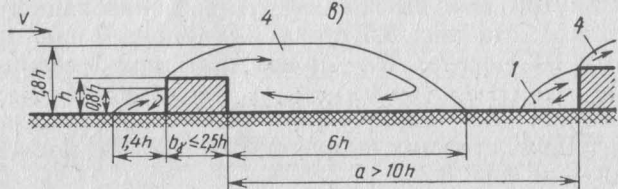
a)



б)



в)



г)

Рис. 8.6. Структура воздушных потоков при обтекании отдельных (а, б) и рядом стоящих зданий (в, г), если первое здание широкое ($b_T > 2,5h$) или узкое ($b_T \leq 2,5h$):

1 — зона подпора; 2 — наветренная; 3 — подветренная; 4 — единая

стивии с рис. 8.9 при значении относительной эффективной высоты по формуле

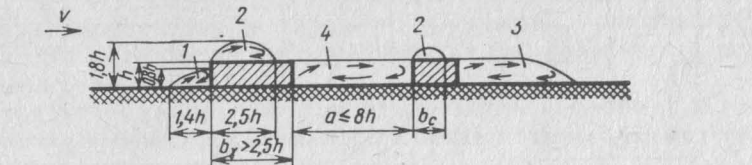
$$H = \frac{H + \Delta H_w + \Delta H_T - h_c - h}{H_{II} - h_c - h}, \quad (8.21)$$

где H — геометрическая высота источника от поверхности земли до его устья, м; ΔH_w , ΔH_T — соответственно высота подъема оси факела под устьем источника за счет скоростного и теплового напора, м, определяемые по формулам

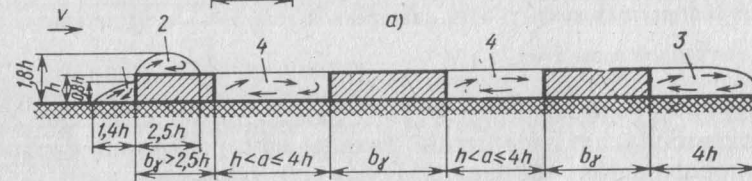
$$\Delta H_w = \frac{2,5d\omega}{v}; \quad (8.22)$$

$$\Delta H_T = \frac{1,24^2 d \omega g \Delta T}{T_1 v^3}, \quad (8.23)$$

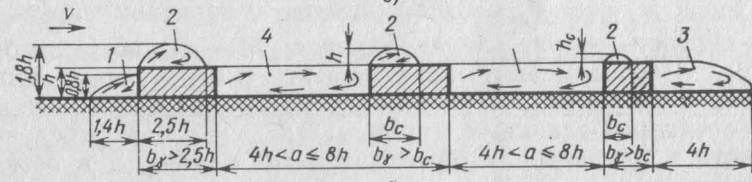
где d — диаметр устья источника, м; ω , v — соответственно скорость выброса и ветра, м/с; g — ускорение силы тяжести, м/с²; ΔT — разность температур выбрасываемой газовоздушной смеси T_1 и окружающего воздуха T_2 (температура наиболее жаркого месяца в месте строительства объекта) [69]; k_l — безразмерный коэффициент, учитывающий длину здания в направлении, перпендикулярном движению ветра в соответствии с рис. 8.10



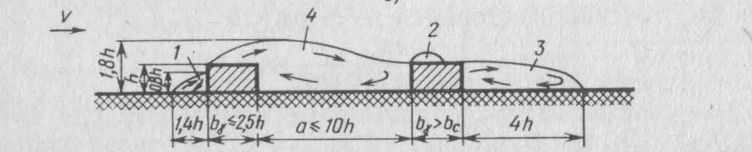
а)



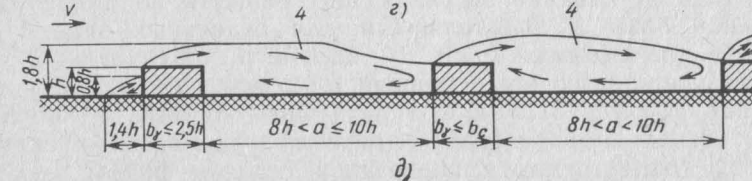
б)



в)



г)



д)

Рис. 8.7. Структура воздушных потоков при обтекании смежных зданий: а — широкие здания ($b_T > b_c$); б, в — с проветриваемой кровлей ($b_c = 0$); г, д — узкие здания ($b_T < b_c$); 1 — зона подпора; 2 — наветренная сторона; 3 — подветренная сторона; 4 — межкорпусная сторона

Таблица 8.1

Значения коэффициентов N_1, N_2, N_3

Коэффициент	Условия, соответствующие значению коэффициента							
	$b < 7,2(H_{эф}-h)$	$b > 7,2(H_{эф}-h)$	Отдельное или последующее здание		Группа зданий, кроме последнего			
			$b_{\gamma} > 2,5h$	$b_{\gamma} < 2,5h$	$b_c < b_{\gamma}$ или $b_c = 0$		$b_c > b_{\gamma}$	
				$n < a < 4h$	$4h < a < 8h$	$h < a < 6h$	$6h < a < 10h$	
N_1	1,3	2,6	—	—	—	—	—	—
N_2	—	—	0,8	0,6	2,0	0,5	1,5	0,25
N_3	—	—	2,8	2,0	7,2	1,8	7,2	1,3
	—	—	11	—	28	7	—	—

Примечание. Значение среднего коэффициента \bar{b} принимается для точечных источников, расположенных: а) в наветренной зоне $\bar{b} = \frac{b_{\gamma}}{n}$; б) на крыше здания вне наветренной зоны $\bar{b} = b_1$.

(для зданий $l_{\gamma} > 10$, $k_l = 1$); $\Psi_{от}$ — относительная величина тангенса бокового угла раскрытия факела при расчетной скорости ветра, определяемая по рис. 8.11 или по формуле

$$\Psi_{от} = 0,72 + 0,28v/v_1, \quad (8.24)$$

где v_1 — скорость ветра, равная единице; M — мощность выброса, мг/с; n — безразмерный коэффициент, учитывающий снижение скорости ветра за счет затенения рассматриваемого здания впереди стоящими зданиями (принимается $n=1$ для отдельного или первого в направлении движения ветра здания, а в остальных случаях по рис. 8.12); v — расчетная скорость ветра, определяемая для точечного источника по формуле

$$v = \frac{Q_1 dW}{(H_{пн} - h) - Q_2 dW}, \quad (8.25)$$

где Q_1, Q_2 — коэффициенты, принимаемые при $b_c < b_{\gamma}$ или $b_c = 0$, $Q_1 = 1,6$ и $Q_2 = 0,9$; при $b_c \leq b_{\gamma}$, $Q_1 = 6$ и $Q_2 = 1,2$; k — коэффициент, учитывающий вымывание загрязняющих веществ по длине циркуляционной зоны и определяемый для отдельных зданий по рис. 8.13, а для смежных $k=1$; F — параметр, учитывающий размеры циркуляционных зон и равный $F=a$ при $a \leq 4h$, $b_c \leq b_{\gamma}$ или $b_c = 0$, либо $a \leq 6h$ и $b_c > b_{\gamma}$, а в остальных случаях $F=h$; S — вспомогательная безразмерная величина, учитывающая снижение осевой концентрации в поперечном сечении факела:

$$S = e^{-\frac{30y^2}{(1,4l_{\gamma} + b_{\gamma} + x)^2}}, \quad (8.26)$$

где e — основание натурального логарифма; y — расстояние от оси точечного источника в направлении, перпендикулярном дви-

жению ветра, до точки определения концентрации, м; x — расстояние от подветренной стены здания до точки определения концентрации загрязняющих веществ, м.

Загрязнение воздуха в циркуляционных зонах при действии стационарных линейных источников: под углом более 15° к источнику

$$C = \frac{N_2 m k_1 M}{n v l_{\gamma} F}, \quad (8.27)$$

где N_2 — безразмерный коэффициент, зависящий от места определения концентрации вредного вещества, определяемый по табл. 8.1; v — расчетная скорость для линейного источника (обычно $v=1$ м/с);

под углом менее 15° или вдоль источника при $b_c \leq b_{\gamma}$

$$C = \frac{N k_1 M}{n v b_{\gamma}} \left[\frac{N_3 h m_1 S}{l_{\gamma} - a} + (b_{\gamma} - 2,5h) m_2 \left(\frac{N_1}{F l_{\gamma}} + \frac{42 S_2}{(1,4 l_{\gamma} + x)^2} \right) \right], \quad (8.28)$$

где N_3 — коэффициент, учитывающий особенности распространения загрязняющих веществ в условиях застройки; m_1, m_2 — коэффициенты, учитывающие попадание загряз-

Рис. 8.8. График для определения значений коэффициента m при действии линейных и точечных источников:

1 — отдельно стоящее здание; 2—4 — смежные здания (1 — $4h < a < 8h$; 2 — $a = 3h$; 3 — $a = 2h$; 4 — $a = 1h$)

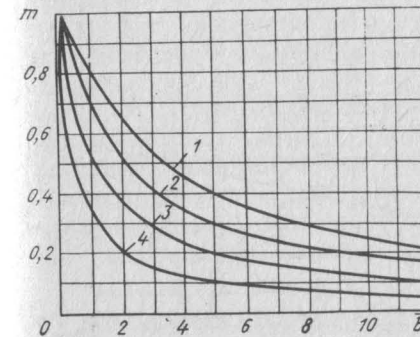
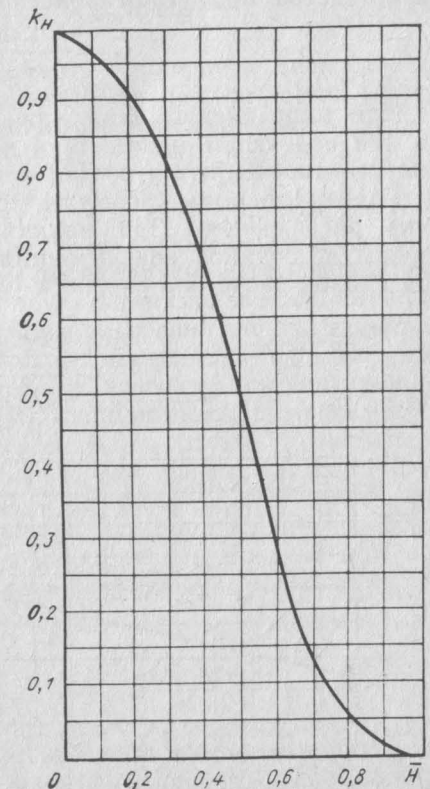


Рис. 8.9. График для определения коэффициента k_n для точечных источников



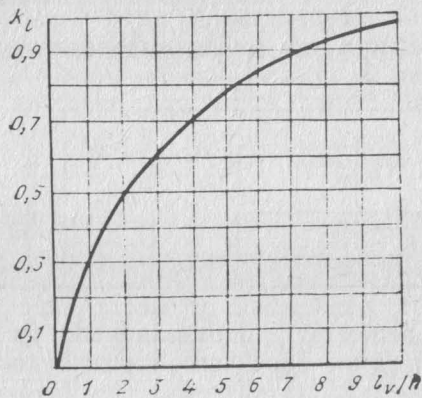


Рис. 8.10. График для определения коэффициента k_l

от линейного стационарного источника при направлении движения ветра под углом более 15° к источнику

$$C = \frac{7,2mk_l M}{nv l_\gamma (b_\gamma + x)} \quad (8.30)$$

При направлении движения ветра вдоль линейного источника или под углом менее 15° к нему концентрации загрязняющих веществ определяются по формуле (8.29) при $L=0$ и $m=m_3$.

Указанные выше формулы применимы для единичного источника загрязнения. При наличии на промышленной площадке группы источников концентрация в заданной точке определяется при единой расчетной скорости

$$v_l = \frac{v_1 C_1 + v_2 C_2 + \dots + v_n C_n}{C_1 + C_2 + \dots + C_n} \quad (8.31)$$

где v_1, v_2, \dots, v_n — расчетные скорости для каждого источника, м/с;

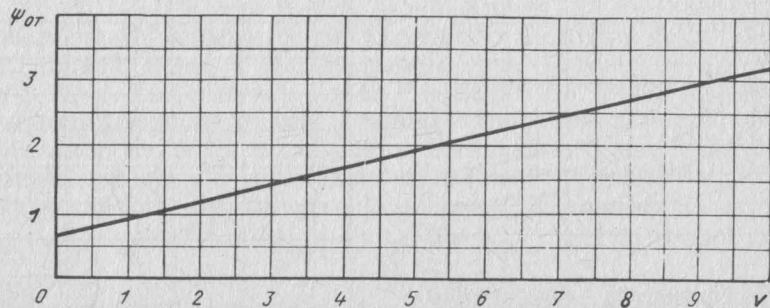


Рис. 8.11. График для определения коэффициента ψ_{or}

няющих веществ от частей линейного источника, расположенных на крыше здания в наветренной зоне или вне ее.

За пределами зон циркуляции концентрации загрязняющих веществ определяются по формулам:

от точечного стационарного источника

$$C = \frac{55Mmk_l S}{nv (1,4l_\gamma + b_\gamma + x)^2 + 55L} \quad (8.29)$$

где L — объем газозадушной смеси, выбрасываемой из источника, m^3/c ;

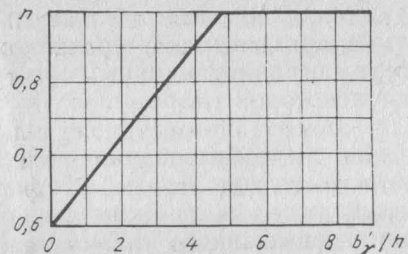


Рис. 8.12. График для определения значений коэффициента n (начиная со второго здания в группе последовательно стоящих зданий)

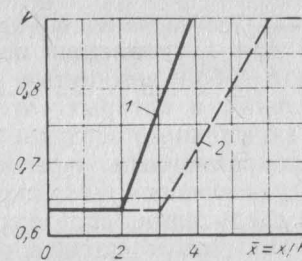


Рис. 8.13. График для определения коэффициента k :
1 — узкое здание ($b_\gamma < b_c$); 2 — широкое здание ($b_\gamma > b_c$ или $b_\gamma = 0$)

C_1, C_2, \dots, C_n — концентрации одноименных загрязняющих веществ при расчетной скорости ветра для каждого источника, mg/m^3 .

Концентрация в этом случае суммируется:

$$C_2 = \sum C + C_f + \sum C_v + C_0 \quad (8.32)$$

где $\sum C$ — суммарная концентрация загрязняющего вещества от наземных источников, mg/m^3 ; C_f — концентрация вещества, поступающего из предыдущего межкорпусного пространства;

$$C_f = \frac{\sum C' a}{a + b_\gamma + x} \quad (8.33)$$

где C' — суммарная концентрация загрязняющего вещества от низких источников в предыдущем межкорпусном пространстве у подветренной стены первого из двух рассматриваемых смежных зданий, mg/m^3 ; $\sum C_v$ — концентрация загрязняющего вещества, создаваемая высокими источниками, mg/m^3 ; C_0 — фоновая концентрация загрязняющего вещества в воздухе, поступающем на промышленную площадку, которая определяется в месте расположения объекта по запросу региональных служб Госкомгидромета СССР по согласованию с местными органами (санитарно-эпидемиологическими станциями) Минздрава СССР или в соответствии с Временными указаниями по определению фоновых концентраций вредных веществ в атмосферном воздухе для нормирования выбросов и установления предельно допустимых выбросов (М.: Гидрометеоздат, 1981).

8.3. КОНСТРУКЦИИ УКРЫТИЯ МЕСТ ПЫЛЕОБРАЗОВАНИЯ

Основным местом образования пыли в перегрузочных узлах и технологическом оборудовании является место падения материала на конвейерную ленту. Этим объясняется повышенный

интерес исследователей к конструкциям укрытий, которые устраиваются для локализации мест пылеобразования. Укрытия представляют собой замкнутые полости, ограничивающие зоны пылевыделения, в которых создается некоторое разрежение за счет отсоса запыленного воздуха.

К аспирационным укрытиям мест пылеобразования предъявляется ряд требований, основные из которых можно сформулировать следующим образом: стенки укрытия должны располагаться как можно дальше от зоны повышенного давления (места падения материала на конвейере) с целью равномерного распределения давлений на их внутренней поверхности; аспирационные воронки необходимо присоединять к укрытию в зоне относительного успокоения воздушных потоков внутри укрытия для уменьшения выноса частиц материала в аспирационную сеть; конструкция укрытия должна обеспечивать возможность максимальной герметизации в месте сопряжения боковых стенок с лентой конвейера; конструкция укрытия должна быть легко разбираемой и в то же время прочной; укрытия должны обеспечивать обеспыливание узла минимально возможными объемами аспирируемого воздуха при минимальном уносе материала в аспирационную сеть.

Рассмотрим наиболее распространенные конструкции. Для обеспыливания мест загрузки кусковых материалов на конвейер широкое распространение получили укрытия с одинарными стенками. Опыт эксплуатации и аэродинамические испытания [1, 44] показали невыгодные аэродинамические характеристики укрытий с одинарными стенками (рис. 8.14). Основной их недостаток — неравномерное распределение разрежения на внутренней поверхности стенок: наименьшее разрежение в зоне падения материала и наибольшее — у местного отсоса. В этом случае, чтобы не происходило выбивания пыли из укрытия, по всей внутренней

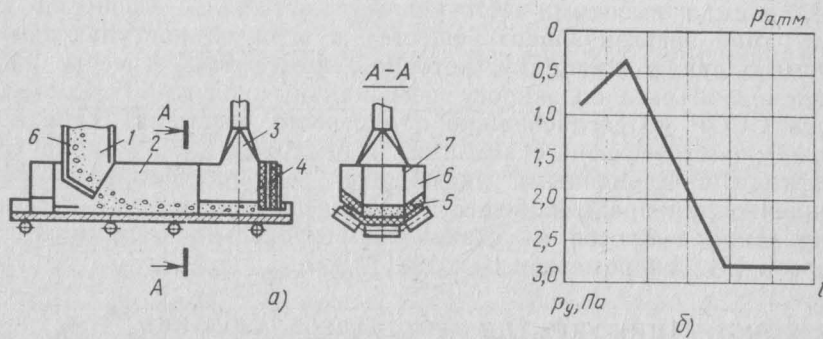


Рис. 8.14. Аспирационное укрытие с одинарными стенками: а — схема укрытия; б — эпюра давлений внутри укрытия на длине l ; 1 — желоб; 2 — верхняя крышка; 3 — пылеприемник; 4 — фартук; 5 — боковые стенки; 6 — уплотнение

поверхности стенок необходимо иметь разрежение большее, чем динамическое давление эжектируемого воздуха:

$$p_y \geq V_{в}^2 / 2\rho_{в}$$

Для поддержания такого разрежения по всей длине укрытия объемы аспирируемого воздуха будут превышать оптимальные в 2—3 раза. Добиться более равномерного распределения разрежения на стенках укрытия можно приближением местного отсоса к загрузочному желобу. Однако это приводит к увеличению концентрации пыли в аспирируемом воздухе, что ухудшает работу пылеуловителя.

Для уменьшения объемов аспирируемого воздуха некоторые исследователи рекомендуют устраивать обводные каналы, соединяющие зоны повышенного давления с зонами разрежения, возникающими в желобе в результате эжекции, а также устраивать желоба с двойными стенками, при этом во внутренних стенках предусматривают отверстия. Это способствует уменьшению объемов эжектируемого воздуха, так как часть его будет циркулировать по замкнутому кругу из зоны повышенного давления. Усложняя перегрузочный узел, эти мероприятия не способствуют равномерному распределению разрежения в укрытии. Кроме того, широкому распространению этого способа в условиях переработки сыпучих формовочных масс препятствует возможность зарастания обводных каналов пылью.

В условиях перегрузок кусковых материалов известна конструкция укрытия с одинарными стенками и горизонтальной перегородкой. Данная конструкция отличается тем, что внутри укрытия на половине его высоты помещается горизонтальная перегородка (рис. 8.15), имеющая трапециевидную щель. Эта перегородка способствует быстрейшему выравниванию поля скоростей в укрытии, сокращению зоны вихреобразования, что дает возможность уменьшить длину укрытия, однако добиться при этом равномерного распределения разрежения на стенках укрытия не удастся.

Как показали исследования, лучшими в аэродинамическом отношении являются укрытия с двойными стенками [1, 44]. Эти укрытия, кроме внешних стенок, имеют еще и внутренние вертикальные стенки (рис.

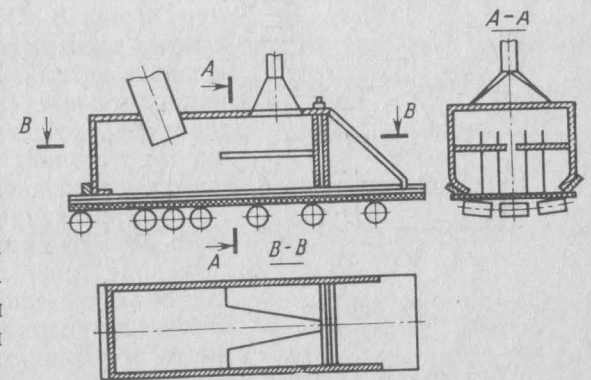


Рис. 8.15. Схема укрытия с горизонтальной перегородкой

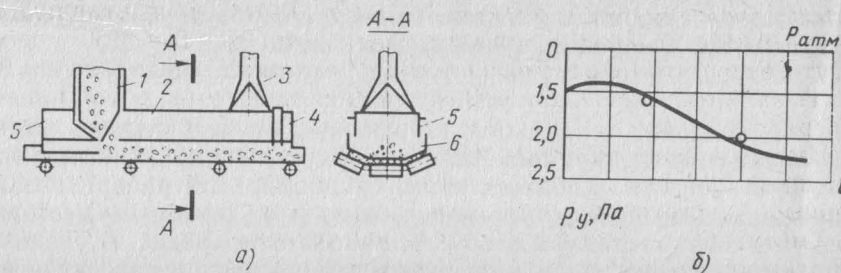


Рис. 8.16. Укрытие с двойными стенками:
 а — схема укрытия; б — эпюра давлений внутри укрытия на длине l ; 1 — желоб; 2 — верхняя крышка; 3 — пылеприемник; 4 — фартук; 5 — уплотнение; 6 — наружные стенки; 7 — внутренние стенки

8.16), которые отделяют наружные стенки от зоны больших избыточных давлений в месте падения материала на ленту. Внутренние стенки препятствуют движению воздушной эжекционной струи к внешним стенкам, в результате чего вокруг зоны избыточного давления создается устойчивая зона разрежения при работе местного отсоса, препятствующая выбиванию из укрытия запыленного воздуха. Кроме того, внутренние стенки способствуют более равномерному распределению разрежения на внутренней поверхности наружных стенок, что уменьшает объемы аспирации (по сравнению с укрытиями с одинарными стенками). В таких укрытиях зона вихреобразования короче, что позволяет располагать аспирационную воронку ближе к желобу, чем в укрытиях с одинарными стенками.

Известно также укрытие с двойными стенками и верхней аспирируемой камерой. В дополнение к указанному выше укрытию оно имеет клапан, свободно подвешенный на выходе желоба в укрытие, и верхнюю аспирируемую камеру (рис. 8.17). Однако данная конструкция сложна в монтаже, имеет вращающиеся детали, что не способствует ее широкому применению, кроме того, в литературе отсутствуют данные о коэффициенте местного сопротивления данной конструкции, дисперсном составе и концентрации аспирируемой пыли.

В конструкции укрытия, выполненного в виде треугольной призмы, уменьшение объемов аспирируемого воздуха достигается усложнением конструкции укрытия и расположением аспирационной воронки под призмой. При этом КМС этого укрытия, по данным работы [49], достигает величины 40 и более. Однако

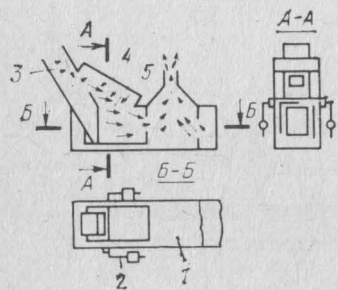


Рис. 8.17. Укрытие с верхней аспирируемой камерой:
 1 — пылеприемник; 2 — грузовой затвор; 3 — желоб; 4 — аспирируемая камера; 5 — направление движения воздушных потоков

объемы эжектируемого воздуха в такой конструкции отличаются от укрытий с двойными стенками только на 7%. В то же время отсутствуют данные по дисперсному составу и концентрации пыли. Учитывая сложность данной конструкции, применять ее в условиях переработки формовочных масс литейных цехов нецелесообразно.

Имеются попытки разработки конструкций, совмещающих функции собственно укрытий и простейших пылеуловителей. Данные конструкции сложны в изготовлении и эксплуатации, они могут быть рекомендованы к применению в условиях переработки крупных кусковых материалов.

Проведенный анализ указывает на то, что при разработке конструкции укрытий следует по возможности обеспечить эффективное обеспыливание минимально возможными объемами аспирации с удовлетворением всех остальных требований к укрытиям.

В БТИСМ применительно к условиям литейных цехов разработана конструкция укрытия с двойными стенками и внутренней жесткой перегородкой [50]. В основу данной конструкции положено укрытие с двойными стенками, в котором установлена вертикальная жесткая перегородка, создающая дополнительное сопротивление проходу эжектируемого воздуха, что приводит к уменьшению эжекционного напора, а следовательно, и к уменьшению объема аспирируемого воздуха.

Кроме того, данная конструкция обеспечивает равномерное распределение разрежения вдоль наружных стенок (рис. 8.18). При расчетах аспирационных систем важным показателем является коэффициент местного сопротивления (КМС) системы желоб — укрытие. При этом сумма КМС определяется по формуле

$$\sum \xi = \xi_{\text{вх.в}} + \xi_{\text{ж}} + \xi_{\text{вх.н}} + \xi_{\text{у}}, \quad (8.34)$$

где

$$\xi_{\text{вх.в}} = 2,4 (F/F^{\text{в}})^2; \quad (8.35)$$

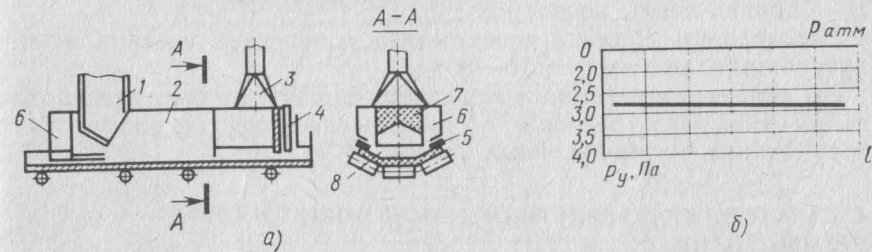


Рис. 8.18. Укрытие с двойными стенками и внутренней жесткой перегородкой:
 а — схема укрытия; б — эпюра давлений внутри укрытия на длине l ; 1 — желоб; 2 — верхняя крышка; 3 — пылеприемник; 4 — фартук; 5 — уплотнение; 6 — наружная стенка; 7 — внутренняя перегородка

Таблица 8.2

Значения коэффициентов местных сопротивлений в укрытиях с перегородкой

h/H	Значения ξ_y	
	отнесенные к скорости воздуха в укрытии	отнесенные к скорости воздуха в желобе
0,1	186,73	20,53
0,2	44,98	5,04
0,3	17,84	1,94
0,4	8,35	0,91
0,5	4,04	0,44

вейерной ленты до перегородки, H — высота укрытия). При этом не учитывается наличие материала, который также перекрывает сечение движения воздуха и тем самым уменьшает объемы эжекции. При значениях $h/H = 0,2 \div 0,25$ величина $\xi_y = 45 \div 30$, т. е. становится равной величине ξ_y для щелевых укрытий (значения ξ_y приведены в табл. 8.2). Однако укрытие с двойными стенками и жесткой перегородкой отличается простотой конструкции и уменьшает концентрацию пыли в 1,4 раза [44].

Положительный опыт эксплуатации данных укрытий в промышленных условиях позволяет рекомендовать их для широкого применения на предприятиях по переработке сыпучих материалов [12]. Применяя эти укрытия, следует иметь в виду, что они должны быть определенных геометрических размеров, которые определяются характером распространения воздушных потоков (внутри укрытия к геометрическим размерам, влияющим на унос пыли, относится высота укрытия H и расстояние L желоба до пылеприемной воронки).

Результаты проведенных исследований дают возможность рекомендовать следующие оптимальные размеры таких укрытий: высота $0,75 B$; расстояние от желоба до пылеприемной воронки $1,0 - 1,2 B$; расстояние между внутренними стенками $0,75 B$ (B — ширина ленты конвейера).

Перегородки должны перекрывать поперечное сечение между внутренними стенками на 75—80%.

На основе полученных результатов в БТИСМ был разработан альбом «Типовых решений по обеспыливанию технологического оборудования чугунолитейных цехов» [47].

8.4. СХЕМЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДЕЙСТВУЮЩИХ СИСТЕМ ОБЕСПЫЛИВАНИЯ

Опыт проектирования, эксплуатации и наладки систем обеспыливания в литейных цехах позволяет сделать ряд обобщений и рекомендаций, которые могут стать полезными для разработ-

$\xi_{ж}$ — КМС желоба, принимаемый для вертикальных желобов равным 0,5 (с одним поворотом 1,0; с двумя поворотами 1,5); $\xi_{вх.н}$ — КМС входа воздуха в нижнее укрытие, принимается равным 1,7; ξ_y — КМС укрытия.

Как показали исследования [44], проведенные на специальной полупромышленной установке, значение ξ_y в укрытиях с перегородкой в значительной степени зависит от относительного прохода для воздуха h/H (где h — высота от кон-

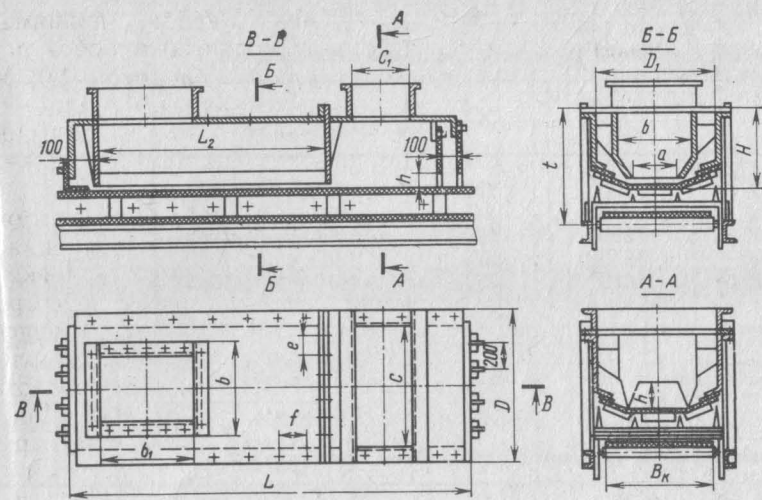


Рис. 8.19. Укрытие с двойными стенками и внутренней жесткой перегородкой

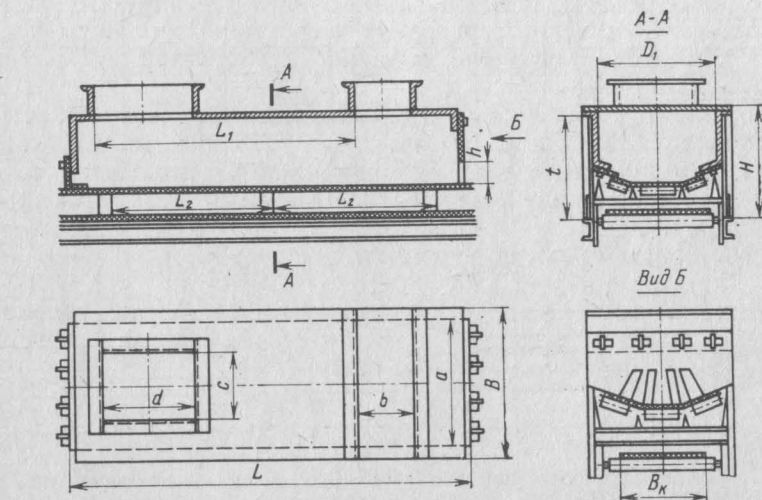


Рис. 8.20. Укрытие с одинарными стенками

Таблица 8.3

Основные размеры укрытия с двойными стенками, мм

B_R	C	C_1	D_1	D_2	h	e
500	700	230	700	875	5	59
650	870	245	870	845	6	44
800	1090	260	1090	1065	6	29
1000	1350	275	1350	1325	6	54
1200	1610	290	1610	1585	6	39

Таблица 8.4

Основные размеры укрытий с одинарными стенками, мм

B_R	a	b	c	d	t	D_1	H	h	L	L_1	L_2	B
500	365	440	700	230	По месту	700	350	95	1910	1110	600	750
650	370	525	870	245		870	464	125	2190	1380	600	920
800	380	640	1090	260		1090	578	150	2490	1660	600	1140
1000	450	780	1350	275		1350	730	200	2910	2080	600	1400
						1350	730	200	2910	2080	600	1400

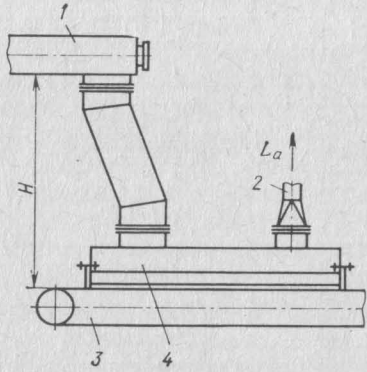
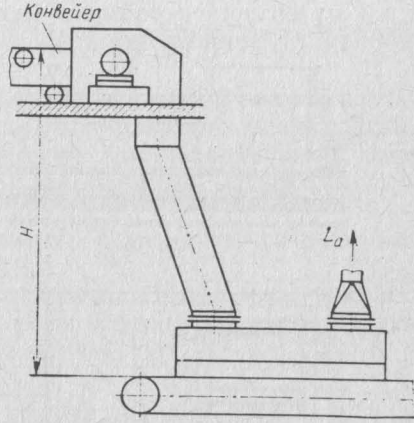
Рис. 8.21. Схема аспирации узла загрузки конвейера при $H \leq 3$ м:
1 — шнек; 2 — местный отсос; 3 — конвейер; 4 — укрытие места загрузки конвейераРис. 8.22. Схема аспирации узла загрузки сырьевой смеси при $H \leq 1$ м

Таблица 8.5

Объем аспирируемого воздуха L_a , м³/ч, при $H \leq 3$ м

Расход материала, т/ч	Ширина B ленты конвейера, мм																			
	500				650				800				1000				1200			
	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0		
20	510	520	540	620	630	630	630	630	730	770	780	780	940	980	980	980	1150	1170		
40	510	520	550	620	630	640	640	640	730	780	780	790	940	980	980	980	1150	1170		
60	520	540	550	640	650	650	650	650	740	780	780	790	940	980	980	980	1150	1170		
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		

Примечание. Объемы аспирации даны для формовочной смеси и молотого мела с $d_{ср} = 1,0$ мм.

Таблица 8.6

Объем аспирируемого воздуха L_a , м³/ч, при $H \leq 1$ м

Расход материала, кг/с	Ширина B ленты конвейера, мм															
	500				650				800				1000			
	0,5	0,7	1,0	0,5	0,7	1,0	0,5	0,7	1,0	0,5	0,7	1,0	0,5	0,7	1,0	
3	2,6	2,72	2,98	2,8	2,82	3,2	3,05	3,2	3,2	3,5	3,44	3,3	3,5	3,72		
5	2,62	2,84	3,18	2,81	3,03	3,38	3,1	3,3	3,3	3,62	3,53	3,9	3,62	3,9		
10	2,68	2,86	3,36	2,89	3,06	3,56	3,15	3,3	3,3	3,85	3,56	4,08	3,85	4,08		
15	2,72	3,07	3,53	2,93	3,28	3,73	3,2	3,55	3,55	4,0	3,77	4,25	4,0	4,25		

Примечание. Объемы аспирации даны для горячей влажной смеси.

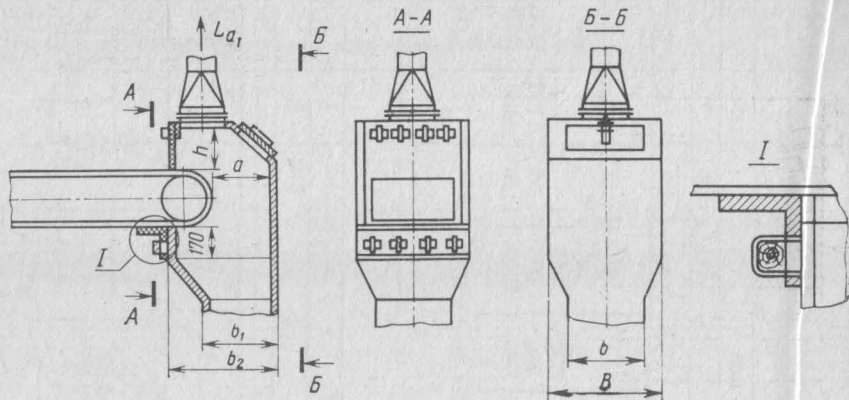


Рис. 8.23. Схема аспирации загрузочного конвейера

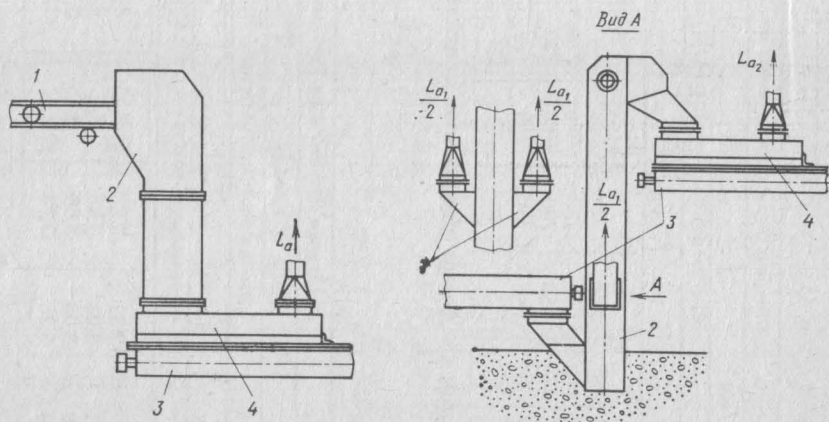


Рис. 8.24. Схема аспирации при загрузке шнека:

1 — конвейер; 2 — укрытие разгрузочной части конвейера; 3 — шнек; 4 — укрытие загрузки шнека

Рис. 8.25. Схема аспирации элеватора:

1 — вентиляционный патрубок; 2 — элеватор; 3 — шнек; 4 — укрытие загрузки шнека

Таблица 8.7

Основные размеры укрытия загрузочного конвейера, мм, в зависимости от ширины ленты конвейера

$B_{л}$	a	b	b_1	b_2	B	h
650	365	440	400	730	750	95
800	380	640	430	800	1140	150

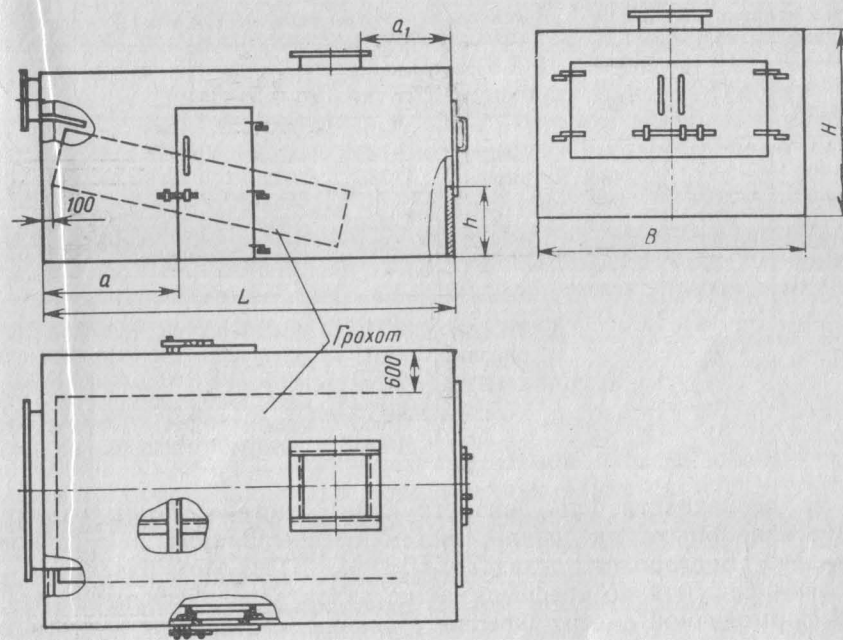


Рис. 8.26. Схема аспирации грохота

Таблица 8.8

Объем аспирируемого воздуха L_a , м³/ч

Расход материала, т/ч	Ширина B ленты конвейера, мм															
	500			650			800			1000			1200			
	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	1,0	2,0	3,0	
20	830	870	1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	840	920	1050	1310	1410	1580	1700	1830	1970	—	—	—	—	—	—	—
60	870	960	1080	1320	1420	1590	1700	1900	2150	2270	2510	2720	—	—	—	—
80	—	—	—	—	—	—	1710	1920	2180	2270	2530	2810	3150	3410	3820	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2290	2540	2860	3160	3500	3940	—

Примечание. Объемы аспирации даны для перегрузочных узлов молотого мела и формовочной смеси с $d_{ср} = 1,0$ мм.

Таблица 8.9

Объем аспирируемого воздуха L_a , м³/ч

Тип шнека	L_{a1}	L_{a2}
D-200	350	490
D-320	360	800
D-400	370	1080
D-500	390	1240
Ш-400	340	960
Ш-500	400	1000

Таблица 8.10

Основные размеры укрытия грохота, мм

Типоразмеры грохота		B	L	H	a	a_1	h
Инерционные	С-740	3200	4660	4290	1500	600	2230
	С-785	3700	6120	2940	2700	600	1430
	СМ-742	2800	4670	2660	2000	600	1350
	С-388	2800	3190	2260	1000	600	1075
	С-861	3200	3550	2355	1000	600	1220
	СМ-13	3100	3850	2265	1200	600	1230
Эксцентрикные	СМ-570	3040	3700	1900	1500	600	800
	СМ-571	3340	4260	1900	1800	600	900
	СМ-572	3900	3400	3000	1400	600	1459
	СМ-652А	3830	3330	2200	1400	600	1040
	СМ-653	3960	3460	2200	1400	600	1040
	СМ-653Б	3990	3490	1900	1400	600	1150

ки (в особенности при реконструкции) систем обеспыливания. На основе опыта внедрения систем обеспыливания в литейном цехе № 7 Белгородского завода «БЗЭМ» БТИСМом разработаны типовые решения по обеспыливанию узлов перегрузок отработанной формовочной смеси: укрытие с двойными стенками и внутренней жесткой перегородкой места падения на конвейерную ленту (рис. 8.19, табл. 8.3); укрытие с одинарными стенками (рис. 8.20, табл. 8.4); схема аспирации узла загрузки конвейера при высоте перепада до 3 м (рис. 8.21, табл. 8.5); схема аспирации узла загрузки формовочной смеси при высотах перепада до 1,0 м (рис. 8.22, табл. 8.6); схема аспирации загрузочного конвейера

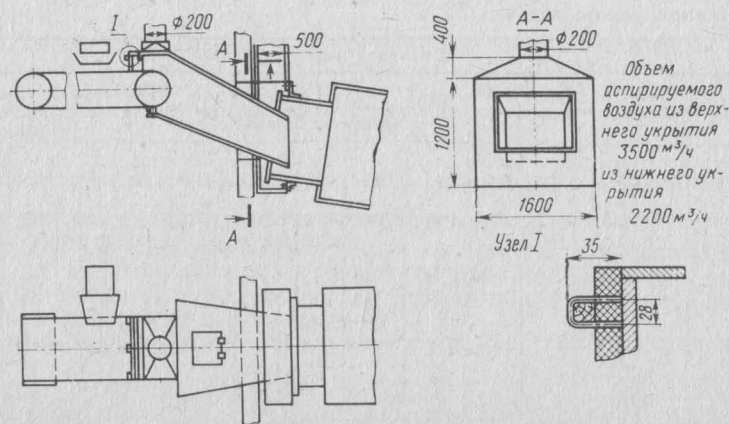


Рис. 8.27. Схема аспирации очистного барабана

(рис. 8.23, табл. 8.7); схема аспирации при загрузке шнека (рис. 8.24, табл. 8.8); схема аспирации элеватора (рис. 8.25, табл. 8.9); схема аспирации грохота (рис. 8.26, табл. 8.10); схема аспирации очистного барабана (рис. 8.27).

Объемы аспирации в типовых решениях были определены на основе методик, изложенных в гл. 2, которые позволяют обеспечить эффективное обеспыливание минимальными объемами аспирации.

Применение в системе аспирации цеха № 7 Белгородского завода «БЗЭМ» укрытий с двойными стенками конструкции БТИСМа позволило осуществить обеспыливание мест пересыпок отработанной формовочной смеси инерционными аппаратами. Данная система работает эффективно с 1976 г.

8.5. СТРУКТУРА СЛУЖБЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ СИСТЕМ ОБЕСПЫЛИВАНИЯ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

Одной из причин неудовлетворительной работы пылевентиляционного оборудования на предприятиях является плохое обслуживание систем вентиляции, что является следствием неправильной организации службы эксплуатации и ремонта. К причинам плохой работы оборудования следует отнести также некачественное проектирование систем обеспыливания, несоответ-

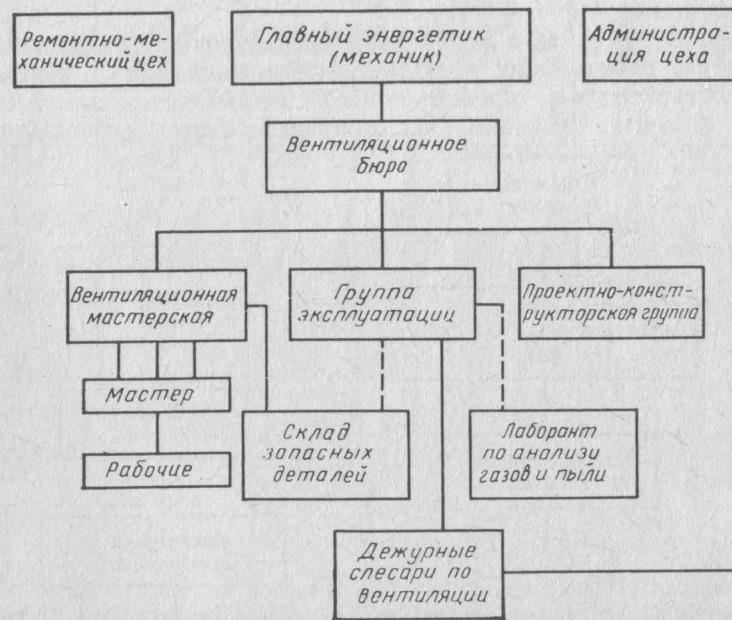


Рис. 8.28. Структурная схема I вентиляционного бюро

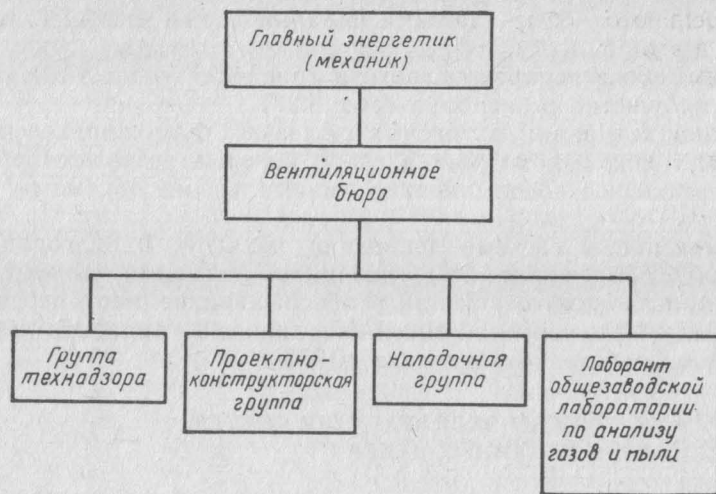


Рис. 8.29. Структурная схема II вентиляционного бюро

стве установленного оборудования проектно и т. д. Однако при правильно организованной службе эксплуатации эти недостатки могут быть устранены в процессе эксплуатации и ремонта систем обеспыливания.

Следует отметить в этой связи недостаточное количество специалистов, работающих в области обеспыливания и вентиляции машиностроительных предприятий. Это приводит к тому, что вопросы ремонта, наладки, эксплуатации систем обеспыливания

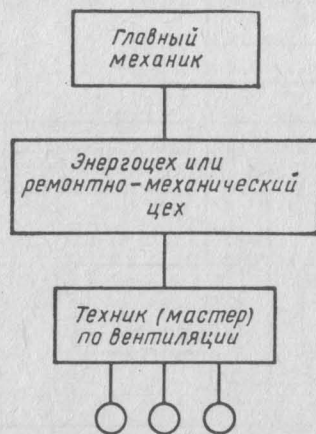


Рис. 8.30. Структурная схема III вентиляционного бюро

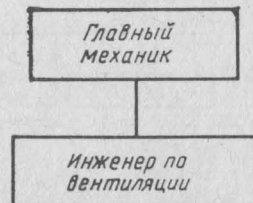


Рис. 8.31. Структурная схема IV вентиляционного бюро

часто решаются специалистами, не имеющими соответствующих знаний в этой области.

Таким образом, организация на предприятиях специализированной службы по эксплуатации, наладке и ремонту систем обеспыливания и вентиляции является обязательным условием создания нормальных санитарно-гигиенических условий работы.

В литейных цехах машиностроительных предприятий могут быть рекомендованы структурные схемы эксплуатации, технического обслуживания и ремонта вентиляционного оборудования, приведенные в работе [78].

Структурная схема I (рис. 8.28) рекомендуется на предприятиях и в цехах, в которых нет цеховых ремонтных групп. При этом эксплуатация, обслуживание и ремонт осуществляются силами вентиляционного бюро. Мастерская по ремонту в этом случае может входить как в состав вентиляционных бюро, так и в состав ремонтных цехов главного механика. Вентиляционное бюро возглавляется инженером по вентиляции и подчиняется главному энергетик (или механику) предприятия.

Таблица 8.11

Численность и состав работников вентиляционного бюро

Расчетное число	ИТР	Схема I			Схема II		
		Группа эксплуатации	Для работ по испытанию и наладке	Проектно-конструкторская группа	Группа технадзора	Группа наладки	Проектно-конструкторская группа
2000—5000	Инженер	1	—	1	1	—	1
	Техник	—	1	1	—	1	1
	Лаборант	—	1	—	—	1	—
5001—10000	Инженер	2	—	1	1	1	1
	Техник	—	1	2	1	1	2
	Лаборант	—	1	—	—	1	—
10001—15000	Инженер	2	1	2	1	1	2
	Техник	—	1	2	2	1	2
	Лаборант	—	1	—	—	1	—
15001—20000	Инженер	3	1	2	2	1	2
	Техник	—	1	2	2	1	2
	Лаборант	—	2	—	—	2	—
20001—25000	Инженер	4	1	2	3	1	2
	Техник	—	1	3	2	1	3
	Лаборант	—	2	—	—	2	—

Примечания: 1. Начальник вентиляционного бюро не входит в общую численность работников, указанных в таблице. При наличии систем автоматизации следует предусматривать в составе вентиляционного бюро одного специалиста по приборам и автоматике.

Структурная схема II (рис. 8.29) может быть рекомендована для предприятий и цехов, имеющих ремонтные группы. Обслуживание вентиляционных устройств выполняется ремонтной группой, входящей в состав цехов. Капитальный ремонт осуществляется службой главного механика (энергетика).

При суммарном числе ремонтных единиц 1250—2000 рекомендуется структурная схема III (рис. 8.30), а при суммарном числе ремонтных единиц 600—1250 — схема IV (рис. 8.31).

Численность и состав работников вентиляционного бюро определяется в зависимости от схемы его организации и суммарного числа ремонтных и действующих единиц вентиляционного оборудования (табл. 8.11).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Афанасьев И. И., Ващенко В. С., Логачев И. Н. и др. Обеспыливание воздуха на фабриках горнообогатительных комбинатов. М.: Недра. 1972. 184 с.
2. Акинчев Н. В. Общеобменная вентиляция цехов с тепловыделениями. М.: Стройиздат. 1984. 144 с.
3. Альтшуль А. Д., Киселев П. Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат. 1975. 323 с.
4. Амелин А. Г. Теоретические основы образования тумана при конденсации пара. 3-е изд. М.: Химия. 1972. 304 с.
5. Батурин В. В. Основы промышленной вентиляции. М.: Профиздат. 1965. 608 с.
6. Бошняков Е. Н. Аспирационно-технологические установки предприятий цветной металлургии. М.: Металлургиздат. 1978. 199 с.
7. Бутаков С. Е. Аэродинамика систем промышленной вентиляции. М.: Профиздат. 1949. 268 с.
8. Батурин В. В., Эльтерман В. М. Аэрация промышленных зданий. М.: Госстройиздат. 1963. 320 с.
9. Богословский В. Н., Новожилов В. И., Симаков Б. Д. и др. Отопление и вентиляция. Ч. 2. М.: Стройиздат. 1976. 439 с.
10. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. М.: Высшая школа. 1982. 415 с.
11. Банит Ф. Г., Мальгин А. Д. Пылеулавливание и очистка газов в промышленности строительных материалов. М.: Стройиздат. 1979. 352 с.
12. Временные указания по расчету объемов аспирационного воздуха от укрытий мест перегрузки при транспортировании пылящих материалов. М.: Стройиздат. 1973. 32 с.
13. Временные рекомендации по проведению инвентаризации вентиляционных выбросов. Серия А 3-814. 79. М.: Сантехпром. 1980. 32 с.
14. Вальдберг А. Ю., Набутовская Л. Л., Тарат Э. Я. Эффективное охлаждение газов в аппарате с провальными тарелками//Промышленная и санитарная очистка газов. 1974. № 4. С. 7—10.
15. Вальдберг А. Ю., Кутузов Г. О., Булгакова Н. Г. Эффективность улавливания частиц пыли в скруббере Вентури//Инж.-физ. журн. 1979. Т. 36. № 4. С. 753—754.
16. Гагауз Ф. Г., Дребница А. В., Переверзов В. В. и др. Исследование факторов старения кварцевых частиц в природных условиях и разработка способа снижения вредности рудничной пыли//Борьба силикозом. М.: Наука. 1974. Т. IX. С. 154—157.
17. Гервасьев А. М., Мамкин П. П. Расчет объемов воздуха, аспирируемого из укрытия пылевыведящего оборудования горнообогатительных предприятий. Материалы по обмену опытом. М.: Госстрой СССР. 1963. Сб. 5/21. 72 с.
18. Гончаренко И. Я., Минко В. А., Данченко Ф. И. и др. Обеспыливание воздуха бетоносмесительного узла//Шахтное строительство. 1971. № 11. С. 37—39.
19. Гримитлин М. И., Тимофеев О. Н., Эльтерман В. М. и др. Вентиляция и отопление цехов машиностроительных заводов. М.: Машиностроение. 1978. 272 с.
20. Гримитлин М. И., Грачев Ю. Т., Знаменский С. Н. Организация воздухообмена в помещениях с пылевыведением//Новое в проектировании и эксплуатации вентиляции. Л.: Стройиздат. 1982. С. 68—71.

21. Гордон Т. М., Пейсахов И. Л. Контроль пылеулавливающих установок. М.: Металлургия. 1973. 384 с.
22. Горячев В. Д., Чернышев В. В., Корнев Г. П. Сравнительное моделирование на ЭВМ аэродинамики аппаратов с встречными закрученными потоками и циклонов на основе двухпараметрической модели турбулентности//Энергетика. № 3. 1984. С. 67—72.
23. Гордон Г. М., Пейсахов И. Л. Пылеулавливание и очистка газов в цветной металлургии. М.: Металлургия. 1977. 455 с.
24. Гастерштадт И. Пневматический транспорт. Л.: Из-во Сев. Зап. Обл. Промбюро ВСНХ. 1927. 198 с.
25. Дубинская Ф. Е., Лебедюк Г. К. Скрубберы Вентури. Выбор, расчет, применение. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. 1977. 60 с.
26. Емельянова А. П. Технология литейной формы. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1979. 240 с.
27. Знаменский С. Н. Определение доли вторичных пылеобразований в общей запыленности воздушной среды чугунолитейных цехов//Исследование в области обеспыливания воздуха. Пермь: ППИ. 1983. С. 48—53.
28. Зельдович Я. Б., Мышкис А. Д. Элементы математической физики. М.: Наука. 1973. 352 с.
29. Исследование различных способов организации воздухообмена в производственных помещениях//Научные труды ВЦНИИОТ. Под ред. М. И. Гримитли-на. М. 1975. 108 с.
30. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение. 1975. 559 с.
31. Кацнельсон Б. А., Величковский Б. Т. Оценка опасности фиброгенных пылей//Журнал Всесоюз. хим. общества им. Д. И. Менделеева. 1974. Т. 19. № 2. С. 24—26.
32. Колмогоров А. Н. О логарифмически-нормальном законе распределения размеров частиц при дроблении: Доклад АН СССР. 1941. Т. 31. № 2, с. 99.
33. Кафаров В. В., Мешалкин В. П., Перов В. Д. Математические основы автоматизированного проектирования химических производств. М.: Химия. 1979. 320 с.
34. Кафаров В. В., Дорохов И. Н. Системный анализ процессов химической технологии. Кн. 1. Основы стратегии. М.: Наука. 1976. 500 с.
35. Кафаров В. В., Перов В. Д., Мешалкин В. П. Принципы математического моделирования химико-технологических систем. М.: Химия, 1974. 344 с.
36. Кафаров В. В. Принципы создания безотходных производств. М.: Химия. 1982. 288 с.
37. Коптев Д. В. Обеспыливание на электродных и электроугольных заводах. М.: Металлургия. 1980. 128 с.
38. Кузьмина Л. В., Валоженич Е. Е., Гечин А. Д. Организация воздухообмена в цехах с газовыделениями. М.: ВЦСПС, ВЦНИИОТ. 1976. 95 с.
39. Коузов П. А., Мальгин А. Д., Скрябин Г. М. Очистка от пыли и газов воздуха химической промышленности. Л.: Химия. 1982. 256 с.
40. Карасев А. И. Теория вероятностей и математическая статистика. М.: Статистика. 1979. 96 с.
41. Кафаров В. В. Основы массопередачи. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа. 1972. 496 с.
42. Калинушкин М. П. Вакуумная пылеуборка. М.: Легкая индустрия. 1979. 62 с.
43. Курников А. А., Терентьев Н. В. Вакуумный способ удаления пыли из помещений щебеночных заводов. М.: Транспорт. 1969. 87 с.
44. Минко В. А. Обеспыливание технологических процессов производства строительных материалов. Воронеж: ВГУ. 1981. 175 с.
45. Минко В. А., Петрошев В. И. К математическому описанию дисперсного состава пыли, аспирируемой от перегрузочных узлов. Физико-математические методы в исследовании свойств строительных материалов//Сб. трудов МИСИ, БТИСМ. М. 1982. С. 27—29.
46. Минко В. А., Шеина Л. С., Селиванов Г. Г. Методика по расчету объе-

мов и параметров аспирационного воздуха при перегрузках нагретых влажных сыпучих материалов. Белгород: ЦНТИ. Инф. л. № 62—82, 1982. С. 1—4.

47. Минко В. А., Подпоринов Б. Ф., Сапелина Н. В. и др. Аспирационное укрытие чугунолитейных цехов. Белгород: ЦНТИ. Инф. л. № 242—78. 1978. С. 1—4.
48. Минко В. А., Борзенков А. В. Расчет на ЭВМ аспирационных систем при переработке сыпучих ненагретых материалов. Белгород: ЦНТИ. Инф. л. № 179—84. 1984. С. 1—4.
49. Методические рекомендации по аспирации трактов шихтопередачи заводов ферросплавов. Свердловск: ВЦСПС, СИОТ. 1984. 80 с.
50. Минко В. А., Абрамкин Н. Г., Сапелина Н. В. и др. Аспирационное укрытие перегрузочных узлов и дробильно-измельчительного оборудования. Белгород: ЦНТИ. Инф. л. № 135—78. 1978. С. 1—4.
51. Медников Е. П. Вихревые пылеуловители. М.: ЦИНТИхимнефтемаш: 1975. 45 с.
52. Минко В. А., Селиванов Г. Г., Трофимов Г. А. Циклон БТИСМ для очистки паропылевых выбросов. Белгород: ЦНТИ. Инф. л. № 172—82. 1982. С. 1—4.
53. Минко В. А., Кулешов М. И., Абрамкин Н. Г. Исследование централизованных систем вакуумной пылеуборки предприятий промстройматериалов//Очистка вентиляционных выбросов и защита воздушного бассейна. Тезисы докладов на Всесоюзной конференции. Ростов-на-Дону. 1977. С. 270—273.
54. Минко В. А., Кулешов М. И., Панков А. А. К расчету гидравлического сопротивления пылепроводов централизованных систем уборки просыпи и пыли//Проблемы охраны труда. Кишинев: Штиинца. 1978. С. 213—214.
55. Минко В. А., Кулешов М. И. Исследование системы вакуумной уборки просыпи и пыли на предприятиях промышленности строительных материалов//Сб. трудов МИСИ, БТИСМ. М. 1976. Вып. 21, С. 93—98.
56. Медников Е. П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей. М.: Наука. 1981. 175 с.
57. Нейков О. Д., Логачев И. Н. Аспирация и обеспыливание воздуха при производстве порошков. М.: Металлургия. 1981. 192 с.
58. Нейков О. Д., Логачев И. Н., Шумилов Р. Н. Аспирация паропылевых смесей при обеспыливании технологического оборудования. Киев: Наукова думка. 1974. 127 с.
59. Никитин В. С., Максимкина Н. Т., Самсонов В. Т., Плотникова Л. В. Проветривание промышленных площадок и прилегающих к ним территорий. М.: Стройиздат. 1980. 200 с.
60. Никитин В. С., Плотникова Л. В., Максимкина Н. Т., Самсонов В. Т. Опыт изучения на моделях процессов распространения примесей в атмосфере промышленных площадок//Физическое моделирование теплоизоляционных и пылевых процессов. Апатиты. Петрозаводск: Из-во Кольского филиала АН СССР. 1977. С. 25—37.
61. Пирумов А. И., Стельмах Д. С. Исследование условий удержания пылевых частиц на поверхностях осаждения. Труды ЦНИИпромзданий. М., 1974. Вып. 33. С. 71—82.
62. Пирумов А. И. Обеспыливание воздуха М.: Стройиздат. 1981. 296 с.
63. Пенный режим и пенные аппараты. Под ред. И. П. Мухленова и Э. Я. Тарата Л.: Химия. 1977. 304 с.
64. Повх И. Л. Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение. 1976. 502 с.
65. Разумов И. М. Пневно- и гидротранспорт в химической промышленности М.: Химия. 1979. 248 с.
66. Руководство по расчету загрязнения воздуха на промышленных площадках. М.: Стройиздат. 1977. 74 с.
67. Рекомендации по проектированию центральных пылесосных установок в помещениях предприятий. А 3-742. М.: Сантехпроект. 1976. 90 с.
68. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП II-33-75 М.: Стройиздат. 1976. 111 с.
69. Строительная климатология и геофизика. СНиП 2.01. М.: Стройиздат. 1983. 98 с.

70. Страус В. Промышленная очистка газов Пер. с англ. М.: Химия. 1981. 616 с.
71. Справочник по пыле- и золоувлажнению. Под общ. ред. А. А. Русанова. М.: Энергоатомиздат. 1983. 312 с.
72. Старк С. Б. Пылеулавливание и очистка газов в металлургии. М.: Металлургия. 1977. 328 с.
73. Указания по расчету рассеивания в атмосфере вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. СН 369—74. М.: Стройиздат. 1975. 40 с.
74. Ужов В. Н., Вальдберг А. Ю., Мягков Б. И., Решидов И. К. Очистка промышленных газов от пыли. М.: Химия. 1981. 309 с.
75. Ужов В. Н., Вальдберг А. Ю. Подготовка промышленных газов к очистке. М.: Химия. 1975. 216 с.
76. Фукс Н. А. Механика аэрозолей. М.: Из-во АН СССР. 1955. 352 с.
77. Фукс Н. А. Успехи механики аэрозолей. М.: Изд-во АН СССР. 1961. 160 с.
78. Хазанов И. С. Эксплуатация, обслуживание и ремонт вентиляционных установок машиностроительных предприятий. М.: Машиностроение. 1976. 295 с.
79. Шаптала В. Г., Минко В. А. Особенности массообмена пыли в производственных помещениях//Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1980. № 8. С. 108—112.
80. Шаптала В. Г., Минко В. А. Определение параметров сосредоточенного и распределенного выделения пыли по ее концентрации//Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1979. № 7. С. 87—92.
81. Шаптала В. Г., Минко В. А., Подгорный Н. Н. и др. Определение интенсивности выделения пыли и кратности воздухообмена в цехах силикатного кирпича//Строительные материалы. 1979. № 9. С. 22—23.
82. Шаптала В. Г. Исследование нестационарных процессов вентиляции пыльных помещений//Физико-математические методы в исследовании свойств строительных материалов и в их производстве//Сб. трудов МИСИ и БТИСМ, М.: 1982. С. 5—14.
83. Шаптала В. Г. Математическое моделирование воздухообмена производственных помещений//Физико-математические методы в исследовании свойств строительных материалов и в их производстве//Сб. трудов МИСИ и БТИСМ, М.: 1982. С. 68—82.
84. Шепелев И. А. Аэродинамика воздушных потоков в помещениях. М.: Стройиздат. 1978. 144 с.
85. Шаптала В. Г., Подгорный Н. Н. Исследование дисперсного состава и интенсивности осаждения витающей пыли//Использование нерудных ресурсов железорудных предприятий для производства строительных материалов//Сб. трудов МИСИ и БТИСМ, М.: 1983. С. 79—86.
86. Шаптала В. Г., Подгорный Н. Н. Основы расчета комплексных систем обеспыливания цехов силикатного кирпича//Труды НИПИОТСТРОМ. Вып. XXI. Новороссийск: 1981. С. 63—69.
87. Шваб В. А. Об основных закономерностях сопротивления в горизонтальных трубах при пневматическом транспорте//Сб. трудов ТЭМИИТ. 1960. Т. XXIX. С. 5—32.
88. Шваб В. А. Методы обобщения опытных данных по сопротивлению в горизонтальных трубах при пневмотранспорте//Сб. трудов ТЭМИИТ. 1960. Т. XXIX. С. 33—45.
89. Шрейбер А. А., Милютин В. А., Яценко В. П. Гидромеханика двухкомпонентных потоков с твердым полидисперсным веществом. Киев: Наукова думка. 1980. 252 с.
90. Эльтерман В. М. Вентиляция химических производств. М.: Химия. 1980. 288 с.
91. Экспресс-информация ЦНИИцветмет. № 24. 1981. Серия XI.
92. Sckrubber Handbook Prepared for EPA, A.R.T. Ins. California, 1972, v.1.
93. Venturi sckrubber performanse model. Schull Jhow Jung, Calverf S., Barbarisa H. T., Sfaks L. E. Environmefall Scienke and Technology, 1978, v. 12, N 4, P. 456—459.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Основные источники пылеобразования в литейных цехах	5
1.1. Технологические схемы переработки формовочных масс и классификация источников пылеобразования	5
1.2. Физико-химические и токсикологические свойства пыли	12
1.3. Анализ существующих методов расчета систем обеспыливания	13
1.4. Системы и средства борьбы с вторичными источниками пылеобразования	16
1.5. Система стандартов безопасности труда	17
Глава 2. Аспирация технологических процессов переработки формовочных масс	19
2.1. Теоретические основы аспирации	19
2.2. Экспериментальное изучение аспирации в промышленных и полупромышленных условиях	22
2.3. Аспирация дробильно-измельчительного оборудования	31
2.4. Особенности аспирации паропылевых перегрузок в условиях литейных цехов	37
Глава 3. Характеристика пыли, аспирируемой от узлов переработки сыпучих материалов	45
3.1. Методы определения дисперсного состава аспирируемой пыли	45
3.2. Экспериментальное изучение дисперсного состава пыли, аспирируемой от перегрузочных узлов	46
3.3. Расчет концентрации пыли в аспирируемом воздухе	53
3.4. Комплексный метод расчета аспирации перегрузочных узлов с использованием ЭВМ	55
3.5. Выбор пылеуловителя аспирационных систем на основе характеристик пыли	57
3.6. Основы оптимизации систем аспирации	59
Глава 4. Методы и средства очистки вентиляционных выбросов	66
4.1. Классификация аппаратов очистки аспирационных выбросов и оценка их эффективности	66
4.2. Теоретические основы работы инерционных пылеуловителей и их конструкции	71
4.3. Очистка воздуха контактными фильтрами и их расчет	88
4.4. Аппараты мокрой очистки газов	96
4.5. Особенности очистки паропылевых систем в литейных цехах	109
Глава 5. Аэродинамические основы работы централизованных систем вакуумной сухой пылеборки	115
5.1. Способы механизации пылеборочных работ и их особенности.	115
5.2. Физические основы пневмотранспортирования формовочных масс и пыли	117
5.3. Аналитические методы расчета сопротивления пневмотранспортных трубопроводов	118
5.4. Эмпирические методы расчета пневмотранспортных трубопроводов систем централизованных пылеборочных установок (ЦПУ)	125
5.5. Методы расчета вакуумных шлангов систем ЦПУ	133
5.6. Передвижные пылеборочные установки	136

Глава 6. Расчет и проектирование централизованных пылеуборочных систем	137
6.1. Основные принципы проектирования систем ЦПУ	137
6.2. Конструкции насадков и их подбор	143
6.3. Побудители тяги, их характеристики	145
6.4. Аппараты очистки пыли систем ЦПУ	146
6.5. Элементы систем ЦПУ	148
Глава 7. Общеобменная вентиляция в литейных цехах	151
7.1. Материальный баланс помещений с пылевыделением	151
7.2. Зонная вентиляция	157
7.3. Расчет параметров общеобменной вентиляции в цехах с пылевыделениями	163
7.4. Прогнозирование концентрации пыли на рабочем месте	171
7.5. Расчет аэрации в литейных цехах	176
Глава 8. Эксплуатация систем обеспыливания	183
8.1. Паспортизация выбросов систем обеспыливания	183
8.2. Расчет загрязнения воздуха выбросами литейного производства	189
8.3. Конструкции укрытий мест пылеобразования	199
8.4. Схемы и характеристики действующих систем обеспыливания	204
8.5. Структура службы эксплуатации систем обеспыливания литейных цехов	211
Список литературы	215

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

*Всеволод Афанасьевич МИНКО, Михаил Иванович КУЛЕШОВ,
Лариса Васильевна ПЛОТНИКОВА, Владимир Григорьевич ШАПТАЛА,
Анатолий Владимирович БОРЗЕНКОВ, Марк Федорович КАЛЯГИН,
Николай Николаевич ПОДГОРНЫЙ*

**ОБЕСПЫЛИВАНИЕ В ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХАХ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Редактор *В. И. Яковлева*
Художественный редактор *В. Д. Лысков*
Обложка художника *И. Д. Богачева*
Технический редактор *О. В. Куперина*
Корректор *О. Ю. Садыкова*

ИБ № 5109

Сдано в набор 24.02.87. Подписано в печать 21.08.87. Т-15282.
Формат 60×88¹/₁₆. Бумага книжно-журн. Гарнитура литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 13,72. Усл. кр.-отт. 13,97. Уч.-изд. л. 14,26.
Тираж 7000 экз. Заказ 1364. Цена 70 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 101898, Москва, Центр, Хохловский пер., 7.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

Издательство «Машиностроение» выпустит в 1988 году следующие книги по экономике машиностроения:

Производственная литература

Берлинер Ю. И. Управление отраслевыми машиностроительными институтами.— М.— 10 л.— (В обл.): 55 к.

Для руководителей, инженерно-технических работников научно-исследовательских и проектно-технологических институтов.

Ванагас П. М. Разделение и кооперация труда на машиностроительных предприятиях (теория и методы оптимизации).— Л.— 15 л.: ил.— (В обл.): 85 к.

Для инженерно-технических работников, специализирующихся в области организации труда и производства.

Горфинкель В. Я. Научно-технический прогресс и себестоимость продукции машиностроения.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.— 13 л.— (В обл.): 70 к.

Новое издание (1-е 1981 г.) переработано и дополнено материалами о передовом опыте предприятий, работающих в новых условиях хозяйствования.

Для экономистов, руководителей служб, начальников цехов машиностроительных объединений, предприятий.

Диденко Н. И., Топоров М. Ф., Топорова А. А. Программно-целевое планирование исследований и разработок в приборостроении.— Л.— 15 л.: ил.— (В обл.): 85 к.

Для инженерно-технических работников приборостроения.

Ипатов М. И., Проскуряков А. В., Семенов В. М. Снижение себестоимости машин.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.— 16 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 30 к.

Для инженерно-технических работников, экономистов машиностроительных объединений (предприятий), научно-исследовательских и проектных организаций.

Климов А. Н., Попова Л. Г. Организация ремонта производственного оборудования машиностроительных предприятий.— 2-е изд., перераб. и доп.— Л.— 12,5 л.: ил.— (В обл.): 70 к.

Для инженерно-технических работников машиностроительных предприятий, НИИ и проектных организаций.

Кроливецкий Э. Н. Планирование эффективности машиностроительного производства.— Л.— 10,5 л.: ил.— (В обл.): 60 к.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проблемами планирования эффективности производственных и научно-производственных объединений.

Кузнецов А. С. **Планирование и организация технического развития производственного объединения.**— М.— 9 л.: ил. (В обл.): 50 к.

Для руководящих, инженерно-технических работников объединений и предприятий, научно-исследовательских и проектных организаций, занимающихся техническим развитием машиностроительного производства.

Медведев А. Г. **Новая продукция и новая технология в стратегии технического развития машиностроения.**— Л.— 14,5 л.: ил.— (В обл.): 80 к.

Для инженерно-технических работников, занимающихся вопросами управления научно-техническим прогрессом.

Никонов А. А., Страхова О. А., Слюзберг М. О. **Управление результатами и затратами в научно-технических организациях машиностроения.**— Л.— 10,5 л.: ил.— (В обл.): 60 к.

Для инженерно-технических работников отраслевых научно-технических организаций машиностроения.

Организационно-экономические формы интенсификации производства в машиностроении/Ф. М. Русинов, Л. Н. Бронников, А. А. Зайцев, Н. А. Федоркова.— М.— 16 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 20 к.

Для экономистов, организаторов, инженерно-технических работников машиностроительных объединений (предприятий), научно-исследовательских и проектных институтов.

Пляскин И. И., Трейгер В. И. **Управление машиностроительным производством с применением унифицированных процедур обработки данных на ЭВМ Е С.**— М.— 12 л.: ил.— (В обл.): 65 к.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников предприятий, научно-исследовательских и проектных институтов, занимающихся вопросами проектирования и эксплуатации АСУ.

Повышение экономической эффективности проектов машиностроительных предприятий/Е. М. Карлик, Е. С. Ямпольский, Р. Е. Зельцер и др.— М.— 17 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 30 к.

Для инженерно-технических работников, экономистов проектных и научно-исследовательских организаций, машиностроительных предприятий.

Реконструкция предприятий машиностроения/Г. Ф. Пешков, В. М. Смирнов, М. Д. Спектор и др.— М.— 11 л.: ил.— (В обл.): 60 к.

Для экономистов, организаторов и других инженерно-технических работников предприятий (объединений), научно-исследовательских и проектных организаций машиностроения.

Рыков В. Н. **Организация капитального ремонта машин.**— М.— 10 л.: ил.— (В обл.): 55 к.

Для инженерно-технических работников предприятий машино-

строения и других отраслей, а также для работников ремонтных служб.

Федотов В. Н. **Организация заводууправлений в машиностроении.**— Л.:— 18 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 20 к.

Для инженерно-технических работников и экономистов объединений и предприятий.

Шор Ф. Д., Романенко И. П. **Бригадный труд и эффективность производства.**— М.— 8 л.: ил.— (Шаги бригадного подряда).— (В обл.): 45 к.

Для инженерно-технических работников, руководителей предприятий, экономистов, бригадиров.

Учебная литература

Для вузов

Соколицын С. А., Кузин Б. И. **Организация и оперативное управление машиностроительным производством: Учебник для вузов по специальности «Экономика и организация машиностроительной промышленности».**— Л.— 36 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 50 к.

Экономика приборостроительной промышленности: Учебник для вузов по приборостроительным специальностям/С. В. Моисеев, Э. В. Минько, В. Г. Голова и др.— М.— 20 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 10 к.

Для техникумов

Безруков В. И., Матлин Е. М., Романенко В. Ф. **Монтаж, наладка и эксплуатация средств оргтехники: Учебник для техникумов по специальности «Средства оргтехники».**— М.— 16 л.: ил.— (В пер.): 95 к.

Может быть полезен специалистам, занимающимся вопросами пуско-наладочных работ, настройкой и эксплуатацией средств оргтехники в различных отраслях народного хозяйства.

Петров В. И. **Анализ хозяйственной деятельности машиностроительного предприятия: Учебник для техникумов по экономическим специальностям.**— 2-е изд., перераб. и доп.— М.— 15 л.: ил.— (В пер.): 90 к.

Второе издание (1-е изд. 1978 г.) переработано и дополнено материалами по анализу затрат на природоохранную деятельность, на социальное развитие коллективов и другими материалами.

Справочная литература

Нормирование расхода материальных ресурсов в машиностроении: Справочник. В 2-х т. Т. 1/Г. М. Покараев, А. А. Зайцев, О. В. Карасев и др.;— Под общ. ред. Г. М. Покараева и др.— М.— 26 л.: ил.— (В пер.): 1 р. 70 к.

Для инженерно-технических работников предприятий, научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических

организаций, министерств, ведомств, занимающихся вопросами нормирования расхода и эффективного использования материальных ресурсов.

Нормирование расхода материальных ресурсов в машиностроении: Справочник. В 2-х т. Т. 2/Г. М. Покараев, А. А. Зайцев, О. В. Карасев и др.; Под общ. ред. Г. М. Покараева и др. — М. — 36 л.: ил. — (В пер.): 2 р. 20 к.

Для инженерно-технических работников предприятий, научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических организаций, министерств (ведомств), занимающихся вопросами нормирования расхода и эффективного использования материальных ресурсов.

По всем вопросам приобретения книг следует обращаться в книжные магазины, распространяющие техническую литературу.