Библиотека СОК

УДК 664.7(075.8)
ББК 36.82я73
В 38



Редактор *Г. А. Гусева*

Рецензенты: канд. техн. наук *Н. П. Володин* (Государственное научное учреждение «Всероссийский научно-исследовательский институт зерна и продуктов его переработки»), инженер-технолог *В. В. Алешковская* (Международная промышленная академия)

Веселов С. А., Веденьев В. Ф.

В 38 Вентиляционные и аспирационные установки предприятий хлебопродуктов. — М.: КолосС, 2004. — 240 с.: ил. —(Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
ISBN 5—9532—0054—4.

Приведена классификация вентиляционных и аспирационных установок, а также их элементов — пылеуловителей, вентиляторов, фильтров и т. д. Даны основы расчета, проектирования, монтажа, наладки и эксплуатации вентиляционных и аспирационных установок. Особое внимание уделено конструкциям, типоразмерам и техническим данным современных пылеуловителей и вентиляторов.

Для студентов вузов по направлениям «Производство продуктов питания из растительного сырья», «Пищевая инженерия» по специальности «Машины и аппараты пищевых производств».

УДК 664.7(075.8)
ББК 36.82я73

Учебное издание

Веселов Сергей Александрович

Веденьев Виктор Федорович

Учебное пособие для вузов

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ И АСПИРАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ ПРЕДПРИЯТИЙ ХЛЕБОПРОДУКТОВ

Технический редактор *М. А. Шуйская*
Компьютерная верстка *Т. Я. Белобородовой*
Корректор *В. Г. Лузгина*

Сдано в набор 25.04.03. Подписано в печать 09.12.03. Формат 70x100 $^1/_{16}$.
Бумага офсетная. Гарнитура Ньютон. Печать высокая.
Усл. печ. л. 19,50. Уч.-изд. л. 20,75. Изд. № 009.
Тираж 3000 экз. Заказ № 0317040.

ООО «Издательство «КолосС»,
101000, Москва, ул. Мясницкая, д. 17, стр. 1.
Почтовый адрес: 129090, Москва, Астраханский пер., д. 8.
Тел. (095) 280-99-86, тел./факс (095) 280-14-63, e-mail: master@koloss.ru, наш сайт: www.koloss.ru

Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета
в ОАО «Ярославский полиграфкомбинат»
150049, Ярославль, ул. Свободы, 97.

ISBN 5-9532-0054-4

9 785953 200547

ISBN 5—9532—0054—4

© Издательство «КолосС», 2004

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный специалист, будь то конструктор, проектировщик или эксплуатационник, должен хорошо знать не только свою часть работы. Сегодня требуются специалисты с универсальными знаниями и широким кругозором.

При подготовке инженеров для предприятий хлебопродуктов большое значение имеет изучение курса «Вентиляционные и аспирационные установки».

Специальный курс «Вентиляционные установки» был впервые включен в учебные планы вузов в 1928 г. Основоположник этого курса — профессор Одесского технологического института, д-р техн. наук А. В. Панченко.

В 1938 г. вышло из печати первое издание учебного пособия для вузов: А. В. Панченко «Вентиляционные установки мельниц и элеваторов», в 1954 г. — второе издание под названием «Вентиляционные установки элеваторов, мельниц, крупозаводов и комбикормовых заводов», а в 1974 г. — третье «Вентиляционные установки зерноперерабатывающих предприятий», переработанное и дополненное коллективом авторов Одесского технологического института пищевой промышленности под редакцией д-ра техн. наук, проф. А. М. Дзядзио. В том же 1974 г. было издано учебное пособие для вузов С. А. Веселова «Проектирование вентиляционных установок предприятий хранения и переработки зерна».

Обе последние книги в настоящее время стали библиографической редкостью. Вместе с тем некоторые материалы, изложенные в этих изданиях, устарели. С момента выхода из печати этих книг до настоящего времени на предприятиях хлебопродуктов появилось более совершенное технологическое и транспортное оборудование, а также новое оборудование вентиляционных и аспирационных установок. Эти обстоятельства обусловили необходимость в издании нового учебного пособия для вузов по вентиляционным и аспирационным установкам предприятий хлебопродуктов.

Авторы возложили на себя этот тяжелый труд — как моральный долг перед будущим поколением инженерно-технических работников зерноперерабатывающей отрасли.

Выход в свет этой книги, по мнению авторов, должен способствовать подготовке высококвалифицированных инженеров для промышленности и будет полезен работникам предприятий хлебопродуктов.

Авторы выражают глубокую признательность канд. техн. наук Н. П. Володину и В. В. Алешковской за ценные замечания и рекомендации, сделанные ими при рецензировании рукописи.

ВВЕДЕНИЕ

Вентиляция (от лат. ventilatio — проветривание) — это регулируемый воздухообмен в помещении. Предназначена вентиляция для поддержания необходимых чистоты, температуры, влажности и подвижности воздуха. Установки, обеспечивающие регулируемый воздухообмен в помещении, называют вентиляционными. Частным случаем вентиляционных установок являются аспирационные.

Аспирация (от лат. aspiratio — вдыхание) — это отсос воздуха от оборудования с целью создания внутри рабочих пространств или защитных кожухов вакуума, необходимого для предотвращения выделения пыли в производственные помещения.

На предприятиях хлебопродуктов все технологические процессы хранения и переработки зерна сопровождаются образованием большого количества пыли внутри оборудования, которое может достигать взрывоопасной концентрации, а при выделении в окружающую среду создает концентрации, опасные для здоровья людей.

Уменьшение выбросов пыли в атмосферу благодаря использованию в аспирационных установках высокоэффективных пылеуловителей не только защищает окружающую среду, но и дает экономию ценных пищевых и кормовых продуктов, из которых состоит пыль.

Работа аспирационных установок в совокупности с пневмотранспортными на предприятиях хлебопродуктов при удалении воздуха в атмосферу сопровождается интенсивным воздухообменом и образованием вакуума в рабочих помещениях. Это может привести к неорганизованному воздухообмену, при котором воздух проникает в помещения через щели и неплотности строительных ограждений (стен, окон, дверей), а также при открывании окон и дверей.

Для устранения этих негативных явлений дополнительно к аспирационным установкам применяют приточные вентиляционные с использованием в холодное время года общеобменных воздушных кондиционеров с целью воздушного отопления помещений. При этом не только компенсируется количество воздуха, удаляемого из помещений аспирационными и пневмотранспортными установками, но и обеспечиваются нормативные метеорологические условия для работы персонала предприятия.

Таким образом, роль вентиляционных и аспирационных установок на предприятиях состоит в улучшении условий труда, сохранении здоровья людей, организации воздушных потоков, участвующих в технологических процессах, и в предотвращении пылевых взрывов. Роль аспирационных установок в технологических процессах состоит в очистке зерна от примесей и сортировании промежуточных продуктов переработки зерна воздушными потоками, в обогащении круп, в охлаждении воздухом рабочих органов машин и перерабатываемых продуктов с целью предотвращения конденсации на них водяных паров.

На современных промышленных предприятиях различных отраслей вентиляционные и аспирационные установки применяют широко. Достигнут высокий технический уровень этих установок.

Начало развития вентиляционной техники приходится на древнейшие времена. Так, за 100...200 лет до нашей

эры древние греки применяли теплый воздух для вентилирования помещений. В последующие столетия этот способ был забыт и только в XVIII в. о нем вновь вспомнили вначале в Англии и Франции, а затем и в России.

В технологических целях воздух также применяли с древнейших времен, когда люди начали использовать ветер для провеивания зерновых злаков с целью очистки их от легких примесей, а воздуходувные устройства в виде опахал — для проветривания помещений.

В XVI...XVII вв. начали применять «механический ветер», получаемый вращением четырехлопастных барабанов, для вентилирования шахт, рудников, что впервые описано в трактате Агриколы «О горном деле», 1550 г.

«Механический ветер» для очистки зерна от примесей начали использовать в XVIII в. Так, в 1750...1780 гг. появились: во Франции машина для очистки зерна от примесей — «тарар», содержащий колеблющееся сито, продуваемое воздухом; в Америке — бурат (вращающееся сито, продуваемое воздухом); в России — жернов с отвеиванием воздухом оболочек. В 1807 г. Пауэром изобретена ситовейка для получения манной крупы (Австрия). В 1822 г. впервые в России применена аспирация вальцевого станка техником М. Миллером. В 1843 г. русский инженер И. Красноперов изобрел «самовейку» с 16 вентиляторами для сортирования круп.

Российские ученые внесли большой вклад в развитие вентиляционной техники. Так, великий русский ученый М. В. Ломоносов (1711—1765) изобрел анемометр — прибор для измерения скорости воздуха, создал теорию естественной вентиляции в труде: «О вольном движении воздуха в рудниках примеченном» (1745). Им же написана работа «Теория упругой силы воздуха» (1746—1748).

В 1832 г. А. А. Саблуков (1783—1857) изобрел вентилятор, являющийся прототипом современного радиального вентилятора, и впервые создал всасывающую установку длиной 100 м для вентилирования Чигиринского рудника на Алтае.

В 1884 г. русский ученый И. Д. Фламвицкий (1828—1887) создал физическую теорию вентиляции вместо химической и впервые доказал, что гигиеничность воздуха и самочувствие человека зависят не только от содержания диоксида углерода, пыли и других вредных примесей, но и от охлаждающей способности воздуха, т. е. от его температуры, влажности и скорости. Эта теория — основа современной физической теории вентиляции о гигиеничности воздуха, условиях труда и комфорта.

Огромную роль в развитии вентиляционной техники сыграли труды в области теоретических основ гидродинамики, созданные Л. Эйлером (1707—1783) и Д. Бернулли (1700—1782) и аэродинамики, разработанной в последующие годы профессором Н. Е. Жуковским (1847—1921), академиком С. А. Чаплыгиным (1869—1942) и их учениками — работниками ЦАГИ: профессорами К. А. Ушаковым, К. К. Баулиным, Г. Н. Абрамовичем, В. Н. Поликовским, М. П. Калинушкиным, А. Д. Альтшулем и др.

В 1918 г. была учреждена техническая инспекция труда и был создан ЦАГИ — Центральный аэрогидродинамический институт во главе с выдающимся ученым, проф. Н. Е. Жуковским. Образование ЦАГИ сыграло огромную роль не только в создании отечественной авиации, но и в развитии вентиляционной техники, которая базируется на аэродинамических исследованиях, проводимых в ЦАГИ.

В 1919 г. была организована санитарная инспекция, а в 1920 г. изданы «Общие обязательные постановления об устройстве и содержании промышленных заведений», в которых были сформулированы требования к устройству вентиляции.

В последующие годы были созданы научно-исследовательские и проектно-конструкторские организации, которые способствовали развитию вентиляционной техники в нашей стране. Так, в 1925 г. был основан ЦИОТ — Центральный институт охраны труда, который в последующие годы интенсивного развития промышленности разделился на МИОТ — Московский институт охраны труда, ЛИОТ — Ленинградский институт охраны труда, СИОТ — Свердловский институт охраны труда и др.

В 1928 г. были созданы ВНИИЗ — Всесоюзный научно-исследовательский институт зерна и «Промзернопроект» (в настоящее время — ОАО «ЦНИИпромзернопроект»), которые сыграли важную роль в развитии вентиляционной техники на предприятиях хранения и переработки зерна.

В 1929 г. был организован ВНИИСТО — Всесоюзный научно-исследовательский институт санитарно-технического оборудования.

Теоретические и экспериментальные исследования ученых ЦАГИ в области аэродинамики служат основой для расчетов вентиляционных систем и создания более эффективных вентиляторов.

В развитие вентиляционной техники предприятий хранения и переработки зерна большой вклад внес проф. А. В. Панченко, основатель курса «Вентиляционные установки предприятий хранения и переработки зерна» и автор первых учебников по этому курсу, а также исследователи и практики отрасли: В. С. Пальцев, А. Д. Синцеров, В. Н. Павлов, М. А. Валуйский, Н. П. Володин, Е. А. Дмитрук, В. В. Алешковская, Б. А. Краюшкин и др.

Основные направления развития и совершенствования вентиляционных и аспирационных установок в настоящее время следующие:

создание и применение более совершенного вентиляционного оборудования, главным образом более эффективных и эксплуатационно-надежных фильтров и вентиляторов;

дальнейшее развитие теории вентиляционной техники, например, теоретическое обоснование значений надежно транспортирующих скоростей воздуха в воздуховодах;

исследование влияния аспирации оборудования на уменьшение его взрывоопасности, обоснование выбора наиболее рациональных вариантов компоновки вентиляционных и аспирационных сетей с применением ЭВМ;

усовершенствование методов расчета вентиляционных сетей с применением ЭВМ;

разработка и внедрение новых контрольно-измерительных приборов и средств автоматики для эксплуатации вентиляционных и аспирационных установок.

Возможны и другие, не изученные пока направления повышения эффективности использования вентиляционных и аспирационных установок.

В данном учебном пособии основное внимание уделено наиболее широко применяемой разновидности вентиляционных установок — аспирационным установкам. Поэтому вопросы проектирования, монтажа, наладки и эксплуатации рассмотрены для аспирационных установок. Вместе с тем принципы работы аспирационных и собственно вентиляционных установок основаны на одних и тех же закономерностях аэродинамики воздушных потоков.

Глава 1

СОСТАВ, КЛАССИФИКАЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

1.1. СОСТАВ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Каждая вентиляционная (аспирационная) установка состоит из следующих пяти частей:

вентилируемых (аспирируемых) объектов (машины, аппараты, механизмы, бункеры, силосы и другие устройства), в которых выделяются теплота, пыль и другие примеси;

воздуховодов, предназначенных для перемещения воздуха в нужном направлении с заданной скоростью;

пылеуловителей для очистки аспирационного воздуха от пыли (циклоны, фильтры и т. п.);

побудителя (вентилятора, дефлектора) для сообщения энергии воздушному потоку;

вспомогательного оборудования (рециркуляционного аппарата, теплообменника, калорифера, кондиционера, клапанов, контрольно-измерительных приборов и др.).

Совокупность всех этих частей называют вентиляционной (аспирационной) установкой, или вентиляционной системой, или вентиляционной (аспирационной) сетью.

Классификация вентиляционных установок по наиболее характерным шести признакам показана на схеме (рис. 1).

По первому признаку — виду побудителя — вентиляционные установки бывают двух типов: с естественным и механическим побудителем. В качестве естественного побудителя используют ветер с применением дефлекторов, или разность давлений и температур, или кинетическую энергию движущихся объектов. Механическими побудителями в установках служат вентиляторы. Преимущество установок с естественным побудителем состоит в том, что их эксплуатация не связана с необходимостью затрат энергии, так как они используют даровую энергию, например ветра. Недостатки этих установок — непостоянство эффективности, низкий расход воздуха и малая величина развиваемых давлений.

Дефлектор (рис. 2) отсасывает воздух из помещения через воздуховод *3* благодаря создаваемой ветром разности давлений. При обдувании ветром цилиндра *1* давление p внутри него становится меньше атмосферного p_a в результате утечки воздуха через кромки цилиндра *1* с подветренной стороны на дуге *ВБГ*, где образуется область пониженного давления. Кроме того, происходит срыв частиц воздуха с верхней и нижней кромок *АБ* цилиндра *1*.

По названным причинам внутри цилиндра *1* создается разрежение и через диффузор *2* и воздуховод *3* происходит подсос воздуха из вентилируемого объекта (например, из помещения) внутрь цилиндра.

Объемный расход воздуха Q (м^3/с), который может отсосать дефлектор,

$$Q = (\pi D^2/4)v, \qquad (1)$$

где D — диаметр воздуховода, к которому присоединяется дефлектор, м; v — скорость воздуха в воздуховоде, м/с; v зависит от скорости ветра $v_в$ (м/с); обычно $v \approx 0{,}4v_в$.

Давление, развиваемое дефлектором $p_{деф}$ (Па), зависит от динамического давления ветра и от конструкции дефлектора.

Обычно

$$p_{деф} \cong 0{,}5\left(\frac{\rho v_в^2}{2}\right), \qquad (2)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м^3.



Рис. 1. Классификация вентиляционных установок

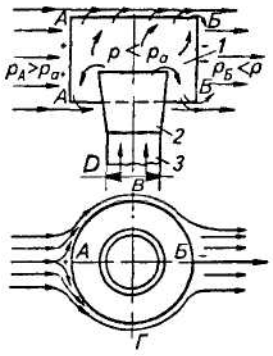


Рис. 2. Схема дефлектора:

1 — цилиндр, *2* — диффузор, *3* — воздуховод

Дефлекторы различных типов показаны на рис. 3.

Из-за непостоянства эффективности работы дефлекторов, зависящей от скорости ветра, а также вследствие низкого расхода воздуха и небольшого развиваемого давления в промышленности применяют преимущественно вентиляционные установки с механическими побудителями — вентиляторами.

По второму признаку классификации — способу вентилирования объектов вентиляционные установки бывают трех типов: открытые, закрытые и комбинированные.

В открытых установках (рис. 4) воздух перемещают от вентилируемых объектов *1*, которые выделяют вредные примеси, к вентилятору *2* через рабочее помещение *3* без воздуховодов. Открытые установки в зерноперерабатывающих предприятиях не применяют.

В закрытых установках (рис. 5, 6 и 7) воздух от вентилируемых (аспирируемых) объектов *1* перемещают по воздуховодам.

В комбинированных установках часть объектов аспирируют закрытым способом, а часть — открытым.

Преимущество открытых вентиляционных установок состоит в отсутствии воздуховодов в помещении, а недостаток — в необходимости перемещать повышенные расходы воздуха по рабочим помещениям, так как при удалении пыли или газов от оборудования в рабочем помещении нельзя допускать создания повышенных концентраций, превышающих предельно допустимые (ПДК).

Поэтому на промышленных предприятиях применяют закрытые вентиляционные установки как более экономичные, которые позволяют перемещать меньшие количества воздуха.

По третьему признаку — направлению движения воздуха в вентилируе-

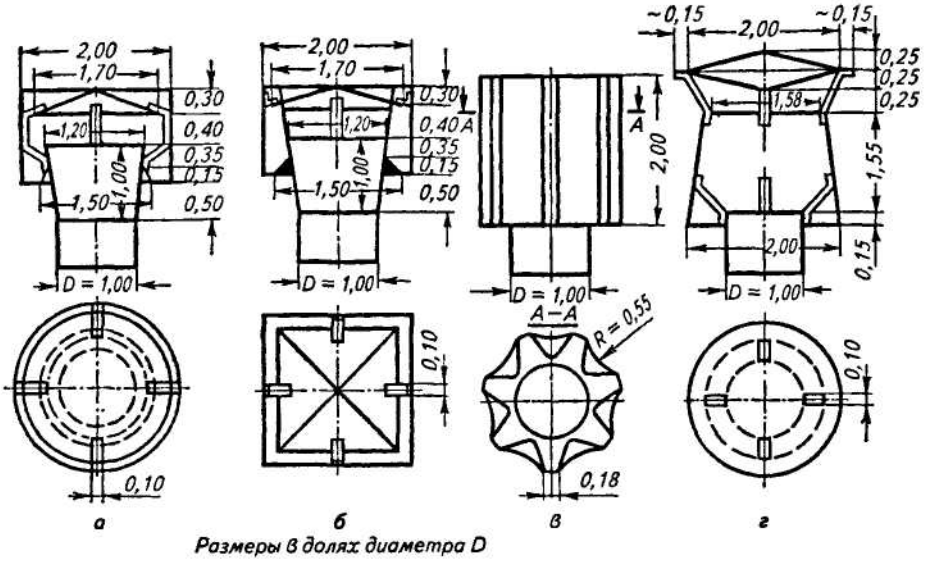


Рис. 3. Типы дефлекторов:

а — ЦАГИ круглый, *б* — ЦАГИ квадратный, *в* — звездчатый, *г* — Григоровича

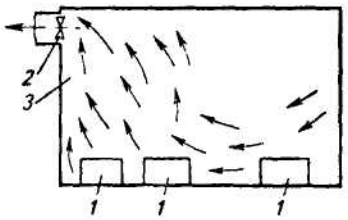


Рис. 4. Схема открытой вентиляционной установки:

1 — вентилируемые объекты, *2* — осевой вентилятор, *3* — рабочее помещение

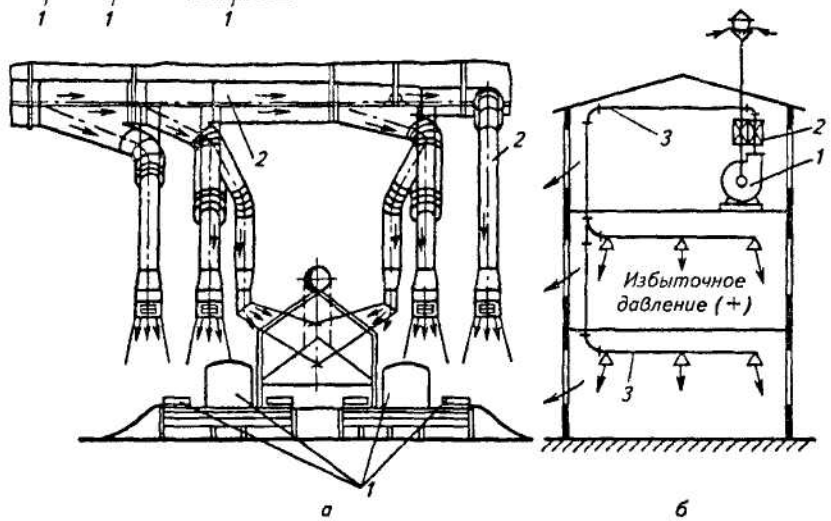


Рис. 5. Схемы приточных вентиляционных установок:

а — для вентилирования оборудования: *1* — вентилируемое оборудование, *2* — воздуховоды, *б* — для вентилирования помещений *1* — вентилятор, *2* — устройство для обработки воздуха (очистка, подогрев, увлажнение), *3* — воздуховоды

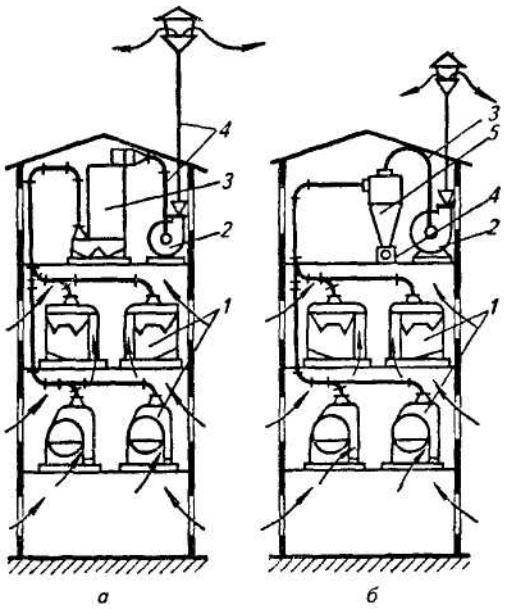


Рис. 6. Схемы условно всасывающих аспирационных установок:

а — с фильтром *1* — аспирируемое оборудование, *2* — вентилятор, *3* — фильтр, *4* — воздуховоды, *б* — с циклоном *1* — аспирируемое оборудование, *2* — вентилятор, *3* — воздуховоды, *4* — шлюзовой затвор, *5* — циклон

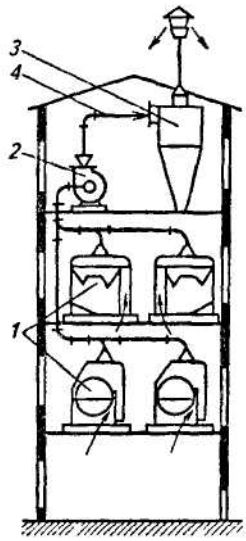


Рис. 7. Схема условно нагнетательной аспирационной установки:

1 — аспирируемое оборудование, *2* — вентилятор, *3* — циклон, *4* — воздуховоды

мых объектах — применяют вытяжные (аспирационные), приточные и комбинированные (приточно-вытяжные) установки.

В вытяжных установках воздух отсасывают от объектов и они находятся под разрежением, т. е. под вакуумом (см. рис. 6, 7). Такие установки называют аспирационными.

В приточных установках воздух нагнетают к объектам и они находятся под повышенным давлением (выше атмосферного) — см. рис. 5.

В приточно-вытяжных установках одновременно осуществляют и вытяжку, и приток воздуха к объектам.

Основное преимущество вытяжных аспирационных установок состоит в том, что они позволяют поддерживать разрежение (вакуум) внутри аспирируемого оборудования, предотвращать выделение пыли или газов в рабочие помещения и поддерживать в них чистоту воздуха, допустимую ПДК. Поэтому вытяжные аспирационные установки находят самое широкое применение на предприятиях хранения и переработки зерна.

Приточные вентиляционные установки применяют только при перемещении по воздуховодам чистого воздуха с целью охлаждения объектов (см. рис. 5,*а*) или при вентилировании помещений (см. рис. 5,*б*), а также при активном вентилировании зерна.

Установки по четвертому, пятому и шестому признакам классификации относятся преимущественно к аспирационным.

По четвертому признаку классификации в зависимости от взаимного расположения пылеуловителя и вентилятора установки бывают условно всасывающие и условно нагнетательные.

В условно всасывающих установках вентилятор располагают после пылеуловителя и через него проходит очищенный воздух (см. рис. 6, 8 и 9). В условно нагнетательных установках вентилятор устанавливают перед пылеуловителем и через него проходит запыленный воздух (см. рис. 7, 10).

Преимущества условно всасывающих установок перед условно нагнетательными следующие: меньшая пожаро- и взрывоопасность, меньший износ

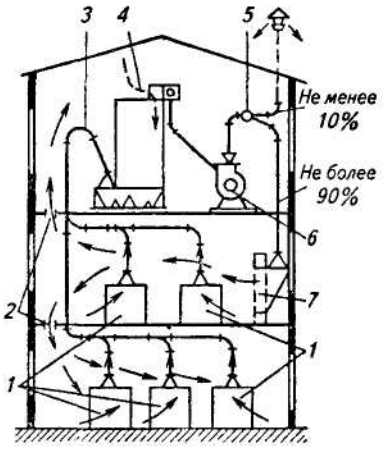


Рис. 8. Схема условно всасывающей аспирационной установки с рециркуляцией:

1 — аспирируемое оборудование, *2* — отверстия в перекрытиях для раздачи воздуха, *3* — воздуховоды, *4* — фильтр, *5* — клапан, *6* — вентилятор, *7* — рециркуляционный аппарат

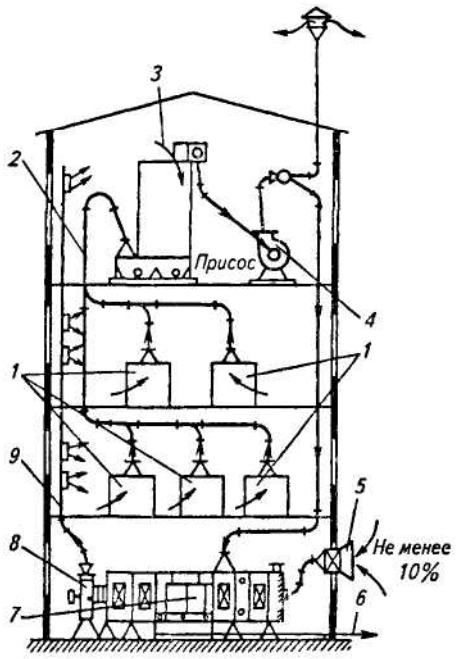


Рис. 9. Схема условно всасывающей аспирационной установки с кондиционированием воздуха:

1 — аспирируемое оборудование, *2* — воздуховоды; *3* — фильтры; *4* — вентилятор, *5* — калорифер подогрева наружного воздуха, *6* — слив воды, *7* — воздушно-водяной кондиционер, *8* — вентилятор для раздачи кондиционированного воздуха, *9* — воздуховоды для раздачи кондиционированного воздуха (могут быть заменены отверстиями в перекрытиях)

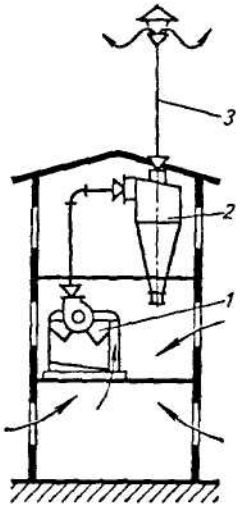


Рис. 10. Схема местной условно нагнетательной аспирационной установки:

1 — аспирируемая машина с собственным вентилятором, *2* — циклон, *3* — воздуховоды

вентилятора, меньшая запыленность воздуха в рабочих помещениях при прочих равных условиях, так как все воздуховоды с запыленным воздухом находятся под вакуумом; возможность применения вентиляторов общего назначения, тогда как в условно нагнетательных установках используют вентиляторы в искрозащищенном исполнении.

Преимущество систем условно нагнетательного типа — возможность устанавливать пылеуловители-циклоны за пределами рабочих помещений снаружи зданий без применения шлюзовых затворов с приводом.

По пятому признаку классификации (см. рис. 1) вентиляционные (аспирационные) установки бывают местные и центральные.

Местными установками называют такие, в которых каждая аспирируемая машина имеет свои собственные вентилятор и пылеуловитель (см. рис. 10).

В центральных вентиляционных (аспирационных) установках аспирируемые машины не имеют собственных вентилятора и пылеуловителя, а обслуживаются одним общим вентилятором (см. рис. 6, 7, 8 и 9).

Преимущество местных вентиляционных (аспирационных) установок перед центральными — возможность регулировать расход воздуха в аспирируемой машине при эксплуатации, тогда как в центральных установках при регулировании расхода в одной машине происходит нежелательное изменение расхода воздуха в других аспирируемых машинах.

Недостатки местных установок — необходимость применения большого количества вентиляторов, электродвигателей и пылеуловителей малой производительности, что экономически менее выгодно.

По шестому признаку — в зависимости от использования воздуха, отсасываемого от оборудования, вентиляционные (аспирационные) установки бывают пяти типов: без использования очищенного воздуха с выбросом его в атмосферу; с рециркуляцией; с кондиционированием; с организованным подводом наружного воздуха к аспирируемому оборудованию или в помещение через калориферы или кондиционеры; с замкнутым циклом воздуха.

Установки с выбросом в атмосферу очищенного воздуха без его использования (первый тип установок) широко используются, так как они наиболее просты по конструкции (см. рис. 6, 7 и 10).

Однако применение установок только этого типа приводит к увеличению кратности воздухообмена и повышению вакуума в рабочих помещениях.

Кратность воздухообмена i (обменов/ч)

$$i = Q_{общ}/V_{п}, \qquad (3)$$

где $Q_{общ}$ — общий объемный расход воздуха, который отсасывается при аспирации оборудования и удаляется после очистки из помещении наружу, м^3/ч; $V_{п}$ — внутренний объем рабочих помещений, где установлено аспирируемое оборудование, м^3

Неорганизованный воздухообмен наружного воздуха для отапливаемых помещений мельзаводов, крупозаводов и комбикормовых заводов в соответствии со СНиП 2.04.05—91 не допускается.

Фактически воздухообмен бывает

значительно больше допустимых, поэтому кроме установок первого типа применяют установки и других типов (например, с рециркуляцией, кондиционированием, организованным подводом воздуха или с замкнутым циклом воздуха).

В установках с рециркуляцией (см. рис. 8) очищенный до санитарных норм (30 % ПДК) во всасывающем фильтре воздух не выбрасывают наружу, а возвращают без дополнительной очистки в рабочее помещение через огнепреграждающее устройство.

Преимущество установок с рециркуляцией — возможность устранить повышение кратности воздухообмена и вакуума, недостаток — необходимость иметь надежную конструкцию фильтра и невозможность регулировать параметры воздуха (температуру, влажность) после рециркуляции.

Установки с кондиционированием воздуха (см. рис. 9) позволяют предотвратить повышение вакуума в рабочих помещениях и дают возможность регулировать параметры воздуха (температуру, влажность), подаваемого в рабочие помещения. Недостаток этих установок — неэкономичность: большой расход теплоты на нагрев воздуха, повышенная стоимость кондиционеров и значительные эксплуатационные расходы.

Более экономичны и просты в эксплуатации установки с организованным подводом наружного воздуха к аспирируемому оборудованию (рис. 11). Недостаток таких установок — опасность конденсации водяных паров в оборудовании. Поэтому установки с организованным подводом наружного воздуха к аспирируемому оборудованию можно применять только в неотапливаемых помещениях или подогревать воздух, подводимый к оборудованию.

Установки с замкнутым циклом воздуха (рис. 12) тоже позволяют избежать вакуума в рабочих помещениях, но их применение ограничено, так как связано с необходимостью полной герметизации аспирируемого оборудования *1*. Кроме того, эти установки нельзя использовать в целях охлаждения. Воздух после очистки поступает в вентилятор *4*, а после вентилятора подается обратно в аспирируемое оборудование.

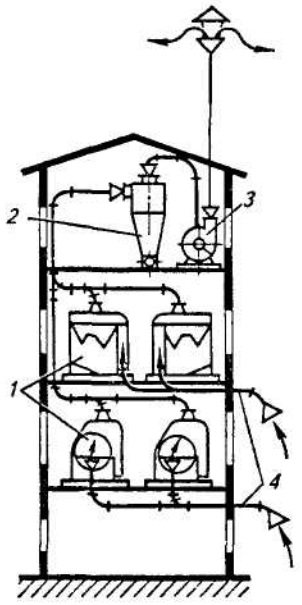


Рис. 11. Схема аспирационной установки с организованным подводом наружного воздуха к аспирируемому оборудованию:

1 — аспирируемое оборудование, *2* — циклон, *3* — вентилятор, *4* — воздуховоды для подвода наружного воздуха

Применяют и другие типы аспирационных установок. Например, вместо одноступенчатой очистки воздуха в фильтре (см. рис. 6,*а*, 9) используют двухступенчатую — вначале в циклоне, затем в фильтре или двукратную последовательную очистку в циклонах разного типа. Преимущество таких установок — бóльшая эффективность очистки воздуха. Недостаток таких устано-

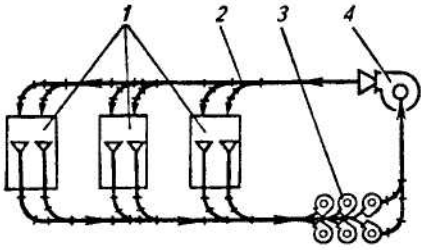


Рис. 12. Схема аспирационной установки с замкнутым циклом воздуха:

1 — аспирируемое оборудование, *2* — воздуховоды для подачи воздуха в аспирируемое оборудование, *3* — батарейная установка циклонов, *4* — вентилятор

вок — повышенное сопротивление и большой расход энергии. Иногда аспирируют оборудование воздухом пневмотранспортных установок посредством подсоединения воздуховодов к пневмоприемникам.

Кроме того, на предприятиях, работающих с использованием пневмотранспорта, воздух всасывающих пневмотранспортных установок аспирирует оборудование, соединенное непосредственно с их элементами.

1.2. НАЗНАЧЕНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ И АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

На предприятиях хранения и переработки зерна вентиляционные и аспирационные установки имеют санитарно-гигиеническое, экологическое и технологическое назначения, а также позволяют обеспечить взрывобезопасность.

1.2.1. САНИТАРНО-ГИГИЕНИЧЕСКОЕ НАЗНАЧЕНИЕ

Санитарно-гигиеническое назначение вентиляционных и аспирационных установок состоит в создании и поддержании нормальных условий труда в рабочих помещениях, а также в защите окружающей среды от загрязнений пылевыми выбросами.

Для создания нормальных и безопасных условий труда в рабочих помещениях необходимо, чтобы воздух рабочей зоны отвечал требованиям санитарных норм по температуре, относительной влажности, подвижности воздуха и по содержанию пыли.

Чистота воздуха в рабочих помещениях должна поддерживаться по запыленности на уровне, не превышающем предельно допустимых концентраций (ПДК): 4 мг/м^3 зерновой пыли и 6 мг/м^3 мучной.

В местах постоянного проживания людей запыленность воздуха не должна превышать 0,5 мг/м^3 независимо от вида пыли. Допустимая концентрация пыли при выбросе воздуха в атмосферу после очистки в аспирационных и пневмотранспортных установках определяется расчетом рассеивания пыли.

Чистоту воздуха в рабочих помещениях (по запыленности) можно обеспечить аспирационными установками посредством эффективной аспирации всего оборудования, в котором образуется пыль. Чистоту воздуха, выбрасываемого в атмосферу, можно обеспечить в том числе применением высокоэффективных пылеуловителей (желательно фильтров).

Известно, что каждый человек в зависимости от вида труда потребляет при дыхании 0,5...0,7 м^3 воздуха в час; при этом выделяет диоксида углерода 23...45 л/ч, теплоты 360...2500 кДж/ч (100...700 Вт), водяных паров 45... 200 г/ч.

В спокойном состоянии человек выделяет теплоту в количестве 360... 400 кДж/ч; при легкой работе 400...630; при средней 630...1050; при тяжелом виде труда 1050...2500 кДж/ч.

Вся эта теплота должна полностью отдаваться окружающему воздуху. В этом случае воздух имеет нормальную охлаждающую способность и обеспечивает комфортные условия труда и отдыха.

Охлаждающая способность воздуха зависит от трех параметров: температуры t (°С), относительной влажности φ (%) и скорости воздуха v (м/с).

Чем выше температура, тем меньше охлаждающая способность; чем выше относительная влажность, тем больше охлаждающая способность, и наоборот. Эта зависимость справедлива, если температура окружающего воздуха меньше температуры человеческого тела 36,5 °С. При температуре воздуха больше температуры тела охлаждающая способность воздуха уменьшается с увеличением его влажности. Чем выше скорость окружающего воздуха, тем больше его охлаждающая способность, и наоборот. Из вышеприведенных зависимостей видно, что путем различного сочетания трех параметров окружающего воздуха (t; φ и v) можно создать его нормальную охлаждающую способность, т. е. обеспечить комфортные условия труда.

В табл. 1 приведены оптимальные значения температуры, влажности и скорости воздуха в производственных помещениях, предусмотренные СНиП 2.04.08—91*.

1. Оптимальные показатели микроклимата на рабочих местах производственных помещений

Категория работ	Энергозатраты, Вт	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с, не более
Холодный период года					
Ia	До 139	22...24	21...25	60...40	0,1
Iб	140...174	21...23	20...24	60...40	0,1
IIa	175...232	19...21	18...22	60...40	0,2
IIб	233...290	17...19	16...20	60...40	0,2
III	Более 290	16...18	15...19	60...40	0,3
Теплый период года					
Ia	До 139	23...25	22...26	60...40	0,1
Iб	140...174	22...24	21...25	60...40	0,1
IIa	175...232	20...22	19...23	60...40	0,2
IIб	233...290	19...21	18...22	60...40	0,3
III	Более 290	18...20	17...21	60...40	0,3

Легкой физической работой (I категория) считается та, которая выполняется сидя, стоя или с ходьбой без физических нагрузок с энергозатратами до 174 Вт.

Средняя физическая работа с энергозатратами 175...232 Вт относится к категории IIa, с энергозатратами 233... 290 Вт — к категории IIб. К категории IIa относятся работы, связанные с постоянной ходьбой, но не требующие перемещения тяжестей, а к категории IIб — работы, связанные с переноской небольших тяжестей массой до 10 кг.

Тяжелая физическая работа (категория III) связана с систематическим физическим напряжением, с переноской тяжестей свыше 10 кг с энергозатратами свыше 290 Дж/с.

Теплый период года считается неотапливаемым периодом со среднесуточной температурой наружного воздуха +10 °С и выше.

Холодным и переходным периодами года считают периоды со среднесуточной температурой наружного воздуха меньше +10 °С.

Объемный расход воздуха Q (м^3/с), необходимый для удаления пыли и вредных газов, выделяемых в замкнутый объем V(м^3) в количестве A (соответственно г/ч; л/ч), рассчитывают по основному дифференциальному уравнению вентиляции.

Расчетная схема основного дифференциального уравнения вентиляции показана на рис. 13.

Основное дифференциальное уравнение вентиляции выводится следующим образом: обозначим через V(м^3) объем помещения или оборудования, в котором выделяются вредные примеси.

Введем такие обозначения:

a_0 — начальная концентрация вредных примесей (г/м^3) в помещении до начала работы оборудования при $t = 0$, где t — время работы оборудования, ч;

a_1 — первоначальная концентрация вредных примесей в приточном воздухе, г/м^3;

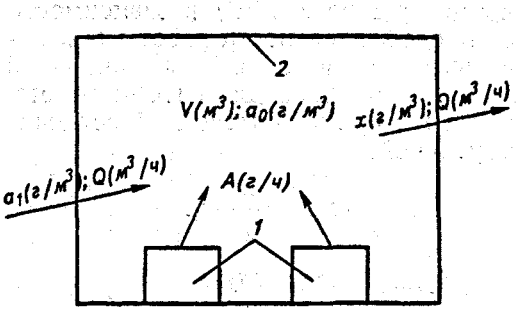


Рис. 13. Расчетная схема основного дифференциального уравнения вентиляции:

1 — объекты, выделяющие пыль или вредные газы; *2* — замкнутый объем помещения

x — концентрация вредных примесей (г/м^3) в помещении через промежуток времени t (ч) после начала работы;

dx — приращение концентрации (г/м^3) за время dt;

Vdx — приращение вредностей (г) в помещении за бесконечно малый промежуток времени dt.

Приращение вредностей

$$Vdx = Adt + a_1 Q\,dt - xQdt, \qquad (4)$$

где Adt — количество вредностей, выделенных за время dt;

$a_1 Qdt$ — количество вредностей, поступающих за время dt с приточным воздухом;

$xQdt$ — количество вредностей, которые будут удалены за время dt.

Это уравнение называют основным дифференциальным уравнением вентиляции.

Разделяя переменные, получим

$$\frac{V\,dx}{A + a_1 Q - Qx} = dt.$$

Умножив левую и правую части дифференциального уравнения на $-Q/V$ и интегрируя его в пределах от a_0 до x и от 0 до t, получим

$$\int_{a_o}^{x} \frac{-Qdx}{A + a_1 Q - Qx} = \int_{o}^{t} -\frac{Q}{V}dt.$$

После потенцирования получим

$$\frac{A + a_1 Q - Qx}{A + a_1 Q - Qa_o} = e^{-\frac{Q}{V}t}.$$

Из этого уравнения рассчитывают концентрацию x (г/м^3) в зависимости от продолжительности работы t. В начальный момент работы при $t = 0$ $x = a_0$. При очень длительной работе, когда $t \to \infty$, концентрация будет максимальной:

$$x_{max} = \frac{A}{Q} + a_1,$$

откуда расход воздуха

$$Q = \frac{A}{x_{max} - a_1}.$$

Максимальная концентрация вредных примесей не должна превышать ПДК — предельно допустимой концентрации $x_{max} = a_п$ (г/м^3).

Поэтому окончательная формула расчета объемного расхода воздуха (м^3/ч) при удалении вредных примесей имеет следующий вид:

$$Q = \frac{A}{a_п - a_1}, \qquad (5)$$

где $a_п$ — предельно допустимая концентрация вредных примесей, г/м^3.

Пример 1. Рассчитать объемный расход воздуха Q (м^3/ч), необходимый для удаления диоксида углерода из помещения, в котором находятся 100 человек

Проводим расчет по формуле (5).

Находим общее количество диоксида углерода А (л/ч), которое выделяется в помещение:

$$A = A_1 z,$$

где A_1 — количество диоксида углерода, выделяемого одним человеком; принимаем $A_1 = 25$ л/ч; z — число людей; $z = 100$.

Тогда $A = 25 \cdot 100 = 2500$ л/ч.

Первоначальное содержание диоксида углерода в воздухе $a_1 = 0{,}05$ % (0,5 л/м^3), а предельно допустимое $a_п$ принимаем таким образом, чтобы

$$A_п = 2a_1 = 0{,}1\ \%\ (1\ л/м^3).$$

Подставляя эти значения в формулу (5), получим

$$Q = \frac{2500}{1 - 0{,}5} = 5000\ м^3/ч.$$

Таким образом, $Q = 5000$ м^3/ч.

Пример 2. Рассчитать кратность воздухообмена в помещении, из которого удаляют при вентиляции воздух, объемный расход которого $Q = 5000$ м^3/ч. Размеры помещения: ширина 15 м, длина 25 м, высота 4,8 м.

Рассчитаем кратность воздухообмена i по формуле (3):

$$i = \frac{Q}{V} = \frac{5000}{15\ 25\ 4{,}8} \cong 2{,}78\ обмена/ч$$

Таким образом, кратность воздухообмена $i \cong 2{,}78$ обмена/ч.

Санитарно-гигиеническое назначение вентиляционных установок по созданию в производственных помещениях нормальной охлаждающей способности воздуха может быть выполнено с применением вентиляционных установок с кондиционированием воз-

духа (см. рис. 9). Эти установки позволяют поддерживать необходимую температуру, влажность и скорость воздуха в производственных помещениях в соответствии с табл. 1.

Температуру, влажность и скорость воздуха измеряют специальными приборами (термометрами, психрометрами и анемометрами).

Охлаждающую способность воздуха в помещении можно определить давно известным прибором, называемым кататермометром («холодомером»). Кататермометр представляет собой спиртовой термометр (рис. 14), шкалу которого наносят таким образом, чтобы средняя температура шкалы была равна температуре человеческого тела (36,5 °С). Обычно принимают шкалу от 35 до 38 °С или от 33 до 40 °С.

Чтобы определить охлаждающую способность воздуха, нижний резервуар кататермометра погружают в теплую воду температурой 80 °С до тех пор, пока спирт не заполнит 3/4 верхнего резервуара. Затем прибор вынимают, обтирают насухо марлей и подвешивают в помещении, где определяют охлаждающую способность воздуха. Секундомером измеряют время охлаждения прибора, фиксируя изменения показаний прибора от верхнего деления шкалы до нижнего. Охлаждающая способность [Дж/(см^2 • с)]

$$H_к = Ф/T, \qquad (6)$$

где $Ф$ — фактор кататермометра, т е коэффициент прибора, Дж/см^2, $Ф \cong 2200$ Дж/см^2, T — время изменения показаний прибора от верхнего деления шкалы до нижнего, с

Охлаждающую способность $H_к$ воздуха, определенную по формуле (6), сравнивают с нормальной, которая для легкого вида труда равна 25, для среднего 50, для тяжелого 75 Вт/см^2.

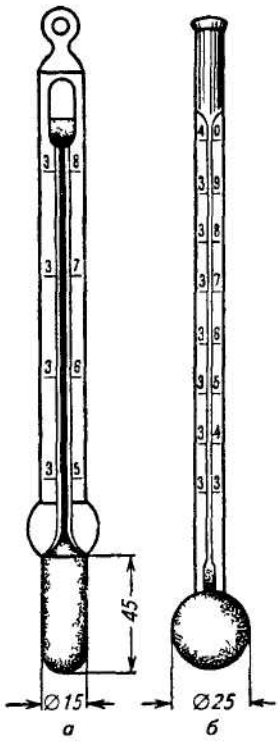


Рис. 14. Кататермометры:

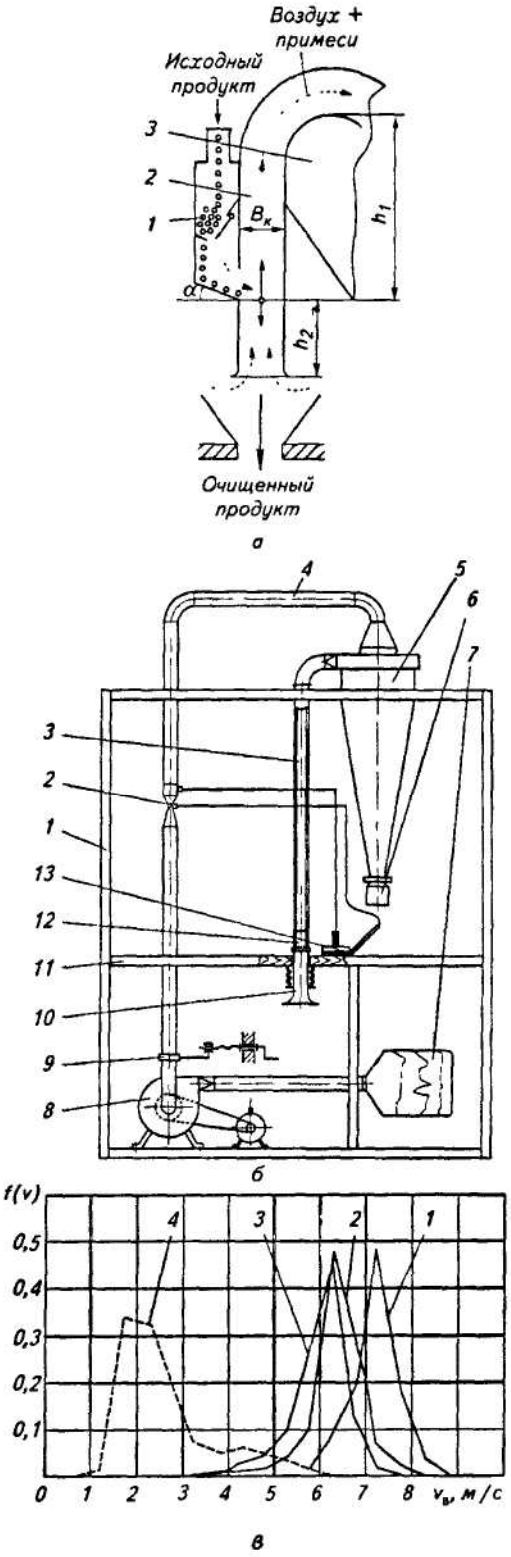
а — цилиндрический, *б* — шаровой

1.2.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ НАЗНАЧЕНИЕ

Технологическое назначение аспирационных установок на предприятиях хранения и переработки зерна состоит в очистке зерна от посторонних примесей; в выделении лузги и мучки из продуктов шелушения крупяных культур, обогащении промежуточных продуктов (крупок) на ситовеечных машинах; в охлаждении рабочих органов размалывающих, шелушильных машин и продуктов размола и шелушения; в нагреве и охлаждении зерна при его сушке и гидротермической обработке; в создании и поддержании оптимального «технологического климата» (метеорологических условий), благоприятного для хранения и переработки зерна; в активном вентилировании зерна при его хранении; в выделении минеральных примесей из зерна в вибропневматических камнеотделительных машинах.

Очистка зерна от посторонних примесей и выделение лузги и мучки из продуктов шелушения крупяных культур. Эти операции осуществляются в пневмосепарирующих каналах сепараторов, аспираторов, аспирационных колонок и пневмосепараторов.

Схема вертикального пневмосепарирующего канала показана на рис. 15,*а*. Воздух входит в канал прямоугольного



сечения снизу, пересекает слой зерна или крупы и извлекает частицы, различающиеся аэродинамическими свойствами.

Сила давления воздуха на частицу (Н)

$$P_{взд} = \xi s_м(\rho v^2/2), \qquad (7)$$

где ξ — коэффициент аэродинамического сопротивления, зависит от формы и состояния поверхности частицы, а также от числа Рейнольдса; $s_м$ — площадь Миделева сечения (площадь проекции частицы тела на плоскость, перпендикулярную воздушному потоку), м^2; ρ — плотность воздуха, кг/м^3; v — относительная скорость воздуха и частицы, м/с.

Чтобы частицы уносились воздушным потоком, сила давления воздуха $P_{взд}$ должна быть больше силы тяжести mg, т. е.

$$P_{взд} > mg,$$

где m — масса частицы, кг; $g = 9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения.

Если сила давления потока будет равна силе тяжести: $P_{взд} = mg$, то частица будет находиться во взвешенном состоянии (витать).

Скорость воздушного потока, при которой сила давления $P_{взд}$ равна силе тяжести mg, называют скоростью витания $v_в$ (м/с).

Исследования скоростей витания зернопродуктов проводят с помощью пневмоклассификатора (рис. 15,*б*).

Для навески зерна или продуктов его переработки скорость витания — случайная непрерывная величина, принимающая для частиц в данной навеске любое значение в диапазоне между минимальным и максимальным значениями скорости витания, т. е. в пределах размаха эмпирического распределения.

Классификация по скоростям вита-

Рис. 15. Схема пневмосепарирующего канала и пневмоклассификатор:

а — схема вертикального пневмосепарирующего канала: *1* — приемно-распределительное устройство; *2* — пневмосепарирующий канал, *3* — осадочная камера, *б* — пневмоклассификатор: *1* — станина; *2* — труба Вентури, *3* — рабочий канал, *4* — воздуховод, *5* — циклон, *6* — сборник материала; *7* — фильтровальный рукав; *8* — вентилятор, *9* — дросселирующая заслонка; *10* — входной коллектор; *11* — стол, *12* — стакан с сетчатым дном, *13* — микроманометр, *в* — полигоны распределения скоростей витания: *1* — ядра риса; *2* — дробленки, *3* — нешелушеных зерен, *4* — лузги

ния заключается в последовательной продувке навески продукта, помещенной на сетку рабочего канала пневмоклассификатора, при поэтапно увеличивающейся скорости воздушного потока. По результатам взвешивания унесенной части продукта на каждом этапе продувки составляют вариационную таблицу и строят полигон распределения продукта по скорости витания. Продолжительность продувки на каждом этапе 5 мин. Интервал изменения скорости воздушного потока в рабочем канале пневмоклассификатора принимают равным 0,5 м/с. Массу навесок легкого продукта (например, лузги и легких примесей) принимают равной 50 г, тяжелого продукта (зерна и ядра) — 100 г. При содержании в навеске около 6 тыс. частиц выборка является представительной и обеспечивает при надежности 0,999 статистическую (случайную) ошибку менее 0,055.

Диапазоны изменения скорости витания основных зернопродуктов и продуктов шелушения основных крупяных культур приведены в табл. 2.

Скорость воздуха в пневмосепарирующем канале зерноочистительной машины принимают меньше скорости витания зерна и больше скорости витания удаляемых примесей.

Объемный расход воздуха ($м^3/ч$), необходимого для очистки зерна от примесей,

$$Q = 3600 S_к v_к, \qquad (8)$$

где $S_к$ — площадь поперечного сечения пневмосепарирующего канала в том месте, где воздух пересекает слой зерна, $м^2$; определяют ее по формуле

$$S_к = B_к L.$$

Здесь $B_к$ — ширина канала, м; значения $B_к$ в зависимости от удельной зерновой нагрузки:

$g_{уд}$, кг/(г•см)	20...30	40...50	50...100
$B_к$, мм	80...100	100...140	140...200

Меньшие удельные нагрузки принимают для крупозаводов и мельзаводов, бо́льшие — для элеваторов;

L — длина пневмосепарирующего канала, м; L равна ширине приемного фронта продукта; рассчитывают ее в зависимости от производительности машины G (кг/ч) по следующей формуле:

$$L = G/(100 g_{уд}),$$

2. Диапазон изменения скоростей витания зернопродуктов

Продукт	Скорость витания, м/с
Зернопродукты	
Зерно:	
пшеница	6,0. 12,0
рис	4,0...9,0
ячмень	5,5...10,5
овес	4,5...8,5
рожь	8,4...9,9
кукуруза	12,5...14,0
просо	9,8...11,8
Гречиха	8,5
Горох	15,5...17,5
Соя	17,2...20,1
Чечевица	8,3...6,5
Рыжик	6,0...6,5
Пырей	4,0...5,0
Гречишка	6,5...6,9
Продукты шелушения основных крупяных культур	
Риса:	
ядро	5,5...9,0
лузга	0,5...4,5
Гречихи:	
ядро	5,5...9,0
ядро колотое (продел)	2,5...7,5
лузга	0,5...4,0
Проса:	
ядро	4,5...9,5
лузга	0,5...4,5
Овса:	
ядро	4,5...8,5
лузга	0,5...4,5

$v_к$ — скорость воздуха в канале, м/с; принимают ее меньше минимальной скорости витания зерна $v_{в3}$ из табл. 2 и больше скорости витания удаляемых примесей $v_{вп}$, т. е. $v_{вп} < v_к < v_{в3}$.

В табл. 2 приведены минимальные и максимальные скорости витания нормальных полноценных зерен. Неполноценные, например щуплые, зерна имеют меньшие скорости витания и могут уноситься воздухом вместе с примесями. Поэтому при расчете расхода воздуха по формуле (8) принимают при очистке зерна пшеницы $v_к \le 6...7$ м/с, на продуктах шелушения $v_к = 4...5$ м/с.

Скорость ввода зерна в пневмосепарирующий канал (см. рис. 15) принимают при очистке зерна пшеницы

$v_0 = 0{,}3...0{,}8$ м/с, для разделения продуктов шелушения зерна крупяных культур $v_0 = 0{,}4...0{,}5$ м/с; высоту верхней части канала $h_1 \geq 800$ мм при малых удельных нагрузках [до 50 кг/(ч · см)], $h_1 = 1200$ мм при повышенных удельных нагрузках; высоту нижней части канала $h_2 = (1{,}5...2)B_к$.

Обогащение промежуточных продуктов. На мукомольных заводах применяют воздух для разделения смеси измельченного зерна, состоящей из частиц одинаковых размеров, но разных по качеству. Одни частицы состоят из эндосперма (чистые крупки), вторые — оболочечные, третьи — сростки эндосперма с оболочками. Разделить их на ситах по размерам невозможно. Поэтому применяют воздух, который продувает слой крупы на наклонном колеблющемся сите (рис. 16). Оболочечные частицы, имеющие меньшую скорость витания, преимущественно уносятся воздушным потоком, сростки в слое продукта всплывают и идут сходом, а частицы эндосперма (чистые крупки), имеющие большую скорость витания и плотность, идут проходом через сито.

Объемный расход воздуха при обогащении промежуточных продуктов размола зерна на ситовеечных машинах рассчитывают по формуле (8), в которую вместо $S_к$ подставляют S_c — площадь сит, продуваемых воздухом, м^2, а вместо $v_к$ подставляют v_c — скорость воздуха над ситом и слоем продукта, м/с: значение v_c принимают меньше минимальной скорости витания сростков и близкой к скорости витания оболочек. Например, минимальная скорость витания оболочечных частиц крупной крупки 1 м/с, средней 0,8, мелкой 0,5, дунстов 0,4 м/с. Рекомендуют принимать скорость v_c для крупной крупки 0,6 м/с, средней 0,45, мелкой 0,36, для дунстов 0,31 м/с.

Однако для ситовеечных машин последнего поколения А1-БСО и А1-БС2О в Указаниях по проектированию аспирационных установок (ОАО «ЦНИИ промзернопроект») не дается градаций расхода воздуха в зависимости от вида обрабатываемого продукта и скорости $v_к$. Нормативное значение расхода воздуха (4200 м^3/ч) для этих машин завышено.

Охлаждение рабочих органов машин и перерабатываемых продуктов. В маши-

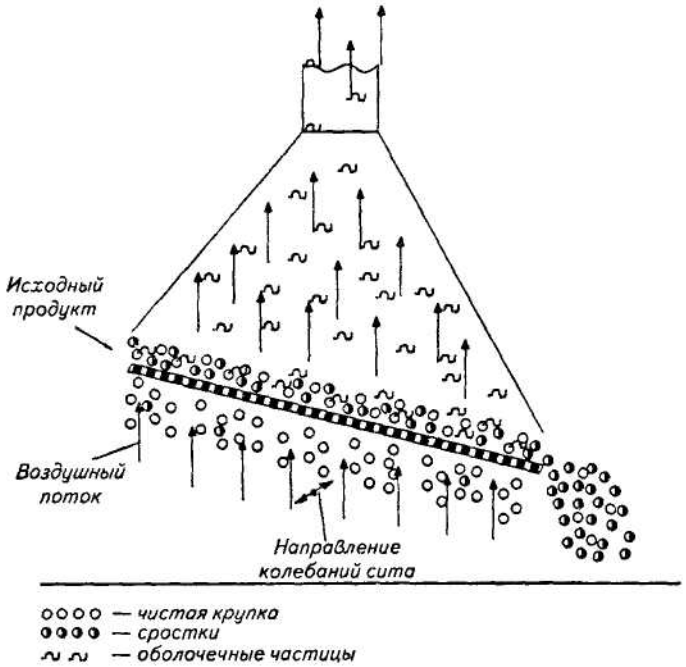


Рис. 16. Схема обогащения круп воздушным потоком

нах с механической обработкой продуктов, например в размалывающих машинах, механическая энергия, передаваемая от электродвигателя, в значительной мере превращается в теплоту. При этом другие виды энергии, например звуковая и электрическая, незначительны.

Теплота, образующаяся в измельчающих машинах, нагревает рабочие органы и продукты измельчения, что может привести к ухудшению качества продуктов, конденсации водяных паров и уменьшению производительности. Поэтому необходимо удалять избыточную теплоту воздухом при аспирации машины.

Тепловой поток (кВт), который обусловлен преобразованием в машине механической энергии в теплоту,

$$\Phi = N, \qquad (9)$$

где N — мощность, необходимая для привода машины, кВт.

Количество теплоты, которое необходимо удалять воздухом при аспирации машины, меньше общего количества теплоты, вычисленного в соответствии с формулой (9), так как часть этой теплоты теряется станиной, а часть идет на нагрев перерабатываемых продуктов и уходит из машины с этим продуктом. Эти потери теплоты определяют экспериментальным путем, составляя энерготепловой баланс.

Схема аспирации вальцового станка через самотек показана на рис. 17.

Продукт поступает в пространство между вращающимися рабочими вальцами *1* и *2*, измельчается и нагревается при измельчении до 38 °С. Быстро вращающийся валец *1* нагревается до 70 °С, медленный — до 60 °С.

Количество теплоты, которое теряется станиной в помещение, составляет 10 % (0,1), уносится с продуктом 59 % (0,59). Остальную теплоту в количестве 31 % (0,31) необходимо удалять воздухом при аспирации. Воздух для аспирации входит в вальцовый станок через специальные щели в верхней дверке станины, частично омывает вальцы и пересекает слой измельченного продукта, охлаждает продукт и вальцы и уходит через самотек *3* в аспирационную сеть или пневмоприемник.

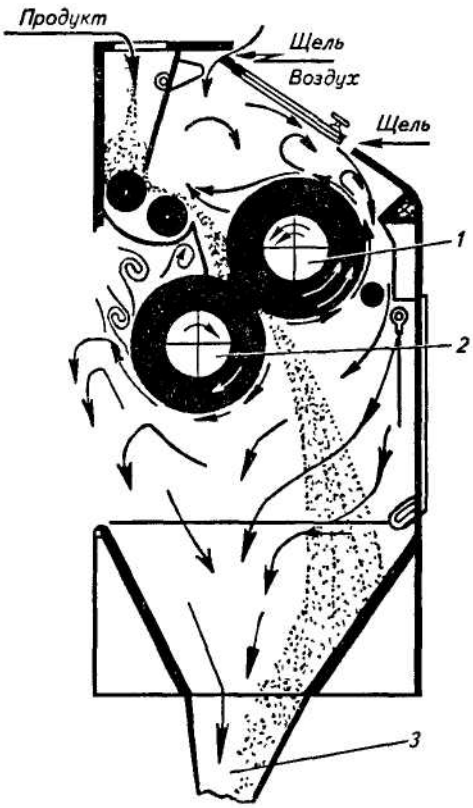


Рис. 17. Схема аспирации вальцового станка через самотек:

1 — быстрый рабочий валец; *2* — медленный рабочий валец, *3* — самотек

В некоторых конструкциях вальцовых станков применяют, кроме воздушного охлаждения, и водяное.

Объемный расход воздуха Q (м³/с) при аспирации машины с целью удаления теплоты можно рассчитать в соответствии с основным дифференциальным уравнением вентиляции. Подставляя в формулу (5) соответствующие значения, получим

$$Q = \frac{0{,}31\Phi}{(i_2 - i_1)\rho}, \qquad (10)$$

где Φ — общий тепловой поток, образуемый в машине, кВт; находят его по формуле (9); 0,31 — коэффициент, показывающий, какая часть общего количества теплоты должна удаляться воздухом при аспирации вальцовых станков; i_1, i_2 — начальная и конечная удельные энтальпии воздуха на входе в машину и на выходе из нее, кДж/кг; находят i_1 и i_2 из диаграммы или таблицы i — d (см. Приложение 1) по температуре t и относительной влажности φ; ρ — плотность воздуха, кг/м³.

Температуру и относительную влажность воздуха при входе в машину принимают равными температуре и влажности воздуха в помещении.

Транспортирование в аспирационных воздуховодах теплого воздуха, например удаляемого из вальцовых станков, может при определенных условиях привести к конденсации водяных паров внутри воздуховодов.

Условие недопущения конденсации водяных паров внутри воздуховодов состоит в следующем. При перемещении теплого воздуха в воздуховоде возможна конденсация водяных паров из-за охлаждения воздуха и повышения его относительной влажности. Конденсация водяных паров в воздуховодах недопустима, потому что капли воды и пыли образуют тестовую корку, которая повышает сопротивление и создает антисанитарные условия. Чтобы предотвратить конденсацию водяных паров в воздуховодах, необходимо соблюдать условие, выраженное неравенством (14), которое получают следующим образом.

Поток теплоты (кВт), которую теряет воздух через поверхность воздуховода (рис. 18) диаметром D (м) на длине l (м) при начальной температуре t_1, которая больше температуры наружного воздуха $t_н$, находят по формуле

$$\Phi_{п\,т} = kS\Delta t_{ср}, \qquad (11)$$

где k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м² · К); S — площадь поверхности воздуховода, м²; $S = \pi Dl$; $\Delta t_{ср}$ — средняя разность температур воздуха в воздуховоде;

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_1 - t_2}{\ln\dfrac{t_1 - t_н}{t_2 - t_н}}; \qquad (12)$$

t_2 — конечная температура воздуха.

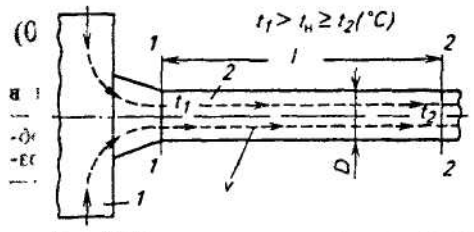


Рис. 18. Расчетная схема предотвращения конденсации водяных паров в воздуховоде:
1 — аспирируемая машина с теплым воздухом; *2* — воздуховод

Удельные потери теплоты на 1 кг проходящего воздуха (кДж/кг)

$$\Delta i_{п\,т} = \frac{\Phi_{п\,т}}{m},$$

где m — массовый расход проходящего воздуха, кг/с, $m = Q\rho$.

Выражая объемный расход воздуха Q (м³/ч) через диаметр D (м) и скорость v (м/с) [см. формулу (1)], после сокращения получим

$$\Delta i_{п.т} = \frac{kl\Delta t_{ср}}{900Dv\rho}, \qquad (13)$$

где l — длина воздуховода, м.

Удельные потери теплоты $\Delta i_{п\,т}$ представляют собой изменение энтальпии за время прохождения воздухом длины l (м), т. е.

$$\Delta i_{п.т} = i_1 - i_2,$$

где i_1 и i_2 — начальная и конечная удельная энтальпия воздуха, кДж/кг.

В момент конденсации водяных паров конечная удельная энтальпия i_2 будет минимальной: $i_2 = i_{min}$, так как температура понизится до температуры точки росы, а относительная влажность будет максимальной ($\varphi = 100\,\%$). Предельные потери энтальпии $\Delta i_{пр} = i_1 - i_{min}$.

Чтобы водяные пары не конденсировались в воздуховоде, действительные потери $\Delta i_{п\,т}$ должны быть меньше предельных $\Delta i_{пр}$, т. е. $\Delta i_{п\,т} < \Delta i_{пр}$.

Подставляя в это неравенство значения $\Delta i_{п\,т}$ и $\Delta i_{пр}$, получим условие предотвращения конденсации водяных паров в воздуховоде в окончательном виде:

$$\frac{kl\Delta t_{ср}}{900Dv\rho} < i_1 - i_{min}. \qquad (14)$$

Из выражения (14) видно, что конденсация водяных паров в воздуховоде зависит от температуры наружного воздуха, скорости воздуха, диаметра, длины и теплопроводности воздуховода. Более опасна конденсация водяных паров в воздуховодах малого диаметра в холодных помещениях.

Устранить конденсацию водяных

паров в воздуховоде можно повышением температуры наружного воздуха, а также с помощью теплоизоляции воздуховода шлаковатой, стекловатой или другим материалом.

Конденсация водяных паров в воздуховоде возможна также при смешении холодного и теплого воздуха, когда объединяют в одной аспирационной сети машины с различными температурами воздуха. При этом теплый воздух охлаждается, а его относительная влажность повышается до максимального значения $\varphi = 100\ \%$.

Возможность смешения теплого и холодного воздуха без конденсации водяных паров проверяют по *i—d*-диаграмме (рис. 19).

Например, теплый воздух температурой $t_1 = 25\ ^\circ C$ и относительной влажностью $\varphi_1 = 80\ \%$ смешивается с холодным воздухом температурой $t_2 = 2\ ^\circ C$; ($\varphi_2 = 80\ \%$). На рис. 19 находят точку *А*, характеризующую состояние теплого воздуха, и точку *Б* — состояние холодного воздуха. Соединяют эти точки прямой *АБ*. Состояние смеси характеризуется точкой *В*, лежащей на этой прямой и делящей ее на отрезки, обратно пропорциональные массам сухих частей смешиваемых объемов воздуха.

Обозначив массы сухих частей теплого воздуха $m_А$ и холодного $m_Б$, определяют положение точки *В* из соотношения:

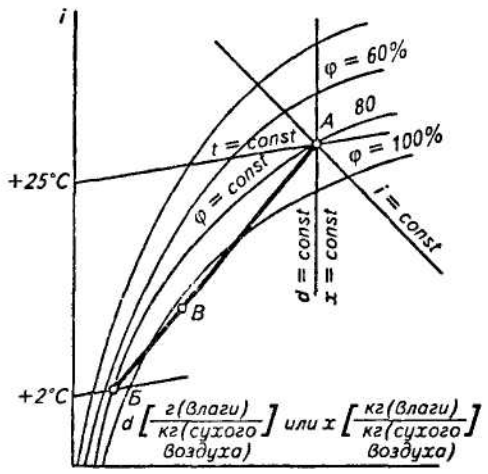


Рис. 19. Схема процесса смешения теплого и холодного воздуха на *i—d*-диаграмме

$$\frac{AB}{БВ} = \frac{m_Б}{m_A}. \qquad (15)$$

Например, при соотношении масс сухих частей теплого и холодного воздуха 1 : 2 положение точки *В* определится отрезками *АВ* и *БВ*, показанными на рис. 19.

Если точка *В*, характеризующая состояние смеси, будет находиться ниже кривой $\varphi = 100\ \%$, то при смешении будет происходить конденсация и, следовательно, смешение недопустимо.

Пример. Определить возможность смешения теплого воздуха ($t_1 = 30\ ^\circ C$; $\varphi_1 = 70\ \%$) аспирируемой машины 1 с холодным воздухом ($t_2 = 5\ ^\circ C$; $\varphi_2 = 95\ \%$) аспирируемой машины 2. Объемный расход воздуха на аспирацию машины 1 составляет 450 м³/ч, машины 2 — 1500 м³/ч

Определяем массовый расход сухих частей воздуха (кг/ч) по зависимости

$$m = \gamma_{с\,в} Q,$$

где $\gamma_{с\,в}$ — содержание сухого воздуха во влажном, кг на 1 м³ влажного воздуха.

Определяем $\gamma_{с\,в}$ по таблице приложения 1. Для машины 1

$$\gamma_{с\,в\,А} = \frac{1}{0{,}903} = 1{,}11 \frac{\text{кг сухого воздуха}}{\text{м}^3 \text{ влажного воздуха}}.$$

Для машины 2

$$\gamma_{с\,в\,Б} = \frac{1}{0{,}810} = 1{,}23 \frac{\text{кг сухого воздуха}}{\text{м}^3 \text{ влажного воздуха}}.$$

Определяем массовые расходы сухих частей для вымольной машины

$$m_А = \gamma_{с\,в} Q = 1{,}11 \cdot 450 = 500 \text{ кг/ч};$$

для автоматических весов

$$m_Б = 1{,}23 \cdot 1500 = 1845 \text{ кг/ч}.$$

Находим положение точек *А* и *Б* на *i—d*-диаграмме (рис. 19).

Измеряем длину прямой *АБ*.

Положение точки *В* находим из соотношения (15).

$$\frac{AB}{БВ} = \frac{m_Б}{m_A} = \frac{1845}{500} = 3{,}7.$$

Тогда $БВ = \frac{АВ}{3{,}7}$.

Точка *В* находится в области конденсации ниже кривой $\varphi = 100\ \%$. Поэтому смешивать эти потоки нельзя.

Создание и поддержание оптимальных метеорологических параметров воздуха в рабочих помещениях. Известно, что любой технологический процесс совершается более благоприятно при вполне определенных метеорологических параметрах воздуха. Так, например, для продолжительного хранения зерна в складах и элеваторах лучше, если температура воздуха будет отрицательной ($t \leq 0$ °С), относительная влажность φ будет равна равновесной $\varphi_р$, а скорость воздуха близка к нулю $v \to 0$ (но не более $v = 0{,}05$ м/с).

При отрицательной температуре жизнедеятельность зерна минимальна и оно лучше сохраняется.

При относительной влажности воздуха φ, равной равновесной $\varphi_р$ ($\varphi = \varphi_р$), хранимое зерно не высыхает (как при $\varphi < \varphi_р$) и не увлажняется (как при $\varphi > \varphi_р$), что способствует стабильности качества зерна при длительном хранении.

Увеличение скорости воздуха до значений $v > 0{,}05$ м/с может привести к уменьшению влажности и чрезмерному высушиванию зерна.

Эти технологические требования к параметрам воздуха для хранения зерна не совпадают с санитарно-гигиеническими требованиями к воздуху рабочей зоны для нормальных условий труда и им противоречат.

Устранение этих противоречий является проблемой, которая еще не решена.

Технологический процесс размола зерна в муку на мельзаводах наиболее благоприятно происходит при температуре воздуха от 15 до 20 °С, относительной влажности $\varphi = 60...70$ % и скорости $v \leq 0{,}5$ м/с.

При более низких температурах воздуха в рабочих помещениях ($t < 15$ °С) возможна конденсация водяных паров в размалывающих машинах, самотеках и другом оборудовании, что нарушает технологический процесс. Высокие температуры в помещении ($t > 20...25$ °С) не позволяют охлаждать продукт при аспирации оборудования.

Если относительная влажность воздуха становится меньше 60 %, то это приводит к подсушиванию оболочек зерна, увеличению хрупкости при измельчении и ухудшению качества муки.

Следствиями увеличения скорости воздуха в помещении мельзавода до значений > 0,5 м/с становятся унос пылевидных частиц продукта и повышение запыленности.

Технологические требования к параметрам воздуха в рабочих помещениях мельзаводов близки к санитарно-гигиеническим. Поэтому с помощью вентиляционных установок можно обеспечить нормальные условия труда и ведения технологического процесса посредством применения кондиционирования воздуха или рециркуляции и организованного подвода воздуха.

Активное вентилирование зерна. Активным вентилированием зерна называют процесс продувания воздухом неподвижного слоя зерна в насыпи при его длительном хранении с целью охлаждения, устранения очагов самосогревания, улучшения качества и увеличения сроков хранения.

Осуществляют активное вентилирование зерна специальные установки. Вентилятор установки нагнетает наружный воздух через воздухопроводящие каналы к воздухопроницаемому днищу, на котором находится зерно в насыпи.

В складах активное вентилирование зерна иногда совмещают с аэрогравитационным транспортированием. Для этого в полу склада оборудуют аэрожелоба в форме каналов шириной 250 мм, высотой 550 мм и длиной 9400 мм. По высоте канал разделен перегородкой из металлического штампованного сита с отверстиями диаметром 1,8...2 мм и с уклоном 3...4 °. Расстояние между каналами принимают равным 1,8...2,2 м.

Воздух нагнетают в канал под перегородку передвижным осевым вентилятором ВМ-5 (объемный расход воздуха 5700...16200 м^3/ч, давление до 2000 Па). При активном вентилировании задвижка выпускного отверстия аэрожелоба закрыта. При выгрузке зерна из склада вначале выпускают зерно самотеком на приемный конвейер, а затем включают вентиляторы аэрожелобов.

Конструкции установок активного вентилирования зерна рассматриваются в специальной литературе.

1.2.3. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВЗРЫВОБЕЗОПАСНОСТИ

Обеспечение взрывобезопасности заключается в том, чтобы не допустить создания взрывоопасной ситуации в аспирируемом оборудовании, воздуховодах и других элементах аспирационной установки, а также на этажах производственного помещения.

Взрывоопасная ситуация возникает при одновременном сочетании трех основных факторов:

накопления горючей органической пыли в количествах от нижнего до верхнего концентрационных пределов распространения пламени (от НКПРП до ВКПРП);

содержания кислорода в воздухе не менее 11...13 % по объему (МСКВ — минимальное содержание кислорода воздуха);

наличия источника теплоты, способного воспламенить горючую смесь.

Следовательно, необходимо не допускать:

концентрации пыли в воздуховодах больше 50 % НКПРП;

возникновения пламени в оборудовании в основном путем своевременного проведения ремонтно-технического обслуживания (РТО) каждой единицы оборудования.

Объемный расход воздуха Q (м^3/ч) на аспирацию оборудования рассчитывают, исходя из условий его взрывобезопасности. Формулу для определения Q выводят из основного дифференциального уравнения вентиляции, подставляя в формулу (5) предельно допустимую концентрацию пыли $a_п$, которую принимают в $K_в$ раз меньше нижнего концентрационного предела распространения пламени a_{min} (г/м^3), где $K_в$ — коэффициент взрывобезопасности ($K_в > 1$).

Подставляя в формулу (5)

$$a_п = a_{min}/K_в$$

и принимая $a_1 = 0$ вследствие малости начальной концентрации, получают

$$Q = K_в A/a_{min}, \qquad (16)$$

где A — количество образующихся в оборудовании пыли и пылевидных продуктов плотностью менее 2 кг/м^3 во взвешенном аэрозольном состоянии.

Нижний концентрационный предел распространения пламени a_{min} (г/м^3) находят по приложению 2, коэффициент взрывобезопасности $K_в$ принимают равным 2, а значение A определяют экспериментальным путем. Так, для обоечных зерновых машин с абразивным цилиндром количество пыли составляет приближенно от 0,4 до 0,8 %, для зерновых сепараторов 0,6 % производительности машины.

Можно также определить значение A (г/ч) из баланса зольности:

$$A = \frac{1000(\delta_1 - \delta_2)G}{\delta_п}, \qquad (17)$$

где δ_1 и δ_2 — зольность зерна до и после обработки, %, $\delta_п$ — зольность пыли, %, G — производительность машины, кг/ч

Для уменьшения взрывоопасности аспирацию оборудования выполняют подсоединением воздуховода *3* с использованием конфузора *2* (рис. 20). Скорость воздуха в воздуховоде на запыленном воздухе принимают от 16 до 18 м/с. Если воздуховод подсоединить

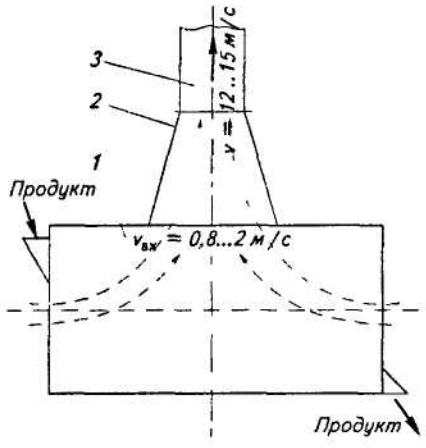


Рис. 20. Схема подсоединения воздуховода к аспирируемому оборудованию:

1 — аспирируемая машина, *2* — конфузор, *3* — воздуховод

к аспирируемой машине без конфузора, то будет происходить унос пылевидных продуктов из машины и в воздуховоде может создаться взрывоопасная концентрация пыли и пылевидных продуктов.

Чтобы уменьшить скорость воздуха при входе в конфузор, увеличивают площадь аспирационного отверстия $S_{вх}$ в аспирируемой машине, определяемую по формуле

$$S_{вх} = Q_м/v_{вх}, \qquad (18)$$

где $Q_м$ — объемный расход воздуха на аспирацию машины, $м^3/с$; $v_{вх}$ — скорость движения запыленного воздуха на входе в конфузор; принимают для зерна $v_{вх} \le 2$ м/с, для муки $v_{вх} = 0{,}8$, для комбикормов $v_{вх} \le 0{,}5$ м/с.

Контрольные вопросы и задания. 1. Что такое вентиляционные установки, аспирационные установки? Для чего они предназначены? 2. Из чего состоит вентиляционная установка? 3. Назовите основные направления развития и совершенствования вентиляционных установок? 4. Какой тип вентиляционных установок по классификации наиболее приемлем для элеваторов, мукомольных, крупяных и комбикормовых заводов? 5. В чем состоит санитарно-гигиеническое назначение вентиляционных установок? 6. В чем состоит технологическое назначение вентиляционных установок? 7. Как обеспечивается взрывобезопасность с помощью аспирационных установок?

Глава 2
ПЫЛЬ И ПЫЛЕВОЗДУШНЫЕ СМЕСИ

●

2.1. СОСТАВ, ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА И ХАРАКТЕРИСТИКА ПЫЛИ

В различных отраслях промышленности (например, в промышленности строительных материалов, химической и горнорудной) под пылью понимают вид аэрозоля, т. е. дисперсную систему, состоящую из мелких твердых частиц, находящихся во взвешенном состоянии в газовой среде.

В зерноперерабатывающей промышленности к производственной пыли относят мелкие и легкие органические и неорганические твердые частицы, которые выделились в производственное помещение из зерновой массы при перемещении, обработке и переработке зерна, а также различных сыпучих компонентов комбикормов. Причем к пыли относят не только частицы, взвешенные в воздухе (аэрозоль), но и частицы, осевшие на поверхности оборудования и строительных конструкций здания (аэрогель).

Особенно большое количество пыли образуется при переработке зерна в машинах ударного действия, например в обоечных и вымольных машинах, в молотковых дробилках и вальцовых станках. В этих машинах иногда могут возникать повышенные взрывоопасные концентрации пыли, которые устраняют аспирированием оборудования.

Пыль, проникая через неплотности корпусов оборудования в воздух помещения, повышает его запыленность, ухудшает условия работы человека, снижает производительность труда, повышает трение и износ в машинах, способствует возникновению пожаров, пылевых взрывов и т. п.

Пыль, находящаяся в двух состояниях: в аэрозольном (взвешенном) и в аэрогельном (осевшем), может переходить из одного состояния в другое. Из первого состояния во второе пыль переходит под действием сил тяжести, а также электрических или центробежных сил. Из второго состояния в первое пыль переходит под действием возмущающих сил, вызванных вибрацией, ударами или потоками воздуха.

Состав пыли зависит от ее происхождения. Промышленная пыль состоит из тех же продуктов и веществ, которые перерабатывают на данном предприятии.

Зерновая пыль состоит из двух частей: минеральной и органической. На элеваторах пыль содержит до 50 % минеральных частиц. В зерноочистительных отделениях мукомольных заводов и крупозаводов преобладает органическая пыль (до 80...95 %). В размольных и выбойных отделениях мукомольных заводов вся пыль мучная, органического происхождения.

На предприятиях по хранению и переработке зерна пыль по ценности может быть негодная (черная) зольностью более 6,5 % (подлежит уничтожению); кормовая (серая) зольностью 2...6,5 % (может идти на корм скоту и птице); пищевая мучная (белая) зольностью меньше 2 % (используется как пищевой продукт при выработке муки второго сорта).

Размеры частиц пыли колеблются в широких пределах — от долей микрометра до 250 мкм. В зависимости от размеров частиц пыль условно разделяют на крупную (50...250 мкм), среднюю (10...50 мкм) и мелкую (меньше 10 мкм).

На элеваторах и складах для зерна преобладает крупная пыль, в зерноочистительных отделениях мукомольных

заводов и в крупозаводах — средняя пыль, в размольных и выбойных отделениях мукомольных заводов — мелкая пыль (70—80 % с размером частиц меньше 3 мкм), в шелушильных отделениях крупозаводов и на комбикормовых заводах — также мелкая пыль.

Вредность пыли зависит от ее размеров и химического состава. Крупная пыль менее опасна, чем мелкая, так как она задерживается при дыхании на слизистых оболочках носа. Мелкая пыль с размером частиц 5...10 мкм — самая опасная для здоровья человека.

Химический состав пыли в большой степени определяет ее вредность, которую оценивают по содержанию диоксида кремния (кремнезема) SiO_2.

Установлено, что для сохранения здоровья людей содержание пыли в воздухе производственных помещений не должно превышать пределов, установленных ГН 2.2.5.686—98 «Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны. Гигиенические нормативы» (см. подраздел 1. 2.1).

Одна из основных задач, решаемых с помощью вентиляционных и аспирационных установок, — обеспечение чистоты воздуха по запыленности, не превышающей эти пределы.

2.2. ЗАКОНЫ ОСАЖДЕНИЯ ПЫЛИ В ВОЗДУХЕ

В зависимости от размеров частиц пыль осаждается из воздуха по разным законам. Например, крупная пыль осаждается по закону всемирного тяготения Ньютона, т. е. вначале с ускорением, что вызывает аэродинамическое сопротивление, а затем с постоянной скоростью.

Средняя и мелкая пыли не подчиняются закону Ньютона; они осаждаются по закону Стокса без ускорения с постоянной скоростью, вызывая вязкостное сопротивление. Мелкая пыль осаждается очень медленно: например, частица размером 1 мкм падает с высоты 1 м в течение 3 ч.

На конференции по аэрозолям Фарадеевского общества в 1936 г. минимальный размер частиц пыли 0,1 мкм принят равным свободному пробегу молекул воздуха при нормальных условиях. Частицы, размер которых менее 0,1 мкм, размещаются между молекулами воздуха и подвержены броуновскому движению. Такие аэрозоли относят к дымам (туманам).

Схема сил, действующих на частицу пыли при ее осаждении в неподвижном воздухе, показана на рис. 21. Уравнение движения частицы под действием силы тяжести имеет вид:

$$m\frac{dv}{dt} = mg - P_{взд}, \qquad (19)$$

где m — масса частицы, кг; v — скорость осаждения частицы, м/с; t — время; g — ускорение свободного падения, м/с^2; $P_{взд}$ — сила сопротивления воздуха, Н.

Для крупной пыли сила $P_{взд}$(Н) — это аэродинамическая сила сопротивления, и ее находят по формуле

$$P_{взд} = \xi_п S\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (20)$$

где $\xi_п$ — аэродинамический коэффициент сопротивления частицы пыли; зависит от формы, состояния поверхности и от числа Рейнольдса; S — площадь миделева сечения, т. е. площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную направлению ее движения, м^2; v — скорость осаждения частицы, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м^3.

Для шарообразных частиц крупной пыли при 1 < Re < 1000 принимают

$$\xi_п = \frac{24}{Re} + \frac{4}{3\sqrt{Re}}.$$

Для мелкой пыли, когда Re < 1, $\xi_п = 24/Re$.

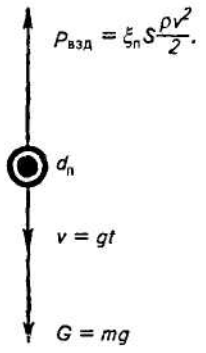


Рис. 21. Схема осаждения пыли в неподвижном воздухе

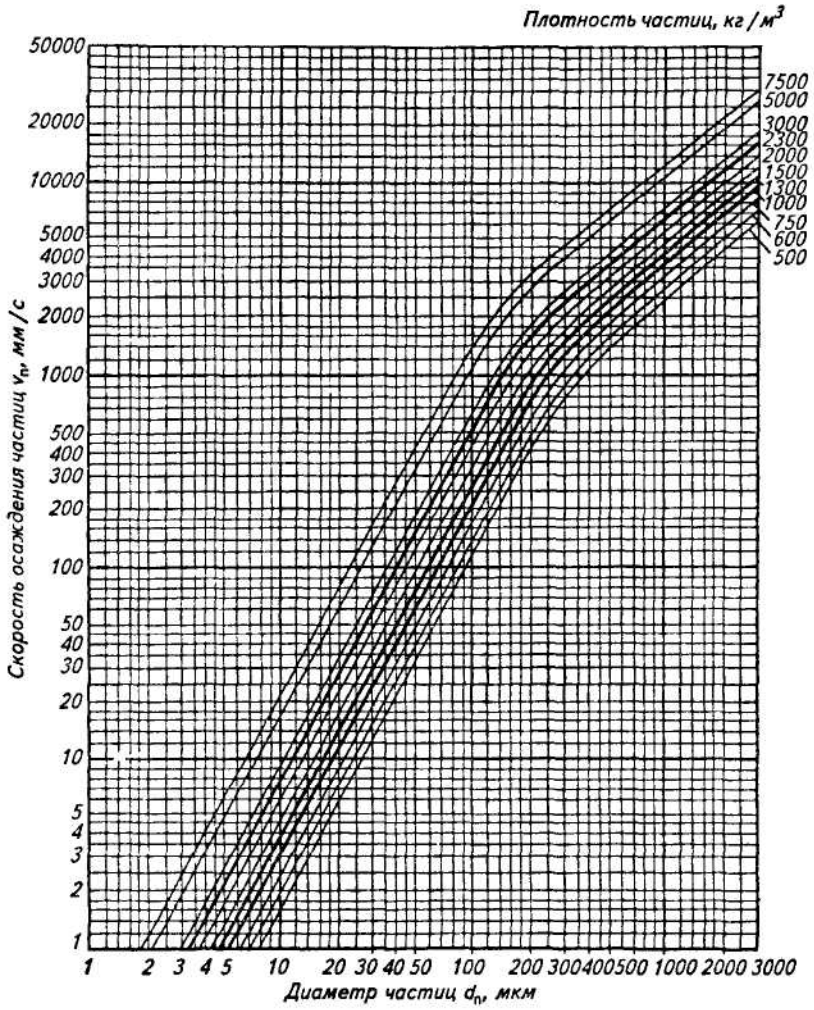


Рис. 22. График зависимости скорости осаждения частиц пыли различной плотности в неподвижном воздухе (плотность зерновой и мучной пыли рекомендуется принимать 1300 кг/м³, минеральной 2500 кг/м³) от размера частиц

Подставляя в уравнение (19) значение силы $P_{взд}$ из формулы (20), находят ускорение частицы

$$\frac{dv}{dt} = g - \xi_п \frac{S}{m} \frac{\rho v^2}{2}. \qquad (21)$$

Как видно из формулы (21), в начальный момент движения при $t = 0$ $v = gt = 0$. При этом ускорение максимально $\frac{dv}{dt} = g$. С увеличением времени осаждения увеличивается скорость осаждения и уменьшается ускорение. При достижении скоростью осаждения максимальной постоянной величины $v = v_{max} = v_п = \text{const}$ ускорение становится равным нулю, т. е.

$$\frac{dv}{dt} = g - \xi_п \frac{S}{m} \cdot \frac{\rho v_п^2}{2} = 0.$$

Тогда максимальная скорость осаждения крупной пыли (м/с)

$$v_{max} = \sqrt{\frac{2gm}{\rho \xi_п S}}.$$

Принимая форму частицы за шарообразную, после преобразований получают

$$v_п = \sqrt{\frac{4gd_п\rho_п}{3\xi_п\rho}}, \qquad (22)$$

где $d_п$ — диаметр частиц пыли, м, $\rho_п$ — плотность частиц пыли, кг/м^3.

Постоянную скорость осаждения мелкой пыли по закону Стокса находят из уравнения (19), принимая $v = v_п = \text{const}$. Тогда $\frac{dv}{dt} = mg - P_{взд} = 0$.

При этом силу вязкостного сопротивления получают из формулы (20), подставляя в нее коэффициент сопротивления

$$\xi_п = 24/\text{Re}, \text{ т. е. } P_{взд} = 3\pi\mu v_п d_п, \qquad (23)$$

где μ — динамическая вязкость воздуха, Па · с.

Подставляя значение силы вязкостного сопротивления в формулу (19), после преобразований получают постоянную скорость осаждения мелкой пыли (м/с)

$$v_п = \frac{gd_п^2\rho_п}{18\mu} \qquad (24)$$

или для стандартного воздуха

$$v_п = 30350\rho_п d_п^2. \qquad (25)$$

Скорость осаждения шарообразных частиц пыли различной плотности и размеров находят по графику (рис. 22), где по оси абсцисс отложен диаметр частиц пыли, а по оси ординат — скорость их осаждения.

Скорость осаждения частиц пыли в движущемся воздухе $v'_п$ (м/с) равна относительной скорости:

$$v'_п = v_п \pm v_{взд}, \qquad (26)$$

где $v_{взд}$ — скорость воздуха, совпадающая по направлению со скоростью осаждения частицы пыли $v_п$

При движении воздуха против скорости осаждения берут знак «минус», при совпадении направлений принимают знак «плюс».

Из формулы (26) видно, что если скорость воздуха равна скорости осаждения ($v_{взд} = v_п$) и направлена против нее, то скорость осаждения пылинки в движущемся воздухе равна нулю, т. е. $v'_п = 0$. Скорость воздуха, при которой частица неподвижна, называют скоростью витания частицы $v_в$. Постоянная скорость осаждения частицы в неподвижном воздухе равна скорости ее витания, т. е. $v_п = v_в$.

2.3. ОСОБЫЕ СВОЙСТВА ПЫЛИ

Общие сведения. Тонко измельченные пылевидные частицы вещества приобретают новые свойства, которых не имели крупные частицы этого же вещества до измельчения.

К таким свойствам относят:

повышенную химическую активность пыли при горении, способную вызвать при определенных условиях пылевые взрывы;

повышенную адсорбционную способность, приводящую к образованию центров конденсации водяных паров в запыленном воздухе;

способность приобретать, накапливать и переносить статическое электричество;

способность проявлять повышенные силы притяжения (адгезионные силы) при соприкосновении с другими телами.

Все эти свойства объясняются повышенной удельной поверхностью мелких частиц пыли $S_у$, равной отношению площади поверхности частицы ΣS к ее объему ΣV, т. е.

$$S_у = \frac{\Sigma S}{\Sigma V}.$$

Для шара и куба $S_у = 6/d$. Как видно, чем меньше размер частиц пыли d, тем больше удельная поверхность и тем сильнее проявляются ее особые свойства.

Электрические заряды пыль накапливает на своей поверхности в результате поглощения ионов и электронов из воздуха, а также вследствие трения пылинок одна о другую и о поверхности соприкосновения.

Наличие электрических зарядов на поверхности частиц пыли делает ее переносчиком и накопителем статического электричества, что приводит к образованию статического электричества на изолированных и нетокопроводящих поверхностях оборудования и конструкциях здания. Следствием этого могут быть повышенные напряжения, вызывающие искровые электрические разряды, которые могут привести к пылевым взрывам. Поэтому необходимо проводить мероприятия по борьбе со статическим электричеством. В последние годы сделана попытка использовать статическое электричество, накапливаемое на частицах пыли при движении и трении, для электросепарации и очистки воздуха от пыли в электроциклонах. Однако электроциклоны в зерноперерабатывающей отрасли не нашли применения из-за их повышенной пожаровзрывоопасности.

Взрывные свойства пыли и мероприятия по предотвращению пылевых взрывов. Пыль, находящаяся в воздухе в аэрозольном состоянии, образует взрывчатые смеси, которые при определенных концентрациях и наличии источника теплоты могут взрываться.

Пылевой взрыв представляет собой мгновенное горение. В это время кислород воздуха почти одновременно соединяется с большой поверхностью горючей пыли, что сопровождается образованием газообразных продуктов горения и повышением давления до $(5...7) \cdot 10^5$ Па (5...7 кгс/см^2). Скорость распространения взрыва возрастает с 6 м/с (при обычном горении) до 500 м/с.

Пылевые взрывы возможны только при одновременном совпадении трех основных условий: первое — наличие горючей пыли в воздухе в количестве от НКПРП до ВКПРП*; второе — при содержании кислорода не менее 11... 13 % по объему; третье — наличие источника теплоты, имеющего температуру, достаточную для загорания горючего вещества пыли.

---

* НКПРП — нижний концентрационный предел распространения пламени; ВКПРП — верхний концентрационный предел распространения пламени.

Если концентрация пыли в воздухе меньше НКПРП, то взрыва не происходит, так как недостаточно горючего материала при избытке кислорода. При концентрациях бóльших, чем ВКПРП, взрыва также не происходит из-за недостатка кислорода.

Взрывоопасную концентрацию пыли в воздухе $a_{взр}$ (г/м^3) можно рассчитать теоретически по химическому составу горючих материалов пыли, ее влажности и зольности с учетом влажности воздуха по формуле

$$a_{взр} = \frac{1000 a_{т.ст}}{\left[100 - (z_п + B_п)\right]\left(1 + 1605 \cdot 10^5 d\right)}, \quad (27)$$

где $a_{т\,ст}$ — теоретическая стехиометрическая концентрация полностью сухой пыли в сухом воздухе, г/м^3; $z_п$ — зольность пыли, %; $B_п$ — влажность пыли, %; d — влагосодержание воздуха, г/кг; находят d по i—d-диаграмме (приложение 1).

Теоретическую стехиометрическую концентрацию полностью сухой пыли в сухом воздухе определяют по формуле

$$a_{т.ст} = \frac{1000 v_0}{V_г},$$

где v_0 — объемная доля кислорода в сухом воздухе, дм^3/м^3; $v_0 = 210$ дм^3/м^3; $V_г$ — объем кислорода (дм^3), необходимый для полного сгорания 1000 г горючей сухой органической пыли при нормальном давлении ($p = 101{,}3$ кПа).

Из-за сложного химического состава взрывоопасную концентрацию зерновой пыли определяют обычно экспериментальным путем (приложение 2).

При определении минимального предела взрывоопасной концентрации нужно учитывать, что его величина зависит от химического и дисперсного состава, зольности и влажности пыли, влажности воздуха, содержания в нем кислорода и степени его ионизации. Например, мельничная пыль при зольности 4 % взрывается при концентрации 15...20 г/м^3, а при зольности 22 % — при концентрации 55...60 г/м^3. Мука высших сортов взрывается при влажности до 18 %.

Максимальный верхний предел взрывоопасной концентрации (ВКПРП) для различных видов пыли точно не уста-

новлен, поэтому его принимают ориентировочно равным $a_{max} = 2000$ г/м^3.

Промышленные горючие пыли характеризуются определенной температурой самовоспламенения, т. е. наименьшей температурой вещества, при которой резко увеличивается скорость экзотермической реакции, заканчивающейся самопроизвольным пламенным горением в воздухе.

Температура самовоспламенения органической горючей пыли, находящейся в аэрогельном состоянии, равна 300...400 °С, а в аэрозольном состоянии — 700...900 °С.

Как установлено исследованиями, пылевой взрыв происходит только при наличии в воздухе взрывоопасной концентрации пыли и при достаточной температуре и мощности источника теплоты. В начале нагрева (до 300... 400 °С) в пылевоздушной смеси происходит искрообразование. При дальнейшем росте температуры (до 500...600 °С) этот процесс переходит во вспышку, которая, повышая температуру смеси до температуры самовоспламенения, приводит к взрыву.

Источником возникновения высокой температуры, достаточной для взрыва пыли, могут быть не только обычные источники теплоты, но и искровые электрические разряды статического электричества, накапливаемого на изолированных и недостаточно заземленных частях оборудования и здания.

Энергия электроискрового разряда (Дж)

$$E = CU^2/2, \qquad (28)$$

где C — электрическая емкость, Ф; U — напряжение, В.

Безопасным считают электроискровой разряд энергией до 5 мДж. Минимальная энергия зажигания частиц муки высшего сорта равна 11,5 мДж, зерновой пыли 30 мДж.

Допустимый заряд (мкКл) в импульсе при разряде статического электричества

$$q = 3{,}3 \cdot 10^{-2} E,$$

где E — минимальная энергия зажигания, мДж.

Действительный заряд в импульсе разряда определяют экспериментально с применением осциллографа.

При проектировании и эксплуатации аспирационных установок нужно выполнять следующие рекомендации, которые позволят предотвратить пылевые взрывы:

не допускать образования взрывоопасных концентраций пыли в оборудовании, воздуховодах аспирационных и пневмотранспортных установок; для этого при проектировании необходимо выполнять проверочные расчеты расходов воздуха на аспирацию оборудования из условий взрывобезопасности по формуле (16), проверять расчетом размеры конфузоров аспирируемого оборудования по формуле (18). Скорость воздуха при входе в конфузор не должна превышать 2 м/с для зерновой пыли, 0,8 м/с — для мучной пыли и 0,5 м/с — для пыли комбикормового завода;

не допускать, чтобы оборудование работало с выключенной аспирационной установкой, для чего при проектировании необходимо предусматривать блокировку электродвигателей вентилятора и аспирируемой машины;

предусматривать в проектах надежное заземление всех токопроводящих частей аспирационных установок, чтобы электрическое сопротивление заземления не превышало 10 Ом;

избегать применения нетокопроводящих материалов, работающих в запыленной среде;

оборудовать ременные передачи и ленточные конвейеры устройствами для отвода статического электричества;

предусматривать в проектах тепловые реле и датчики подпора продуктов с сигнализацией и выключением электродвигателей при аварийных ситуациях, опасных для возникновения пылевых взрывов;

перед оборудованием (вальцевые станки, дробилки, обоечные машины, нории и др.) устанавливать магнитную защиту;

предусматривать в машинах (где нельзя устранить взрывоопасные концентрации по условиям их конструкции и работы) мембраны, соединенные с атмосферой взрыворазрядной трубой.

Площадь сечения взрыворазрядной

трубы принимают 2,85 м^2 на 100 м^3 объема машины. Для фильтров, циклонов и головок норий эту площадь сечения увеличивают до 4...6 м^2. Толщину алюминиевых или медных мембран (м) рассчитывают по формуле

$$\delta = 10^{-7} k p D, \qquad (29)$$

где k — коэффициент прочности, для алюминиевых мембран $k = 0{,}33$ 0,38, для медных $k = 0{,}15$ 0,18, p — разрушающее давление, Па, D — диаметр мембраны, м

Допускается применение разрывных предохранительных мембран из полиэтиленовой пленки и других материалов.

Толщина (м) стенок взрыворазрядной трубы

$$\delta' = \frac{p' D'}{2 R_{\text{доп}} \eta}, \qquad (30)$$

где p' — давление, выдерживаемое взрыворазрядной трубой, Па,

$$p' = (0{,}15..\ 0{,}3)\ 10^5 \text{ Па},$$

D' — диаметр взрыворазрядной трубы, м, $R_{\text{доп}}$ — допустимое напряжение, Па, η — коэффициент прочности шва

Для защиты производственных зданий от разрушений принимают площадь выхлопных проемов 3...5 м^2 на 100 м^3 объема помещения.

Кроме того, для предотвращения пылевых взрывов надо:

не допускать скопления слоев пыли на строительных конструкциях здания и на оборудовании и не хранить пыль в открытой насыпи: пыль в состоянии аэрогеля потенциально опасна, так как может вызвать взрыв (например, осевшая слоем 5 мм пыль может образовать при взвихрении взрывоопасную пылевоздушную смесь высотой 10 м);

соблюдать правила технической эксплуатации оборудования, техники безопасности и охраны труда, а также противопожарные правила.

Силы притяжения частиц пыли к поверхностям соприкосновения. Силы притяжения частиц пыли к поверхностям соприкосновения оказывают большое влияние на перемещение пыли при ее транспортировании. Пыль налипает на вертикальные и потолочные поверхности зданий и оборудования, не подчиняясь закону всемирного тяготения. Под действием сил притяжения пыль налипает на стенки воздуховодов (даже вертикальных) при недостаточно высоких скоростях движения воздуха, хотя эта скорость и превышает скорость витания частиц пыли в десятки раз.

Без знания сил притяжения невозможно дать теоретическое обоснование выбору необходимых скоростей воздуха в воздуховодах. До последнего времени природу сил притяжения объясняли молекулярными адгезионными силами прилипания. Теоретические и экспериментальные исследования адгезионных сил прилипания выполнены Б. Дерягиным и группой его сотрудников.

Сила притяжения частицы мучной пыли $N_{\text{п}}$ (Н) к поверхности соприкосновения состоит из двух сил:

$$N_{\text{п}} = N_1 + N_2, \qquad (31)$$

где N_1 — молекулярная адгезионная сила прилипания сферической частицы к плоской поверхности, Н,

N_2 — электрическая Кулонова сила притяжения токонепроводящей частицы пыли к электропроводящей заземленной поверхности соприкосновения, Н.

При изолированной или токонепроводящей поверхности сила $N_2 \equiv 0$.

Рассчитать величину силы притяжения теоретически по формуле (31) очень сложно. Поэтому ее находят экспериментальным путем по специальным методикам. Например, предложен пневматический инерционный адгезиометр.

Существует также более простой приближенный центробежный метод определения сил притяжения. При центробежном методе исследуемые частицы пыли помещают в один слой на поверхность цилиндра, изготовленного из материала, для которого находят силу притяжения. Далее поворачивают цилиндр с минимальной скоростью из верхнего положения в нижнее и затем возвращают в исходное положение. Если частицы пыли остались на поверхности цилиндра, то сила притяжения

этих частиц $N_п$ больше силы тяжести. Сообщив вращение цилиндру с плавным увеличением частоты вращения до определенного значения, останавливают вращение и проверяют наличие частиц пыли на поверхности цилиндра. Опыт повторяют до тех пор, пока не найдут предельную частоту вращения цилиндра и предельную центробежную силу, при которой частицы пыли отрываются от поверхности цилиндра.

Силу притяжения $N_п$ (Н) по этой методике выражают через массу частицы и коэффициент притяжения:

$$N_п = k_п mg, \qquad (32)$$

где $k_п$ — коэффициент притяжения частицы пыли к поверхности соприкосновения цилиндра, равный отношению силы притяжения к силе тяжести; m — масса частицы пыли, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Так как частица пыли отрывается от вращающейся поверхности цилиндра в нижней точке, сила притяжения при отрыве равна сумме центробежной силы и силы тяжести. Поэтому коэффициент притяжения определяют экспериментально по формуле

$$k_п = 1 + \frac{\omega_п^2 R}{g}, \qquad (33)$$

где $\omega_п$ — предельная угловая скорость вращения цилиндра, при которой частица пыли отрывается от его нижней точки поверхности, рад/с; R — радиус цилиндра, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Величину электростатического заряда на частице пыли приближенно определяют следующим образом. Вначале по формуле (33) находят коэффициент притяжения, а по формуле (32) силу притяжения при заземленном цилиндре. Затем вычисляют силу притяжения по этим же формулам при токоизолированном цилиндре, когда электрическую составляющую силы притяжения можно принять приближенно равной нулю. Разность сил притяжения частицы пыли к заземленному и токоизолированному цилиндру приравнивают к электрической силе притяжения.

Значения коэффициентов притяжения $k_п$ частиц мучной пыли к стальной поверхности с различной чистотой обработки, определенные по центробежному методу, приведены в табл. 3.

3. Коэффициент притяжения $k_п$

Пыль	Фракции частиц по ситовому анализу (в числителе — проход сита, в знаменателе — сход)	Характеристика пыли					Коэффициент притяжения $k_п$ при чистоте обработки поверхности	
		Предельные размеры частиц, мм	Влажность, %	Зольность, %	Плотность частиц, г/см^3	Средний размер частиц, мм	Обдиркой	Шлифовкой
Крупная	24/44	0,80...0,45	11,4...13,6	2,36	1,3	0,5	1,3	1,2
	44/25	0,45...0,244	11,4...13,6	2,36	1,3	0,3	12...32	8...31
	25/27	0,244...0,214	11,4...13,6	1,45...2,36	1,3	0,23	25...35	31...42
Средняя	49/52	0,118...0,106	11,4...12,4	0,99...1,99	1,4	0,12	45...70	70...82
Мелкая	52	<0,106	11,4...12,2	0,99...1,99	1,4	0,05	>82	>82

2.4. СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗАПЫЛЕННОСТИ ВОЗДУХА

В вентиляционной технике существует несколько способов определения запыленности воздуха, например весовой, количественный, фотометрический, электрический (электростатический) и акустический (ультразвуковой).

Весовой способ основан на пропуске запыленного воздуха через фильтр, у которого коэффициент пылезадержания высокий (близкий к 100 %). Фильтр взвешивают на аналитических весах до и после пропуска запыленного воздуха и на основе этого определяют запыленность воздуха.

Количественный способ предусматривает осаждение пылинок из ограниченно малого объема слабо запыленного воздуха на липкое предметное стекло с

последующим подсчетом осевших пылинок под микроскопом и определением количества пылинок в 1 см^3 воздуха. Этот способ применяют как дополнительный при гигиенических исследованиях воздуха, уже очищенного другими способами.

Фотометрический способ основан на измерении величины ослабления светового потока, проходящего через запыленный воздух. Приборы этого типа, называемые фотопылемерами, применяют при ориентировочных измерениях повышенных концентраций пыли (более 100 мг/м^3).

Электрический способ основан на способности пылинок приобретать электростатические заряды при трении о различные материалы. Чем больше концентрация пыли в воздухе, тем больше создается электрический потенциал от трения этих частиц. Недостаток электростатических пылемеров — влияние на точность измерений изменяющихся факторов, например влажности частиц пыли и воздуха, температуры, условий контакта пылинок с поверхностью трения и т. п.

Акустический (ультразвуковой) способ основан на изменении акустического поля ультразвукового потока в запыленном воздухе. Акустический пылемер — сложный прибор, который состоит из ультразвукового генератора, акустических камер с пьезометрическими приемниками, стрелочного индикатора и фильтра с вентилятором.

Наиболее распространен весовой способ как более надежный и доступный. При этом способе применяют специальную установку, включающую пылеотборную трубку, устройство для крепления пылеотборной трубки на воздуховоде, аллонж с фильтром, аспиратор модели 822 или другое аттестованное переносное аспирационное устройство с подачей воздуха до 150... 200 л/мин, а также гибкие соединительные трубки.

Схемы измерений запыленности воздуха в воздуховоде с помощью такой установки приведены на рис. 23. Пылеотборную трубку помещают в воздуховод. Причем конец трубки направляют

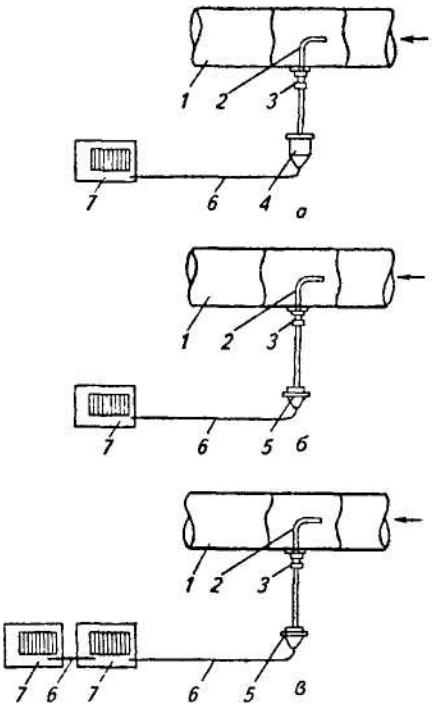


Рис. 23. Схема измерения запыленности воздуха в воздуховоде:

а — до пылеуловителя, *б* — после пылеуловителя; *в* — после пылеуловителя с двумя аспирационными устройствами *1* — воздуховод, *2* — пылеотборная трубка, *3* — устройство для крепления пылеотборной трубки; *4* — аллонж для крепления респиратора «Лепесток», *5* — аллонж для крепления фильтра АФА, *6* — соединительная трубка, *7* — аспирационное устройство

навстречу воздушному потоку. Пылеотборная трубка со сменными наконечниками показана на рис. 24, а устройство для крепления пылеотборной трубки на воздуховоде — на рис. 25.

При измерении запыленности воздуха после пылеуловителя применяют разъемный цилиндрический аллонж (рис. 26) ИРА-10 или ИРА-20, внутрь которого вставляют фильтр АФА-ВП-10 или АФА-ВП-20 (аналитический фильтр аэрозольный весовой площадью поверхности 10 и 20 см^2) из материала ФПП-1,5-15*. При измерении запыленности воздуха до пылеуловителя применяют разъемный аллонж

---

* Синтетический фильтровальный перхлорвиниловый материал с волокнами толщиной 1,5 мкм (стандартное сопротивление 15 Па), предложенный И. Петряновым.

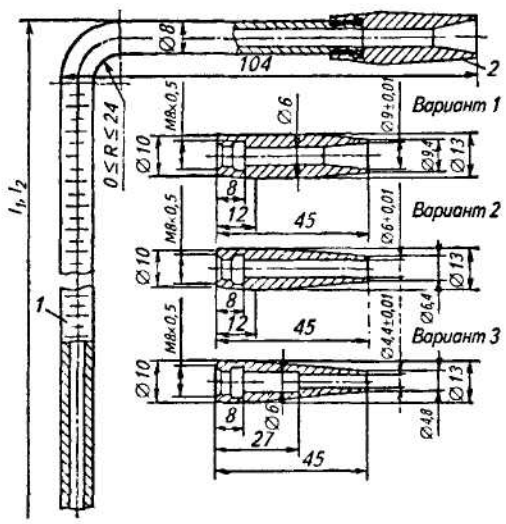


Рис. 24. Пылеотборная трубка со сменными наконечниками:

1 — пылеотборная трубка; *2* — сменные наконечники (l_1 = 800 мм; l_2 = 1500 мм)

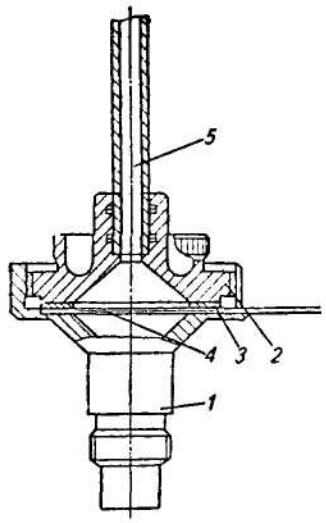


Рис. 26. Аллонж с фильтром в сборе:

1 — корпус аллонжа; *2* — крышка; *3* — шайба; *4* — фильтр АФА с защитными кольцами; *5* — пылеотборная трубка

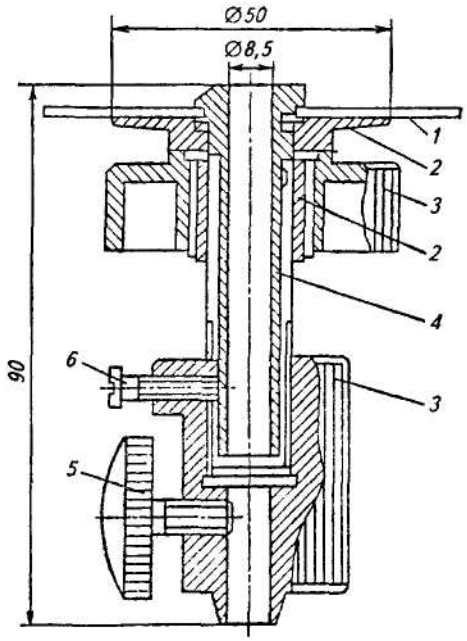


Рис. 25. Устройство для крепления пылеотборной трубки:

1 — воздуховод; *2* — втулка; *3* — гайка, *4* — направляющая; *5* — стопорный винт; *6* — винт М5 (пылеотборная трубка не показана)

(рис. 27) с закрепленным внутри него респиратором типа «Лепесток» марки ШБ-1. Для соединения аппаратуры при отборе проб используют резиновые шланги длиной 25...30 м, внутренним диаметром 8...10 мм.

Запыленность воздуха (мг/м^3)

$$a = \frac{1000(A_2 - A_1)}{qt}, \qquad (34)$$

где A_1 и A_2 — масса фильтра или аллонжа до и после опыта, мг; q — объемный расход воздуха, дм^3/мин; принимают по показаниям шкалы реометра с учетом графика (рис. 28); t — время отбора пробы запыленного воздуха, мин.

Минимальное время отбора пробы воздуха (мин)

$$t_{min} = \frac{1000A_{min}}{aq}, \qquad (35)$$

где A_{min} — минимальная привеска фильтра; $A_{min} \leq 1$ мг; a — предполагаемая концентрация, т. е. запыленность, мг/м^3.

Максимальное время отбора пылевой пробы (мин)

$$t_{max} = \frac{1000A_{max}}{aq}, \qquad (36)$$

где A_{max} — максимальная привеска пыли в филь-

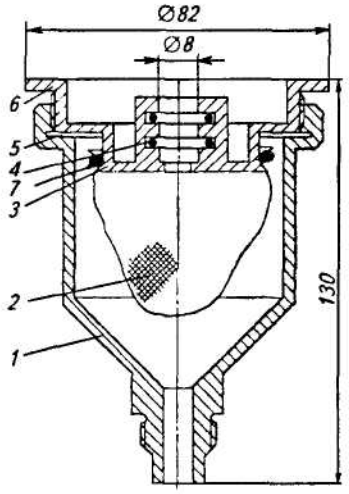


Рис. 27. Аллонж для крепления респиратора «Лепесток»:

1 — корпус; *2* — респиратор «Лепесток»; *3* — кольцо; *4* — уплотнение; *5* — прокладка; *6* — крышка; *7* — резиновое кольцо

тре; для фильтров АФА-ВП-20 $A_{max} = 50$ мг; для фильтра АФА-ВП-10 $A_{max} = 25$ мг.

При определении запыленности воздуха в воздуховодах соблюдают условие изокинетичности потоков. Оно заключается в том, что скорость воздуха во входном отверстии пылеотборной трубки должна быть равна скорости движения воздуха в точке воздуховода, где отбирают пробы. В противном случае получают заниженную или завышенную запыленность по сравнению с действительной.

Для соблюдения условия изокинетичности применяют сменные насадки (наконечники) к пылеотборной трубке (см.рис. 24). Кроме того, скорость движения воздуха во входном отверстии пылеотборной трубки регулируют, изменяя расход воздуха с помощью винтового регулятора, установленного на каждом реометре аспиратора.

Диаметр насадки (мм) к пылеотборной трубке находят по графику (см. рис. 28) или по формуле

$$d = 4{,}4\sqrt{\frac{q}{v}}, \qquad (37)$$

где v — скорость движения воздуха в точке отбора пылевой пробы, измеренная по динамическому давлению, м/с; q — предполагаемый расход, дм³/мин.

Необходимый расход воздуха по реометру при выбранном диаметре насадки находят по приложению 3 в зависимости от скорости воздуха, измеренной в точке отбора пылевой пробы. Точки отбора пылевых проб в воздуховоде принимают по методике измерения средних скоростей. Расстояние от фасонной части до места измерения принимают равным 5—6 диаметрам, до фасонной части от места измерения не менее 2—3 диаметров. Объем просасываемого запыленного воздуха принимают в зависимости от предполагаемой концентрации пыли.

Концентрация пыли, мг/м³	Объем, дм³
Менее 2	1000
2...10	500
20...50	300
50...150	200
Свыше 150	100...50 соответственно

Сопротивление чистого и запыленного фильтровального материала ФПП (Па) пропорционально скорости фильтрации:

$$H_ф = v_ф H_{ст},$$

где $v_ф$ — скорость фильтрации, см/с; $H_{ст}$ — стан-

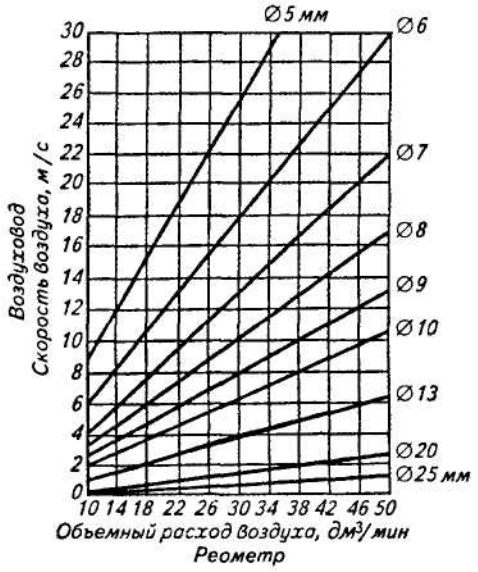


Рис. 28. График зависимости расхода и скорости воздуха от диаметра насадки

дартное сопротивление при скорости фильтрации $v_ф$ = 1 см/с = 36 м/ч

Стандартное сопротивление определяют экспериментально: для чистого фильтровального материала ФПП $H_{ст}$ = = 15 Па, для запыленного материала при максимальной пылеемкости 50... 100 г/м^2 $H_{ст}$ = 50...100 Па.

При отборе проб из рабочей зоны производственных помещений пылеотборная трубка не требуется, а аллонж с фильтром АФА-ВП закрепляют на штативе высотой до 2 м.

При проектировании аспирационных установок для обеспечения чистоты воздуха по запыленности в пределах, допустимых санитарными нормами, необходимо:

обеспечить герметизацию всего оборудования, максимально уплотняя прокладками разъемные соединения, особенно смотровые люки и дверки, и применяя герметизирующие кожухи в местах пылеобразования;

аспирировать все герметизированное оборудование, создавая внутри него и герметизирующих кожухов разрежение не менее 50 Па;

устранять вакуум внутри помещений, так как при временном выключении некоторых аспирационных сетей и при вакууме в помещениях наружный воздух проникает по воздуховодам в оборудование, а из него в помещение уже вместе с пылью, что повышает запыленность воздуха в рабочих помещениях; при невозможности устранения вакуума необходимо устанавливать автоматические клапаны у вентиляторов.

Контрольные вопросы и задания. 1. Что такое пыль? 2. Из чего состоит пыль и каковы размеры частиц пыли? 3. Каковы законы осаждения пыли в воздухе? 4. В чем заключаются особые свойства пыли? 5. Перечислите причины пылевых взрывов и способы их предотвращения? 6 Назовите способы определения запыленности воздуха. 7. Какие приборы используют для определения запыленности воздуха?

Глава 3

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

●

3.1. СОСТАВ И ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА

Вентиляционная техника базируется на промышленной аэродинамике, которая изучает движение воздуха, газов и аэросмесей.

Показатели работы вентиляционных и аспирационных установок зависят от состава и параметров воздуха.

Окружающий нас воздух состоит из смеси газов, водяных паров и вредных примесей (пыли, вредных газов и т. п.).

Смесь газов обычного воздуха состоит из кислорода (23,1/20,99), азота (75,55/77,03), диоксида углерода (0,05/0,03), аргона, неона и других инертных газов (1,3/1,0), водорода 0,01 %. В числителе приведена массовая доля в процентах, в знаменателе — объемная, также в процентах.

Содержание водяных паров в воздухе колеблется в зависимости от температуры и давления в широких пределах. Так, при давлении 101325 Па (760 мм рт. ст.) содержание водяных паров может изменяться от 0,8 г/кг при температуре −20 °С до 48,8 г/кг при температуре +40 °С. Содержание водяных паров в воздухе находят по приложению 4.

Содержание пыли и других вредных газов зависит от эффективности очистки воздуха, выбрасываемого в атмосферу промышленными предприятиями, и не должно превышать предельно допустимой концентрации в местах постоянного проживания людей (0,5 мг/м^3).

Основные параметры воздуха, от которых зависит работа вентиляционных установок: давление, температура, влажность, плотность, энтальпия, вязкость и скорость.

3.1.1. ДАВЛЕНИЕ

Единицей давления в системе СИ служит паскаль (Па). Паскаль — давление, которое создается силой в 1 Н на площади 1 м^2. 1 Па = 1 Н/м^2.

В ранее применявшихся технических системах давление выражалось в кгс/м^2, мм вод. ст., мм рт. ст., кгс/см^2, технических (ат) и физических (атм) атмосферах.

Соотношение между единицами давления:

1 Па = 1 Н/м^2 = 0,102 кгс/м^2 = = 0,102 мм вод. ст. = 7,5 · 10^{-3} мм рт. ст.

1 кгс/м^2 = 1 мм вод. ст. = 9,81 Па ≡ ≡ 10 Па;

1 мм рт. ст. = 133, 322 Па;

1 ат (техн.) = 10 000 кгс/м^2 = = 10 000 мм вод. ст. = 735 мм рт. ст. = = 98 100 Па;

1 атм (физич.) = 10 332 мм вод. ст. = = 760 мм рт. ст. = 101 325 Па

Давление, выраженное высотой столба любой жидкости, переводят в паскали по следующей зависимости:

$$p = h\rho_{ж}g,$$

где h — высота столба жидкости, мм (или м); $\rho_{ж}$ — плотность жидкости, г/см^3 (или кг/м^3), g — ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2

В вентиляционной технике давление воздуха принято выражать через p — абсолютное давление (Па) и H — избыточное (Па). Избыточное давление равно разности между абсолютным давлением p в рассматриваемой точке и атмосферным давлением в помещении p_a, т. е.

$$\pm H = p - p_a. \qquad (38)$$

Знаки «плюс» и «минус» означают, что абсолютное давление в рассматриваемой точке может быть больше атмосферного ($p > p_a$) или меньше атмосферного ($p < p_a$).

Внутри воздуховода при движении воздушного потока в любой точке (рис. 29) действуют три вида давлений:

p_c — статическое давление (Па), выражающее внутреннюю потенциальную

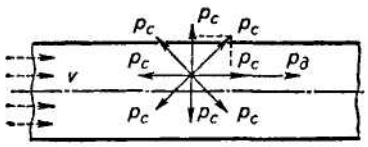


Рис. 29. Схема давлений в воздуховоде

энергию 1 м³ воздуха без учета его движения и действующее по закону Паскаля по всем направлениям с одинаковой силой;

$p_д$ — динамическое давление (Па), выражающее кинетическую энергию 1 м³ воздуха, действующее только в направлении скорости v (м/с) и связанное с ней следующей зависимостью:

$$p_д = \frac{\rho v^2}{2},$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³;

p_o — общее давление, выражающее полную энергию 1 м³ воздуха (Па); находят его как векторную сумму статического и динамического давлений с учетом их направлений:

$$\bar{p}_o = \bar{p}_c + \bar{p}_д. \qquad (39)$$

На основании формулы (38) в воздуховоде есть три вида избыточных давлений:

статическое

$$\pm H_c = p_c - p_a; \qquad (40)$$

динамическое

$$H_д = p_д - p_{д\,a} = p_д \frac{\rho v^2}{2},$$

$$\text{или} \quad H_д = \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (41)$$

где $p_{д\,a}$ — динамическое давление в помещении, принимают его равным нулю;

общее

$$\pm H_o = p_o - p_a. \qquad (42)$$

Зависимость между избыточными давлениями находят, подставляя в формулу (39) абсолютные давления из формул (40)—(42).

Получают

$$\pm H_o = \pm H_c + H_д. \qquad (43)$$

Общее избыточное давление H_o называют также полным избыточным давлением.

Давления в технике измеряют следующими приборами.

Атмосферное давление измеряют барометрами и барографами. Барометры бывают ртутные и пружинные (анероиды). В технике высоких давлений избыточное давление измеряют манометрами, а разрежение — вакуумметрами.

В вентиляционной технике приходится измерять очень малые избыточные давления и разрежения — от 5 до 3000 Па. Приборы для измерения таких малых давлений называют микроманометрами. Микроманометрами измеряют не абсолютные давления p внутри воздуховодов, а разность давлений в воздуховоде и в атмосфере p_a, т. е. избыточное давление $\pm H$ согласно зависимости (38).

Из-за того что в воздуховоде есть три вида давлений — статическое p_c, динамическое $p_д$ и общее p_o, приходится измерять три вида избыточных давлений: $\pm H_c$, $H_д$ и $\pm H_o$ согласно зависимостям (40)—(42).

Можно измерить только два, а третье найти вычислением по зависимости (43).

Микроманометры бывают жидкостные и мембранные. Мембранные микроманометры не выдерживают вибраций, поэтому их мало применяют в производственных условиях. Наиболее широко используют жидкостные (водяные и спиртовые) микроманометры. Ртутные микроманометры в вентиляционной технике не применяют из-за повышенной плотности (13,6 г/см³) ртути и ее вредности.

Водяные микроманометры используют для разовых непродолжительных измерений, когда не требуется высокой точности. При длительных измерениях вода становится антисанитарной, вызывает коррозию микроманометров, а при низких температурах замерзает. Поэтому наиболее популярны жидкостные спиртовые микроманометры, в которых применяют этиловый спирт, подкрашенный фуксином. Такие микроманометры гигиеничны и имеют достаточную точность. В качестве жидкости используют веретенное масло (как более эксплуатационно надежное).

Принцип действия жидкостных микроманометров основан на вытеснении и перемещении жидкости в сообщающихся сосудах под действием разности давлений, уравновешиваемой гидростатическим давлением столба жидкости.

Наибольшее применение имеют следующие жидкостные микроманометры: простейшие U-образные, чашечные с вертикальной неподвижной шкалой, чашечные с наклонной неподвижной шкалой и чашечные с наклонной поворотной шкалой.

Простейший U-образный микроманометр показан на рис. 30,*а*, а схема измерения давлений приведена на рис. 30,*б*.

Микроманометр состоит из изогнутой стеклянной калиброванной трубки *1* диаметром 6...8 мм, которая крепится к рамке *2*. Концы стеклянной трубки открыты, заострены для удобства надевания резиновых шлангов и имеют местные утолщения для создания герметичности соединения. Между стеклянными трубками на рамке *2* расположена шкала *3* с миллиметровыми делениями. На рис. 30,*а* изображен микроманометр со шкалой длиной 300 мм и нулем, расположенным посередине шкалы. Удвоение надписей на шкале (20 мм вместо 10, 40 мм вместо 20 и т. д.) позволяет определить общую высоту столба жидкости по одному мениску при условии заливки жидкости перед измерениями точно на нуль.

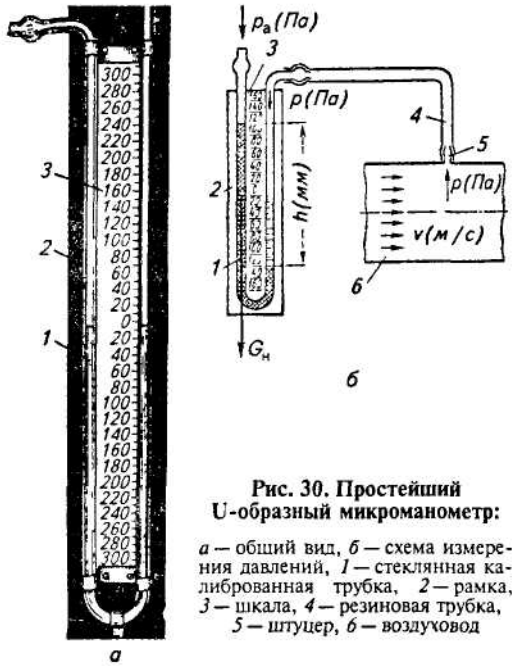


Рис. 30. Простейший U-образный микроманометр:

а — общий вид, *б* — схема измерения давлений, *1* — стеклянная калиброванная трубка, *2* — рамка, *3* — шкала, *4* — резиновая трубка, *5* — штуцер, *6* — воздуховод

Для удобства заливки жидкости на нуль перед измерениями шкала *3* должна иметь возможность вертикального перемещения относительно рамки *2*. Если перед измерениями уровень менисков жидкости не совпадал с нулем шкалы, то отсчет высоты столба жидкости ведут по двум менискам, что вызывает неудобство и увеличивает погрешности измерения.

Имеются микроманометры с нулем внизу или с нулем посередине без удвоения надписей на шкале. Они более удобны для отсчетов.

На схеме измерений (см. рис. 30,*б*) показано, что один из концов стеклянной трубки микроманометра соединен резиновой трубкой *4* со штуцером *5* воздуховода *6*. Второй конец стеклянной трубки микроманометра открыт, и на поверхность жидкости первого колена будет давить атмосферное давление p_a. На поверхность жидкости правого колена трубки будет передаваться давление в воздуховоде p.

Когда давление в воздуховоде $p > p_a$, уровень жидкости в правом колене опустится, а в левом поднимется на такую же величину. При $p < p_a$ произойдет обратное перемещение жидкости из левого колена трубки в правое.

Столб жидкости высотой h от опустившегося уровня в правом колене трубки микроманометра до поднявшегося уровня в левом колене уравновешивает давление в воздуховоде p и атмосферное давление p_a по следующей зависимости:

$$p_a + p_ж = p,$$

где $p_ж$ — давление, равное частному от деления силы тяжести столба жидкости высотой h на площадь поперечного сечения трубки.

Выражая силу тяжести столба жидкости через объем и плотность, получим уравнение равновесия жидкости в U-образном микроманометре в следующем виде:

$$h\rho_ж g = p - p_a. \qquad (44)$$

где $\rho_ж$ — плотность жидкости, кг/м^3; h — высота столба жидкости, м; $g = 9{,}81$ м/с^2 — ускорение свободного падения.

На основании зависимости (38) измеряемое избыточное давление

$$\pm H = h\rho_ж g. \qquad (45)$$

Из выражения (45) видно, что точность измерения зависит от плотности жидкости $\rho_ж$. Чем меньше плотность жидкости, тем больше высота столба жидкости h при той же разности давлений $(p - p_a)$ и тем меньше цена деления шкалы, а следовательно, меньше погрешность измерения. Так, например, для воды плотностью $\rho_ж = 1$ г/см^3 ошибка в отсчете по шкале $h = 1$ мм дает абсолютную погрешность измерения давления $\pm H = 9{,}81 \cong 10$ Па. Для микроманометра на спирте плотностью 0,8 г/см^3 ошибка измерения составит около 8 Па. При измерениях малых избыточных давлений (меньше 100 Па) относительные ошибки превышают 10 %, что недопустимо. Поэтому простейшие U-образные микроманометры можно применять только для измерения повышенных избыточных давлений (больше 100 Па) с невысокой точностью. Для более точных измерений используют чашечные микроманометры.

Для измерений давлений в воздуховодах вентиляционных установок применяют чашечные микроманометры с наклонной шкалой, которые имеют достаточно высокую точность (до 1...2 Па). Схема измерения избыточных давлений чашечным микроманометром с наклонной шкалой показана на рис. 31.

Уравнение равновесия в чашечном микроманометре с наклонной шкалой при $p < p_a$ имеет следующий вид:

$$p_a = p + p_{жl},$$

где $p_{жl}$ — давление первой составляющей G_1 силы тяжести столба жидкости в трубке, которое уравновешивает разность измеряемых давлений.

Давление первой составляющей столба жидкости можно выразить через площадь поперечного сечения трубки, объем и плотность жидкости. На основании зависимости (38) получим давление (Па):

$$-H = l\sin\alpha\rho_ж g. \qquad (46)$$

Знак «минус» перед избыточным давлением H показывает, что $p < p_a$.

Из выражения (46) видно, что измеряемое избыточное давление H равно произведению показания наклонной шкалы l на синус угла α наклона трубки к горизонтали на плотность жидкости $\rho_ж$ и ускорение свободного падения g. Чем меньше угол наклона трубки, тем точнее измерение, так как больше показание шкалы и меньше погрешность отсчета.

Для удобства получения результатов измерения давлений (Па) выражение (46) применяют в следующем виде:

$$-H = lKg, \qquad (47)$$

где $K = \rho_ж\sin\alpha$ — коэффициент чашечного микроманометра, или фактор микроманометра. Результаты измерений давлений приводят к нормальным условиям посредством ввода в

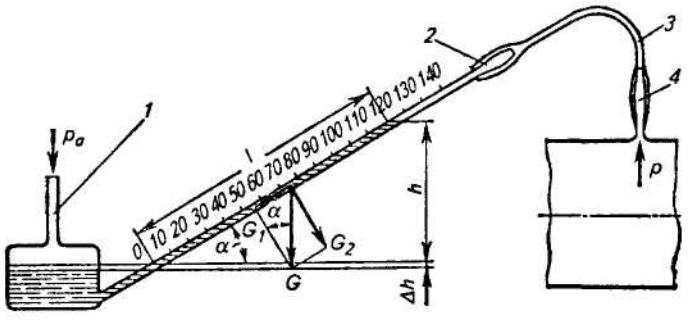


Рис. 31. Схема измерения давления в воздуховоде чашечным микроманометром с наклонной шкалой:

1 — штуцер чашки, *2* — штуцер трубки, *3* — резиновая трубка; *4* — штуцер воздуховода

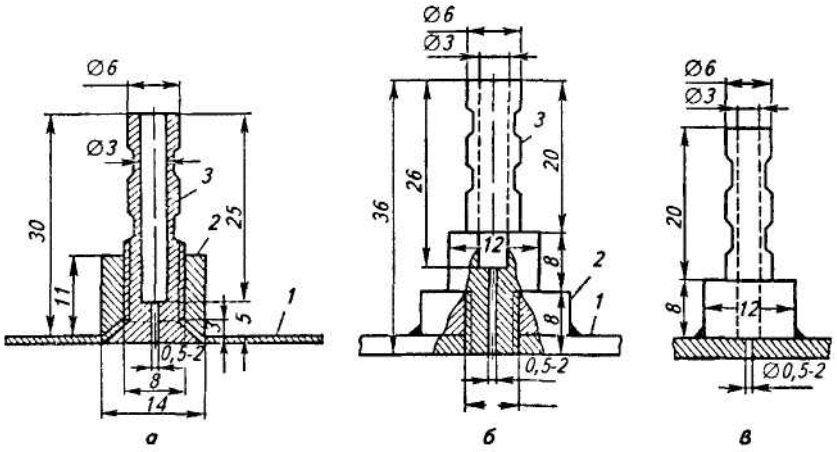


Рис. 32. Конструкция штуцеров и способы их крепления к стенкам воздуховодов:

а — штуцер для тонкостенных воздухопроводов (δ < 1 мм), *б, в* — штуцера для толстостенных продуктопроводов (δ > 1), *1* — стенка, *2* — гайка, *3* — штуцер

формулы (45)—(47) поправочного коэффициента Δ, т. е.

$$\pm H = lKg\Delta, \qquad (48)$$

где Δ— поправочный коэффициент на нормальные условия, находят его по следующей зависимости:

$$\Delta = \rho_н/\rho,$$

где $\rho_н$ — плотность воздуха при нормальных условиях, $\rho_н = 1{,}2$ кг/м^3, ρ — плотность воздуха при условиях измерения, кг/м^3, находят ρ по формуле (51).

Коэффициент Δ можно определить также по следующей зависимости:

$$\Delta = 345T/p,$$

где T — температура воздуха, К.

Точность чашечного микроманометра зависит от площади поперечного сечения чашки. Действительно, чем больше площадь чашки, тем меньше смещение нуля Δh (см. рис. 31), которое дает погрешность прибора.

Погрешность прибора

$$\Delta h = \frac{S_{тр}}{S_ч} l,$$

где $S_{тр}$ и $S_ч$ — площади поперечных сечений соответственно трубки и чашки.

Из сравнения формул (45) и (46) видно, что чашечные микроманометры с наклонной шкалой более точны, чем с вертикальной, так как ошибка в отсчете по шкале l в 1 мм дает меньшую ошибку за счет умножения длины шкалы на sinα. Чем меньше угол α, тем точнее измерение. Точно так же чем меньше плотность жидкости, тем точнее измерение.

Для измерения статических давлений в стенке воздуховода устанавливают штуцеры. Конструкции штуцеров показаны на рис. 32.

При измерении давлений внутри воздуховодов применяют комбинированные приемники давлений, которые называют пневмометрическими трубками. Конструкция их приведена на рис. 33.

Пневмометрическая трубка новой конструкции — отборник давления внутри воздуховода показана на рис. 33,*в*.

Пневмометрическую трубку устанавливают в воздуховод против направления движения воздуха таким образом, чтобы общее давление передавалось в центральное отверстие сферической головки, а статическое давление — через боковые отверстия трубки.

Схема измерения давлений внутри воздуховодов показана на рис. 34. При

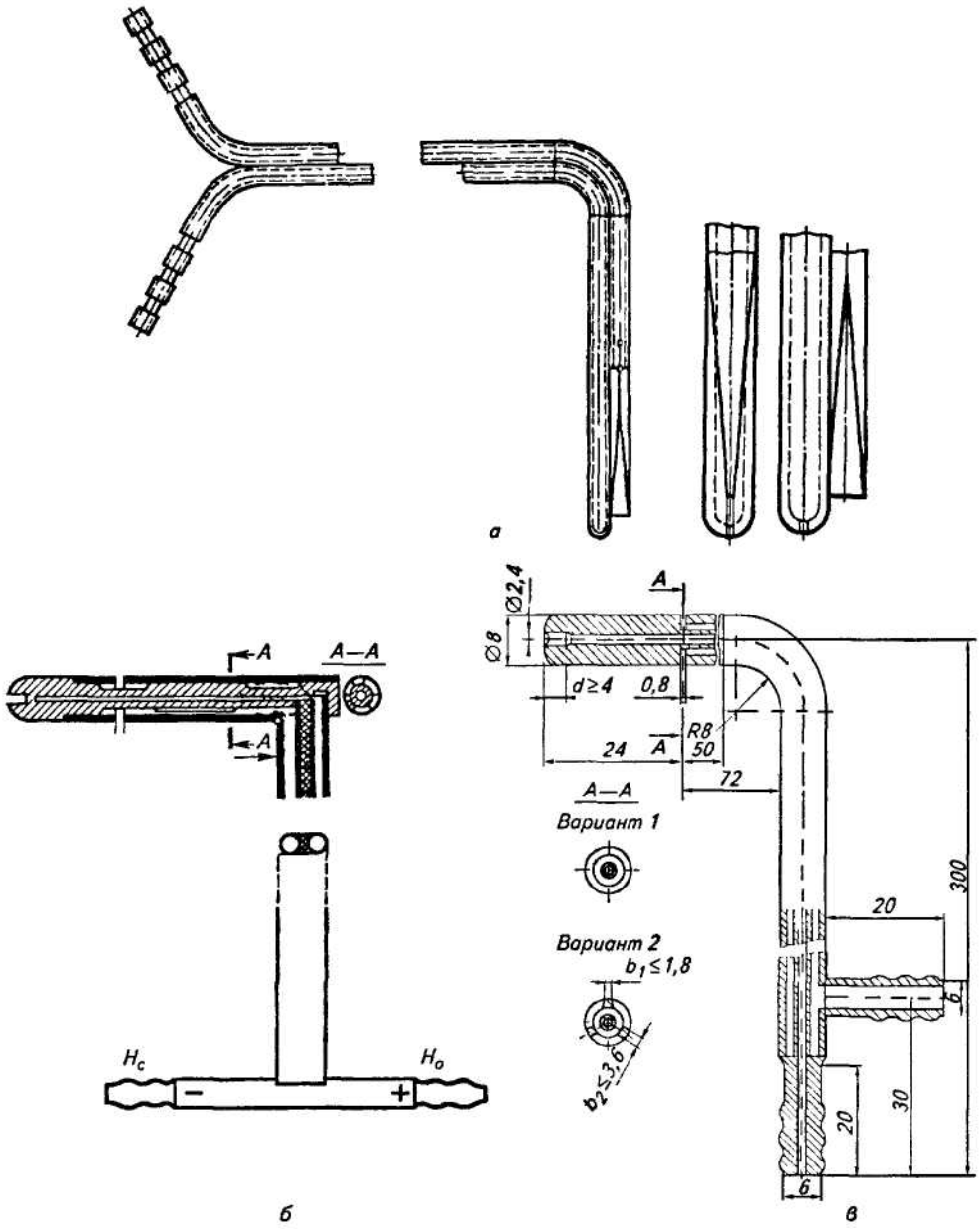


Рис. 33. Конструкция пневмометрических трубок:

а — типа МИОТ, *б* — комбинированная с полусферической головкой, *в* — отборник давления

измерении общего и статического давлений во всасывающем воздуховоде до вентилятора (рис. 34,*а*) резиновые шланги подсоединяют к штуцерам трубки микроманометров. Штуцеры чашек микроманометра открыты, и туда передается атмосферное давление. В нагнетательном воздуховоде (рис. 34,*б*) после вентилятора резиновые шланги подсоединяют к штуцерам чашек микроманометров.

Динамическое давление измеряют одинаково во всасывающем и нагнетательном воздуховодах, подсоединяя ре-

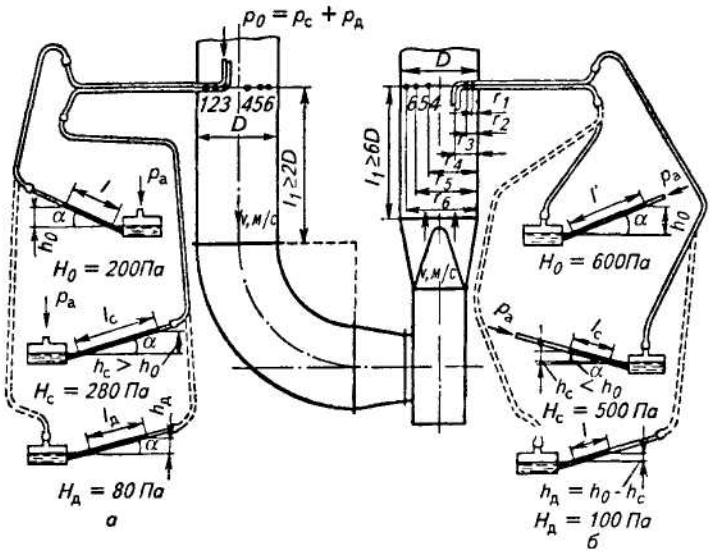


Рис. 34. Схема измерения давлений внутри воздуховодов:

а — во всасывающем воздуховоде до вентилятора; *б* — в нагнетательном воздуховоде после вентилятора

зиновые шланги общего давления к штуцерам чашек, а статического давления к штуцерам трубок микроманометров (показано пунктиром).

Чашечный микроманометр ММН (микроманометр многопредельный с наклонной подвижной шкалой для измерения избыточного давления) показан на рис. 35.

На плите *1*, которую устанавливают горизонтально посредством опорных винтов *2*, закреплена неподвижно цилиндрическая чашка *3*. Она закрыта крышкой *8*, в которой есть отверстие с пробкой *5* для заливки спирта и на которой закреплен трехходовой кран *4*, предназначенный для отключения и подключения прибора к приемникам давления через штуцеры «плюс» (чашка) и «минус» (трубка).

В крышке *8* предусмотрен регулятор уровня *6*, который при вращении во втулке *7* позволяет установить мениск на нуль шкалы. Измерительная стеклянная трубка *10* со шкалой укреплена в колодках *11* и *18*, которые связаны кронштейном *13*. Он вместе с трубкой и шкалой может поворачиваться вокруг оси, закрепленной на плите *1*, и фиксируется пальцем *14* в скобе *9*. Для этого в ней просверлено пять отверстий. Около каждого отверстия на скобе выгравировано значение коэффициента

$$K = \rho_{сп} \sin\alpha = 0{,}2...0{,}8,$$

где $\rho_{сп}$ — плотность спирта.

Нижний конец измерительной трубки *10* соединен постоянно резиновой трубкой *17* с дном чашки *3*, создавая систему сообщающихся сосудов. Верхний конец трубки *10* резиновой трубкой *12* постоянно соединен со штуцером *а* трехходового крана *4*.

На плите *1* вмонтированы два жидкостных уровня *15* для определения горизонтального положения прибора перед измерениями.

На рис. 35 измерительная трубка *10* показана в крайнем нижнем нерабочем положении. Перед измерениями трубку поворачивают и фиксируют на наибольший угол при $K = 0{,}8$, чтобы не допустить вытеснения спирта в резиновую трубку *12*. При установке нуля шкалы регулятором *6* ручку *16* трехходового крана *4* поворачивают против часовой стрелки до правого упора, соединяя с атмосферой чашку и трубку через отверстие «нуль» (0) в корпусе трехходового крана. Повернув ручку *16* трехходового крана по часовой стрелке

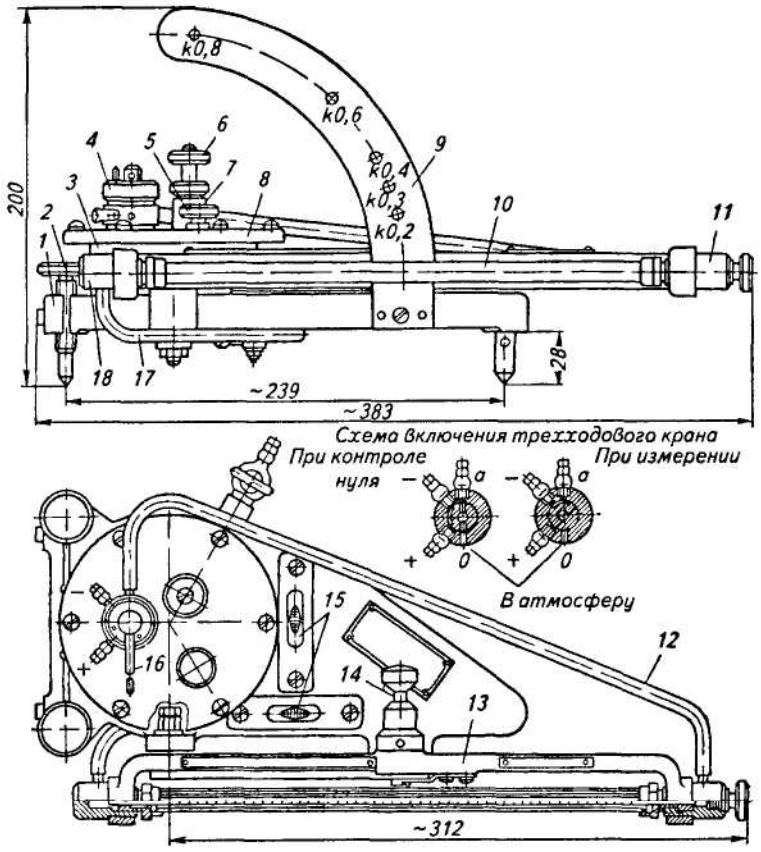


Рис. 35. Микроманометр ММН:

1 — плита, *2* — опорные винты, *3* — чашка, *4* — трехходовой кран, *5* — пробка, *6* — регулятор уровня, *7* — втулка, *8* — крышка, *9* — скоба, *10* — измерительная трубка со шкалой, *11, 18* — колодки, *12, 17* — резиновые трубки, *13* — кронштейн, *14* — палец, *15* — уровни, *16* — ручка трехходового крана

до левого упора, проводят отсчет величины *l* (мм) по шкале. Избыточное давление определяют по формулам (47) или (48).

Кроме микроманометра типа ММН в последнее время применяют электронные дифференциальные цифровые манометры ДМЦ-01 и ДМЦ-01/М, выпускаемые НПО «ЭКО-ИНТЕХ».

Цифровая информация при измерениях в этих приборах отображается на дисплее с подсветкой.

Диапазон измерений перепада давлений в манометре ДМЦ-01 находится в пределах 0...2000 Па. Диапазоны в манометре ДМЦ-01/М — 0...2000 Па и 0...10000 Па.

В манометр ДМЦ-01/М встроен микропроцессор, обеспечивающий автоматическую установку нуля, измерение и накопление данных по сечению воздуховода, расчет локальных скоростей и расхода воздуха с коррекцией по температуре потока, расчет средней скорости и расхода воздуха по измерениям в точках мерного сечения. После каждого измерения на индикаторе одновременно появляются: значение динамического давления, локальная скорость в данной точке, средняя скорость за *N* измерений, значение расхода воздуха.

Оба прибора имеют небольшую массу — по 0,7 кг и одинаково малые габариты — 170 × 110 × 35 мм (без упаковки). При использовании приборов не требуется устанавливать их по уровням, что упрощает пользование этими маномет-

рами по сравнению с микроманометром типа ММН.

Приборы типа ДМЦ комплектуются напорной трубкой НИИОГАЗ для измерения давлений и определения скоростей и расходов воздушного потока в вентиляционных воздуховодах.

3.1.2. ПЛОТНОСТЬ, ТЕМПЕРАТУРА И ВЛАЖНОСТЬ

Плотностью называют отношение массы к объему. На значение плотности ρ (кг/м^3) воздуха влияют давление, температура и влажность, что видно из основного характеристического уравнения состояния газа

$$\rho = \frac{p}{RT}, \qquad (49)$$

где p — давление воздуха, Па; R — газовая постоянная; для сухого воздуха $R = 287$ Дж/(кг · К); для водяного пара при температурах 0...100 °С $R = 462$ Дж/(кг · К); T — температура, К; $T = 273 + t$. Здесь t — температура, °С.

Для влажного воздуха газовая постоянная [Дж/(кг · К)]

$$R = \frac{287}{1 - 0{,}378\varphi\frac{p_{н\,п}}{p}},$$

где φ — относительная влажность воздуха, доли единицы; $p_{н\,п}$ — давление насыщенного пара, Па:

t, °С	−20	−10	0	10	15
$p_{н\,п}$, Па	130	290	620	1250	1740

Продолжение

20	25	30	35	40	45	50
2380	3270	4230	5730	7580	9780	12580

Подставляя значение газовой постоянной для влажного воздуха в формулу (49), получим зависимость плотности влажного воздуха от давления, температуры и влажности:

$$\rho = \frac{p\left(1 - 0{,}378\varphi\frac{p_{н\,п}}{p}\right)}{287T}. \qquad (50)$$

Плотность влажного воздуха можно также определить по формуле

$$\rho = 0{,}0034686\frac{p}{T}. \qquad (51)$$

3.1.3. УДЕЛЬНАЯ ЭНТАЛЬПИЯ И ВЯЗКОСТЬ

Удельная энтальпия выражает количество теплоты, которая содержится в 1 кг воздуха.

Удельную энтальпию влажного воздуха i (кДж/кг сухого воздуха) определяют по формуле:

$$i = 1{,}01t + (2493 + 1{,}97t)\frac{d}{1000}, \qquad (52)$$

где 1,01 — удельная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг · К); t — температура, °С; 2493 — скрытая теплота парообразования, кДж/кг; 1,97 — удельная теплоемкость пара, кДж/(кг · К); d — влагосодержание, г/кг сухого воздуха.

Значение удельной энтальпии и влагосодержания находят из i—d-диаграммы или из i—d-таблицы (см. приложение 1).

Динамической, или абсолютной, вязкостью воздуха μ (Па · с) называют отношение напряжения сдвига к градиенту скорости. Напряжение сдвига (Па) выражают отношением силы сдвига F (Н) к площади S (м^2). Градиент скорости определяют как изменение скорости сдвига dv на единицу длины нормали dl к направлению движения, т. е.

$$\mu = \frac{F}{S\left(dv/dl\right)}. \qquad (53)$$

Кинематической вязкостью ν (м^2/с) называют отношение абсолютной вязкости к плотности, т. е.

$$\nu = \mu/\rho. \qquad (54)$$

Динамическая, или абсолютная, вязкость зависит только от температуры и не зависит от давления. С повышением температуры вязкость газов увеличивается, а вязкость жидкостей уменьшается. Кинематическая вязкость зависит и от температуры, и от давления.

Для воздуха при нормальных условиях $\mu_н = 17{,}95 \cdot 10^{-6}$ Па · с; $\nu_н = 15 \cdot 10^{-6}$ м^2/с.

Для водяного пара при давлении

101325 Па (760 мм рт. ст.) и температуре 20 °С $\mu = 9{,}6 \cdot 10^{-6}$ Па · с; $\nu = 12{,}9 \times \times 10^{-6}$ м^2/с.

От вязкости и плотности воздуха зависят потери давления в воздуховодах.

3.1.4. СКОРОСТЬ ВОЗДУХА

Скорость воздуха — один из важнейших параметров, от которого зависят эффективность, энергоемкость и эксплуатационная надежность работы вентиляционных (аспирационных) установок.

Определить скорость воздуха можно следующими способами: по динамическому давлению, специальными приборами — анемометрами (от греч. anemos — ветер и metreo — мерю); по входному коллектору и сужающим устройствам; по объемному расходу воздуха и площади поперечного сечения; по показаниям кататермометра.

При измерении скорости воздуха в воздуховодах необходимо найти среднюю скорость в заданном сечении воздуховода, так как на нее ведут все расчеты.

Средняя скорость воздуха в сечении воздуховода зависит от режима воздушного потока, т. е. от числа Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = \frac{\nu D}{\nu_н} \cong 67000 \nu D, \qquad (55)$$

где ν — скорость воздуха, м/с; D — диаметр воздуховода, м; $\nu_н$ — кинематическая вязкость воздуха при нормальных условиях, м^2/с

При ламинарном режиме течения воздушного потока (рис. 36,*а*), когда Re < 2320, распределение поля скоростей подчиняется уравнению Стокса и выражается параболой вида

$$\nu_r = 2\nu_{ср}(1 - r^2/R^2), \qquad (56)$$

где ν_r — скорость в рассматриваемой точке, м/с; r — расстояние точки от центра воздуховода, мм; R — радиус воздуховода, мм

Из выражения (56) и рис. 36,а видно, что в центре воздуховода при $r = 0$ скорость будет максимальной, т. е. $\nu_{max} = 2\nu_{ср}$.

Поэтому среднюю скорость при ламинарном режиме находят по зависимости

$$\nu_{ср} = 0{,}5\nu_{max}. \qquad (57)$$

Максимальную скорость определяют по формуле (41), подставляя в нее максимальное динамическое давление, измеренное в центре воздуховода.

Вектор средней скорости при ламинарном режиме расположен на расстоянии от центра воздуховода $r_с = 0{,}707R$. Поэтому, измеряя динамическое давление в этой точке, определяют среднюю скорость непосредственно по формуле (41).

При турбулентном режиме течения воздушного потока, когда Re > 2320, закон распределения скоростей не подчиняется уравнению Стокса, а выражается уравнением кривой вида

$$\nu_r = \nu_{max}\left(1 - \frac{r}{R}\right)^n, \qquad (58)$$

где $1/7 > n > 1/10$.

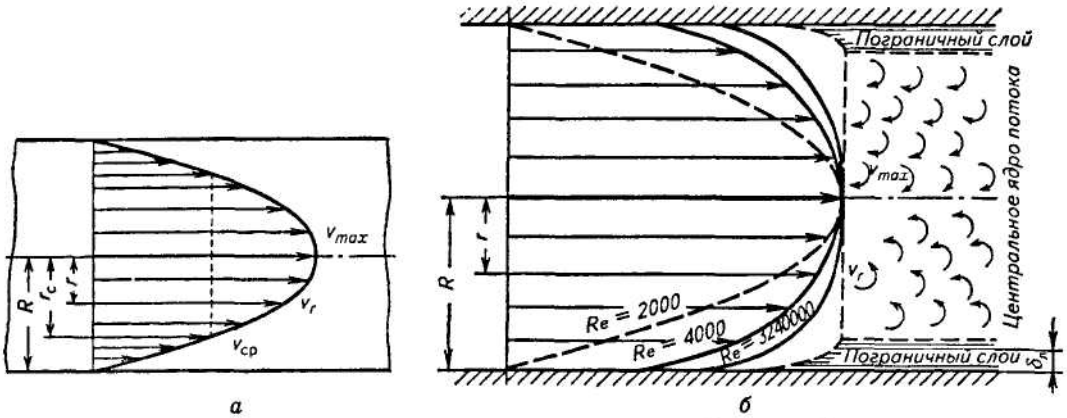


Рис. 36. Поле скоростей в воздуховоде при ламинарном (*а*) и турбулентном (*б*) режимах потока

Чем больше число Рейнольдса приближается к бесконечности, тем кривая поля скоростей в средней части потока больше приближается к прямой, показанной на рис.36,*б* пунктиром. При этом толщина ламинарного пограничного слоя у стенок воздуховода уменьшается. Толщина ламинарного слоя у стенок воздуховода

$$\delta_л = \frac{30D}{Re^{0,875}}. \qquad (59)$$

Среднюю скорость при турбулентном режиме воздушного потока можно приблизительно определить по зависимости

$$v_{ср} = \alpha v_{max}, \qquad (60)$$

где α — коэффициент поля скоростей; α зависит от числа Рейнольдса и составляет 0,816...0,88; v_{max} — максимальная скорость в центре воздуховода; рассчитывают v_{max} по формуле (41).

Определение средней скорости по формуле (60) является приближенным и применяют его крайне редко, только при выравненных потоках. Так как на практике вентиляционные потоки обычно не выравнены, то используют более точный способ расчета средней скорости по среднему динамическому давлению:

$$v_{ср} = \sqrt{\frac{2H_{д\,ср}}{\rho}}, \qquad (61)$$

где $H_{д\,ср}$ — среднее динамическое давление, Па.

Значение $H_{д\,ср}$ находят по формуле

$$H_{д\,ср} = \left(\frac{\sqrt{H_{д_1}} + \sqrt{H_{д_2}} + ... + \sqrt{H_{д_n}}}{n} \right)^2, \qquad (62)$$

где $H_{д_1}, H_{д_2}, ..., H_{д_n}$ — динамические давления, измеренные в определенных точках поперечного сечения воздуховода, Па; n — число точек измерений.

Число точек измерений определяют по ГОСТ 12.3.018—79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний». В воздуховодах круглого сечения при диаметре до 300 мм принимают четыре точки: по две точки по двум взаимно перпендикулярным направлениям (см. рис. 37,*а*). Расстояние этих точек от стенки воздуховода принимают равным 0,12*D*. При диаметре воздуховода больше 300 мм принимают восемь точек: по четыре точки по каждому направлению.

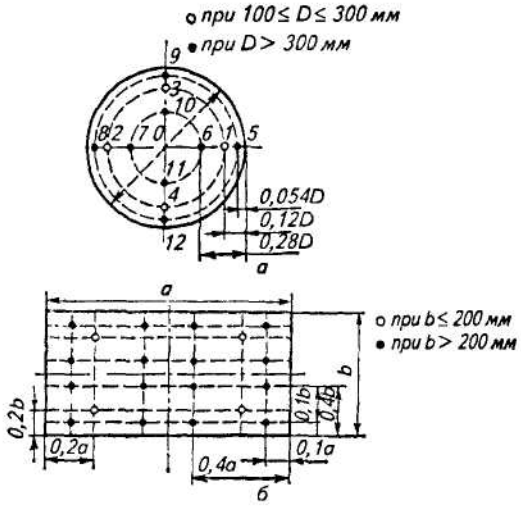


Рис. 37. Схемы размещения точек измерения в воздуховоде:

а — круглого сечения по общепринятой методике, *б* — прямоугольного сечения

Размещение точек измерения в воздуховодах прямоугольного сечения показано на рис. 37,*б*.

Среднюю скорость можно также определить по формуле

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2 + ... + v_n}{n}, \qquad (63)$$

где v_1, v_2,..., v_n — скорости воздуха в точках измерения; n — число точек измерений.

Для удобства расчетов скоростей движения воздуха по динамическому давлению в формулу (61) подставляют плотность воздуха при нормальных условиях $\rho_н = 1,2$ кг/м^3 и получают

$$v_{ср} = 1,29\sqrt{H_{д\,ср}}. \qquad (64)$$

Расчеты скоростей по этой формуле приведены в приложении 6.

В открытых воздушных потоках и при больших диаметрах воздуховодов скорости измеряют *анемометрами*.

По принципу действия анемометры

бывают механические, электрические и индукционные.

К механическим анемометрам относят крыльчатые и чашечные. Крыльчатые анемометры (рис. 38,*а*) применяют для измерения малых скоростей — от 0,1 до 5 м/с с погрешностью ±0,1...0,3 м/с, а чашечные анемометры (рис. 38,*б*) — для измерения более высоких скоростей — от 0,5 до 50 м/с с погрешностью ±0,2...0,4 м/с.

Скорость воздуха (м/с) при измерении механическими анемометрами определяют по формуле

$$v = K\frac{l_t - l_0}{t}, \qquad (65)$$

где K — тарировочный коэффициент, указанный в паспорте прибора; l_0 и l_t — начальное и конечное показания делений шкалы; t — время измерения, с; принимают $t = 60$ с.

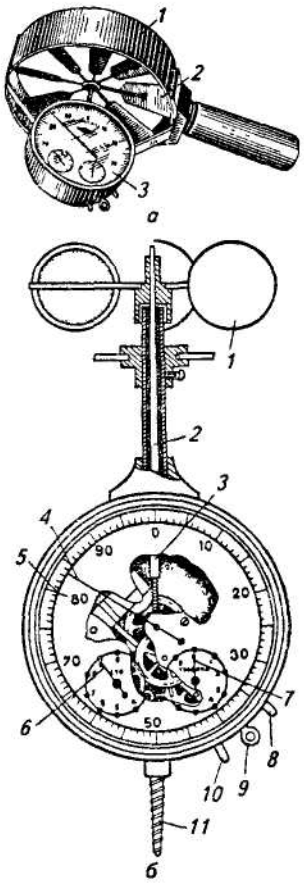


Рис. 38. Механические анемометры:

а — крыльчатыи: *1* — корпус; 2 — лопастное колесо, *3* — счетный механизм; *б* — чашечный: *1* — вертушка, *2* — вал; *3* — червяк; *4, 6, 7* — стрелки; *5* — шкала; *8, 10* — стойки; *9* — арретир; *11* — винт для крепления прибора

Существуют также электроанемометры, работающие по принципу электромагнитной индукции. К этому типу относится ручной индукционный анемометр АРИ-49 (рис. 39).

Основные недостатки индукционного электроанемометра АРИ-49 следующие: сравнительно большие габариты, низкая точность измерений и невозможность наблюдения за показаниями шкалы прибора на расстоянии от точки измерения скорости.

К наиболее современным приборам для измерения скорости воздуха относятся измеритель скорости TESTO 405-V1, термоанемометры TESTO 415 и TESTO 425, измеритель скорости и температуры TESTO 435, анемометр (термоанемометр АТТ 100). Эти портативные электронные приборы выпускаются НПО «ЭКО-ИНТЕХ», основанным на базе лаборатории автоматизации и контрольно-измерительных приборов Государственного научно-исследовательского института по промышленной и санитарной очистке газов (НИИОгаз).

Измеритель скорости TESTO 405-V1 предназначен для измерения скорости воздуха и температуры потока с функцией расчета объемного расхода воздуха по измеренной скорости и площади сечения воздуховода. Площадь сечения воздуховода вносится в память прибора. Прибор позволяет одновременно считывать показания с дисплея и следить за направлением воздушного потока по положению зонда, ориентируемого по вектору скорости воздуха. Диапазон измерения скорости воздуха 0...5 м/с при температуре от 0 до +50 °С. Длина встроенного зонда 300 мм. Диапазон показаний объемного расхода воздуха 0...99,99 м^3/ч. Диапазон измерения температуры потока −20... +50 °С.

Термоанемометры TESTO 415 и TESTO 425 предназначены для измерения скорости и температуры потока воздуха внутри помещений при контроле или наладке систем вентиляции и кон-

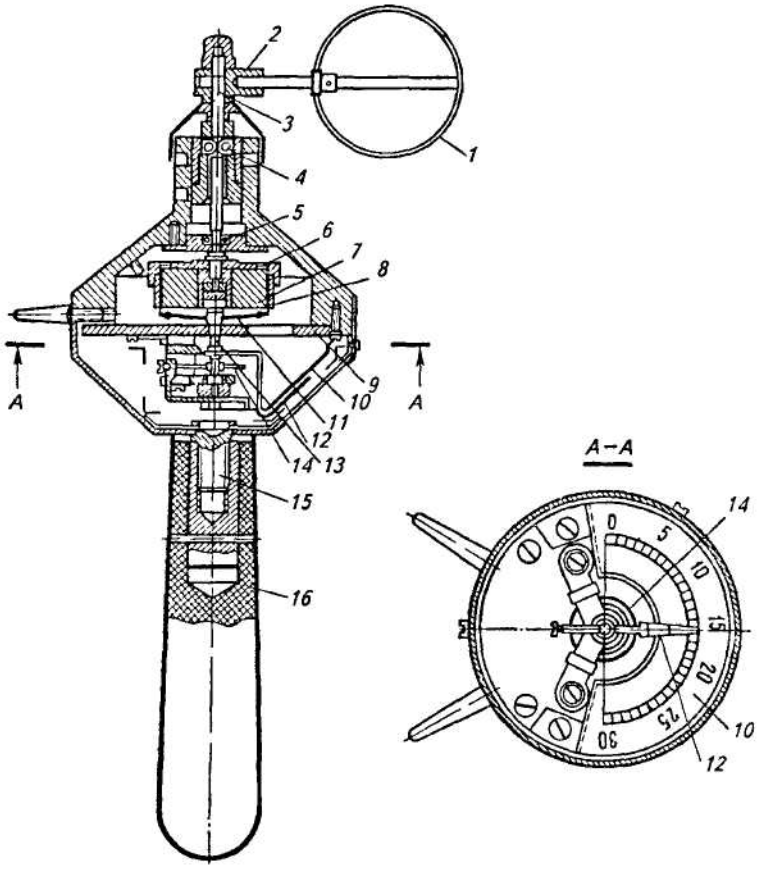


Рис. 39. Индукционный анемометр АРИ-49:

1 — вертушка, *2* — втулка; *3* — вал, *4, 5* — подшипники; *6* — температурный компенсатор, *7* — постоянный магнит; *8* — магнитопровод, *9* — плита, *10* — шкала; *11* — колпачок, *12* — стрелка, *13* — ось, *14* — пружина, *15* — хвостовик; *16* — ручка

диционирования. Модель TESTO 415 — со встроенным в корпус измерительным зондом, TESTO 425 — с телескопическим зондом длиной 1 м. Приборы имеют функции удержания текущих, максимальных и минимальных показаний на дисплее, усредненных значений по промежутку времени и числу измерений. Диапазон измерения скорости 0...10 м/с для TESTO 415 и 0...20 м/с для TESTO 425 при температуре воздуха до 20 °С. Диапазон измерения температуры 0...50 °С для TESTO 415 и –20... +70 °С для TESTO 425.

Измеритель скорости и температуры TESTO 435 снабжен сменными зондами: термоанемометрическими, крыльчатыми и температурным. Позволяет измерять скорость воздуха, объемный расход и температуру воздуха и др. Прибор также имеет функции удержания текущих максимальных и минимальных показаний на дисплее, усредненных значений по времени и числу измерений. Измеренные значения выводятся на большой дисплей или распечатываются на инфракрасном портативном принтере. Диапазон измерения скорости воздуха с помощью термоанемометрического зонда 0...20 м/с; с помощью крыльчатки диаметром 16 и 60 мм — соответственно 0,6...40 и 0,25... 20 м/с. Общий диапазон измерения температуры с помощью сменных зондов –20...+140 °С.

Анемометр/термоанемометр АТТ 1002 предназначен для проверки систем кондиционирования и подогрева

воздуха, измерения скорости воздушного потока, скорости ветра и температуры. Диапазон измерения скорости воздуха (при $t = 23 \pm 5$ °С) — 0,4...30 м/с. Диапазон измерения температуры 0...60 °С.

Определение скорости движения воздуха *по входному коллектору и сужающим устройствам* практикуют в экспериментальных лабораторных вентиляционных установках.

Средняя скорость движения воздуха (м/с) в воздуховоде по сужающим устройствам

$$v = K\sqrt{\Delta p}, \qquad (66)$$

где Δp — перепад статических давлений (Па), полученный измерением по схеме, приведенной на рис. 40,*б*, K — тарировочный коэффициент, зависящий от конструкции сужающих устройств.

Так, например, для трубы Вентури (рис. 40,*г*) коэффициент K можно подсчитать по формуле

$$K = \frac{1}{\sqrt{\frac{\rho}{2}\left(\frac{D^4}{d^4} - 1\right)}}, \qquad (67)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м^3; D и d — диаметры трубы, м.

В качестве сужающих устройств применяют также диафрагмы (рис. 40,*б* и *в*).

Тарировочные коэффициенты стандартных диафрагм приведены в литературе.

Среднюю скорость можно найти *по расходу воздуха*, если он задан или найден каким-либо другим способом в одном из последовательных сечений, а подсосы или утечки воздуха незначительны. В этом случае расход можно принять постоянным. Тогда средняя скорость воздуха (м/с)

$$v = Q/S, \qquad (68)$$

где Q — объемный расход воздуха, м^3/с; S — пло-

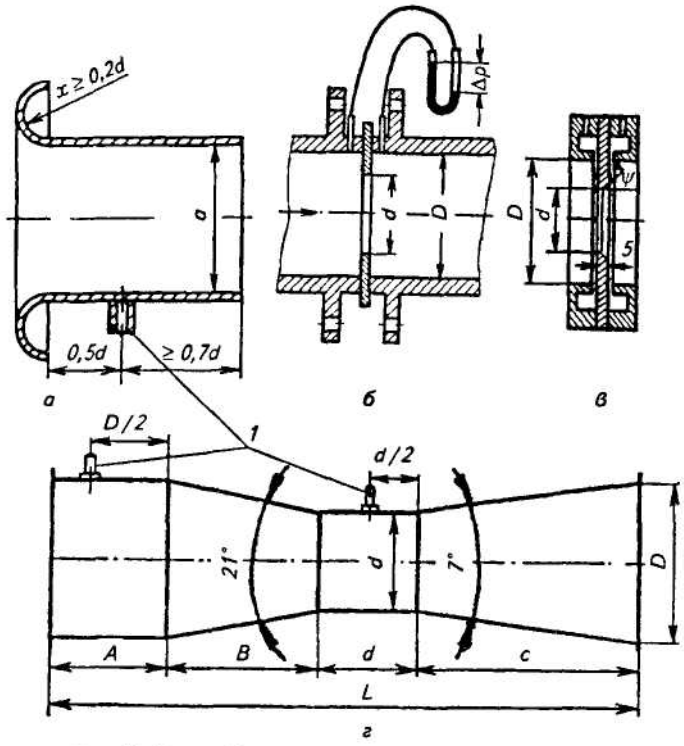


Рис. 40. Входной коллектор и сужающие устройства:

а — входной коллектор, профилированный по дуге круга, *б* — диафрагма плоская, *в* — диафрагма камерная; *г* — труба Вентури, *1* — штуцер

щадь поперечного сечения, где измеряют скорость, м^2.

Способ определения скорости *по показаниям кататермометра* применяют обычно при малых скоростях воздуха (меньше 0,5 м/с), когда недостаточная чувствительность анемометров не позволяет ими воспользоваться, например в помещениях.

Скорость воздуха по показаниям кататермометра находят по следующим эмпирическим формулам:

при v < 1,0 м/с

$$v = \left(\frac{\frac{H_к}{(36{,}5 - t)4{,}19} - 0{,}2}{0{,}4} \right)^2, \qquad (69)$$

при v > 1,0 м/с

$$v = \left(\frac{\frac{H_к}{(36{,}5 - t)4{,}15} - 0{,}13}{0{,}47} \right)^2, \qquad (70)$$

где $H_к$ — охлаждающая способность воздуха по кататермометру [см. формулу (6)], t — температура измеряемого воздуха, °С.

При лабораторных исследованиях применяют также термоанемометры с диапазоном измерения скоростей от 0 до 5 м/с.

3.2. ОСНОВНЫЕ ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

В вентиляционной технике широко применяют два закона: закон сохранения массы, открытый М. Ломоносовым и сформулированный для движущейся жидкости Л. Эйлером, и закон сохранения энергии, выражающийся уравнением Д. Бернулли.

3.2.1. ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ МАССЫ, ИЛИ УРАВНЕНИЕ НЕРАЗРЫВНОСТИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

При неразрывном воздушном потоке (рис. 41) и отсутствии подсосов или утечек воздуха между сечениями *1—1* и

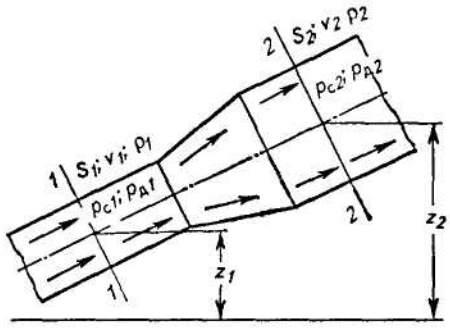


Рис. 41. Схема неразрывного воздушного потока переменного сечения

2—2 будет справедлив закон сохранения массы. На основании этого закона массовый расход воздуха m_1 (кг/с) через первое сечение должен быть равен массовому расходу воздуха m_2 через второе и любое следующее сечение, т. е.

$$m_1 = m_2 = m = \text{const}.$$

Выражая массовый расход через плотность и объемный расход, получим

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \rho Q = m = \text{const},$$

где ρ_1, ρ_2, ρ — плотности воздуха, кг/м^3; Q — объемный расход воздуха, м^3/с.

Выражая массовый расход воздуха через его плотность, площади поперечных сечений и средние скорости, получим

$$\rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 = \rho v S = m = \text{const}, \qquad (71)$$

где v_1, v_2, v — средние скорости воздуха в рассматриваемых сечениях, м/с; S_1, S_2, S — площади поперечных сечений воздуховодов, м^2.

Выражение (71) называют *уравнением неразрывности воздушного потока.*

Как видно из выражения (71), с увеличением площади поперечного сечения уменьшается скорость воздуха, и наоборот, с уменьшением площади поперечного сечения скорость увеличивается. С увеличением же или уменьшением плотности воздуха в результате изменения давления будет уменьшаться или увеличиваться скорость воздуха в последующих сечениях воздуховода.

Из-за того что в вентиляционных установках рассматриваемые сечения расположены близко одно к другому, а давления и температуры в этих сечениях изменяются незначительно, плотно-

сти воздуха в соответствии с формулой (51) будут мало изменяться. Поэтому для практических расчетов вентиляционных установок уравнение неразрывности (71) применяют в следующем виде:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = vS = Q = \text{const}. \quad (72)$$

Уравнение неразрывности, выраженное формулой (72), широко используют при расчетах и испытаниях вентиляционных установок. Так, например, диаметры воздуховодов (мм) рассчитывают по следующей формуле:

$$D = 19\sqrt{Q/v}, \quad (73)$$

где Q — объемный расход воздуха в одном из последовательных сечений (например, в машине), м³/ч; принимают постоянным для всех сечений данного участка сети; v — скорость воздуха, м/с; принимают оптимальной для данного сечения воздуховода.

Формулу (73) используют для определения ориентировочного значения диаметра воздуховода по известному объемному расходу воздуха Q и заданному значению скорости воздуха v. Затем принимают ближайший стандартный диаметр воздуховода, как правило, в сторону уменьшения значения диаметра и уточняют расчетом скорость воздуха по формуле (68).

3.2.2. ЗАКОН СОХРАНЕНИЯ ЭНЕРГИИ И УРАВНЕНИЕ Д. БЕРНУЛЛИ ДЛЯ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА

Неразрывный воздушный поток при движении в воздуховоде (см. рис. 41) будет обладать в сечении *1—1* следующими видами энергий:

p_{c1} — потенциальной внутренней энергией 1 м³ воздуха, Дж/м³ или Н · м/м³;

$p_{д1}$ — кинетической энергией 1 м³ воздуха, равной $m_1 v_1^2/2Q_1 = \rho_1 v_1^2/2$; выражается динамическим давлением, Па;

W_1 — тепловой энергией 1 м³ воздуха; выражается энтальпией 1 м³ воздуха, Дж/м³, или тепловым давлением, Па; $W_1 = i_1\rho_1$;

$\rho_1 z_1 g$ — потенциальной энергией положения 1 м³ воздуха при высоте z_1, Н · м/м³, или Па.

Остальными видами энергии воздушного потока, например звуковой и электрической, пренебрегают из-за их малой величины.

Во втором сечении (см. рис. 41) воздух будет обладать теми же видами энергии, только величина их изменится.

Обозначим через $\Sigma Э_1$ сумму всех видов энергии 1 м³ воздуха в сечении *1—1*, через $\Sigma Э_2$ — сумму всех видов энергии 1 м³ воздуха в сечении *2—2* и выразим закон сохранения энергии воздушного потока следующим образом:

$$\Sigma Э_1 = \Sigma Э_2 + Э_{пт1\text{-}2}, \quad (74)$$

где $Э_{пт1\text{-}2}$ — потери энергии 1 м³ воздуха от первого до второго сечения, равные потерям давления от первого до второго сечения, т. е. $H_{пт1\text{-}2}$.

Подставляя в уравнение (74) значения всех видов энергии 1 м³ воздуха, получим

$$p_{c1} + p_{д1} + W_1 + \rho_1 z_1 g = p_{c2} + p_{д2} + W_2 + \rho_2 z_2 g + H_{пт1\text{-}2}, \quad (75)$$

или после сокращений тепловых и потенциальных энергий положения вследствие их малости получим

$$p_{c1} + p_{д1} = p_{c2} + p_{д2} + H_{пт1\text{-}2}. \quad (76)$$

Отнимая от левой и правой части равенства (76) атмосферное давление p_a, получим

$$p_{c1} - p_a + p_{д1} = p_{c2} - p_a + p_{д2} + H_{пт1\text{-}2}.$$

Заменяя в этом уравнении абсолютные давления избыточными, согласно формулам (40) и (42), получим уравнение Д. Бернулли, которое выражает закон сохранения энергии потока в избыточных давлениях

$$\pm H_{c1} + H_{д1} = \pm H_{c2} + H_{д2} + H_{пт1\text{-}2}. \quad (77)$$

Заменяя статические и динамические давления общим по формуле (43), получим уравнение Д.Бернулли в общих избыточных давлениях:

$$\pm H_{o1} = \pm H_{o2} + H_{пт1\text{-}2}. \quad (78)$$

Уравнение Д. Бернулли (78) применяют при испытаниях вентиляционных установок для определения потерь давления в воздуховодах, машинах, циклонах и фильтрах. Взяв два сечения в воздуховодах, измеряют общие избыточ-

ные давления. Записав для этих сечений уравнение Д. Бернулли по формуле (78), находят потери давления между двумя сечениями

$$H_{\text{пт}1\text{-}2} = \pm H_{\text{о}1} - (\pm H_{\text{о}2}). \qquad (79)$$

Кроме того, уравнение Д. Бернулли применяют при построении графика распределения давлений в воздуховодах. Выводы из анализа такого графика используют при проектировании, расчетах, испытании и эксплуатации вентиляционных установок.

3.3. ГРАФИК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ В ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВОЗДУХОВОДАХ. ВЫВОДЫ ИЗ ГРАФИКА

На рис. 42 приведены графики распределения давлений в вентиляционных воздуховодах. Воздуховоды, расположенные до входного отверстия вентилятора, называют всасывающими, после вентилятора — нагнетательными.

Всасывающий воздуховод (см. рис. 42) повернут условно на 90° относительно оси входного отверстия вентилятора и показан в плоскости рисунка. Диаметр всасывающего воздуховода принят равным диаметру входного отверстия вентилятора в сечении *4—4*, диаметр нагнетательного воздуховода равен стороне квадрата выходного отверстия вентилятора в сечении *5—5*.

В начале построения графика проводят нижнюю горизонтальную линию абсолютного вакуума ($p = 0$). На расстоянии, условно равном атмосферному давлению p_a, проводят вторую горизонтальную линию — атмосферных давлений, где $p = p_a$; $\pm H = 0$. Вверх от линии атмосферных давлений откладывают положительные избыточные давления «плюс» ($+H$), вниз — отрицательные значения «минус» ($-H$).

Принимают наиболее характерные сечения в воздуховодах. Так, например, во всасывающем воздуховоде первое сечение принимают в атмосфере до входа в воздуховод, где

$$p_{\text{с}1} = p_a;\ H_{\text{с}1} = 0;$$
$$H_{\text{д}1} = \rho v_1^2/2 = 0,$$

так как

$$v_1 = \frac{Q_1}{S_1} = \frac{Q_1}{\infty} = 0,$$

где Q_1 — объемный расход воздуха, S_1 — площадь поперечного сечения *1—1*.

Сечение *2—2* принимают на входе в воздуховод, а сечение *4—4* — во входном отверстии вентилятора.

В нагнетательном воздуховоде, после вентилятора, сечение *8—8* принимают в атмосфере после выходного отверстия воздуховода (сечение *7—7*). Сечение *5—5* принимают в выходном отверстии вентилятора.

После этого записывают уравнение Д. Бернулли для двух любых последовательных сечений. Например, для сечений *1—1* и *2—2* уравнение Д. Бернулли будет иметь следующий вид:

$$\pm H_{\text{с}1} + H_{\text{д}1} = \pm H_{\text{с}2} + H_{\text{д}2} + H_{\text{пт}1\text{-}2} = 0,$$

откуда

$$\pm H_{\text{с}2} + H_{\text{д}2} + H_{\text{пт}1\text{-}2} = 0,$$
$$\text{или } \pm H_{\text{с}2} + H_{\text{д}2} = -H_{\text{пт}1\text{-}2},$$

т. е. $H_{\text{о}2} = -H_{\text{пт}1\text{-}2}$.

Таким образом, общее избыточное давление во входном отверстии всасывающего воздуховода $H_{\text{о}2}$ отрицательно (так как потери давления всегда положительны) и равно потерям давления от первого сечения до второго $H_{\text{пт}1\text{-}2}$. Потери давления $H_{\text{пт}1\text{-}2}$ равны потерям давления на входе в воздуховод $H_{\text{вх}}$, т. е.

$$H_{\text{пт}_{1\text{-}2}} = H_{\text{вх}} = \zeta_{\text{вх}} \frac{\rho v_{\text{вх}}^2}{2}, \qquad (80)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ — коэффициент сопротивления входа; $v_{\text{вх}}$ — скорость на входе в воздуховод, м/с.

В нашем случае $v_{\text{вх}} = v_2$. Откладывая на графике вниз от линии атмосферных давлений величину $H_{\text{о}2}$, находят точку общего давления в сечении *2—2*.

Динамическое давление в сечении *2—2* определяют по формуле (41) и откладывают вверх от линии атмосферных давлений. Так как диаметр всасывающего воздуховода принят постоянным, то динамические давления в дру-

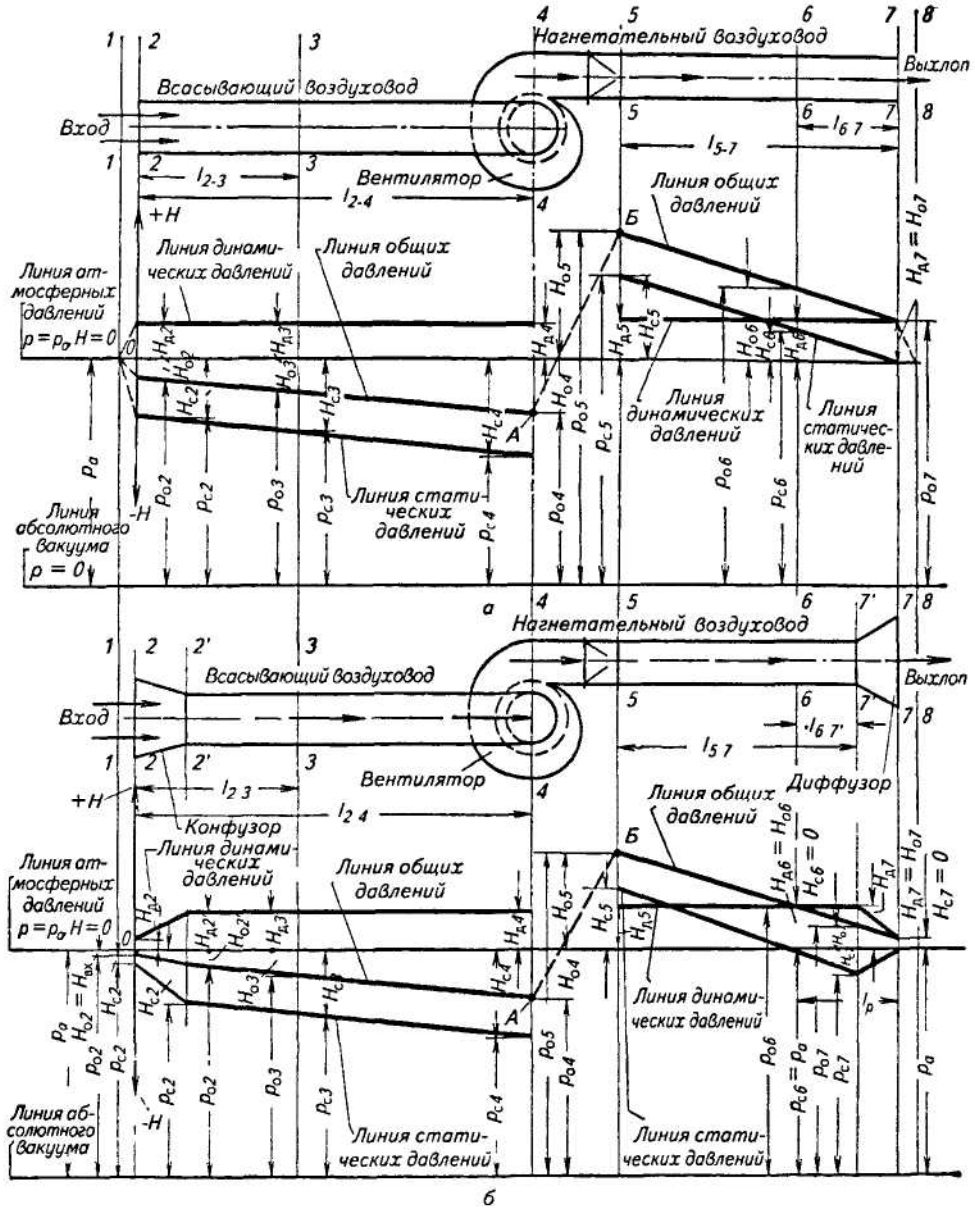


Рис. 42. Графики распределения давлений в вентиляционных воздуховодах:

а — без фасонных частеи на входе и выходе, *б* — с конфузором (входнои коллектор) на входе и диффузором на выходе

гих сечениях будут одинаковыми. Поэтому линию динамических давлений проводят параллельно линии атмосферных давлений.

Статическое избыточное давление находят по формуле

$$H_{c2} = \pm H_{o2} - H_{д2} = -(H_{o2} + H_{д2}) < 0.$$

Таким образом, статическое избыточное давление отрицательно и по абсолютной величине больше общего избыточного давления. Отрицательную величину H_{c2} откладывают вниз от линии атмосферных давлений и находят точку статического давления для сечения *2—2.*

Далее пишут уравнение Д. Бернулли для сечений *1—1* и *3—3*

$$\pm H_{с1} + H_{д1} = \pm H_{с3} + H_{д3} + H_{пт1\text{-}3} = 0,$$

откуда

$$H_{о3} = -H_{пт1\text{-}3} < 0.$$

Общее избыточное давление H_{03} в сечении *3—3* отрицательно и равно потерям давления $H_{пт1\text{-}3}$ от первого до третьего сечений.

Потери давления $H_{пт1\text{-}3}$ находят по зависимости

$$H_{пт1\text{-}3} = H_{пт1\text{-}2} + H_{пт2\text{-}3} = H_{вх} + Rl_{2\text{-}3},$$

где $H_{пт2\text{-}3}$ — потери давления между сечениями *2—2* и *3—3* на прямом воздуховоде длиной $l_{2\text{-}3}$ (м); $H_{пт2\text{-}3} = Rl_{2\text{-}3}$;

R — потери давления на 1 м длины прямого воздуховода (Па/м) находят по диаметру и скорости из номограммы (рис. 43) или из приложения 7.

Отрицательную величину $H_{о3}$ откладывают вниз от линии атмосферных давлений и находят точку общих давлений в сечении *3—3*. Так как потери давления между сечениями в прямых воздуховодах подчиняются уравнению прямой типа $y = kx$, где $y = H_о = H_{пт} = Rl$; $k = R = \text{const}$, $x = l$, то, соединяя точки общих давлений в сечениях *2—2* и *3—3* прямой и продолжив эту прямую до сечения *4—4*, получим линию общих давлений во всасывающем воздуховоде.

Статическое избыточное давление в сечении *3—3* находят по зависимости:

$$H_{с3} = \pm H_{о3} - H_{д3} = -(H_{о3} + H_{д3}) < 0.$$

Откладывая отрицательную величину $H_{с3}$ вниз от линии атмосферных давлений, находят точку статических давлений в сечении *3—3*. Соединяя прямой точки статических давлений в сечениях *2—2* и *3—3* и продолжив эту прямую до сечения *4—4*, получают линию статических давлений во всасывающем воздуховоде.

Линия статических давлений параллельна линии общих давлений и расположена ниже нее на расстоянии, равном динамическому давлению.

График в нагнетательном воздуховоде строят аналогичным образом. Например, пишут уравнение Д. Бернулли для сечений *5—5* и *8—8*:

$$\pm H_{с5} + H_{д5} = \pm H_{с8} + H_{д8} + H_{пт5\text{-}8}.$$

Так как сечение *8—8* принято в атмосфере, то $H_{с8} = 0$ и $H_{д8} = 0$. Тогда

$$H_{о5} = H_{пт5\text{-}8} > 0.$$

Таким образом, общее избыточное давление в выходном отверстии вентилятора (сечение *5—5*) положительно и равно общим потерям давления от данного сечения до выхода в атмосферу. Потери давления от сечения *5—5* до сечения *8—8*, составляющие $H_{пт5\text{-}8}$, находят по формуле:

$$H_{пт5\text{-}8} = H_{пт5\text{-}7} + H_{пт7\text{-}8} = Rl_{5\text{-}7} + H_{вых},$$

где $H_{пт5\text{-}7}$ — потери давления в прямых воздуховодах (Па); находят так же, как и во всасывающих воздуховодах.

Потери давления от сечения *7—7* до сечения *8—8* равны потерям на выхлоп $H_{вых}$, т. е. динамическому давлению на выхлопе

$$H_{пт_{7\text{-}8}} = H_{вых} = \frac{\rho v_{вых}^2}{2},$$

где $v_{вых}$ — скорость движения воздуха на выхлопе, м/с; $v_{вых} = v_7$.

На рис. 42 находят точку общих давлений в сечении *5—5*, расположенную выше линии атмосферных давлений на расстоянии $H_{о5} = H_{пт5\text{-}8}$.

Динамическое давление в сечении *5—5* находят по формуле (41), из которой видно, что величина его зависит от скорости воздуха в этом сечении.

Согласно уравнению неразрывности потока (72) расходы воздуха в сечениях будут одинаковы. Скорость воздуха находят по формуле (68). Так как площади поперечных сечений нагнетательного воздуховода приняты одинаковыми, то линия динамических давлений будет параллельна линии атмосферных давлений.

Статическое избыточное давление в сечении *5—5*

$$H_{с5} = H_{о5} - H_{д5} > 0.$$

Как видно, статическое избыточное давление положительно, а по величине меньше общего избыточного давления на величину динамического давления.

Величину $H_{с5}$ откладывают в сече-

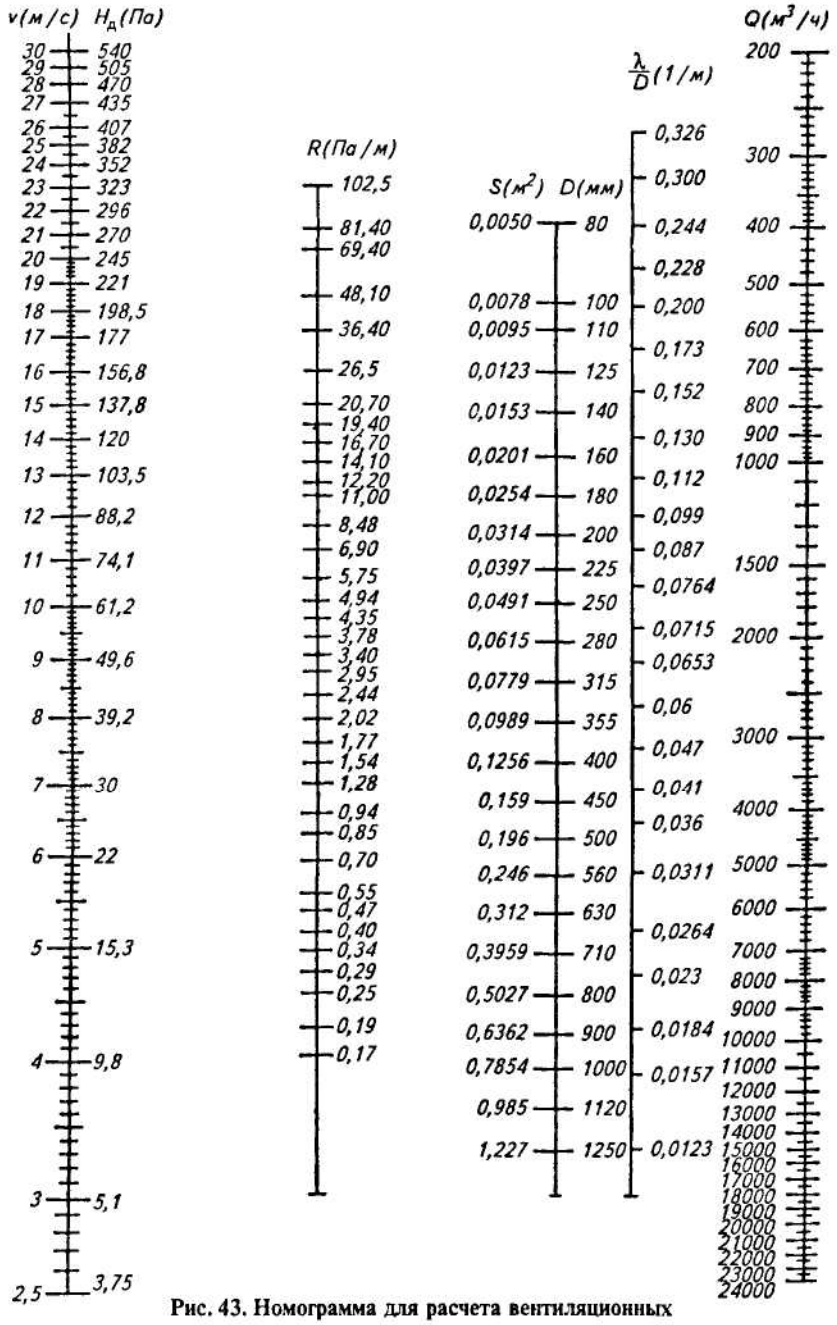


Рис. 43. Номограмма для расчета вентиляционных воздуховодов

нии *5—5* вверх от линии атмосферных давлений и находят точку статических давлений в нагнетающем воздуховоде.

Написав далее уравнение Д. Бернулли для сечений *6—6* и *8—8*, *7—7* и *8—8*, находят точки общих и статических давлений в этих сечениях. Соединяя найденные точки на графике прямыми, находят линии общих и статических давлений в нагнетательном воздуховоде.

Нижний график (см. рис. 42,*б*) при установке конфузора на входе в воздуховод и диффузора на выходе строят

так же, как и верхний график. Потери давления на входе в воздуховод при наличии конфузора снижают, уменьшая входную скорость. Это уменьшение потерь давления снижает общее и статическое давления во всасывающем воздуховоде.

Установка диффузора на выхлопе нагнетательного воздуховода уменьшает потери давления на выхлоп. При этом снижаются общее и статическое давления в нагнетательном воздуховоде.

Общее и статическое давления в узком сечении диффузора *7′—7′* находят из уравнения Д. Бернулли:

$$\pm H_{c7'} + H_{д7'} = \pm H_{c8} + H_{д8} + H_{пт7'\text{-}8}.$$

После преобразований получим:

$$H_{o7'} = H_{пт7'\text{-}8} > 0.$$

Потери давления от сечения *7′—7′* до сечения *8—8*, составляющие $H_{пт7'\text{-}8}$, равны потерям давления в диффузоре и на выхлоп, т. е.

$$H_{пт7'\text{-}8} = H_{диф} + H_{вых} = \zeta_{диф}\frac{\rho v_{7'}^2}{2} + \frac{\rho v_7^2}{2},$$

$$\text{или } H_{o7'} = \zeta_{диф}\frac{\rho v_{7'}^2}{2} + \frac{\rho v_7^2}{2} > 0, \qquad (81)$$

где $\zeta_{диф}$ — коэффициент сопротивления диффузора

Статическое избыточное давление в узком сечении диффузора

$$H_{c7'} = H_{o7'} - H_{д7'}.$$

Подставляя в эту зависимость общее избыточное давление, после преобразований получим

$$H_{c7'} = \left(\zeta_{диф} - 1\right)\frac{\rho v_{7'}^2}{2} + \frac{\rho v_7^2}{2}. \qquad (82)$$

Из формулы (82) видно, что статическое избыточное давление в конце нагнетательного воздуховода при наличии диффузора бывает отрицательно при $\zeta_{диф} < 0{,}75$, так как динамическое давление на выхлопе в сечении *7—7* диффузора обычно более чем в четыре раза меньше динамического давления в узком сечении *7′—7′* диффузора.

Из рис. 42,*б* видно, что в конце нагнетательного воздуховода при наличии диффузора на выхлопе наблюдается отрицательное избыточное давление $H_c < 0$, т. е. имеется участок разрежения на длине $l_р$, где абсолютное статическое давление меньше атмосферного ($p_c < p_a$).

При этом есть сечение, в котором $H_c = 0$ и $p_c = p_a$. Таким сечением на графике является сечение *6—6*. Длина участка $l_р$ (м) с отрицательным статическим избыточным давлением

$$l_р = \frac{\left(1 - \zeta_{диф}\right)\frac{\rho v_6^2}{2} - \frac{\rho v_7^2}{2}}{R} + l_{диф}, \qquad (83)$$

где $l_{диф}$ — длина диффузора, м, R — потери давления на 1 м длины прямого участка воздуховода, Па/м.

Общее избыточное давление в широком сечении диффузора равно динамическому давлению на выхлопе, т. е.

$$H_{o7} = H_{пт7\text{-}8} = H_{вых} = \frac{\rho v_7^2}{2} > 0.$$

Выводы из графика. При проектировании, расчетах, испытаниях и эксплуатации вентиляционных установок руководствуются следующими выводами из графика.

1. Во всасывающих воздуховодах общее и статическое избыточное давления отрицательны, а в нагнетательных — преимущественно положительны. Поэтому во всасывающих воздуховодах возможны подсосы, а в нагнетательных — утечки воздуха через неплотности. Динамическое давление во всех воздуховодах положительно.

2. Во всасывающих воздуховодах статическое избыточное давление больше, а в нагнетательных меньше общего избыточного давления на величину динамического давления.

3. Во всех воздуховодах общее абсолютное давление больше статического на величину динамического давления, т. е.

$$p_o > p_c.$$

4. В любом поперечном сечении всасывающего воздуховода общее избыточное давление равно общим потерям давления от входа в воздуховод до данного сечения. Поэтому во входном отверстии вентилятора (сечение *4—4*, точка *А*, рис. 42) общее избыточное давление H_o будет максимальным, а об-

щее абсолютное давление p_0 минимальным.

5. В любом поперечном сечении нагнетательного воздуховода общее избыточное давление равно общим потерям давления от данного сечения до выхода в атмосферу. Поэтому в выходном отверстии вентилятора (сечение *5—5*, точка *Б*, рис. 42) общие давления H_0 и p_0 будут максимальными.

6. Из рис. 42 видно, что воздух может перемещаться из области низкого давления (точка *А*) в область высокого давления (точка *Б*) только при условии, если вентилятор будет сообщать воздуху давление, равное разности абсолютных общих давлений в выходном и входном отверстиях вентилятора. Поэтому давление, развиваемое вентилятором $H_в$ (Па), равно разности абсолютных общих давлений в нагнетательном выходном и во всасывающем входном отверстиях вентилятора:

$$H_в = p_{0\,н} - p_{0\,в}. \qquad (84)$$

Так как разность абсолютных общих давлений равна сумме общих избыточных давлений, то давление, развиваемое вентилятором, равно сумме общих избыточных давлений во входном и выходном отверстиях вентилятора:

$$H_в = H_{0\,в} + H_{0\,н}, \qquad (85)$$

где $H_{0\,в}$ и $H_{0\,н}$ — общие избыточные давления во входном и выходном отверстиях вентилятора без учета их знаков.

7. На основании выводов 4, 5 и 6 и формулы (85) давление, которое должен развивать вентилятор в сети, равно сумме всех потерь давления во всасывающих воздуховодах $\Sigma H_{пт\,вс}$ и сумме всех потерь давления в нагнетательных воздуховодах $\Sigma H_{пт\,н}$, т. е. общему сопротивлению сети:

$$H_в = \Sigma H_{пт\,вс} + \Sigma H_{пт\,н} = H_{сети} = \Sigma H_{пт\,г\,м}, \qquad (86)$$

где $H_{сети}$ — сопротивление сети, равное сумме всех потерь давления в сети по главному магистральному направлению, $H_{сети} = \Sigma H_{пт\,г\,м}$

8. Из сравнения графиков (см. рис. 42, *а* и *б*) видно, что при наличии конфузора на входе и диффузора на выхлопе потери давления в сети и давление вентилятора уменьшаются. Поэтому при проектировании, с целью экономии энергии, предусматривают конфузоры на входе в воздуховод и диффузоры на выхлопе.

3.4. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ВОЗДУХОВОДАХ

Потери давления в воздуховодах $H_{пт}$ (Па) обусловлены тем, что воздух преодолевает сопротивления, которые он встречает при движении.

Воздуховоды состоят из прямолинейных участков и фасонных частей. Потери давления (Па) в воздуховодах

$$H_{пт} = H_{пр} + H_{м\,с}, \qquad (87)$$

где $H_{пр}$ — потери давления в прямых участках воздуховодов, Па; обусловлены преодолением сопротивлений, возникающих при трении воздуха о стенки воздуховода; $H_{м\,с}$ — потери давления на местные сопротивления в фасонных частях воздуховодов, Па, возникают в результате изменения скоростей и направления движения, а также вследствие завихрений, ударов и срывов струй.

3.4.1. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ПРЯМЫХ ВОЗДУХОВОДАХ

Потери давления (Па) в прямых воздуховодах любой формы поперечного сечения

$$H_{пр} = \beta \frac{П}{S} l \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (88)$$

где β — коэффициент сопротивления, зависящий от режима потока и состояния поверхности воздуховода; $П$ и S — соответственно периметр и площадь поперечного сечения воздуховода, м и м^2; l — длина прямого участка воздуховода, м; ρ — плотность воздуха, кг/м^3; v — скорость воздуха, м/с.

В промышленных вентиляционных (аспирационных) установках при перемещении запыленного воздуха применяют обычно воздуховоды круглого сечения, так как в углах воздуховодов квадратного и прямоугольного сечений налипает пыль.

Для круглых воздуховодов расчетная формула потерь давления (88) принимает следующий вид:

$$H_{пр} = \frac{\lambda}{D} l \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (89)$$

где λ — коэффициент сопротивления круглого

прямого воздуховода, зависящий от числа Рейнольдса и шероховатости поверхности; D — диаметр воздуховода, м

Потери давления в прямых воздуховодах (Па) рассчитывают также по формуле

$$H_{пр} = Rl, \qquad (90)$$

где R — потери давления на 1 м длины воздуховода, Па/м; находят их из приложения 7 или номограммы (см. рис 43),

$$R = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2}. \qquad (91)$$

Из формулы (89) видно, что для уменьшения потерь давления и экономии энергии необходимо проектировать установки с наибольшими диаметрами, наименьшими длинами воздуховодов и скоростями потоков.

Коэффициент сопротивления λ зависит от шероховатости поверхности воздуховода, если толщина ламинарного слоя $\delta_л$ около стенки воздуховода меньше выступов шероховатости k. Величину k называют также абсолютной шероховатостью. Если толщина ламинарного слоя $\delta_л$ больше абсолютной шероховатости k (рис. 44), то шероховатость поверхности не влияет на сопротивление; такие воздуховоды рассчитывают как гидравлически гладкие без учета шероховатости.

Толщину ламинарного слоя около стенки воздуховода $\delta_л$ подсчитывают по формуле (59). Подставляя в формулы (55) и (59) значения диаметров от 0,1 до 1,5 м и скоростей от 5 до 25 м/с, находят толщину ламинарного слоя, или допустимую шероховатость, которая будет равна 0,1...0,14 мм.

Фактическая абсолютная шероховатость поверхности воздуховодов из новой оцинкованной листовой стали составляет 0,15 мм, из новой кровельной проолифленной стали 0,1...0,15 мм.

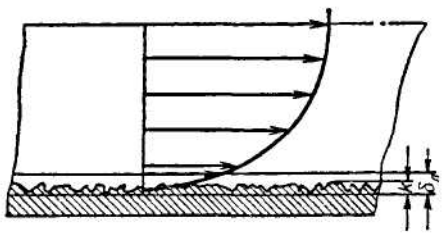


Рис. 44. Схема пограничного слоя потока с шероховатой поверхностью воздуховода

Стальные новые цельносварные трубы имеют абсолютную шероховатость 0,04...0,1 мм, оцинкованные 0,07...0,1, чугунные 0,25...1 мм, бетонные трубы от 0,3...0,8 до 2,5...3 мм.

До последнего времени потери давления в вентиляционных воздуховодах при турбулентных потоках ($2320 < Re < 3{,}24 \cdot 10^6$) рассчитывали по коэффициенту λ без учета шероховатости:

по формуле П. Конакова

$$\lambda = \frac{0{,}221}{Re^{0{,}237}} + 0{,}0032 \qquad (92)$$

или по формуле проф. А. Панченко

$$\lambda = \frac{0{,}35}{Re^{0{,}25}}. \qquad (93)$$

Действительная шероховатость поверхностей воздуховодов при эксплуатации обычно больше допустимой. Так, фактическая шероховатость поверхности воздуховодов в размольных отделениях мельниц составляет 0,1...0,12 мм, а в зерноочистительных отделениях и на элеваторах 0,15...0,2 мм.

Поэтому потери давления в воздуховодах необходимо определять по коэффициенту сопротивления λ с учетом шероховатости:

по формуле Никурадзе

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}75 + 2\lg\frac{D}{2k}\right)^2} \qquad (94)$$

или по универсальной формуле А. Альтшуля, как более удобной и точной

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k}{D} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}, \qquad (95)$$

где D — диаметр воздуховода, мм; k — абсолютная шероховатость, мм, Re — критерий Рейнольдса, определяют его по формуле (55).

При ламинарных потоках, когда $Re < 2320$, коэффициент сопротивления

$$\lambda = 64/Re. \qquad (96)$$

В вентиляционных воздуховодах предприятий по хранению и переработке зерна концентрация пыли из условий взрывобезопасности, по нашим рекомендациям, не должна быть более 5 г/м^3 на мучной пыли и 10 г/м^3 на элеваторной. При таких низких концент-

рациях повышение сопротивлений в воздуховодах за счет запыленности незначительно и не превышает 1...2 %.

Поэтому потери давления в воздуховодах рассчитывают на чистый воздух, а после расчетов при окончательном подборе вентилятора учитывают эти сопротивления общим коэффициентом $k = 1{,}1$ совместно с другими неучтенными потерями.

Потери давления (Па) в воздуховодах с повышенными концентрациями пыли в воздухе

$$H_{\text{пт}}^{\text{п к}} = H_{\text{пт}}(1 + k\mu), \qquad (97)$$

где $H_{\text{пт}}$ — потери давления на чистом воздухе, Па; k — опытный коэффициент, зависящий от вида продукта, скорости движения воздуха и диаметра воздуховода; μ — массовая концентрация, кг пыли/кг воздуха.

Этот коэффициент принимают: для пыли $k = 1{,}4$; для муки по исследованиям ВНИИЗ

$$k = \frac{0{,}54(D - 30)}{v^{1{,}5}},$$

для грубых промежуточных продуктов размола зерна

$$k = \frac{0{,}65(D - 30)}{v^{1{,}5}},$$

где D — диаметр воздуховода, мм; v — скорость движения воздуха, м/с.

3.4.2. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Потери давления на местные сопротивления составляют от 40 до 80 % общих потерь давления в воздуховодах. Рассчитывают потери давления на местные сопротивления (Па) по формуле

$$H_{\text{м с}} = \varsigma\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (98)$$

где ζ — коэффициент местных сопротивлений, зависящий от конструкции и параметров фасонной части; определяют его теоретически по формулам или экспериментально; v — скорость воздуха, м/с; принимают в расчетах наибольшую в данной фасонной части (например, в конфузорах и диффузорах скорость берут в узких сечениях).

3.4.3. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ВНЕЗАПНОМ РАСШИРЕНИИ

При внезапном расширении воздуховода (рис. 45) происходит внезапная потеря скорости воздуха при переходе

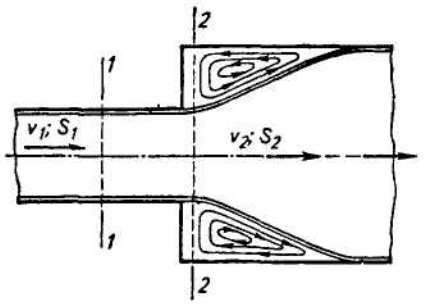


Рис. 45. Схема внезапного расширения воздуховода

из узкого сечения *1—1* в широкое *2—2*, в результате чего теряется энергия на неупругий удар.

Из теории гидравлического неупругого удара, по теореме Карно—Борда, известно, что потери энергии на удар $Э_у$ равны кинетической энергии потерянной скорости, т. е.

$$Э_у = \frac{m(v_1 - v_2)^2}{2},$$

где $(v_1 - v_2)$ — потерянная скорость, м/с.

Потери давления при внезапном расширении $H_р$ (Па) принимают равными потерям давления при неупругом ударе $H_у$, которые выражают кинетической энергией потерянной скорости 1 м^3 воздуха, т. е.

$$H_р = H_у = \frac{Э_у}{Q} = \frac{m(v_1 - v_2)^2}{2Q} = \frac{\rho(v_1 - v_2)^2}{2}.$$

Разделив и умножив это выражение на v_1^2, получим

$$H_р = \frac{\rho v_1^2}{2}\left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2.$$

Заменяя отношение скоростей v_2/v_1 отношением площадей S_1/S_2, из уравнения (72) получим формулу потерь давления при внезапном расширении

$$H_р = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \frac{\rho v_1^2}{2}, \qquad (99)$$

или с учетом формулы (98):

$$H_р = \varsigma_р \frac{\rho v_1^2}{2},$$

где $\zeta_р$ — коэффициент внезапного расширения;

$$\varsigma_р = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2. \qquad (100)$$

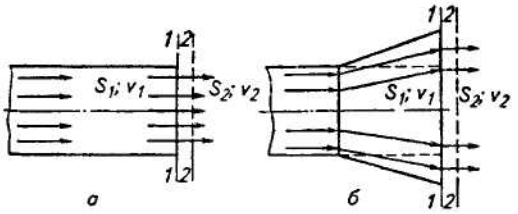


Рис. 46. Схема выхлопа:

а — без диффузора; *б* — с диффузором

Коэффициент внезапного сужения

$$\zeta_c = 0{,}5\left(1-\frac{1}{n}\right),$$

где $n = \dfrac{S_2}{S_1} > 1$.

3.4.4. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ВЫХЛОП

Выход воздуха из воздуховода в атмосферу принято называть выхлопом. Выхлоп (рис. 46) представляет собой частный случай внезапного расширения, в котором площадь широкого сечения увеличивается до бесконечности (рис. 46,*а*).

Подставляя в выражение (99) значение $S_2 \to \infty$, получим формулу потерь давления на выхлоп:

$$H_{вых} = \frac{\rho v_{вых}^2}{2}, \qquad (101)$$

где $v_{вых}$ — скорость на выхлопе, м/с; $v_{вых} = v_1$.

Потери давления на выхлоп равны динамическому давлению на выхлопе, а коэффициент сопротивления выхлопа $\zeta_{вых}$ [см. формулу (100)] равен единице, т. е. $\zeta_{вых} = 1$.

Для уменьшения потерь давления на выхлоп уменьшают скорость на выхлопе, т. е. устанавливают диффузор (рис. 46,б). При этом потери давления в диффузоре будут несколько больше, чем на прямом участке, однако общие потери давления с учетом потерь на выхлоп значительно уменьшаются, что дает экономию энергии.

3.4.5. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ДИФФУЗОРЕ

Диффузор (рис. 47) — это фасонная часть воздуховода, позволяющая плавно увеличить площадь сечения и уменьшить скорость воздуха. Диффузор имеет форму усеченного конуса или усеченной пирамиды.

Потери давления в диффузоре

$$H_{п.диф} = \zeta_{диф}\frac{\rho v_1^2}{2},$$

где v_1 — скорость в узком сечении диффузора, м/с; $\zeta_{диф}$ — коэффициент сопротивления диффузора.

Коэффициент $\zeta_{диф}$ находят по приближенной формуле:

$$\zeta_{диф} = \frac{\lambda}{D_{ср}} l + \sin\alpha\left(1-\frac{1}{n}\right)^2, \qquad (102)$$

или по более точной формуле

$$\zeta_{диф} = \frac{\lambda}{8\sin\frac{\alpha}{2}}\left(1-\frac{1}{n^2}\right) + 4{,}8\left(tg\frac{\alpha}{2}\right)^{1{,}25}\left(1-\frac{1}{n}\right)^2, \qquad (103)$$

где λ — коэффициент сопротивления, который находят по среднему диаметру $D_{ср} = 0{,}5(D_1 + D_2)$; l — длина диффузора; α — угол раскрытия диффузора, град; n — степень расширения диффузора, равная отношению площадей S_2 к S_1, т. е. $n = (S_2/S_1) > 1$.

Чем больше угол раскрытия диффузора α, тем больше коэффициент сопротивления. Наименьшие сопротивления получают при $\alpha < 10°$; при $\alpha > 10°$ происходят нарушения симметричности поля скоростей, срывы струй и завихрения у стенок (см. рис. 47). На практике обычно применяют углы раскрытия больше 10°, так как не хватает места для длинных диффузоров. Диффузоры устанавливают не только на выхлопе, но и на выровненных потоках (рис. 48).

Коэффициенты сопротивления диффузоров, в зависимости от их назначения и параметров, даны в табл. 4, 5, 6.

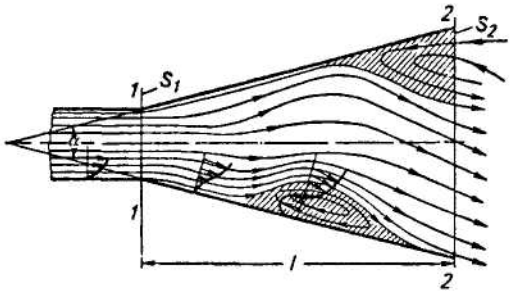


Рис. 47. Принципиальная схема диффузора

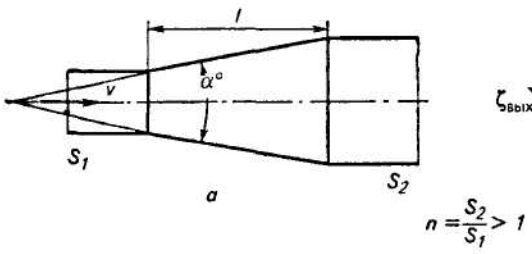


Рис. 48. Схемы диффузоров:

а — на выравненном потоке, *б* — с защитным зонтом

В тех случаях, когда диффузор имеет угол раскрытия α бóльший, чем в табл. 4, 5, его коэффициент сопротивления находят по формуле (100). Коэффициенты сопротивления специальных диффузоров при выходе из вентилятора приведены в табл. 4—6.

4. Коэффициенты сопротивления диффузоров на выравненном потоке (см. рис. 48,*а*)

n	Сечение	α, град							
		5	10	15	20	25	30	40	50
1,5	Кр*	0,05	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,14	0,17
	Кв**	0,06	0,06	0,08	0,11	0,15	0,19	0,27	0,32
2,0	Кр	0,08	0,08	0,11	0,15	0,20	0,24	0,35	0,42
	Кв	0,10	0,13	0,20	0,27	0,37	0,57	0,67	0,81
2,5	Кр	0,09	0,11	0,15	0,21	0,28	0,35	0,50	0,60
	Кв	0,13	0,18	0,28	0,39	0,53	0,67	0,97	1,15
3,0	Кр	0,10	0,13	0,18	0,25	0,34	0,43	0,61	0,73
	Кв	0,15	0,22	0,34	0,47	0,65	0,81	1,18	1,41
4,0	Кр	0,12	0,16	0,23	0,31	0,43	0,53	0,77	0,91
	Кв	0,17	0,27	0,42	0,59	0,81	1,02	1,48	1,76

*Кр — круглое, **Кв — квадратное.

5. Коэффициенты сопротивления диффузоров на выхлопе (см. рис. 46, *б*)

α, град	Значения *n*						
	1,25	1,5	1,75	2,00	2,25	2 5	3,0
10	0,64	0,46	0,38	0,29	0,25	0,22	0,20
15	0,65	0,47	0,39	0,31	0,28	0,26	0,24
20	0,66	0,49	0,40	0,35	0,33	0,31	0,29
25	0,67	0,50	0,42	0,38	0,36	0,34	0,32

6. Коэффициенты сопротивления диффузоров с защитным зонтом (рис. 48, *б*)

l/*D*	$\zeta_{вх}$	$\zeta_{вых}$
0,1	1,4	2,6
0,2	0,8	1,3
0,4	0,5	0,7
0,5	0,4	0,6
0,8	0,3	0,6
≥1,0	0,25	0,6

3.4.6. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА ВХОД В ВОЗДУХОВОД

Для определения потерь давлений на вход (Па) служит формула:

$$H_{вх} = \zeta_{вх} \frac{\rho v_{вх}^2}{2},$$

где $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления входа; зависит от толщины стенки воздуховода на входе (рис. 49,*а*) и от наличия заделки кромок на входе (рис. 49,*б*,*в*); $v_{вх}$ — скорость входа воздушного потока, м/с.

Из принципа обратимости энергии ее потери на вход в воздуховод могут быть приравнены потерям энергии на выход. Поэтому максимальный теоретический коэффициент сопротивления входа равен коэффициенту сопротивления на выхлопе, т. е. $\zeta_{вх} = \zeta_{вых} = 1$.

Действительный коэффициент сопротивления входа $\zeta_{вх} < 1$ и зависит от отношения толщины кромок δ к диаметру D воздуховода:

$$\zeta_{вх} \cong 1 - 12\frac{\delta}{D}. \qquad (104)$$

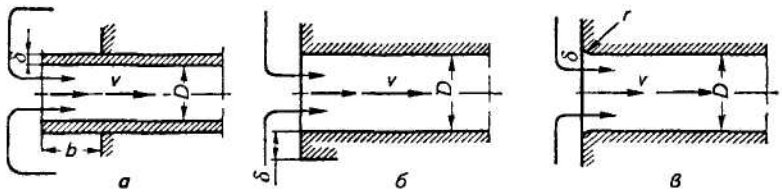


Рис. 49. Вход в воздуховод:

а — без заделки в стену, *б* — с заделкой заподлицо со стеной, *в* — с заделкой с закругленными кромками

Эта формула приближенная, и ее применяют для $\delta/D \le 0{,}04$.

Значения коэффициента сопротивления входа (без заделки кромок) даны в табл. 7.

При заделке кромок воздуховода за-

7. Коэффициент сопротивления входа $\zeta_{вх}$ без заделки кромок (см. рис. 48, *а*)

δ/D	Отношение b/D							
	0	0,01	0,02	0,03	0,19	0,2	0,3	от 0,5 до ∞
0	0,50	0,68	0,73	0,81	0,86	0,92	0,97	1,0
0,01	0,50	0,57	0,60	0,65	0,71	0,78	0,82	0,85
0,02	0,50	0,52	0,53	0,55	0,61	0,66	0,69	0,72
0,03	0,50	0,52	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61
0,04	0,50	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,52	0,53
0,05	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

подлицо со стенкой (рис. 49,*б*) коэффициент сопротивления входа уменьшают до $\zeta_{вх} = 0{,}5$. Еще меньше коэффициент сопротивления входа при закруглении кромок на входе радиусом круга r (рис. 48,*в*). В этом случае коэффициент сопротивления входа уменьшается до следующих значений: при $r = 0{,}05D$ $\zeta_{вх} = 0{,}23$; при $r = 0{,}1D$ $\zeta_{вх} = 0{,}11$; при $r = 0{,}2D$ $\zeta_{вх} = 0{,}03$. Еще меньшее сопротивление можно получить при закруглении кромок не по дуге окружности, а по лемнискате.

Для снижения потерь давления на вход нужно уменьшить не только коэффициент сопротивления, но и скорость входа воздушного потока. Поэтому при проектировании для снижения потерь давления и экономии энергии на входе устанавливают конфузоры.

3.4.7. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В КОНФУЗОРЕ

Конфузором называют фасонную часть воздуховода, предназначенную для плавного увеличения скорости воздушного потока. Конфузор имеет форму усеченного конуса или перехода с прямоугольника (квадрата) на круг.

При проектировании конфузор обязательно устанавливают в местах подсоединения воздуховодов к аспирируемым машинам (рис. 50,*а*). Это позволяет устранить унос с воздухом перерабатываемых продуктов и уменьшить потери давления. Конфузоры также применяют иногда для увеличения скорости на выравненных потоках (см. рис. 50,*б*), например при проектировании факельного выброса в атмосферу.

Потери давления в конфузоре (Па)

$$H_к = \zeta_к \frac{\rho v_2^2}{2},$$

где $\zeta_к$ — коэффициент сопротивления конфузора; v_2 — скорость воздушного потока в узком сечении, м/с.

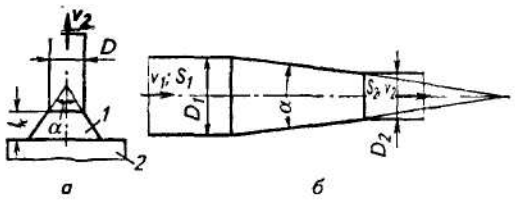


Рис. 50. Схемы конфузоров:

а — с заделкой в стену. *1* — конфузор; *2* — аспирируемая машина; *б* — на выравненном потоке

Коэффициент

$$\zeta_к = \frac{\lambda}{8\sin\left(\alpha/2\right)}\left(1-\frac{1}{n^2}\right)+0{,}001\alpha, \quad (105)$$

где λ — коэффициент сопротивления; находят его по среднему диаметру; α — угол сужения конфузора, град; n — степень сужения конфузора; $n = S_1/S_2 > 2$.

Коэффициенты сопротивления конфузоров аспирируемого оборудования приведены в табл. 8.

8. Коэффициенты сопротивления конфузоров (рис. 50, *а*)

$l_к/D$	α, град								
	0	10	30	45	60	90	120	150	180
0,10	0,50	0,40	0,25	0,20	0,18	0,24	0,32	0,41	0,50
0,25	0,50	0,34	0,17	0,13	0,14	0,21	0,30	0,39	0,50
0,60	0,50	0,28	0,13	0,10	0,12	0,20	0,29	0,38	0,50
1,00	0,50	0,27	0,11	0,09	0,11	0,19	0,28	0,38	0,50

Коэффициенты сопротивления конфузоров на выравненном потоке (см. рис. 50,*б*) принимают следующими:

α, град	10	20	30	40	50	70
$n = 2$	0,035	0,033	0,039	0,047	0,055	0,07
$n > 2$	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07

3.4.8. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В КОЛЕНЕ И ОТВОДЕ

Коленом (рис. 51,а) называют фасонную часть воздуховода для внезапного изменения направления потока. Радиус колена $R_к = 0$, что вызывает повышение сопротивления в результате удара воздуха о стенку воздуховода и потери скорости. Плавное колено, радиус которого больше нуля, называют отводом (рис. 51,б). В отводе направление потока плавно изменяется и создаются меньшие сопротивления, чем в колене.

Радиус отвода $R_о$ принимают в зависимости от диаметра воздуховода:

$$R_о = nD,$$

где n — отношение радиуса отвода к диаметру; для вентиляционных воздуховодов рекомендуют принимать $n = 2$ (от 1,5 до 3); в пневмотранспортных установках $n = 5...10$.

Меньшие значения величины n принимают при больших диаметрах, большие значения n — при меньших диаметрах.

Местные сопротивления в отводе возникают в результате действия центробежных сил $P_ц$, которые прижимают поток к внешней стенке отвода. Это вызывает разность давлений у внешней и внутренней стенок, в результате чего возникают парный вихрь и добавочные сопротивления (рис. 51,*г*).

Потери давления в отводе находят

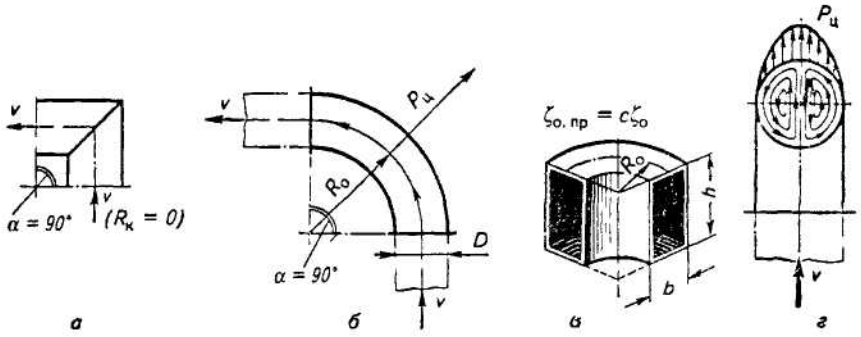


Рис. 51. Колено (*а*), отводы (*б*, *в*) и парный вихрь (*г*)

по формуле (98), а коэффициент сопротивления гладкого отвода

$$\zeta_o = 0{,}008\frac{\alpha^{0,75}}{n^{0,6}}, \qquad (106)$$

где

$$n = R_o/D > 1.$$

Значения коэффициентов сопротивления колен и отводов находят по табл. 9—12.

9. Коэффициенты сопротивления круглого и квадратного колен (см. рис. 51, *а*) с острыми кромками ($R_к = 0$)

Трубы	α, град					
	15	30	45	60	75	90
Шероховатые	0,06	0,21	0,42	0,68	1,00	1,43
Гладкие	0,05	0,15	0,31	0,52	0,80	1,12

10. Коэффициенты сопротивления ζ_o круглых и квадратных гладких отводов (см. рис. 51,*б*), $R_o = nD$; $l_o = \pi R_o \alpha/180$)

α, град	*D*	1,5*D*	2,0*D*	2,5*D*	3,0*D*	6,0*D*	10,0*D*
7,5	0,028	0,021	0,018	0,016	0,014	0,010	0,008
15	0,058	0,044	0,037	0,033	0,029	0,021	0,016
30	0,11	0,081	0,069	0,061	0,054	0,038	0,030
60	0,18	0,14	0,12	0,10	0,091	0,064	0,051
90	0,23	0,18	0,15	0,13	0,12	0,083	0,066
120	0,27	0,20	0,17	0,16	0,13	0,10	0,076
150	0,30	0,22	0,19	0,17	0,15	0,11	0,084
180	0,33	0,25	0,21	0,18	0,16	0,12	0,092

11. Значения коэффициента *c* для отвода с прямоугольным сечением (см. рис. 51, *в*, $R_o = nb$)

h/b	*c*	*h/b*	*c*
0,25	1,8	1,50	0,68
0,50	1,5	1,75	0 53
0,75	1,2	2,00	0,47
1,00	1,0	2,50	0,40
1,25	0 8	3,00	0,40

Примечание. Коэффициент сопротивления отвода с прямоугольным сечением $\zeta_{o\,пр} = c\zeta_o$, где ζ_o — сопротивление отвода с круглым или квадратным сечением.

12. Коэффициент сопротивления шероховатого отвода из звеньев круглого сечения

α, град	*n*	
	1,5	2
30	0,2	0,15
45	0,25	0,2
60	0,3	0,3
90	0,4	0,35

Коэффициенты сопротивления отводов в табл. 10, 11, входящие в формулу (106), учитывают только потери давления на местные сопротивления и завихрения и не учитывают потерь давления на трение в выпрямленном воздуховоде. Поэтому при расчете потерь давления выпрямленную длину отвода l_o прибавляют к длине прямых воздуховодов. Коэффициент сопротивления шероховатых отводов (см. табл. 12) учитывает и потери давления на длине отвода.

3.4.9. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ТРОЙНИКЕ

Тройником (рис. 52,*а*,*б*) называют фасонную часть воздуховода, предназначенную для объединения или разъединения двух воздушных потоков. Если объединяют или разъединяют три потока, то фасонную часть называют крестовиной (рис. 52,*в*).

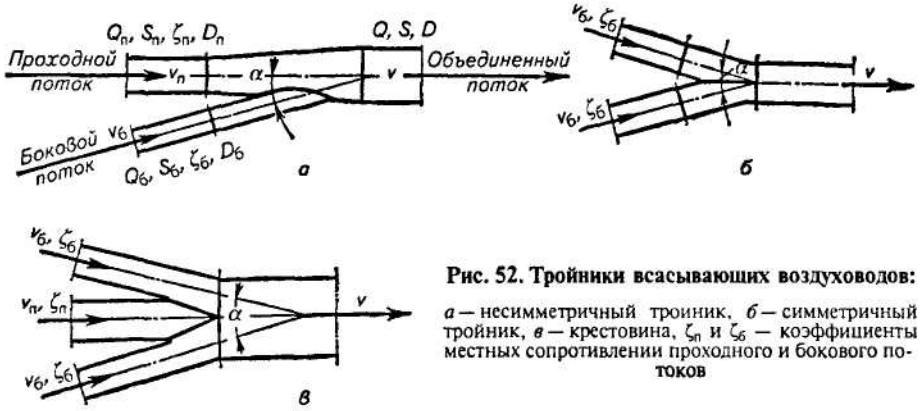


Рис. 52. Тройники всасывающих воздуховодов:

а — несимметричный тройник, *б* — симметричный тройник, *в* — крестовина, $\zeta_п$ и $\zeta_б$ — коэффициенты местных сопротивлении проходного и бокового потоков

Тройники бывают симметричные и несимметричные. В несимметричных тройниках проходной поток с бóльшим расходом воздуха $Q_п$ не изменяет направления, а боковой поток с меньшим расходом $Q_б$ подсоединяют под углом α. Нормальным считают тройник, у которого $Q_п > Q_б$; $S_п > S_б$; $S_п + S_б = S$.

В тройнике три диаметра: $D_п$ — диаметр проходного воздуховода, $D_б$ — диаметр бокового и D — диаметр воздуховода объединенных потоков. Тройник имеет два коэффициента сопротивления: $\zeta_п$ — коэффициент сопротивления проходного потока и $\zeta_б$ — коэффициент сопротивления бокового потока, которые зависят от угла α, отношения скоростей $v_б/v_п$, отношения диаметров $D_п/D_б$, а также от отношения площадей $S_п/S$, $S_б/S$ и отношения расходов воздуха $Q_б/Q$.

Чем меньше угол тройника α, тем меньше коэффициенты сопротивления $\zeta_п$ и $\zeta_б$. Минимальные сопротивления имеют тройники с углом $\alpha \leq 15°$. Однако проектировать такие тройники не представляется возможным из-за большой их длины. Наиболее широко применяют тройники с углом $\alpha = 30°$. Если не позволяет длина, то проектируют тройники с углом $\alpha = 45$ и $60°$.

В аспирационных установках мукомольных заводов с комплектным высокопроизводительным оборудованием фирмы «Бюлер» применяют тройники с углами 18°, 27° и 30°.

От отношения скоростеи и расходов воздуха коэффициенты сопротивления $\zeta_п$ и $\zeta_б$ зависят так, что чем бóльшие скорость и расход имеет поток, тем выше у него коэффициент сопротивления. Для потока, имеющего меньшую скорость и расход, коэффициент сопротивления уменьшается, может стать равным нулю и даже быть отрицательным.

Отрицательное значение коэффициента сопротивления одного из потоков тройника, имеющего меньшую скорость и меньший расход, объясняется явлением эжекции, т. е. этот поток не теряет, а приобретает энергию за счет потока, имеющего большую скорость и расход.

Коэффициенты сопротивления тройников в зависимости от отношения площадей и расходов находят из табл. 13.

Для симметричных тройников принимают коэффициенты сопротивления боковых потоков.

Коэффициент сопротивления бокового потока $\zeta_б$ приведен с учетом коэффициента сопротивления отвода.

Основное условие нормальной работы тройника состоит в том, чтобы общие давления объединяемых в тройнике потоков были равны, т. е. общее давление проходного потока $p_{о\,п}$ должно быть равно общему давлению бокового потока $p_{о\,б}$, т. е.

$$p_{о\,п} = p_{о\,б},$$

или

$$H_{о\,п} = H_{о\,б},\ \Sigma H_{пт\,п} = \Sigma H_{пт\,б}. \quad (107)$$

Основное условие нормальной работы тройника будет соблюдено, если сумма потерь давления в проходном

13. Коэффициенты сопротивления тройника во всасывающих воздуховодах (рис. 53): в числителе $\zeta_п$, в знаменателе $\zeta_б$*

α, град	$\frac{S_п}{S}$	$\frac{S_б}{S}$	$\frac{Q_б}{Q}$ 0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
30	0,2	0,6	0,3 / −150	0,3 / −27	0,3 / −8	0,3 / −2,6	0,3 / −0,6	0,2 / 0,0	0,0 / 0,2	−0,5 / 0,4	−4 / 0,4
		0,7	0,3 / −210	0,3 / −39	0,3 / −12	0,3 / −4,0	0,3 / −1,2	0,3 / −0,1	0,3 / 0,2	−0,1 / 0,4	−2,8 / 0,4
		0,8	0,4 / −292	0,4 / −54	0,4 / −17	0,4 / −5,4	0,4 / −1,7	0,4 / −0,1	0,4 / 0,2	0,3 / 0,4	−2,3 / 0,4
	0,3	0,5	0,3 / —	0,3 / —	0,3 / —	0,3 / —	0,3 / —	0,2 / —	−0,1 / —	−2,1 / —	−15 / —
		0,6	0,3 / −87	0,3 / −15	0,3 / −4,0	0,3 / −1,2	0,3 / −0,1	0,2 / 0,2	−0,1 / 0,3	−1,4 / 0,4	−11 / 0,4
		0,7	0,3 / −103	0,3 / −18	0,3 / −5,0	0,3 / −1,4	0,3 / −0,2	0,2 / −0,1	0,0 / 0,3	−1,0 / 0,4	−8 / 0,4
		0,8	0,4 / −160	0,4 / −29	0,4 / −8,0	0,4 / −2,4	0,4 / −0,4	0,3 / 0,1	0,1 / 0,3	−0,6 / 0,4	−7 / 0,4
	0,4	0,5	0,2 / —	0,2 / —	0,2 / —	0,2 / —	0,1 / —	0,0 / —	−0,9 / —	−4,6 / —	−28 / —
		0,6	0,2 / −65	0,2 / −12	0,2 / −3,2	0,2 / −0,8	0,1 / 0,0	0,0 / 0,2	−0,6 / 0,4	−3,2 / 0,4	−20 / 0,4
		0,7	0,2 / −76	0,2 / −13	0,2 / −3,3	0,2 / −0,8	0,1 / 0,0	0,0 / 0,2	−0,4 / 0,3	−2,4 / 0,4	−14 / 0,4
		0,8	0,2 / −103	0,2 / −17	0,2 / −4,6	0,2 / −0,8	0,1 / 0,0	0,0 / 0,2	−0,4 / 0,3	−2,4 / 0,4	−14 / 0,4
	0,5	0,3	0,2 / −11,7	0,2 / −1,0	0,2 / 0,6	0,1 / 0,8	−0,3 / 1,0	−1,3 / 1,0	−5,4 / 1,0	−19 / 1,0	−100 / 1,0
		0,4	0,2 / −22,4	0,2 / −2,4	0,2 / 0,5	0,1 / 0,8	−0,1 / 0,9	−0,9 / 0,9	−3,4 / 0,9	−13,6 / 0,9	−75 / 0,9
		0,5	0,2 / −38	0,2 / −6,3	0,2 / −1,2	0,2 / 0,2	0,0 / 0,5	−0,5 / 0,7	−2,1 / 0,7	−8,1 / 0,7	−46 / 0,7
		0,6	0,2 / −52	0,2 / −9	0,2 / −2,5	0,2 / −0,6	0,1 / 0,0	−0,1 / 0,2	−1,1 / 0,3	−4,7 / 0,4	−30 / 0,4
		0,7	0,2 / −70	0,2 / −12	0,2 / −3,0	0,2 / −0,8	0,1 / 0,0	−0,1 / 0,2	−0,9 / 0,3	−4,1 / 0,4	−24 / 0,4
		0,8	0,2 / −77	0,2 / −15	0,2 / −4,0	0,2 / −0,8	0,1 / 0,0	0 / 0,2	−0,8 / 0,3	−3,8 / 0,4	−23 / 0,4
	0,6	0,2	0,2 / −42	0,2 / −0,2	0,1 / 0,6	−0,1 / 0,9	−1,0 / 1,0	−3,0 / 1,0	−8,0 / —	−26 / —	−140 / —
		0,3	0,2 / −10,4	0,2 / −0,8	0,2 / 0,6	0,0 / 0,9	−0,6 / 1,0	−2,1 / 1,0	−6,8 / 1,0	−23 / 1,0	−125 / 1,0
		0,4	0,2 / −18	0,2 / −1,8	0,2 / 0,4	0,1 / 0,8	−0,2 / 0,9	−1,5 / 0,9	−5,0 / 0,9	−17 / 0,9	−96 / 0,9
		0,5	0,2 / −30	0,2 / −6,0	0,2 / −0,1	0,1 / 0,5	−0,1 / 0,7	−0,8 / 0,7	−2,5 / 0,7	−10 / 0,7	−57 / 0,7
		0,6	0,2 / −45	0,2 / −8,1	0,2 / −2,3	0,2 / −0,6	0,1 / 0,0	−0,2 / 0,2	−1,2 / 0,3	−6,3 / 0,4	−40 / 0,4
		0,7	0,2 / —	0,2 / —	0,2 / —	0,2 / —	0,1 / —	−0,1 / —	−1,2 / —	−5,4 / —	−36 / —
		0,8	0,2 / —	0,2 / —	0,2 / —	0,2 / —	0,1 / —	0,0 / —	−1,0 / —	−4,5 / —	−31 / —

Продолжение

α, град	$\frac{S_н}{S}$	$\frac{S_б}{S}$	$Q_б/Q$								
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
30	0,7	0,2	0,2 / −3,8	0,2 / −0,1	0,0 / 0,7	−0,4 / 0,9	−1,5 / 1,0	−4,0 / 1,0	−12,0 / —	−38 / —	−200 / —
		0,3	0,2 / −9,0	0,2 / −0,6	0,2 / 0,7	0,0 / 0,9	−0,6 / 1,0	−2,5 / 1,0	−8,0 / 1,0	−28 / 1,0	−150 / 1,0
		0,4	0,2 / −16	0,2 / −1,2	0,2 / 0,6	0,1 / 0,8	−0,3 / 0,9	−1,9 / 0,9	−7,0 / 0,9	−25 / 0,9	−140 / 0,9
		0,5	0,2 / −25	0,2 / −4,7	0,2 / 0,0	0,1 / 0,6	−0,2 / 0,7	−1,3 / 0,7	−5,0 / 0,7	−16 / 0,7	−91 / 0,7
		0,6	0,2 / −40	0,2 / −7,2	0,2 / −2,0	0,2 / −0,6	0,1 / 0,0	−0,3 / 0,2	−1,6 / 0,3	−7,0 / 0,4	−49 / 0,4
	0,8	0,2	0,2 / −3,2	0,2 / 0,1	0,0 / 0,7	−0,5 / 0,9	−2,0 / 1,0	−5,6 / 1,0	−16 / —	−52 / —	−278 / —
		0,3	0,2 / −8	0,2 / −0,4	0,1 / 0,7	−0,1 / 0,9	−1,1 / 1,0	−3,4 / 1,0	−10,0 / 1,0	−3,5 / 1,0	−192 / 1,0
		0,4	0,2 / −14	0,2 / −0,5	0,2 / 0,6	0,0 / 0,8	−0,7 / 0,9	−2,8 / 0,9	−9,0 / 0,9	−30 / 0,9	−173 / 0,9
		0,5	0,2 / −23	0,2 / −3,5	0,2 / 0,1	0,1 / 0,6	−0,3 / 0,7	−1,8 / 0,7	−6,0 / 0,7	−20 / 0,7	−115 / 0,7
		0,6	0,2 / −36	0,2 / −6,8	0,2 / −1,8	0,2 / −0,4	0,1 / 0,0	−0,4 / 0,2	−2,3 / 0,3	−10 / 0,4	−64 / 0,4
	0,9	0,2	0,2 / −2,5	0,2 / 0,2	0,0 / 0,8	−0,6 / 1,0	−2,8 / 1,0	−8,3 / 1,0	−23 / —	−74 / —	−387 / —
		0,3	0,2 / −6,3	0,2 / −0,1	0,1 / 0,8	−0,2 / 1,0	−1,6 / 1,0	−5,3 / 1,0	−15 / 1,0	−48 / 1,0	−266 / 1,0
		0,4	0,2 / −12	0,2 / −0,1	0,2 / 0,7	0,0 / 0,8	−1,0 / 0,9	−3,5 / 0,9	−11 / 0,9	−36 / 0,9	−206 / 0,9
		0,5	0,2 / −19	0,2 / −2,5	0,2 / 0,2	0,1 / 0,6	−0,3 / 0,7	−2,0 / 0,7	−7,0 / 0,7	−24 / 0,7	−137 / 0,7
		0,6	0,2 / −33	0,2 / −5,9	0,2 / −1,4	0,2 / −0,2	0,1 / 0,1	−0,4 / 0,2	−2,3 / 0,3	−12 / 0,4	−80 / 0,4
	1,0	0,2	0,2 / 2,0	0,2 / 0,3	0,4 / 0,9	−1,8 / 1,0	−5,2 / 1,0	−13,0 / 1,0	−34 / —	−105 / —	−540 / —
		0,3	0,2 / −5,4	0,2 / 0,2	0,0 / 0,9	−0,8 / 1,0	−3,2 / 1,0	−8,4 / 1,0	−23 / 1,0	−71 / 1,0	−375 / 1,0
		0,4	0,2 / −10	0,2 / −0,4	0,1 / 0,7	−0,2 / 0,9	−1,6 / 0,9	−5,0 / 0,9	−14 / 0,9	−47 / 0,9	−255 / 0,9
		0,5	0,2 / −15	0,2 / −1,4	0,2 / 0,3	0,0 / 0,6	−0,5 / 0,7	−2,2 / 0,7	−8,0 / 0,7	−26 / 0,7	−155 / 0,7
		0,6	0,2 / −30	0,2 / −50	0,2 / −1,1	0,2 / −0,1	0,1 / −0,1	−0,5 / 0,3	−2,8 / 0,4	−15 / 0,4	−100 / 0,4
45	0,2	0,6	0,6 / −170	0,6 / −30	0,6 / −9	0,6 / −1,9	0,5 / −0,8	0,5 / 0,1	0,4 / 0,4	−0,1 / 0,5	−3,0 / 0,5
		0,7	0,6 / −238	0,6 / −39	0,6 / −11	0,6 / −1,5	0,6 / −0,9	0,6 / −0,1	0,5 / 0,4	0,3 / 0,5	−1,4 / 0,5
		0,8	0,6 / −295	0,6 / −51	0,6 / −16	0,6 / −6	0,6 / −1,9	0,6 / −0,4	0,5 / 0,2	0,4 / 0,4	−0,4 / 0,4

Продолжение

α, град	$\frac{S_п}{S}$	$\frac{S_б}{S}$	$Q_б/Q$								
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
45	0,3	0,6	0,6 / −126	0,6 / −23	0,6 / −6,6	0,6 / −2,0	0,6 / −0,4	0,5 / 0,3	0,5 / 0,5	−0,3 / 0,5	−6,3 / 0,5
		0,7	0,6 / −171	0,6 / −30	0,6 / −8,4	0,6 / −1,5	0,6 / −0,6	0,6 / 0,1	0,5 / 0,4	0,0 / 0,5	−4,1 / 0,5
		0,8	0,6 / −221	0,6 / −40	0,6 / −12	0,6 / −8	0,6 / −1,2	0,6 / −0,1	0,5 / 0,3	0,2 / 0,4	2,3 / 0,4
	0,4	0,6	0,6 / −94	0,6 / −16	0,6 / −4,4	0,6 / −1,0	0,6 / 0,0	0,6 / 0,4	0,5 / 0,5	−0,8 / 0,5	−10,4 / 0,5
		0,7	0,6 / −128	0,6 / −22	0,6 / −6	0,6 / −5	0,6 / −0,1	0,6 / 0,3	0,5 / 0,5	−0,5 / 0,5	7,2 / 0,5
		0,8	0,6 / −170	0,6 / −30	0,6 / −8	0,6 / −1,4	0,6 / −0,5	0,6 / 0,2	0,5 / 0,5	−0.2 / 0,5	−5,6 / 0,5
	0,5	0,5	0,4 / −45	0,4 / −7,2	0,5 / −1,5	0,6 / 0,0	0,5 / 0,4	0,4 / 0,5	−0,2 / 0,5	−3,4 / 0,5	−25 / 0,5
		0,6	0,4 / −76	0,5 / −13	0,5 / −3,4	0,6 / −0,8	0,6 / 0,1	0,5 / 0,4	0,1 / 0,5	−1,9 / 0,5	−16 / 0,5
		0,7	0,4 / −106	0,5 / −18	0,5 / −4,9	0,6 / −2	0,6 / 0,0	0,5 / 0,3	0,2 / 0,5	−1,0 / 0,5	−11,3 / 0,5
		0,8	0,4 / −135	0,5 / −22	0,5 / −5,4	0,6 / −1,5	0,6 / 0,0	0,5 / 0,3	0,4 / 0,5	−0,6 / 0,5	−7,3 / 0,5
	0,6	0,2	0,2 / 3,6	0,2 / 0,3	0,1 / 0,8	−0,1 / 1,0	−1,0 / 1,0	−3,0 / 1,0	−8,0 / —	−26 / —	−140 / —
		0,3	0,2 / −9	0,2 / −0,8	0,2 / 0,1	0,2 / 0,3	−0,1 / 0,4	−1,0 / 0,5	−3,8 / 0,5	−14 / 0,6	−79 / 0,6
		0,4	0,2 / −17	0,3 / −2,0	0,3 / 0,0	0,3 / 0,3	0,2 / 0,4	−0,2 / 0,5	−2,0 / 0,5	−8 / 0,5	−50 / 0,5
		0,5	0,2 / −30	0,3 / −5,0	0,4 / −0,8	0,4 / 0,2	0,3 / 0,4	−0,0 / 0,5	−1,2 / 0,5	−5,4 / 0,5	−36 / 0,5
		0,6	0,2 / −50	0,3 / −8,1	0,4 / −2,0	0,4 / −0,3	0,4 / 0,2	0,1 / 0,5	−0,8 / 0,5	−3,6 / 0,5	−25 / 0,5
	0,7	0,2	0,2 / −2,8	0,2 / 0,4	0,1 / 0,8	−0,2 / 1,0	−1,3 / 1,0	−4 / 1,0	−12,0 / —	−38 / —	−200 / —
		0,3	0,2 / −7,7	0,2 / −0,8	0,2 / 0,1	0,2 / 0,3	−0,1 / 0,4	−1,4 / 0,5	−4,9 / 0,5	−18 / 0,6	−100 / 0,6
		0,4	0,2 / −14	0,3 / −2,0	0,3 / 0,0	0,3 / 0,3	0,1 / 0,4	−0,5 / 0,5	−2,7 / 0,5	−10 / 0,5	−61 / 0,5
		0,5	0,2 / −25	0,3 / −3,8	0,4 / −0,6	0,4 / 0,2	0,2 / 0,4	−0,1 / 0,5	−1,6 / 0,5	−8 / 0,5	−47 / 0,5
		0,6	0,2 / —	0,3 / —	0,4 / —	0,4 / —	0,2 / —	0,3 / —	−1,3 / —	−7 / —	−39 / —
	0,8	0,2	0,2 / −2,2	0,2 / 0,4	0,1 / 0,8	−0,4 / 1,0	−1,6 / 1,0	−5,3 / 1,0	−16,0 / —	−52 / —	−278 / —
		0,3	0,2 / −6,3	0,2 / −0,8	0,2 / 0,1	0,1 / 0,4	−0,3 / 0,5	−1,8 / 0,5	−6,4 / 0,5	−23 / 0,6	−128 / 0,6
		0,4	0,2 / −12	0,3 / −1,6	0,3 / 0,0	0,3 / 0,4	0,1 / 0,5	−0.8 / 0,5	−3,6 / 0,5	−13 / 0,5	−77 / 0,5

Продолжение

α, град	$\frac{S_п}{S}$	$\frac{S_б}{S}$	$Q_б/Q$								
			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
45	0,8	0,5	0,2 −19	0,3 −2,5	0,4 −0,1	0,4 0,4	0,2 0,5	−0,5 0,5	−2,9 0,5	−11 0,5	−58 0,5
		0,6	0,2 —	0,3 —	0,4 —	0,4 —	0,2 —	−0,4 —	−2,6 —	−9 —	−52 —
	0,9	0,2	0,2 1,6	0,2 0,5	0,0 0,8	−0,6 1,0	−2,4 1,0	−7,6 1,0	−21 —	−68 —	−350 —
		0,3	0,2 −5,0	0,2 −0,5	0,2 0,3	0,0 0,5	−0,7 0,6	−2,8 0,7	−9 0,7	−30 0,8	−166 0,8
		0,4	0,2 −10	0,3 −1,2	0,3 0,1	0,2 0,4	0,0 0,5	−1,0 0,5	−4,5 0,5	−16 0,5	−97 0,5
		0,5	0,2 −15	0,3 −1,9	0,4 0,0	0,4 0,4	0,2 0,5	−0,5 −0,5	−3,2 −3,2	−13 −12	−77 −69
		0,6	0,2 —	0,3 —	0,4 —	0,4 —	0,2 —	0,5 —	0,5	0,5 —	0,5 —
	1,0	0,2	0,2 −1,2	0,1 0,5	−0,1 0,8	−0,8 1,0	−3,6 1,0	−10 1,0	−27 —	−85 —	−445 —
		0,3	0,2 −3,5	0,2 −0,1	0,1 0,5	−0,1 0,7	−1,2 0,8	−4,4 0,9	−13 0,9	−41 0,9	−225 1,0
		0,4	0,2 −8	0,3 −0,6	0,3 0,4	0,2 0,6	0,0 0,7	−1,2 0,7	−5,6 0,7	−20 0,7	−115 0,6
		0,5	0,2 −13	0,3 −1,9	0,4 0,0	0,4 0,4	0,2 0,5	−0,5 0,5	−3,3 0,5	−14 0,5	−80 0,5
		0,6	0,2 —	0,3 —	0,4 —	0,4 —	0,2 —	−0,5 —	−3,2 —	−13 —	−70 —

* Коэффициент сопротивления бокового потока $\zeta_б$ приведен с учетом коэффициента сопротивления отвода.

участке $\Sigma H_{пт\,п}$ равна сумме потерь давления в боковом участке $\Sigma H_{пт\,б}$. Это условие, выраженное зависимостями (107), достигается при расчете аспирационных установок. Для этого уменьшают диаметр воздуховода и увеличивают скорость воздуха или устанавливают диафрагму на участке с меньшим сопротивлением.

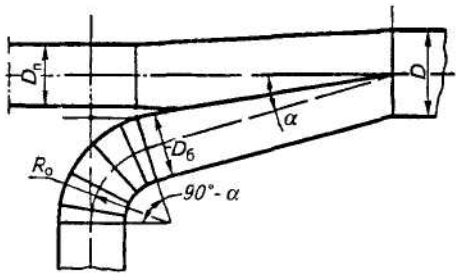


Рис. 53. Тройник с отводом

Общее давление объединенного потока $p_о$ равно общему давлению проходного и бокового потоков, т. е.:

$$p_о = p_{о\,п} = p_{о\,б}.$$

В тройнике с невыравненными давлениями воздух перемещается из области большего давления в область меньшего. Это нарушает работу сети, так как увеличивает расход воздуха от участка с меньшим сопротивлением в результате уменьшения расхода от участка с большим сопротивлением.

3.4.10. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В КАНАЛАХ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ

Потери давления в каналах прямоугольного сечения рассчитывают по эквивалентному диаметру $D_{эк}$, как и в круглых воздуховодах, по формулам (89) и (90).

Чтобы найти эквивалентный диаметр $D_{эк}$, приравнивают потери давления в прямоугольном канале $H_{пт\ пр}$ и круглом воздуховоде эквивалентного диаметра $H_{пт\ эк}$, т. е. $H_{пт\ пр} = H_{пт\ эк}$. Подставляя в эту зависимость значения из формулы (88) и сокращая, получают

$$\frac{2(a+b)}{ab} = \frac{4}{D_{эк}}.$$

Откуда

$$D_{эк} = \frac{2ab}{a+b}, \qquad (108)$$

где a и b — стороны прямоугольного сечения воздуховода

3.5. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В СЕТКАХ И ДИАФРАГМАХ

Иногда на входе (и выходе) воздуха в конфузорах и диффузорах или в аспирируемых машинах устанавливают предохранительные сетки. Потери давления при прохождении воздуха через сетки определяют по формуле (98), в которой скорость v (м/с) берут равной скорости воздуха в воздуховоде без учета сетки.

Коэффициент сопротивления сеток $\zeta_с$ находят в зависимости от вида сетки по приведенным ниже формулам.

Для металлических сеток из круглой стальной проволоки с нитью диаметром d при $Re = vd/\upsilon = 700...300$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_с = 1{,}3(1-\varphi)+\left(\frac{1}{\varphi}-1\right)^2, \qquad (109)$$

где φ — коэффициент живого сечения сетки, $\varphi < 1{,}0$

Для шелковых сит при $Re = 250...100$ коэффициент сопротивления

$$\zeta_с = 2{,}1(1-\varphi)+\left(\frac{1}{\varphi}-1\right)^2. \qquad (110)$$

Коэффициенты сопротивления сеток и шелковых сит, подсчитанные по формулам (109) и (110), приведены в табл. 14.

14. Коэффициент сопротивления сеток $\zeta_с$

Сетки	Коэффициент живого сечения φ									
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Из круглой стальной проволоки	82	1,7	6,4	3,0	1,65	0,97	0,58	0,32	0,14	0,00
Шелковые	83	18	7,0	3,5	2,1	1,3	0,81	0,48	0,22	0,00

Коэффициент сопротивления штампованных металлических сит (плоских решеток) при $Re < 10^5$ находят по следующей формуле:

$$\zeta_с = (1{,}707 - \varphi)^2\varphi^2. \qquad (111)$$

Коэффициент сопротивления диафрагм находят по рис. 54,*а* и по табл. 15 (рис. 54,*б*).

Коэффициенты сопротивления поворотных заслонок (дроссель-клапанов), спроектированных в воздуховодах (рис. 54,*в*), приведены в табл. 16.

15. Коэффициенты сопротивления диафрагм с центрально расположенным отверстием (см. рис. 54, *б*)

$1/n = S_2/S_1$	$\zeta_{диаф}$	$1/n = S_2/S_1$	$\zeta_{диаф}$
0,05	1050	0,5	4
0,1	245	0,55	2,8
0,15	98	0,6	2
0,2	51	0,65	1,4
0,25	30	0,7	0,97
0,3	18	0,75	0,65
0,35	12	0,8	0,42
0,4	8	0,9	0,13
0,45	6	1	0

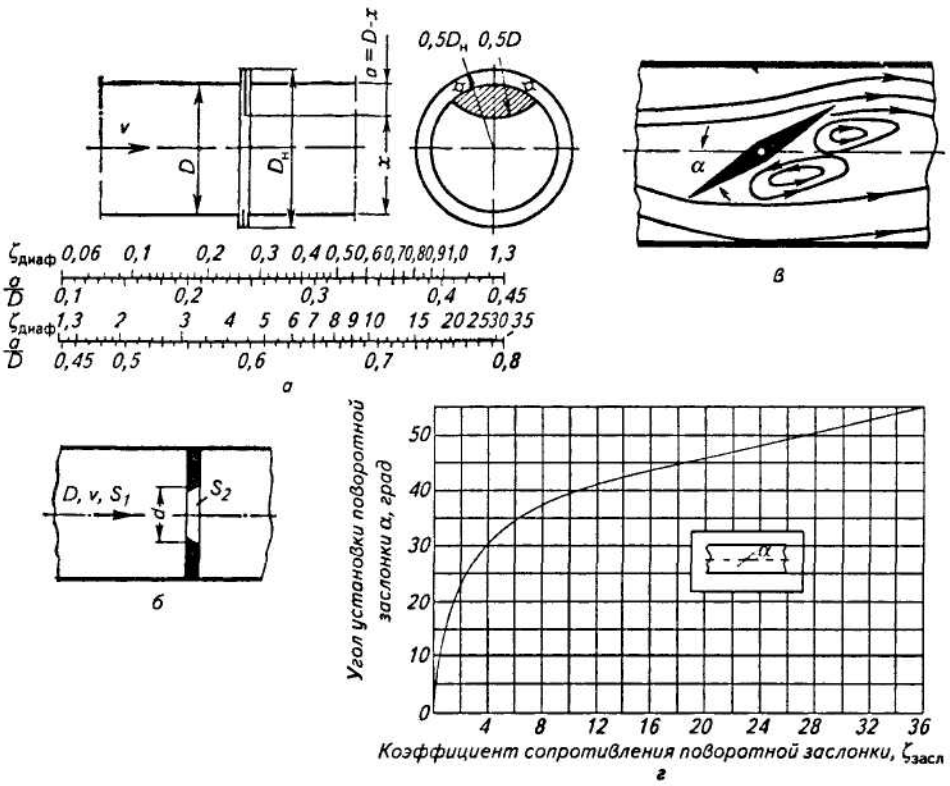


Рис. 54. Диафрагма и заслонка в воздуховодах:

а — односторонняя диафрагма, *б* — диафрагма с центрально расположенным отверстием, *в* — поворотная заслонка, *г* — зависимость угла α поворотной заслонки от коэффициента ее сопротивления

16. Коэффициенты сопротивления поворотных заслонок (см. рис. 54, в)

Сечение воздуховода	Угол поворота заслонки α, град									
	5	10	20	30	40	45	50	60	70	90
Круглое	0,24	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751	∞
Прямоугольное	0,28	0,45	1,34	3,54	9,27	16,0	24,9	77,4	368	∞

3.6. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПРИ ПЕРЕСЕЧЕНИИ ВОЗДУШНЫМ ПОТОКОМ СЛОЯ ЗЕРНА И ПРОДУКТОВ ЕГО РАЗМОЛА

Встречаются три случая пересечения воздушным потоком слоя зерна:

первый — когда воздух пересекает движущийся слой зерна при его очистке, сушке и кондиционировании;

второй — когда воздух пересекает неподвижный слой зерна в насыпи, например при активном вентилировании;

третий — пересечение аэрированного слоя в аэрожелобах.

Потери давления при пересечении воздухом подвижного слоя зерна (Па)

$$H_з = A v_y^n l, \qquad (112)$$

где A и n — опытные коэффициенты, зависящие от культуры, влажности и плотности слоя зерна, v_y — условная скорость воздуха (м/с), отнесенная к общей площади поперечного сечения продуваемого слоя зерна; l — толщина движущегося слоя зерна, мм.

Для зерна пшеницы влажностью 12 % коэффициенты $A = 14{,}1$, $n = 1{,}43$;

при влажности зерна пшеницы 20 % $A = 7{,}2$; для ржи $A = 17{,}6$, $n = 1{,}41$; для ячменя $A = 14{,}4$, $n = 1{,}43$; для кукурузы $A = 6{,}7$, $n = 1{,}55$; для проса $A = 23{,}4$, $n = 1{,}38$.

При очистке зерна от примесей в пневмосепарирующих каналах зерноочистительных машин (см. рис. 15,*а*) потери давления $H_з$ (Па) можно определить по эмпирической формуле С. С. Шклярова:

$$H_з = (0{,}85v_к + 1{,}17)0{,}1\frac{q}{B_к}\cdot\frac{\rho v_к^2}{2}, \quad (113)$$

где $v_к$ — средняя скорость воздуха в канале, м/с; q — удельная зерновая нагрузка на 1 см ширины пневмосепарирующего канала, кг/(ч • см); $B_к$ — ширина пневмосепарирующего канала, см.

Потери давления при пересечении воздушным потоком неподвижного слоя зерна в насыпи при активном вентилировании определяют по формуле

$$H_з = (av_{ус} + bv_{ус}^2)l, \quad (114)$$

где $v_{ус}$ — условная скорость воздуха, отнесенная к общей площади насыпи, м/с; $v_{ус} = 0{,}06$ м/с; l — толщина слоя зерна, м; a и b — опытные коэффициенты, зависящие от культуры, влажности и плотности зерновой насыпи; для пшеницы и ржи $a = 3\,600...4\,200$, $b = 23\,000...25\,000$.

Потери давления при пересечении воздушным потоком слоя крупы в ситовеечных машинах определяют по формуле (114), в которой опытные коэффициенты a и b принимают равными:

$$a = 44760\eta_a\lambda_a\varphi_a\psi_a;\ b = 74930\eta_b\lambda_b\varphi_b\psi_b,$$

где η, λ, φ, ψ — опытные коэффициенты, учитывающие крупность, плотность, зольность и влажность крупы.

Так, например, для крупной крупы с частицами размером от 0,6 до 0,9 мм $\eta_a = 1$, $\eta_b = 1$; для средней крупы с частицами размером от 0,4 до 0,6 мм $\eta_a = 1{,}85$, $\eta_b = 1{,}8$; для мелкой крупы с частицами размером меньше 0,4 мм $\eta_a = 4{,}5$, $\eta_b = 7$.

Без уплотнения и разрыхления слоя крупы $\lambda_a = 1$ и $\lambda_b = 1$. При разрыхлении слоя крупы воздухом и колебаниях сит коэффициенты λ_a и λ_b уменьшаются примерно в 1,5—2,5 раза ($\lambda_a = 0{,}75...0{,}45$; $\lambda_b = 0{,}6...0{,}3$).

С повышением зольности крупы коэффициенты φ уменьшаются. Так, например, при зольности 1,2 % $\varphi_a = 1$; $\varphi_b = 1$. При зольности 2,2 % $\varphi_a = 0{,}65$; $\varphi_b = 0{,}8$. При влажности крупы 11 % $\psi_a = 1$ и $\psi_b = 1$.

Потери давления псевдоожиженного слоя (Па) в аэрожелобах

$$H_{сл} = \rho_п h_c g(1 - \varepsilon),$$

где $\rho_п$ — плотность продукта; принимают: для зерна пшеницы 1 350; ячменя 1 320; проса 1 180; гороха 1 370; муки и манной крупы 1 400; отрубей 1 320 кг/м^3; h_c — высота (толщина) слоя продукта; принимают в зависимости от производительности и вида продукта от 0,04 до 0,1 м; g — ускорение свободного падения, м/с^2; ε — пористость слоя; принимают: для зерна 0,5...0,6; муки и манной крупы ≈ 0,4; отрубей ≈ 0,3.

Расход воздуха в аэрожелобе определяют по формуле (8), в которой берут $S_к$ — площадь пористой перегородки, м^2; $v_к = v_ф$ — скорость фильтрации, м/с; принимают: для зерна пшеницы и гороха ≈ 1,5 м/с; ячменя ≈ 1,2; проса ≈ 0,8; отрубей ≈ 0,4; манной крупы ≈ 0,3; муки ≈ 0,03 м/с.

Сопротивление пористой перегородки (Па) находят по скорости фильтрации:

$$H_{пер} = mv_ф,$$

где m — коэффициент сопротивления пористой перегородки, Н • с/м^3.

В расчетах принимают для технического хлопчатобумажного бельтинга толщиной 1,2 мм $m = 575$ Н · с/м^3; брезента сурового льняного толщиной 0,7 мм $m = 4\,050$; брезента сурового полульняного в один слой толщиной 0,7 мм $m = 12\,200$, в два слоя толщиной 1,6 мм $m = 17\,800$, в три слоя толщиной 2,4 мм $m = 26\,000$ Н · с/м^3.

3.7. ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В АСПИРИРУЕМОМ ОБОРУДОВАНИИ

Потери давления в машине (Па), возникающие при движении воздуха от входа в машину до выхода из нее (рис. 55)

$$H_м = \left(\sum\frac{\lambda}{D}l + \sum\varsigma\right)\frac{\rho v^2}{2}.$$

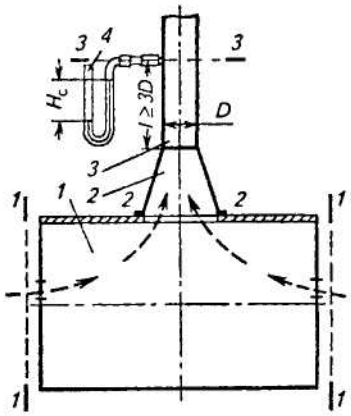


Рис. 55. Схема измерения потерь давления в машине:

1 — аспирируемая машина; *2* — конфузор; *3* — прямой воздуховод; *4* — микроманометр

Подставляя в это выражение вместо скорости v объемный расход $Q_м$, деленный на площадь, и обозначая все остальные величины общим коэффициентом $\varepsilon_м$, получим

$$H_м = \varepsilon_м Q_м^2, \qquad (115)$$

где $Q_м$ — объемный расход воздуха в машине, м³/с; $\varepsilon_м$ — коэффициент сопротивления машины, зависящий от конструкции машины и от видов сопротивлений внутри нее, Н · с²/м⁸.

Из-за неопределенности формы местных сопротивлений внутри большинства машин коэффициент сопротивления машины $\varepsilon_м$ и потери давления в машине $H_м$ определяют экспериментальным путем. На расстоянии $l \geq 3D$ (см. рис. 55) от конфузора в сечении *3—3* измеряют избыточные давления. Затем записывают уравнение Д. Бернулли для сечений *1—1* и *3—3*:

$$\pm H_{с1} + H_{д1} = \pm H_{с3} + H_{д3} + H_{пт1\text{-}3} = 0,$$

или

$$H_{пт1\text{-}3} = H_{с3} - H_{д3}.$$

Потери давления от сечения *1—1* до сечения *3—3* состоят из потерь давления в машине $H_м$, в конфузоре и на прямом участке, т. е.

$$H_м + \left(\varsigma_к + \frac{\lambda}{D} l\right) H_{д3} = H_{с3} - H_{д3}.$$

Откуда

$$H_м = H_{с3} - \left(1 + \varsigma_к + \frac{\lambda}{D} l\right) H_{д3}. \qquad (116)$$

В этой формуле учтен отрицательный знак давления $H_{с3}$. Коэффициент сопротивления конфузора $\zeta_к$ находят по табл. 8, динамическое давление $H_{д3}$ измеряют по схеме, приведенной на рис. 34, а величину $(\lambda/D)H_{д3} = R$ находят по приложению 7.

Коэффициент сопротивления машины

$$\varepsilon_м = \frac{H_{с3} - \left(1 + \varsigma_к + \frac{\lambda}{D} l\right) H_{д3}}{Q_м^2}, \qquad (117)$$

где $Q_м$ — объемный расход воздуха в машине, м³/с; определяют его измерениями в сечении *3—3* с учетом формул (63) и (72).

При проектировании вентиляционных (аспирационных) установок объемные расходы воздуха $Q_м$ и потери давления в машинах $H_м$ принимают по приложениям 8—11.

3.8. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ВОЗДУХОВОДАХ

При проектировании промышленных аспирационных сетей скорости воздушного потока в воздуховодах принимают в соответствии с Указаниями по проектированию аспирационных установок (ОАО «ЦНИИпромзерно-проект», 1998).

Ниже приведены теоретические формулы для определения скоростей воздуха в зависимости от свойств пыли.

При перемещении запыленного воздуха в воздуховодах возникают турбулентные режимы потоков с различной степенью турбулентности, рассчитываемые по средней скорости. При выводе формул принято, что около самой стенки воздуховода в пограничном слое на расстоянии радиуса пылинки режим потока ламинарный из-за малой скорости.

При соприкосновении частицы пыли со стенками воздуховода на нее действуют следующие силы (рис. 56):

P — сила давления воздушного пото-

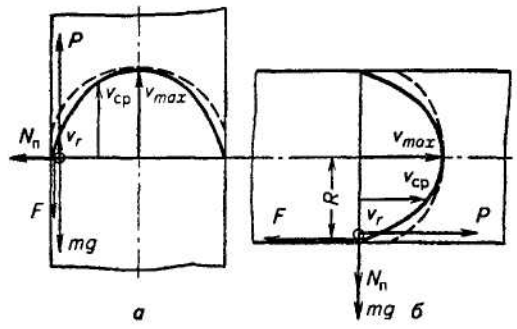


Рис. 56. Схема сил, действующих на частицу пыли около стенки воздуховода:

а — вертикального; *б* — горизонтального

ка на частицу, направленная параллельно стенке воздуховода; mg — сила тяжести; $N_п$ — сила притяжения частицы пыли к поверхности воздуховода; F — сила трения.

Для сдвига частицы пыли по стенке вертикального воздуховода и ее движения вверх (рис. 56) необходимо выполнить условие

$$P \geq mg + F. \qquad (118)$$

Подставляя в это уравнение значения сил P и F, получим

$$3\pi\mu d_п v_r \geq mg + fK_п mg.$$

После преобразований найдем необходимую скорость воздуха около стенки вертикального воздуховода

$$v_r \geq \frac{g\rho_п d_п^2 (1 + fK_п)}{18\mu}, \qquad (119)$$

где $\rho_п$ — плотность частицы пыли, кг/м^3; $d_п$ — диаметр шарообразной частицы пыли, м; f — коэффициент трения частицы о поверхность воздуховода, равный отношению силы притяжения к силе тяжести; $K_п$ — коэффициент притяжения частицы пыли к поверхности воздуховода, равный отношению силы притяжения к силе тяжести; μ — динамическая вязкость воздуха, Па · с.

Максимальную скорость воздуха v_{max} (м/с) в центре воздуховода находят с учетом кривой распределения скоростей при турбулентном режиме по формуле (58):

$$v_{max} = \frac{v_r}{\left(1 - r/R\right)^n},$$

где r и R — радиусы частицы и воздуховода.

Среднюю скорость в вертикальном воздуховоде находят с учетом формулы (60):

$$v_{ср} \geq a\frac{v_r}{\left(1 - \frac{r}{R}\right)^n},$$

где a — коэффициент поля скоростей; при турбулентном режиме $a = 0{,}816...0{,}88$.

Подставляя в эту формулу значение скорости v_r из уравнения (119), получим среднюю скорость воздуха в вертикальном воздуховоде

$$v_{ср} \geq a\frac{g\rho_п d_п^2 (1 + fK_п)}{18\mu\left(1 - \frac{r}{R}\right)^n}. \qquad (120)$$

Из формулы (120) видно, что скорость воздуха в вертикальных воздуховодах зависит от плотности и размеров частиц пыли, от коэффициента трения и коэффициента притяжения частиц пыли к стенке воздуховода, от ускорения свободного падения, коэффициента поля скоростей, от отношения радиусов частицы и воздуховода.

Для горизонтального воздуховода при ламинарном режиме течения около стенки (см. рис. 56,*б*) условие движения частицы пыли соблюдается при следующей зависимости:

$$P \geq F,$$

или

$$3\pi\mu d_п v_r \geq f(mg + N_п).$$

Тогда скорость воздушного потока около стенки воздуховода

$$v_r \geq \frac{f(mg + K_п mg)}{3\pi\mu d_п}.$$

После преобразования получим:

$$v_r \geq \frac{g\rho_п d_п^2 f(1 + K_п)}{18\mu}. \qquad (121)$$

Максимальная скорость в центре горизонтального воздуховода

$$v_{max} = \frac{g\rho_п d_п^2 f(1 + K_п)}{18\mu\left(1 - \frac{r}{R}\right)^n}, \qquad (122)$$

а средняя скорость воздуха в горизонтальном воздуховоде

$$v_{ср} = a\frac{g\rho_п d_п^2 f(1+K_п)}{18\mu\left(1-\frac{r}{R}\right)^n}. \qquad (123)$$

Из формулы (123) видно, что необходимая средняя скорость воздуха в горизонтальном воздуховоде зависит от тех же параметров, что и в вертикальном.

Формулы (122) и (123) не учитывают взаимодействия частиц пыли между собой, так как выведены из условия отрыва от стенки одной частицы пыли.

Учесть взаимодействие частиц пыли при их движении в воздуховоде из-за сложности процесса можно только приближенно, приняв величину $\left(1-\frac{r}{R}\right)^n$ в формулах (120) и (123) за единицу. В этом случае приближенные расчетные формулы для определения скоростей воздуха в воздуховодах с учетом взаимодействия частиц пыли для стандартного воздуха ($\mu = 18{,}3 \cdot 10^{-6}$ Па · с) и средней турбулентности воздушного потока ($a = 0{,}85$) будут иметь следующий вид:

для вертикального воздуховода

$$v_{ср} = 35018\rho_п d_п^2(1+fK_п), \qquad (124)$$

для горизонтального воздуховода

$$v_{ср} = 35018\rho_п d_п^2 f(1+K_п). \qquad (125)$$

Подставляя в формулы (124) и (125) значения $d_п = 0{,}1$ мм, $\rho_п = 1\,300$ кг/м^3, $f = 0{,}37$, $K_п = 82$, находим скорость воздуха для вертикального воздуховода $v_{ср} = 14{,}27$ м/с, для горизонтального $v_{ср} = 14$ м/с.

Необходимая скорость воздуха при длине горизонтального воздуховода, например, $l = 5$ м и при скорости осаждения пыли $v_п = 0{,}25$ м/с равна $v_{ср} = 12{,}5$ м/с.

Эти значения скоростей, полученные теоретическими расчетами, близки к значениям скоростей, которые принимают на практике по рекомендации ОАО «ЦНИИпромзернопроект». Выведенные теоретические формулы (124) и (125) приближенные. Например, при применении этих формул для мелкой пыли (меньше 50 мкм) в них нужно подставлять значение коэффициента притяжения не одной частицы, а нескольких частиц, которые одновременно осаждаются на стенку воздуховода.

В соответствии с Указаниями ОАО «ЦНИИпромзернопроект» в расчетах аспирационных установок принимают значения скорости воздуха в горизонтальных воздуховодах бóльшие, чем скорости, получаемые по формулам (121) и (122).

3.9. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ НОРМ РАСХОДА ВОЗДУХА НА АСПИРАЦИЮ ОБОРУДОВАНИЯ

Ниже приводятся формулы, по которым можно рассчитать объемный расход воздуха на аспирацию в зависимости от цели аспирации. Если аспирация машины преследует несколько целей, например создание необходимых санитарно-гигиенических и технологических условий, тогда рассчитывают расход воздуха для каждой цели аспирации. Полученные расходы сравнивают и принимают наибольший из них.

Аспирация оборудования с целью создания необходимых санитарно-гигиенических условий. Для оборудования, цель аспирации которого — создание необходимых санитарно-гигиенических условий, объемный расход воздуха (м^3/ч)

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 - Q_4, \qquad (126)$$

где Q_1 — объемный расход воздуха, поступающего (эжектируемого) в аспирируемое оборудование с продуктом через самотечный трубопровод или питающее отверстие, м^3/ч; Q_2 — объемный расход воздуха, вытесняемого продуктом из аспирируемого оборудования, м^3/ч; Q_3 — объемный расход воздуха, поступающего (подсасываемого) в оборудование через неплотности корпуса аспирируемого оборудования, м^3/ч; Q_4 — объемный расход воздуха, уносимого из оборудования по самотечным трубопроводам вместе с продуктом, м^3/ч; в большинстве случаев $Q_4 = 0$.

Объемные расходы воздуха Q_1, Q_2 и Q_3 (м³/ч) можно определить по формулам:

$$Q_1 = 3600(1-\varphi)S_c v_c;$$

$$Q_2 = G/\rho_н;\ Q_3 = 3600 S_щ v_щ,$$

где φ — коэффициент заполнения поперечного сечения самотечного трубопровода продуктом; в большинстве оборудования можно принимать $\varphi = 0{,}5$; S_c — площадь поперечного сечения самотечного трубопровода или питающего отверстия в корпусе машины, м², v_c — скорость движения воздуха в конце самотечного трубопровода, подсоединенного к корпусу машины, м/с;

$$v_c = \sqrt{2gl(\sin\alpha - f\cos\alpha)};$$

l — длина самотечного трубопровода, м; α — угол наклона самотечного трубопровода (для зерна $\alpha = 45°$; для муки и продуктов размола $\alpha \geq 60°$); f — коэффициент трения продукта о поверхность самотечного трубопровода; для стальных труб при движении зерна $f = 0{,}37$; G — производительность маршрута, кг/ч; принимают по производительности машины с непрерывным поступлением продукта, или рассчитывают по времени заполнения, например для ковшовых элеваторных весов 10 т — 0,8 мин, 20 т — 1 мин, 70 т — 1,7 мин; $\rho_н$ — объемная (насыпная) масса продукта; для зерна $\rho_н = 730$ кг/м³, муки, отрубей и продуктов размола $\rho_н = 500$ кг/м³; $S_щ$ — площадь поперечных сечений неплотностей корпуса (щелей), м²;

$$S_щ = \delta_щ \Sigma l;$$

Σl — сумма периметров швов разъемных соединений корпуса аспирируемого оборудования, м; $\delta_щ$ — зазор швов разъемных соединений корпуса, м; зазор не должен превышать допуска на свободные размеры (1—2 мм); $v_щ$ — скорость входа воздуха через щели, м/с;

$$v_щ = \sqrt{\frac{2H_{вак}}{\rho\zeta_{вх}}};$$

$H_{вак}$ — вакуум внутри корпуса машины, Па; принимают равным потерям давления в машине, или минимальный вакуум 50 Па; ρ — плотность воздуха, кг/м³; $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления щели с острыми кромками; $\zeta_{вх} = 2$.

Из формулы Q_3 видно, что расход воздуха на аспирацию зависит от герметичности корпуса аспирируемой машины.

Полученный расчетом по формуле (126) расход сравнивают с нормами по Указаниям ОАО «ЦНИИпромзернопроект» (приложение 8) и делают заключение о допустимости расхождений.

Аспирация оборудования с целью удаления примесей, обогащения продуктов размола и шелушения зерна. Объемный расход воздуха при аспирации оборудования с технологической целью очистки зерна от аэроотделимых примесей, отличающихся от основного зерна аэродинамическими свойствами, или с целью разделения продуктов шелушения зерна крупяных культур рассчитывают по формуле (8).

Пример. Рассчитать расход воздуха в аспирационном (пневмосепарирующем) канале РЗ-БНА-50 при очистке зерна пшеницы от примесей.

Из технической характеристики аспирационного (пневмосепарирующего) канала принимаем его ширину $B_к = 120$ мм при длине $L_к = 500$ мм и определяем площадь поперечного сечения (м²):

$$S_к = B_к L_к = 0{,}12 \cdot 0{,}5 = 0{,}06\ м^2.$$

Задавшись средней скоростью воздуха в канале $v_к = 6$ м/с, находим объемный расход воздуха (м³/ч):

$$Q = 3600 S_к v_к = 3600 \cdot 0{,}06 \cdot 6 = 1296\ м^3/ч.$$

По нормам (см. приложение 8) объемный расход воздуха для аспирационного (пневмосепарирующего) канала РЗ-БНА составляет 1 300 м³/ч, что близко к расчетному значению.

Количество воздуха при аспирации ситовеечных машин с целью обогащения крупок определяют по формуле (8), в которой S_c — площадь сит, продуваемых воздухом, м²; v_c — скорость движения воздуха над поверхностью сита и слоя продукта, м/с. Эту скорость принимают меньше скорости витания оболочечных частиц крупы, которые идут сходом с сит. Например, минимальная скорость витания оболочечных частиц крупной крупы 1 м/с, средней 0,8, мелкой 0,5 м/с, дунстов –0,4 м/с. Рекомендуют принимать скорость для крупной крупы 0,6 м/с, для средней 0,45, для мелкой 0,36, для дунстов 0,31 м/с.

Контрольные вопросы и задания. 1. Из чего состоит окружающий нас воздух? 2. Назовите параметры воздуха, от которых зависит работа вентиляционных установок. 3. Какими приборами измеряют давление воздуха? 4. С помощью каких приборов и какими способами можно определить скорость воздуха? 5. Как выражается закон сохранения массы и как записать уравнение неразрывности воздушного потока? 6. Как выражается закон сохранения энергии? 7. Напишите уравнение Д. Бернулли для воздушного потока. 8. По каким формулам можно определить потери давления в прямых воздуховодах? 9. Как рассчитать потери давления в фасонных частях воздуховодов? 10. По каким формулам находят потери давления при пересечении воздухом слоя зерна и продуктов его размола? 11. Как определить потери давления в аспирируемом оборудовании? 12. По каким формулам можно рассчитать расход воздуха на аспирацию оборудования?

Глава 4
ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

●

4.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ

Пылеуловителями называют устройства для очистки воздуха от пыли. Они предназначены для высокоэффективной очистки воздуха от пыли с целью устранения загрязнений окружающего атмосферного воздуха, а также извлечения из воздуха ценных пищевых и кормовых продуктов.

В вентиляционной технике применяют механические, электрические, химические и комбинированные способы очистки воздуха от пыли.

В основу классификации пылеуловителей (рис. 57) положены принципы очистки, т. е. выявлен доминирующий вид сил, под действием которых очищается воздух.

В гравитационных и центробежных пылеуловителях используют *механический способ*, основанный на применении сил тяжести и центробежных сил; в инерционных — сил инерции при изменении направления воздушного потока.

Фильтровальные сухие пылеуловители (фильтры) основаны на пропуске запыленного воздуха через пористые материалы, например ткань, синтетические и керамические материалы и т. п.

В масляных мокрых пылеуловителях (фильтрах) запыленный воздух пропускают через сетчатые липкие поверхности, покрытые тонким слоем масла, к которым прилипают частицы пыли.

В водяных мокрых пылеуловителях запыленный воздух проходит через водяную завесу распыленной воды, с которой уловленная пыль поступает в канализацию. Поэтому такой способ отделения пыли применяют только на малозапыленном, предварительно очищенном воздухе.

Электрический способ очистки основан на зарядке частиц пыли в поле коронного разряда или на использовании статических зарядов, приобретаемых пылью при трении в момент ее движения.

При *химическом способе* очистки вещество пыли вступает в химическую реакцию с веществом пылеуловителя.

На предприятиях по хранению и переработке зерна широко применяют механические сухие способы очистки, которые позволяют сохранять свойства уловленной пыли и использовать ее как кормовой и пищевой продукт.

Чтобы повысить эффективность очистки воздуха сухими способами, иногда применяют двух- или трехступенчатую последовательную очистку в разных пылеуловителях или используют комбинированные пылеуловители.

4.2. МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ

При проектировании выбирают способ и тип пылеуловителя с учетом следующих показателей: эффективности очистки, эксплуатационной надежности, энергоемкости, габаритных размеров, материалоемкости, сложности конструкции, ценности пыли и ее концентрации при входе и выходе.

Эффективность очистки воздуха от пыли характеризуют коэффициентом очистки

$$\eta_{\text{п}} = \frac{a_1 - a_2}{a_1} \leq 1{,}0,$$

или

$$\eta_{\text{п}} = \frac{a_1 - a_2}{a_1} \cdot 100\%, \qquad (127)$$

где a_1 — первоначальная концентрация пыли при входе в пылеуловитель, г/м^3; a_2 — конечная концентрация на выходе из пылеуловителя, г/м^3.

Рис. 57. Классификация пылеуловителей

Коэффициент очистки воздуха от пыли всегда ≤ 1,0. При двухступенчатой последовательной очистке воздуха в двух пылеуловителях общий коэффициент очистки

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 - \eta_1\eta_2, \qquad (128)$$

где η_1 и η_2 — коэффициенты очистки первого и второго пылеуловителей.

Если последовательно установлено n пылеуловителей, то общий коэффициент очистки воздуха

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1)(1 - \eta_2)...(1 - \eta_n).$$

Если отдельные фракции пыли выделяют на отдельных ступенях очистки, то общий коэффициент

$$\eta = \frac{\eta_1\Phi_1}{100} + \frac{\eta_2\Phi_2}{100} + ... + \frac{\eta_i\Phi_i}{100}, \qquad (129)$$

где η_1, η_2, ..., η_i — фракционные коэффициенты очистки; Φ_1, Φ_2,..., Φ_i — содержание фракций, %.

Эксплуатационная надежность пылеуловителя характеризуется его свойством выполнять свои функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели при заданных режимах работы и условиях использования технического обслуживания и ремонта. В более узком смысле под эксплуатационной надежностью понимают безотказность работы пылеуловителя.

Наиболее эксплуатационно надежными пылеотделителями считают циклоны.

Энергоемкость пылеуловителя характеризуется потерями давления в пылеуловителе, т. е. его сопротивлением $H_п$. Кроме того, учитывают энергию на вспомогательные операции (вывод пыли, очистку фильтровальных поверхностей и т. п.).

Экономичность пылеуловителя можно оценить удельным расходом энергии (Дж/кг)

$$Э_у = 10^3 \frac{QH_п}{a_1 Q\eta_п} = 10^3 \frac{H_п}{a_1\eta_п}. \qquad (130)$$

Показателем эффективности работы пылеуловителя может служить коэффициент технико-экономической эффективности ($м^3$/Дж)

$$E_{т.э} = \frac{1}{Э_у} \cdot \frac{1}{a^2} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\eta_п} - 1\right) H_п}. \qquad (131)$$

Этот коэффициент показывает экономию энергии на очистку 1 $м^3$ воздуха без учета расхода энергии на вспомогательные операции, ремонт и обслуживание.

При выборе способа и типа пылеуловителя учитывают ценность пыли, первоначальную и конечную концентрации. Например, для уменьшения концентрации крупной пыли в воздуховодах при аспирации сепараторов и обоечных машин применяют осадочные камеры или горизонтальные циклоны, после которых воздух поступает на последующую очистку в батарейные циклоны или фильтры.

На малозапыленном, предварительно очищенном воздухе предпринимались попытки применить мокрые пылеуловители, после которых воздух может возвращаться в рабочие помещения. Однако по ряду причин, одна из которых — повышение влажности воздуха в помещениях и, как следствие, конденсация влаги на оборудовании и строительных конструкциях, мокрые пылеуловители пока не нашли применения в зерноперерабатывающих предприятиях.

4.3. ГРАВИТАЦИОННЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ

К гравитационным пылеуловителям относят осадочные камеры и пылесборники. Применение пылесборников Правилами противопожарной безопасности запрещено из-за их повышенной пожаровзрывоопасности.

Осадочные камеры применяют для грубой предварительной очистки воздуха от крупной пыли в зерноочистительных машинах (сепараторах, аспираторах, обоечных машинах и др.) с целью уменьшения концентрации крупной пыли в воздуховодах. Коэффициент очистки воздуха в осадочных камерах составляет 0,5...0,6.

Работа осадочных камер гравитаци-

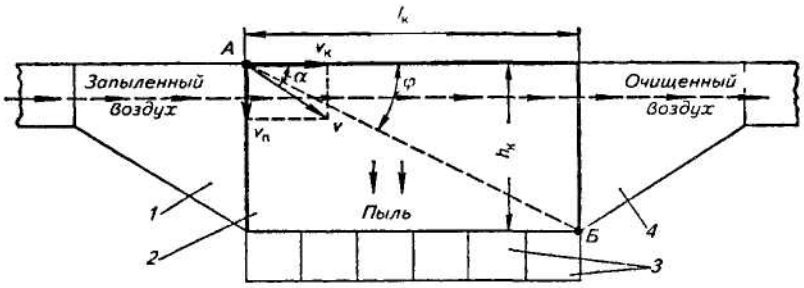


Рис. 58. Простейшая осадочная камера:

1 — диффузор; *2* — камера; *3* — клапаны для вывода пыли; *4* — конфузор

онного типа основана на использовании в основном гравитационных и частично центробежных сил. Размеры простейшей осадочной камеры (рис. 58) рассчитывают следующим образом. Время осаждения частицы пыли t_1 (с) под действием силы тяжести от верхней точки *А* до нижней точки *Б* будет

$$t_1 = h_к / v_п,$$

где $h_к$ — высота камеры, м; $v_п$ — скорость осаждения пыли (м/с); находят по графику на рис. 22.

Для определения времени пребывания частицы в камере (с) можно использовать формулу:

$$t_2 = l_к / v_к,$$

где $l_к$ — длина камеры, м; $v_к$ — скорость воздуха в камере, м/с.

Для осаждения пыли необходимо, чтобы время осаждения частицы пыли было бы равно времени ее пребывания в камере или было меньше него, т. е. $t_1 \le t_2$, или

$$\frac{h_к}{v_п} \le \frac{l_к}{v_к},$$

откуда

$$l_к \ge h_к \frac{v_к}{v_п}. \qquad (132)$$

Как видно из формулы (132), для сокращения длины камеры гравитационного типа необходимо уменьшить скорость движения воздуха, увеличив ширину камеры, что неэкономично.

Наибольшее распространение получают в последнее время осадочные камеры центробежно-гравитационного типа (рис. 59), так как они имеют меньшую длину и характеризуются более высоким коэффициентом очистки. В этих осадочных камерах используют не только силу тяжести, но и центробежную силу $P_ц$, которая прижимает частицы пыли к наружному корпусу камеры со скоростью v_r (м/с). В результате действия двух сил эффективность очистки в цилиндрической камере центробежно-гравитационного типа повышается до 0,6 (вместо 0,5 в камере гравитационного типа.

Диаметр внутреннего цилиндра *2* (см. рис. 59) принимают равным диаметру входного отверстия вентилятора.

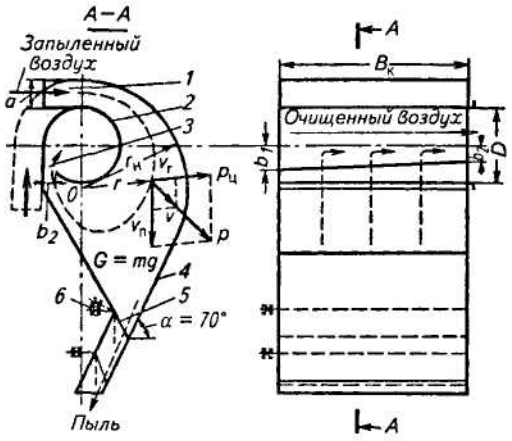


Рис. 59. Цилиндрическая осадочная камера центробежно-гравитационного типа:

1 — входной патрубок, *2* — внутренний цилиндр; *3* — трапецеидальное отверстие; *4* — корпус камеры; *5* — клапан; *6* — груз

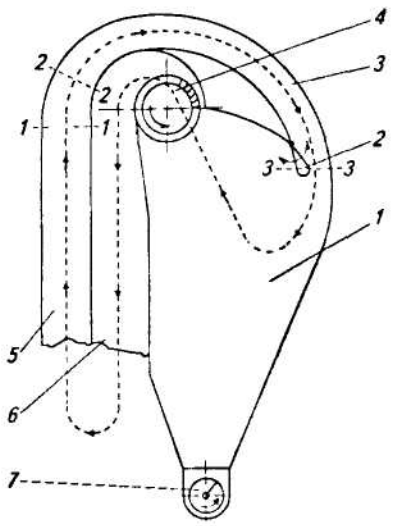


Рис. 60. Осадочная камера центробежно-гравитационного типа аспиратора А1-БДЗ:

1 — осадочная камера; *2* — дросселирующая заслонка; *3* — транспортный канал; *4* — диаметральный вентилятор; *5* — пневмосепарирующий канал; *6* — рециркуляционный канал, *7* — шнек для вывода относов

Размер (м) входного отверстия камеры

$$a = \frac{Q}{B_к v_{вх}},$$

где Q — объемный расход воздуха в камере, м³/с; $B_к$ — ширина камеры, м; $v_{вх}$ — скорость воздуха во входном отверстии камеры; $v_{вх} = 6...7$ м/с.

Радиус наружного цилиндра камеры (м)

$$r_н = \frac{Q}{B_к v_к},$$

где $v_к$ — скорость воздуха в камере; $v_к = 2...2{,}5$ м/с.

Площадь трапецеидального отверстия *3* в цилиндре *2* принимают равной площади входного патрубка:

$$S = \frac{(b_1 + b_2)B_к}{2} = aB_к,$$

откуда

$$a = \frac{b_1 + b_2}{2}.$$

Размер трапецеидального отверстия b_2 около входного отверстия вентилятора уменьшают по сравнению с размером b_1, что позволяет равномерно отсасывать воздух по ширине камеры. Для этого потери давления на длине цилиндра должны быть равны увеличению потерь давления на вход в узком сечении отверстия 3, т. е.

$$RB_к = \zeta_{вх} \frac{\rho}{2}\left(v_2^2 - v_1^2\right).$$

Тогда скорость воздуха (м/с) в узком сечении

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + \frac{2RB_к}{\zeta_{вх}\rho}}, \qquad (133)$$

где v_1 — скорость воздуха в широком сечении; R — потери давления на 1 м длины цилиндра, Па/м; $B_к$ — длина цилиндра, м; $\zeta_{вх}$ — коэффициент местного сопротивления на вход.

Величину b_1/b_2 находят по отношению скоростей v_2/v_1 с учетом формулы (133). При входе в осадочную камеру, показанную на рис. 59, скорость воздуха постепенно уменьшается, так как имеет место расширение потока, что приводит к уменьшению центробежной силы и к снижению коэффициента очистки. Наиболее совершенной осадочной камерой центробежно-гравитационного типа считают показанную на рис. 60 камеру, которая применена в конструкции аспиратора А1-БДЗ с вертикальным пневмосепарирующим каналом и с диаметральным вентилятором. Особенности этой камеры — увеличение скорости воздуха на входе в нее, а также обтекаемая форма дросселирующей заслонки, установленной в камере.

Скорость воздуха при входе в эту камеру возрастает с 5 до 7 м/с вследствие сужения канала от сечения *1—1* до сечения *2—2*, а применение дроссельной заслонки *2* позволяет увеличить скорость в сечении *3—3* до 16 м/с, а следовательно и центробежную силу, что повышает эффективность очистки. Из-за обтекаемой формы заслонки *2* уменьшаются вихревые зоны в камере, что делает движение воздуха в камере более

организованным и благоприятным для осаждения пыли. Как показали производственные испытания этой камеры на крупозаводах, при выделении лузги крупяных культур со скоростями витания 0,5...1,5 м/с коэффициент очистки достигает 0,98.

4.4. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛИ (ЦИКЛОНЫ)

Циклоны широко применяют для сухой очистки воздуха от всех видов пыли из-за простоты их конструкции, эксплуатационной надежности и экономичности. Коэффициент очистки обычных циклонов достигает 97...98 %, а улучшенных и модернизированных конструкций на отдельных видах пыли даже 99 % и выше.

4.4.1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ЦИКЛОНА

Принцип работы циклона основан на сообщении воздушному потоку вращательного движения между концентрично расположенными цилиндрами *2* и *3* (рис. 61) и на использовании центробежных сил для выделения пыли из потока.

На частицу пыли, находящуюся в точках A_1 и A_2 циклона с тангенциально-винтовой формой входной улитки, действует центробежная сила (Н)

$$P_ц = m\frac{v_ц^2}{r}.$$

Для сферической частицы

$$P_ц = \frac{\pi d_п^3 \rho_п v_ц^3}{6r}, \qquad (134)$$

где $d_п$ — диаметр частицы пыли, м; $\rho_п$ — плотность частицы пыли, кг/м; $v_ц$ — переносная скорость потока, м/с, r — радиус вращения, м.

Скорость частицы принимается равной скорости потока.

Скорость $v_ц$ зависит от входной скорости:

$$v_{вх} = Q/S_{вх},$$

где Q — объемный расход воздуха, м³/с; $S_{вх}$ — площадь входного отверстия циклона, м².

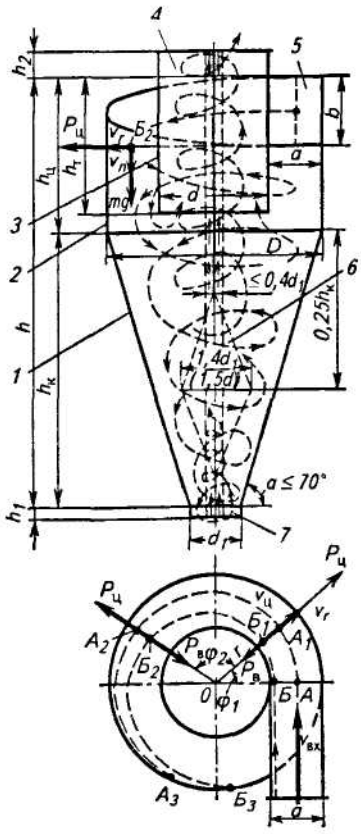


Рис. 61. Схема циклона:

1 — конус, *2* — наружный цилиндр, *3* — внутренний цилиндр, *4* — выходной патрубок для воздуха, *5* — входной патрубок, *6* — противоподсосный конус, *7* — выходной патрубок для пыли

Приближенно принимают $v_ц = (0{,}7...0{,}8)v_{вх}$.

Под действием центробежной силы частицы пыли перемещаются по радиусу с относительной скоростью v_r. Для осаждения пыли в циклоне необходимо, чтобы за время вращения частица пыли переместилась из точки *А* или *Б* в точки A_3 или $Б_3$, расположенные на наружном цилиндре или конусе. Далее осажденная пыль под действием силы тяжести перемещается по стенкам конуса *1* к выходному патрубку *7*.

Скорость движения частицы по радиусу v_r (м/с) находят из равенства центробежной силы и силы вязкостного сопротивления по закону Стокса:

$$P_ц = P_в,$$

$$\text{или } \frac{\pi d_п^3 \rho_п v_ц^2}{6r} = 3\pi\mu v_r d_п,$$

откуда

$$v_r = 3090 \frac{d_п^2 \rho_п v_ц^2}{r}.$$

Подставляя в эту формулу значения $v_r = dr/dt$, после интегрирования определяют время t (с), необходимое для перемещения частицы от внутреннего цилиндра радиусом $r_в$ до наружного цилиндра радиусом $r_н$

$$t = \frac{r_н^2 - r_в^2}{6180 d_п^2 \rho_п v_ц^2}. \qquad (135)$$

Заменив радиусы диаметрами, получают

$$t = 4{,}05 \cdot 10^{-5} \frac{D^2 - d^2}{d_п^2 \rho_п v_ц^2}.$$

Время пребывания пыли в цилиндре (с)

$$t_п = \frac{h_ц}{v_o},$$

где v_o — осевая скорость в цилиндре циклона, м/с.

Скорость v_o (м/с) находят из уравнения неразрывности потока:

$$v_o = \frac{Q}{\pi\left(r_н^2 - r_в^2\right)}.$$

Для осаждения пыли в цилиндре циклона необходимо, чтобы время пребывания в нем пыли $t_п$ было равно времени осаждения или было больше него, т. е. $t_п \geq t$

$$\frac{h_ц \pi\left(r_н^2 - r_в^2\right)}{Q} = \frac{\left(r_н^2 - r_в^2\right)}{6180 d_п^2 \rho_п v_ц^2},$$

откуда находят необходимую высоту цилиндра циклона (м)

$$h_ц = \frac{Q}{\pi 6180 d_п^2 \rho_п v_ц^2}. \qquad (136)$$

Остальные размеры циклонов находят экспериментально в зависимости от диаметра циклона (табл. 17).

17. Зависимость параметров циклона от его диаметра (см. рис. 62)

Циклон	Диаметр		Высота			Заглубление внутреннего цилиндра $h_т$	Размеры входного патрубка		Оптимальная входная скорость $v_{вх}$, м/с	Коэффициент сопротивления $\zeta_ц$	Коэффициент очистки $\eta_ц$, %	Зависимость диаметра D (мм) от расхода Q (м³/ч)
	наружный D	внутренний d	цилиндра $h_ц$	конуса $h_к$	общая h		a	b				
ЦОЛ (центробежный отделитель ЛИОТ)	1	0,6	1,76	1,14	2,9	1,7	0,21	0,36	18	4	До 95	$D = 14{,}4\sqrt{Q}$
БЦ (батарейный ВНИИЗ — НИИОгаз)	1	0,6	2,18	2,0	4,18	1,355	0,2	0,58	15...18	5	До 97...98	$D = 13\sqrt{Q}$
ОТИ	1	0,55	0,6	2,5	3,1	0,7	0,25	0,45	10...14	$12D^*$	До 97...98	$D = 13{,}8\sqrt{Q}$
УЦ-38 (улучшенный циклон)	1	0,38	0,8	2,3	3,1	0,5	0,25	0,25	10...12	$20D^*$	До 99 и выше	$D = 19{,}5\sqrt{Q}$

*Диаметр D принят в метрах.

Эффективность очистки воздуха от пыли в циклоне зависит от входной скорости или расхода воздуха, от размера и плотности частиц пыли и от диаметра циклона. Чем больше размер и плотность частиц пыли, а также чем больше входная скорость воздуха в циклоне (но до определенного предела) и меньше диаметр циклона, тем выше эффективность очистки.

Предел повышения входной скорости воздуха в циклоне наступает, когда с дальнейшим увеличением скорости воздуха не повышается скорость радиального перемещения пыли v_r из-за возрастания сил сопротивления. Поэтому чрезмерное увеличение скорости на входе в циклон (выше оптимального значения) приводит к ухудшению эффективности очистки.

Эффективность очистки возрастает с уменьшением диаметра циклона. Поэтому при проектировании следует применять батарейные установки циклонов малых диаметров вместо одиночных циклонов больших диаметров. Одиночные циклоны больших диаметров применяют только на крупной пыли при аспирации оборудования, работающего на неочищенном зерне, например при приеме зерна с железной дороги или с автомобильного транспорта.

Из рис. 61 видно, что в результате вращательного движения потока по оси циклона создается вакуум (вихревой шнур) диаметром от 0,25 до 0,4d даже при работе циклона на нагнетании.

Из-за наличия вакуума по оси циклона увеличивается подсос воздуха через центры выходных патрубков *4* и 7, что ухудшает эффективность работы циклона. Чтобы уменьшить влияние вихревого шнура, по оси циклона иногда устанавливают противоподсосный конус *6*. На выходе пыли из патрубка *7* необходимо монтировать шлюзовой затвор (или, в крайнем случае, двойной противоподсосный клапан).

4.4.2. ЦИКЛОНЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ХЛЕБОПРОДУКТОВ

На предприятиях по хранению и переработке зерна применяют четыре типа циклонов (рис. 62, табл. 17). Первые три типа циклонов (ЦОЛ, БЦ, ОТИ) имеют тангенциально-винтовые улитки, а циклон типа УЦ — спирально-плоскую улитку.

По форме циклоны разделяют на цилиндрические ($h_ц > h_к$) и конусные ($h_ц < h_к$). По размерам различают циклоны одиночные большого диаметра (циклоны ЦОЛ) и батарейные малого диаметра (БЦ, ОТИ и УЦ). В зависимости от направления вращения воздушного потока циклоны бывают правого исполнения (поток вращается по часовой стрелке) и левого (поток вращается против часовой стрелки).

Циклон УЦ имеет спирально-плоскую входную улитку. Повышение эффективности очистки в этом циклоне достигается в результате следующих конструктивных изменений.

1. Входной патрубок в циклоне УЦ квадратной формы вынесен за габаритные размеры циклона; при этом входная улитка имеет спиральную наружную поверхность, описанную радиусом $R=(D+a)/2$ с углом 180°. Благодаря наличию такой улитки улучшается эффективность очистки воздуха, потому что при входе в циклон все частицы пыли оказываются уже выведенными на поверхность наружного цилиндра циклона. В обычных циклонах с тангенциально-винтовыми улитками входной патрубок расположен в пределах наружного диаметра, поэтому частицы пыли вынуждены перемещаться от внутреннего цилиндра к наружному.

2. Верхняя винтовая крышка входной улитки обычных циклонов заменена в циклоне УЦ горизонтальной плоскостью. Поэтому после одного оборота поток не опускается по винтовой линии с шагом b, как в обычных циклонах, а уплотняет и отжимает входящий воздух. Это улучшает эффективность очистки, но увеличивает сопротивление циклона, коэффициент сопротивления которого $\zeta_ц = 20D$ вместо $12D$ в циклоне ОТИ.

3. Диаметр внутреннего цилиндра циклона УЦ уменьшен до 0,38D вместо 0,6D в обычных циклонах. Это снижает вероятность уноса в выхлопную трубу мелких пылинок и улучшает эффективность очистки.

Циклоны УЦ наиболее эффективно

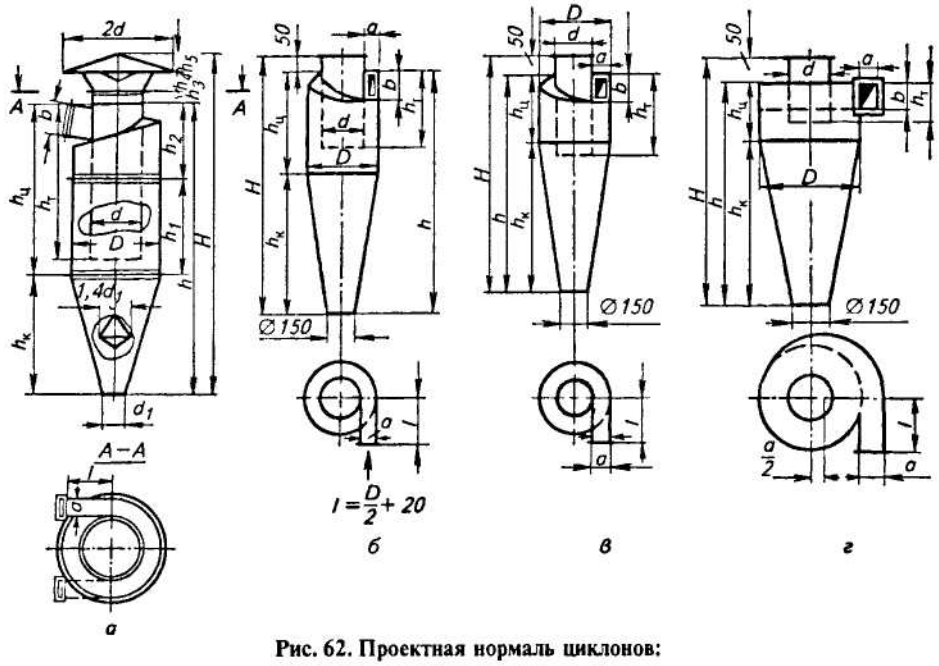


Рис. 62. Проектная нормаль циклонов:

а — ЦОЛ, *б* — БЦ (ВНИИЗ—НИИОгаз), *в* — ОТИ; *г* — УЦ

работают на мучной пыли, достигая значений коэффициента очистки 99...99,5 %. Сопротивление циклонов (Па)

$$H_{ц} = \zeta_{ц} \frac{\rho v_{вх}^2}{2}, \qquad (137)$$

где $\zeta_{ц}$ — коэффициент сопротивления циклона, который зависит от его конструкции (например, в цилиндрических циклонах $\zeta_{ц}$ не зависит от его диаметра, а в конусных прямо пропорционален ему — (см. табл. 17).

Размеры циклонов ЦОЛ, БЦ (ВНИИЗ—НИИОгаз), ОТИ и УЦ-38 приведены в табл. 18...21.

На предприятиях хлебопродуктов широко применяют батарейные установки циклонов 4БЦШ (рис. 63, табл. 22), батарейные установки с циклонами

18. Циклоны ЦОЛ (см. рис. 62, *а*)

Циклон	Q, м³/ч	Размеры, мм							
		H	D	d	d_1	$h_к$	$h_ц$	h	$h_т$
ЦОЛ-1	1000	1615	453	260	220	520	700	1220	650
ЦОЛ-1,5	1500	1945	562	325	220	650	985	1635	900
ЦОЛ-3	3000	2745	789	457	220	950	1385	2335	1300
ЦОЛ-4,5	4500	3375	972	565	220	1180	1705	2885	1600
ЦОЛ-6	6000	3955	1107	640	300	1385	2010	3395	1900
ЦОЛ-7,5*	7500	4270	1245	720	300	1420	2240	3660	2000
ЦОЛ-9	9000	4690	1370	798	300	1630	2410	4040	2200
ЦОЛ-10*	10000	4950	1440	836	300	1640	2520	4160	2300
ЦОЛ-12	12000	5445	1580	920	300	1925	2780	4705	2500
ЦОЛ-15*	15000	6265	1778	1030	300	2340	3110	5450	2800
ЦОЛ-18	18000	6720	1986	1180	300	2420	3420	5840	3000
ЦОЛ-20*	20000	7070	2036	1220	300	2450	3660	6110	3100

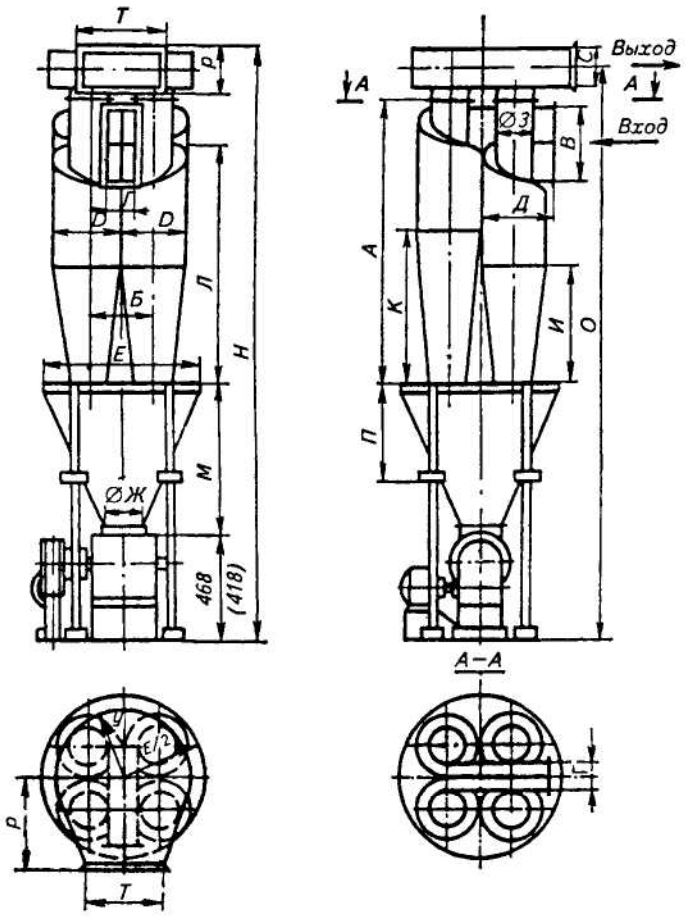


Рис. 63. Батарейная установка циклонов 4-БЦШ

Продолжение

Циклон	Размеры, мм								Масса, кг
	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	a	b	l	
ЦОЛ-1	450	250	80	100	85	93	163	225	48
ЦОЛ-1,5	665	320	80	125	105	115	200	325	65,5
ЦОЛ-3	860	525	90	175	145	162	283	410	127
ЦОЛ-4,5	1000	705	95	215	180	199	348	503	177
ЦОЛ-6	1285	725	95	260	205	229	400	575	282
ЦОЛ-7,5*	1505	735	95	290	225	262	448	650	340
ЦОЛ-9	1660	750	95	300	255	281	492	715	409
ЦОЛ-10*	1730	790	95	320	275	300	518	770	501
ЦОЛ-12	1950	830	95	350	295	325	568	825	609
ЦОЛ-15*	2200	910	95	390	330	369	635	923	720
ЦОЛ-18	2490	1000	100	430	360	398	697	1005	853
ЦОЛ-20*	2660	1000	100	470	390	427	733	1055	970

* Выпуск сокращен.

19. Циклоны БЦ (ВНИИЗ-НИИОгаз, см. рис. 62, *б*)

Циклон	Q, м³/ч	Размеры, мм								
		H	D	d	$h_к$	$h_ц$	h	$h_т$	a	b
БЦ-200	240 ..300	890	200	120	400	440	840	270	40	115
БЦ-225	300.,.360	950	225	135	450	450	900	305	45	130
БЦ-250	360...400	1100	250	150	500	550	1050	340	50	145
БЦ-275	400...535	1215	275	165	550	615	1165	375	55	160
БЦ-300	535...600	1310	300	180	600	660	1260	410	60	175
БЦ-325	600...700	1415	325	195	650	715	1365	445	65	190
БЦ-350	700...800	1520	350	210	700	770	1470	475	70	205
БЦ-375	800...900	1625	375	225	750	825	1575	505	75	220
БЦ-400	950...1050	1730	400	240	800	880	1680	540	80	240
БЦ-425	1100...1250	1835	425	255	850	935	1785	575	85	245
БЦ-450	1250...1400	1940	450	270	900	990	1890	610	90	260
БЦ-475	1400...1550	2045	475	285	950	1045	1995	645	95	275
БЦ-500	1550...1700	2150	500	300	1000	1100	2100	675	100	290
БЦ-525	1700...1850	2255	525	315	1050	1155	2205	710	105	305
БЦ-550	1850...2100	2360	550	330	1100	1210	2310	745	110	320
БЦ-600	2100...2350	2570	600	360	1200	1320	2520	815	120	345

20. Циклоны ОТИ (см. рис. 62, *в*)

Номер цикло-на	Q, м³/мин	Размеры, мм										
		H	D	d	$h_к$	$h_ц$	h	$h_т$	a	b	l	$\zeta_ц$
5	5	845	240	130	600	145	745	169	55	110	140	2,9
10	10	1155	340	190	850	205	1055	239	75	155	190	4,1
15	15	1390	415	230	1040	250	1290	291	90	190	230	5,0
20	20	1590	480	270	1200	290	1490	338	105	220	260	5,9
25	25	1770	535	295	1350	320	1670	373	120	250	290	6,6
30	30	2000	585	320	1450	350	1800	408	150	275	315	7,2

21. Циклоны УЦ-38 (см. рис. 62, *г*)

Циклон	Q, м³/ч	Размеры, мм									Масса, кг
		H	D	d	$h_к$	$h_ц$	h	$h_т$	$a = b$	l	
УЦ-250*	170	825	250	95	575	200	775	125	63	225	11,0
УЦ-300*	240	980	300	115	690	240	930	150	75	250	14,9
УЦ-350*	330	1135	350	135	805	280	1085	175	88	276	20,0
УЦ-400*	430	1290	400	150	920	320	1240	200	100	300	25,2
УЦ-450	545	1445	450	170	1035	360	1395	225	110	325	30,4
УЦ-500	670	1600	500	190	1150	400	1550	250	125	350	38,0
УЦ-550	815	1755	550	210	1265	440	1705	275	137	375	44,3
УЦ-600	965	1910	600	230	1380	480	1860	300	150	400	54,0
УЦ-650	1135	2065	650	245	1495	520	2015	325	162	425	61,3
УЦ-700	1320	2220	700	265	1610	560	2170	350	175	450	70,3
УЦ-750*	1525	2375	750	285	1725	600	2325	375	187	475	79,0
УЦ-800*	1725	2530	800	300	1840	640	2480	400	200	500	88,2
УЦ-850*	1950	2685	850	320	1955	680	2635	425	212	525	103,0

Примечание. Входная скорость воздуха в циклон принята равной $v_{вх} = 12$ м/с.

*Выпуск сокращен.

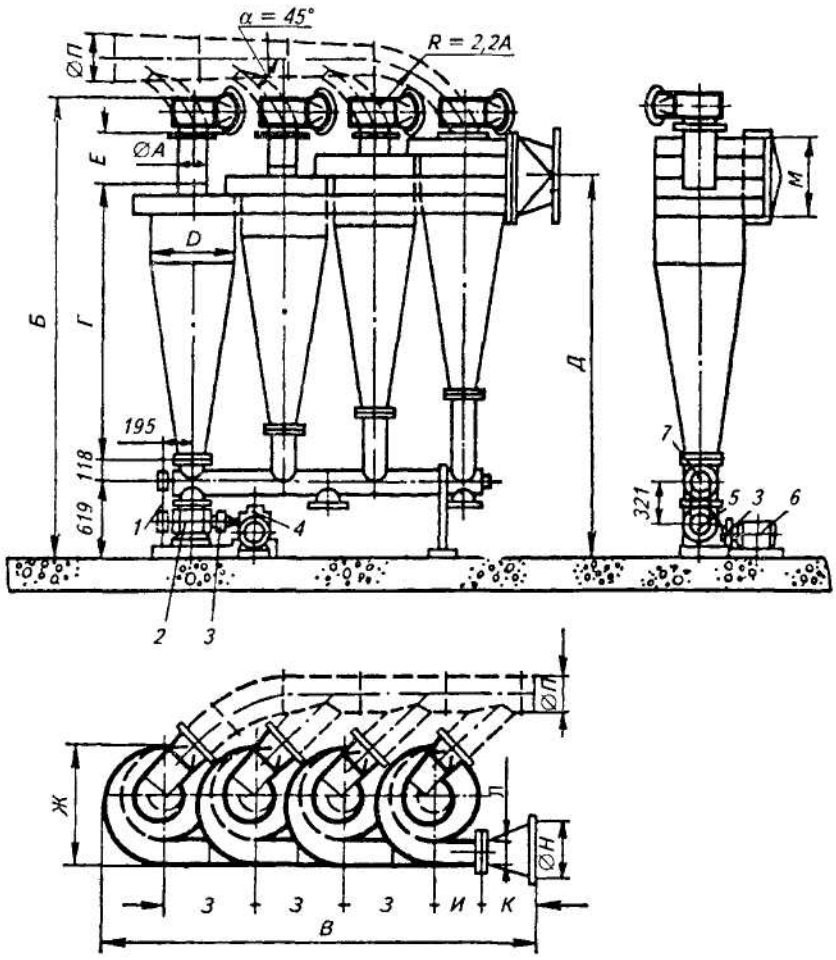


Рис. 64. Батарейная установка с однорядным расположением циклонов УЦ:

1 — цепь втулочно-роликовая, *2* — шлюзовой затвор ШУ-15, *3* — муфта, *4* — редуктор РЧ-1 (u = 1 40), *5* — звездочка (z = 20, t = 19,05), *6* — электродвигатель (N = 0,55 кВт, n = 1410 об/мин), 7 — звездочка (z = 15, t = 19,05)

УЦ при однорядном расположении 2УЦ, 3УЦ и 4УЦ (рис. 64, табл. 23) и батарейные установки с циклонами УЦ при двухрядном расположении 2×2УЦ, 2×3УЦ и 2×4УЦ (рис. 65, табл. 24).

Кроме батарейных установок циклонов типа 4БЦШ Курский завод ОАО «Элеватормельмаш» выпускает батарейные установки типа У21-ББЦ (см. табл. 22). Основное отличие батарейных установок У21-ББЦ от 4БЦШ заключается в том, что их выпускают с входным и выходным конфузорами, а выброс воздуха из установки предусмотрен в двух вариантах: вбок и вверх. Считается, что батарейные установки с такими дополнительными элементами имеют повышенную монтажную готовность.

К сожалению, в последнее время значительно сокращены типоразмеры выпускаемых циклонов. Например, сокращен выпуск некоторых размеров циклонов типа ЦОЛ, обозначенных в табл. 18 звездочкой, а батарейные установки У21-ББЦ выпускают на шесть типоразмеров меньше, чем производимые ранее батарейные установки циклонов 4БЦШ (см. табл. 22).

Конструкцию циклонов ЦОЛ разрабатывает и изготовляет Курганский завод ОАО «Элеватормельмаш».

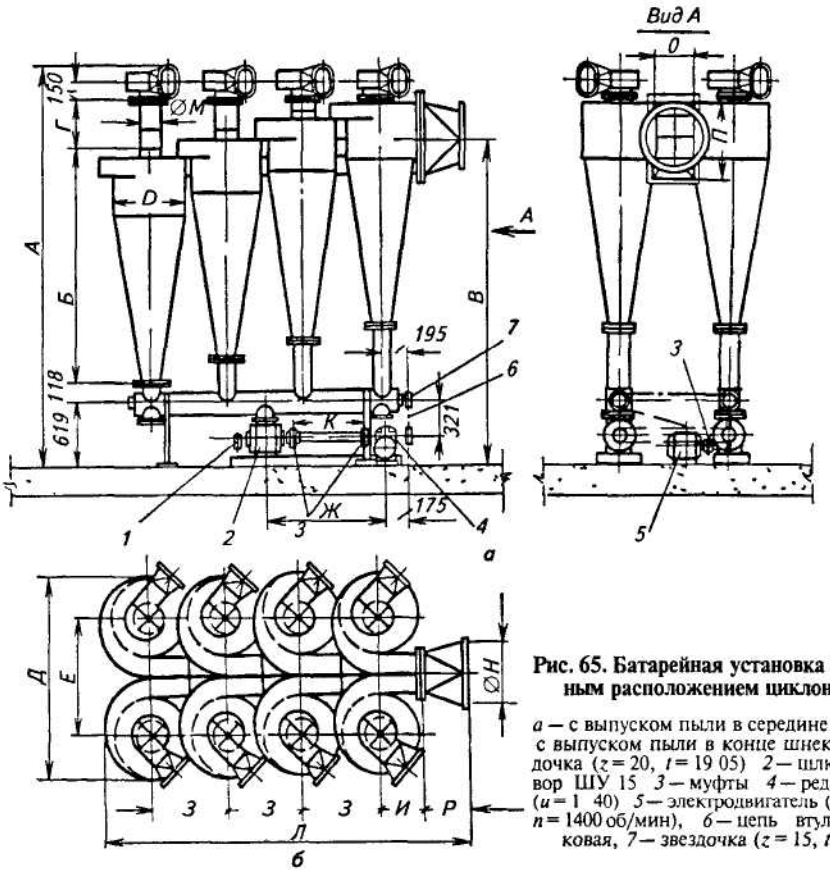


Рис. 65. Батарейная установка с двухрядным расположением циклонов УЦ.

а — с выпуском пыли в середине шнека, *б* — с выпуском пыли в конце шнека *1* — звездочка ($z = 20$, $t = 19\,05$) *2* — шлюзовой затвор ШУ 15 *3* — муфты *4* — редуктор РЧ 1 ($u = 1\,40$) *5* — электродвигатель ($N = 1\,1$ кВт, $n = 1400$ об/мин), *6* — цепь втулочно роликовая, *7* — звездочка ($z = 15$, $t = 19{,}05$)

22. Батарейная установка циклонов 4БЦШ (см. рис. 63)

Марка циклона		Q м³/ч	Размеры мм						
старая	новая		*D*	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*
4БЦШ-200	У21-ББЦ-200	960 1200	200	1005	212	240	90	271	604
4БЦШ-225	У21-ББЦ-225	1200 1440	225	1160	237	270	100	298	634
4БЦШ-250	У21-ББЦ-250	1440 1600	250	1245	262	300	110	320	668
4БЦШ-275	У21-ББЦ-275	1600 2140	275	1400	287	330	120	346	730
4БЦШ-300	У21-ББЦ-300	2140 2400	300	1520	312	360	130	361	764
4БЦШ-325	—	2400 2800	325	1640	337	390	140	388	814
4БЦШ-350	У21-ББЦ-350	2800 3200	350	1760	362	420	150	411	864
4БЦШ-375	—	3200 3800	375	1880	387	450	160	438	914
4БЦШ-400	У21-ББЦ-400	3800 4250	400	2000	412	470	170	461	964
4БЦШ-425	—	4400 5000	425	2110	437	500	180	483	1014
4БЦШ-450	У21-ББЦ-450	5000 5600	450	2230	462	534	194	511	1064
4БЦШ-475	—	5600 6200	475	2350	487	560	200	539	1114
4БЦШ-500	У21-ББЦ-500	6200 6800	500	2470	512	594	214	561	1164
4БЦШ-525	—	6800 7400	525	2600	537	620	220	575	1214
4БЦШ-550	У21-ББЦ-550	7400 8400	550	2710	562	654	234	611	1264
4БЦШ-600*	—	8400 9400	600	2900	612	700	250	635	1314

23. Батарейные установки с однорядным расположением циклонов УЦ (рис. 64)

Циклон	Q, м³/ч	Размеры, мм														Масса, кг
		D	∅*A*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*	*Ж*	*З*	*И*	*К*	*Л*	*М*	∅*Н*	
2УЦ-450	900...1270	450	171	2207	1322	1445	1796	116	570	460	327	250	116	233	180	85
3УЦ-450	1350...1950	450	171	2660	1782	1445	2191	233	570	460	327	250	116	349	225	197
4УЦ-450	1800...2540	450	171	2777	2242	1445	2248	350	570	460	327	250	116	466	250	265
2УЦ-500*	1120...1570	500	190	2330	1478	1600	1951	129	632	510	352	300	129	258	180	106
3УЦ-500*	1680...2355	500	190	2845	1988	1600	2352	258	632	510	352	300	129	387	250	222
4УЦ-500*	2240...3140	500	190	2974	2498	1600	2415	387	632	510	352	300	129	516	280	309
2УЦ-550*	1360...1900	550	209	2554	1634	1755	2196	141	695	560	377	350	141	283	225	120
3УЦ-550*	2040...2850	550	209	3032	2146	1755	2514	283	695	560	377	350	141	424	280	254
4УЦ-550*	2720...3800	550	209	3174	2706	1755	2588	425	695	560	377	350	141	566	315	353
2УЦ-600*	1620...2260	600	228	2732	1791	1910	2261	154	757	610	402	400	154	308	225	145
3УЦ-600*	2430 ..3350	600	228	3222	2401	1910	2674	308	757	610	402	400	154	462	315	292
4УЦ-600*	3240...4520	600	228	3376	3011	1910	2750	462	757	610	402	400	154	616	355	407
2УЦ-650*	1900...2660	650	247	2907	1947	2065	2416	166	820	660	427	450	166	333	250	165
3УЦ-650*	2850...3990	650	247	3410	2608	2065	2835	333	820	660	427	450	166	499	315	327
4УЦ-650*	3800...5320	650	247	3577	3268	2065	2918	500	820	660	427	450	166	666	355	456
2УЦ-700*	2200...3100	700	266	3085	2103	2220	2571	179	882	710	452	500	179	358	280	186
3УЦ-700*	3300...4650	700	266	3600	2814	2220	2997	358	882	710	452	500	179	537	355	376
4УЦ-700*	4400...6200	700	266	3719	3524	2220	3085	537	882	710	452	500	179	716	400	519

*Выпуск сокращен.

Примечания: 1. В циклонах 2УЦ вместо шнека устанавливают шлюзовые затворы ШУ-6 под каждым циклоном. 2. Стоимость дана с улитками или коллектором. 3. Диаметр ∅*П* (см. рис. 64) рассчитывают по расходу и скорости воздуха 10 м/с.

24. Батарейные циклоны УЦ с двухрядным расположением (см. рис. 65)

Циклон	Q, м³/ч	Размеры, мм									
		D	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*	*Ж*	*З*	*И*
2×2УЦ-450	1800...2540	450	2207	1445	1796	116	1140	685	—	460	327
2×3УЦ-450	2700...3810	450	2660	1445	2191	233	1140	685	480	460	327
2×4УЦ-450	3600...5080	450	2777	1445	2248	350	1140	685	710	460	327
2×2УЦ-500*	2240...3140	500	2380	1600	1951	129	1265	760	—	510	352
2×3УЦ-500*	3360...4710	500	2845	1600	2352	258	1265	760	530	510	352
2×4УЦ-500*	4480...6280	500	2974	1600	2415	387	1265	760	785	510	352
2×2УЦ-550*	2720...3800	550	2554	1755	2106	141	1390	835	—	560	377
2×3УЦ-550*	4080...5700	550	3032	1755	2514	283	1390	835	580	560	377
2×4УЦ-550*	5440...7600	550	3174	1755	2583	425	1390	835	860	560	377

*Выпуск сокращен.

Продолжение

Циклон	*Q*, м³/ч	Размеры, мм							см рис. 65, *а*				Масса, кг
		К	*Л*	*⌀М*	*⌀Н*	*О*	*П*	*Р*	Длина цепи	Число звеньев	Длина цепи	Число звеньев	
2×2УЦ-450	1800...2540	—	1322	171	250	233	233	250	1676	88	1676	88	170
2×3УЦ-450	2700.. 3810	35	1782	171	280	233	349	250	2071/1676	109/88	2348	123	390
2×4УЦ-450	3600 ..5080	265	2242	171	355	233	466	250	2071/1676	109/88	2348	123	534
2×2УЦ-500*	2240...3140	—	1478	190	280	258	258	300	1829	96	1829	96	212
2×3УЦ-500*	3360 ..4710	85	1988	190	315	258	387	300	2242/1829	118/96	2500	131	444
2×4УЦ-500*	4480.. 6280	340	2498	190	355	258	516	300	2242/1829	118/96	2500	131	613
2×2УЦ-550*	2720 ..3800	—	1634	209	280	283	283	350	1981	104	1981	104	240
2×3УЦ-550*	4080...5700	135	2146	209	355	283	424	350	2394/1981	126/104	2653	140	509
2×4УЦ-550*	5440...7600	415	2706	209	400	283	566	350	2394/1981	126/104	2653	140	696

4.4.3. МОДЕРНИЗИРОВАННЫЕ ЦИКЛОНЫ

Существующие циклоны полностью не удовлетворяют повышенным современным требованиям к очистке воздуха от пыли из-за недостаточно высокой их эффективности. Поэтому очень важны исследования, направленные на повышение эффективности работы существующих циклонов, а также на создание новых, более эффективных циклонов и их внедрение в производство.

В Московском государственном университете пищевых производств (МГУПП) были созданы более эффективные модернизированные циклоны (рис. 66).

Циклон ЦОМ (центробежный отделитель) МГУПП можно применять вместо циклонов ЦОЛ на крупной элеваторной пыли, а батарейные установки циклонов БЦМ — вместо циклонов БЦШ (ВНИИЗ—НИИОгаз) на всех видах пыли. Батарейную установку циклонов УЦМ можно рекомендовать для использования только на мучной пыли.

Модернизированные циклоны ЦОМ и БЦМ отличаются от существующих циклонов ЦОЛ и БЦ следующим: применена улитка спирально-винтовой формы вместо тангенциально-винтовой; входной патрубок прямоугольной формы вынесен за габаритные размеры наружного цилиндра; диаметр внутреннего цилиндра уменьшен до $d = 0{,}4D$ вместо $d = 0{,}6D$; во входном патрубке спиральной улитки установлено сопло, образованное продолжением дуги $АБ$ на угол α°. В спиральной улитке с углом 180° и радиусом $R = (D + a)/2$ сохранена верхняя винтовая крышка.

Результаты сравнительных стендовых испытаний циклонов ЦОЛ-1; БЦ-400 и новых циклонов ЦОМ-1, БЦМ-400 на элеваторной пыли в одинаковых условиях показали, что эффективность очистки новых циклонов выше на 1,8...3 %. Это позволит снизить запыленность выбрасываемого в атмосферу воздуха и уменьшить потери ценной кормовой пыли.

Размеры (мм) модернизированного

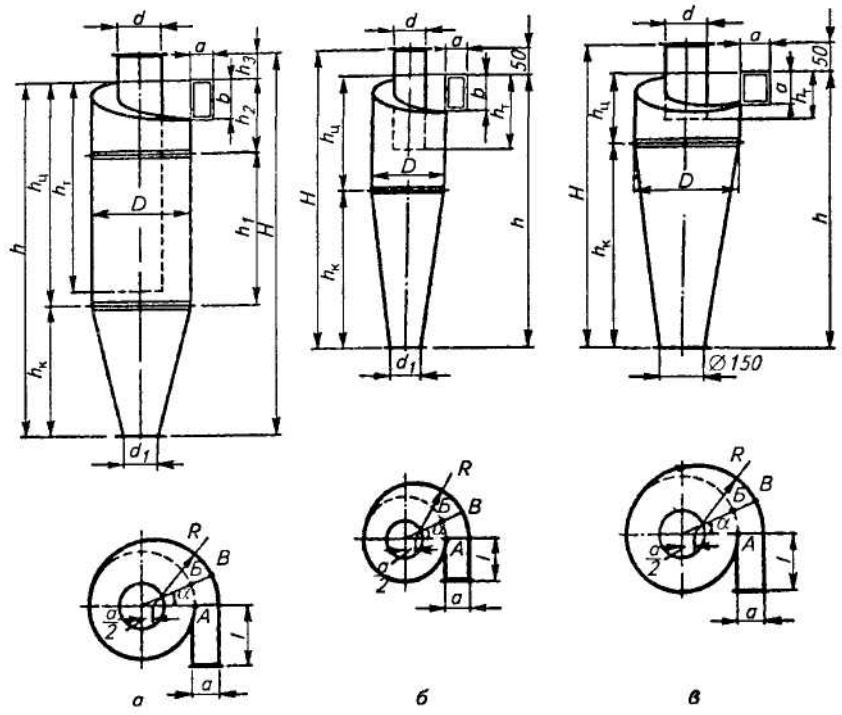


Рис. 66. Новые типы модернизированных циклонов МГУПП:

а — ЦОМ, *б* — БЦМ, *в* — УЦМ

циклона ЦОМ можно определить по следующим зависимостям:

$$D = 14{,}4\sqrt{Q},$$

где Q — объемный расход воздуха, м³/ч;
$d = 0{,}4D$; $h_ц = 1{,}75D$, $h_к = 1{,}2D$, $h = h_ц + h_к$; $h_т = 1{,}7D$; $a = 0{,}21D$; $b = 0{,}36D$; $R = (D + a)/2$, $d_1 = 220$ мм (см. рис. 66).

Оптимальный угол дуги *АБ* (см. рис. 66) при работе на элеваторной пыли $\alpha = 15°$. Коэффициент сопротивления циклона ЦОМ $\zeta = 5$, а оптимальная входная скорость воздуха $v_{вх} = 15...17$ м/с. Остальные параметры (h_1, h_2 и h_3) такие же, как и в циклоне ЦОЛ.

Размеры (мм) модернизированных батарейных установок циклонов БЦМ можно определять по следующим зависимостям:

$$D = 13\sqrt{Q},$$

где Q — объемный расход воздуха, м³/ч; $d = 0{,}4D$, $h_ц = 2{,}2D$, $h_к = 2D$, $h = h_ц + h_к$; $h_т = 1{,}4D$; $a = 0{,}2D$; $b = 0{,}58D$; $R = (D + a)/2$, $d_1 = 150...175$ мм.

На элеваторной пыли рекомендуют угол $\rangle = 15°$. Коэффициент сопротивления циклона БЦМ $\zeta = 6{,}5$, а оптимальная входная скорость воздуха $v_{вх} = 15...16$ м/с. Размер *l* остается без изменения.

Увеличение входной скорости в узком сечении сопла улитки на дуге *АБ* (см. рис. 66) находят по размеру отрезка $БВ = x$ из следующей зависимости:

$$x = \frac{1}{2}\left[\begin{matrix}(a\cos\alpha - D) + \\ +\sqrt{(D+a)^2 - a^2\sin^2\alpha}\end{matrix}\right]. \quad (138)$$

В циклоне УЦМ в отличие от циклона УЦ форма улитки спирально-винтовая, входное сопло имеет угол $\alpha = 15...30°$. Замена спирально-плоской улитки на спирально-винтовую позволяет уменьшить коэффициент сопротивления циклона с $\zeta_ц = 20D$ (УЦ-38) до $\zeta_ц = 14D$, т. е. на 43 %. При этом эффективность очистки на мучной пыли практически не изменяется. Как показали стендовые испытания, при работе циклона на элеваторной пыли несколько ухудшается эффективность очистки. Поэтому циклоны УЦМ можно рекомендовать к использованию только на мучной пыли с целью экономии энергии.

Размеры циклонов УЦМ можно определять по зависимостям, приведенным в табл. 17, или брать из табл. 21. Дуга АБ, показанная на рис. 66, соответствует углу $\alpha = 15...30°$.

За последние годы в комплектном высокопроизводительном оборудовании мельниц применяют горизонтальный циклон А1-БЛЦ. Горизонтальный циклон типа А1-БЛЦ предназначен для предварительной очистки воздушного потока от примесей, выделенных из зерна в пневмосепарирующем канале зерноочистительных сепараторов типов А1-БИС и А1-БЛС.

Сепараторы А1-БИС и А1-БЛС, в отличие от выпускаемых ранее ситовоздушных сепараторов, не имеют осадочной камеры, что существенно уменьшает их габариты. Горизонтальный циклон заменяет по своему назначению осадочную камеру, однако монтируется отдельно от сепаратора как элемент аспирационной установки. При этом его подвешивают под междуэтажным перекрытием и он не занимает места на полу производственного помещения.

Циклон (рис. 67) состоит из конического корпуса *1*, конического рассекателя *2*, сборника относов *3*, отражателя *4*, шлюзового затвора *5*, муфты *6*, мотора-редуктора *7* и основания *8*. У входного фланца корпуса закреплены четыре лопасти *9*, установленные под углом 30° к образующей цилиндра входного патрубка, выполняющие функцию закручивателя воздушного потока с относами. В нижней части сборника относов предусмотрены два смотровых окна *10*. Отражатель крепится к торцовой стенке сборника относов и имеет крышку, в центре которой приварен выходной патрубок с наружным фланцем для присоединения воздуховода и внутренним конусом для улавливания отскакивающих от стенки частиц относов.

Воздушный поток с относами поступает в циклон через входной патрубок. Проходя через лопасти *9* поток получает винтовое вращательное движение. С помощью рассекателя *2* и под действи-

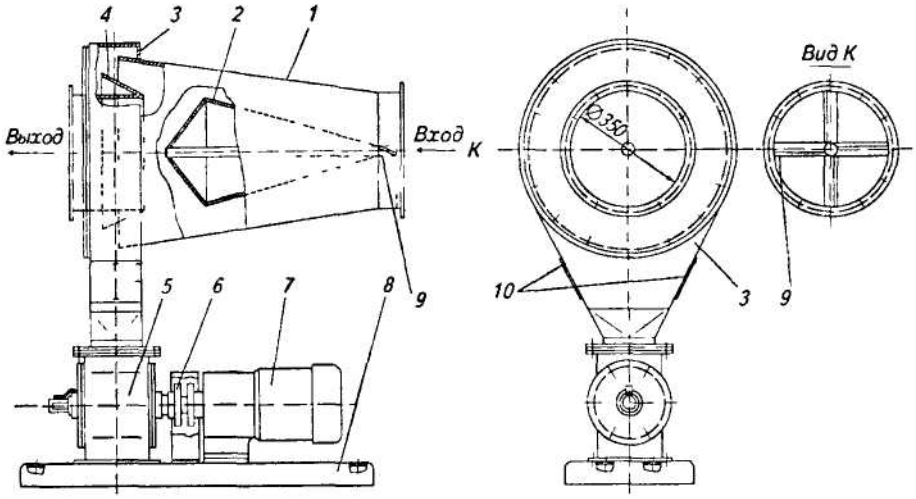


Рис. 67. Горизонтальный циклон А1-БЛЦ:

1 — корпус, *2* — рассекатель, *3* — сборник относов, *4* — отражатель, *5* — шлюзовой затвор, *6* — муфта, *7* — мотор-редуктор, *8* — основание, *9* — лопасти, *10* — смотровые окна

ем центробежных сил он прижимается к стенкам корпуса *1*. Пройдя рассекатель *2*, воздух изменяет направление и выходит из циклона через выходной патрубок. Частицы относов по инерции движутся вдоль поверхности корпуса, ударяются в стенку отражателя *4*, в результате чего их скорость гасится и они под действием силы тяжести скатываются по стенкам сборника относов *3* вниз и выводятся из циклона с помощью шлюзового затвора *5*.

Техническая характеристика горизонтального циклона А1-БЛЦ

Производительность (по воздуху), м³/ч	2 850 3 000
Сопротивление, Па	125
Диаметр присоединенных воздуховодов, мм	350
Частота вращения ротора шлюзового затвора, об/мин	45
Мощность мотора-редуктора, кВт	0,55
Габаритные размеры, мм	
длина	1 175
ширина	664
высота	1 397
Масса, кг	185

Скорость воздуха на входе в циклон составляет ~ 8,5 м/с. В качестве комплектующих изделий применяют шлюзовой затвор Р3-БШМ/2-1 и мотор-редуктор 2МЦ2С-63-45ЦУ3 с электродвигателем мощностью $N = 0{,}55$ кВт, $n = 920$ об/мин).

Коэффициент осаждения примесей, выделяемых из зерна пшеницы, в циклоне А1-БЛЦ составляет 99,5...99,7 %. Эти высокие показатели объясняются сравнительно большим содержанием крупных примесей в воздухе, направляемом на очистку.

Остаточную запыленность воздуха после горизонтального циклона принимают в расчетах равной 60 мг/м³.

4.5. МАТЕРЧАТЫЕ ФИЛЬТРЫ

Матерчатые фильтры применяют для высокоэффективной очистки воздуха от пыли сухим способом. Коэффициент очистки таких фильтров равен 99,8...99,9 %, что позволяет снижать запыленность воздуха на выходе до значений 2 мг/м³, независимо от первоначальной концентрации. На предприятиях по хранению и переработке зерна применяют только всасывающие фильтры. Нагнетательные фильтры запрещены из-за их повышенной взрывоопасности.

4.5.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ФИЛЬТРОВАЛЬНЫХ ТКАНЕЙ

Принцип работы матерчатых фильтров основан на пропуске запыленного воздуха через пористую ткань, нити которой имеют ворс. Ворс на ткани должен быть односторонним со стороны входа запыленного воздуха. Чем тоньше ворс, тем выше эффективность очистки. Наиболее широко применяют саржевое переплетение нитей (две нити по основе и две по утку).

К таким тканым материалам относится фильтровальное сукно № 2, которое изготовляют из смеси полугрубой шерстяной нити (40 %) с капроновым штапельным волокном (табл. 25). Иногда применяют и другие виды тканей (байку или капсюльное сукно).

25. Техническая характеристика фильтровальных тканей

Ткань	Способ переплетения	Масса 1 м² ткани, г	Число нитей на длине 10 см		Разрывная нагрузка (Н) пробной полоски ткани размером 50 × × 100 мм вдоль		Удлинение пробной полоски ткани размером 50 × 100 мм вдоль		Аэродинамическое сопротивление (Па) незапыленной ткани при удельной нагрузке 180 м³/(ч · м²)
			по основе	по утку	основы	утка	основы	утка	
Сукно: капсюльное	Смешанный (репс, рогожка)	565	328	385	550	350	—	35	45
№ 2	Саржевый 2/2	341	228	147	420	300	13	25	50
Баика чистильная	То же	445	119	104	320	220	13	18	—

Примечание. Массу ткани принимают при кондиционной влажности 13, 10 и 13 %.

В настоящее время все большее применение находят нетканые синтетические фильтровальные материалы. Например, для работы при высоких удельных нагрузках на ткань $[Q_{уд}] = 240...360$ м³/(ч · м²) в фильтрах с импульсной продувкой рукавов используют иглопробивные (лавсановые) фильтровальные полотна ИФП3-1 (ТУ17-14-45—77), ЛАНИТ-500 (ТУ 8388-001-11499675—93), ЛАНИТ-500А, ФТ-1.

Нетканые иглопробивные фильтровальные полотна не гниют, не поедаются молью, проявляют термостойкость до 140...200 °С.

Синтетические фильтровальные материалы обрабатывают антистатиком для уменьшения накопления статического электричества. Для повышения огнестойкости нетканые фильтровальные материалы пропитывают поташем.

4.5.2. УСТРОЙСТВО ВСАСЫВАЮЩИХ ФИЛЬТРОВ

Всасывающий фильтр состоит из следующих основных частей: корпуса (шкафа) прямоугольной или цилиндрической формы, фильтровальных рукавов диаметром 120...200 мм, длиной 1 800...2 000 мм, устройства для очистки фильтровальных рукавов от осажденной на них пыли и устройства для удаления осажденной пыли.

По способу очистки фильтровальных рукавов фильтры бывают:

с двойной очисткой: встряхиванием и с обратной продувкой атмосферным воздухом (фильтры ФВ и Г4-1БФМ); с одинарной очисткой: с обратной продувкой рукавов атмосферным воздухом (те же марки), с обратной продувкой рукавов воздухом от вентилятора высокого давления и обратной импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом от компрессора (фильтры РЦИ и РЦИЭ).

Схемы очистки воздуха от пыли во всасывающих фильтрах показаны на рис. 68. В фильтре с продувкой рукавов атмосферным воздухом (рис. 68,*а* — слева) запыленный воздух поступает внутрь рукавов через конусный сборник для пыли, очищается, входит в шкаф фильтра и уносится в аспирационную сеть вентилятором через кла-

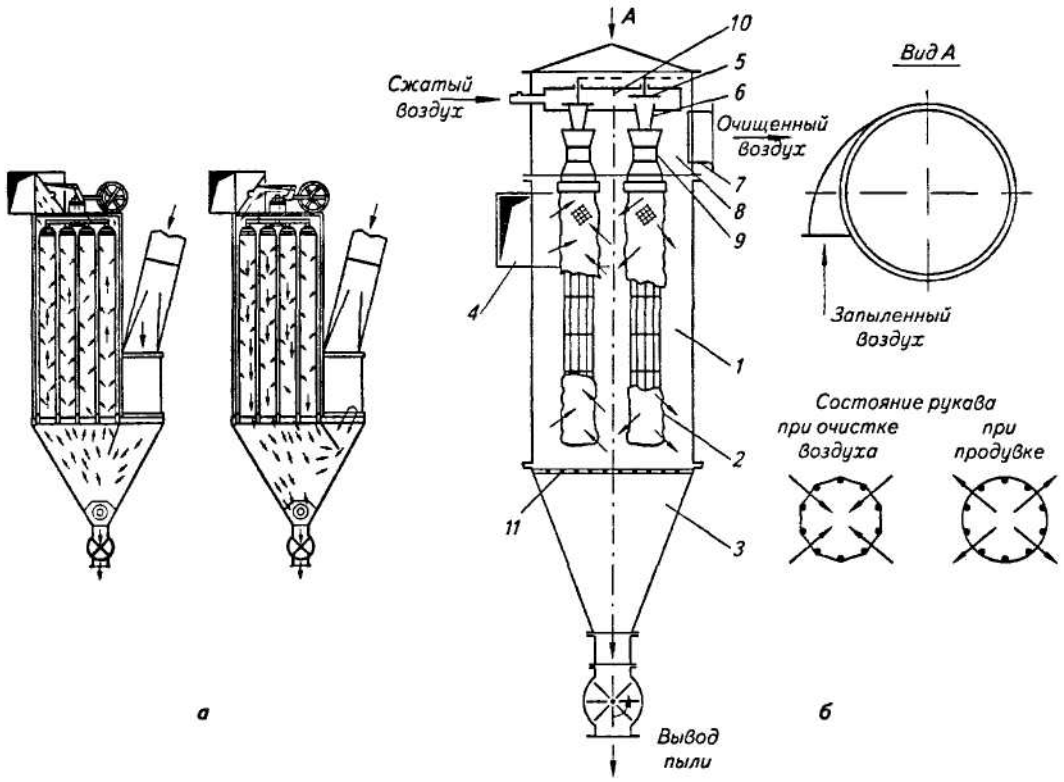


Рис. 68. Схемы работы фильтра РЦИ (РЦИЭ):

а — фильтр со встряхивающим механизмом и однократной продувкой атмосферным воздухом (слева — рабочий режим, справа — момент очистки ткани), *б* — фильтр с импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом: *1* — камера запыленного воздуха, *2* — рукав, *3* — конус; *4* — входной патрубок; *5* — клапан, *6* — сопло, *7* — выходной патрубок, *8* — камера очищенного воздуха; *9* — труба Вентури; *10* — камера сжатого воздуха, 11 — решетка

панную коробку. Во время очистки рукавов секция фильтра отключается от вентилятора, открывается продувочное отверстие и атмосферный воздух продувает ткань снаружи вовнутрь, очищая ее от пыли (рис. 68,*б* — справа).

Подсос в фильтрах шкафного типа, включая приток воздуха на продувку рукавов, не должен превышать 15 %.

Фильтры ФВ и Г4-1БФМ. Конструкция фильтра типа ФВ показана на рис. 69. Шкаф *1* фильтра выполнен из листовой стали. В сборном конусе *4* находятся два шнека *5*; конус имеет шлюзовой затвор *6*. Для подвешивания фильтровальных рукавов *8* служат рама *13* и штанга *29* (см. рис. 69,*б*). Шкаф и сборный конус фильтра для изоляции секций имеют вертикальные перегородки.

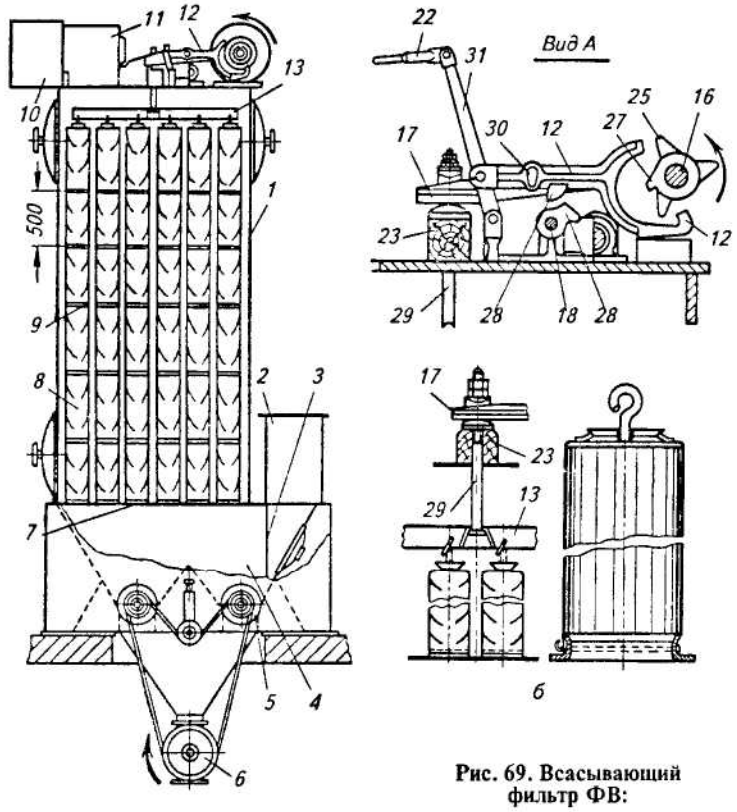
Секции между собой связаны отверстиями в перегородках конуса *4* в местах прохода шнеков *5*. Все секции фильтра устроены одинаково и каждая секция работает самостоятельно. Запыленный воздух поступает в фильтр из воздуховода через диффузор, который подсоединен ко входной коробке *2*. Во время работы фильтра клапан *3* во входной коробке *2* открыт и запыленный воздух из конуса *4* поступает в рукава *8*. Для этого служат патрубки, прикрепленные к отверстиям в штампованном днище *7* шкафа *1*. Пыль задерживается на внутренней поверхности рукавов, а очищенный воздух отсасывается вентилятором аспирационной установки через выходную коробку *11* и сборный коллектор *10*.

Перед встряхиванием рукавов клапан выходной коробки *11* закрывается, отключая данную секцию от вентилятора, и одновременно открывается продувочное отверстие для входа атмос-

ферного воздуха, который осуществляет обратную продувку ткани рукавов в момент их встряхивания. При поступлении атмосферного воздуха клапан *3* закрывается, что не нарушает работу остальных секций фильтра.

Встряхивающий механизм состоит из двух валов (кулачкового *16* и распределительного *18*) и двух рычагов (вилкообразного *12* и встряхивающего *17*).

Кулачковый вал *16* вращается с частотой 11 об/мин от электродвигателя *21* через червячный редуктор *20* и пару цилиндрических зубчатых колес *19*.



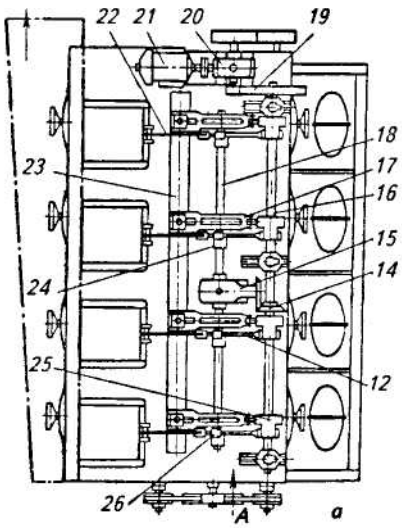


Рис. 69. Всасывающий фильтр ФВ:

а — общий вид; *б* — крепление рукавов: *1* — шкаф (корпус); *2* — входная коробка; *3* — клапан; *4* — сборный конус; *5* — шнек; *6* — шлюзовой затвор; *7* — днище; *8* — рукава; *9* — кольцо; *10* — сборный коллектор; *11* — выходная клапанная коробка; *12* — вилкообразный рычаг встряхивающего механизма; *13* — рама; *14* — коническая пара; *15* — червячный редуктор; *16* — кулачковый вал; *17* — встряхивающий рычаг; *18* — распределительный вал; *19* — цилиндрическая пара; *20* — червячный редуктор; *21* — электродвигатель; *22* — тяга; *23* — брусок; *24* — сцепная муфта; *25* — встряхивающий кулачок; *26* — кулачок; *27* — кулачковый выступ; *28* — прилив вилкообразного рычага; *29* — штанга подвесной рамы рукавов; *30* — шарнирный болт; *31* — рычаг

Распределительный вал *18* вращается с частотой 0,26 об/мин от конической передачи зубчатой *14* и червячного редуктора *15*. На кулачковом валу *16* закреплены встряхивающие кулачки *25*, расположенные против встряхивающих рычагов *17*. Кулачки *25* отлиты заодно с кулачковыми выступами *27*, расположенными против вилкообразных рычагов *12*.

На распределительном валу *18* закреплены сцепные муфты *24* против каждой секции с круговым шагом $360°/z$ (где z — число секций). За один оборот распределительного вала *18* сцепные муфты *24* зацепляют кулачки *26*, которые свободно установлены на валу *18* под вилкообразными рычагами *12*.

При повороте кулачок *26* нажимает на прилив *28* вилкообразного рычага *12* и приподнимает его вверх. При этом кулачковый выступ *27* входит в зацепление с нижним концом вилкообразного рычага *12* и передвигает его вправо. Встряхивающий рычаг *17* соединен шарнирным болтом *30* с вилкообразным рычагом *12* и перемещается вместе с ним. Левый конец рычага *17* имеет паз для возможности перемещения относительно вертикальной штанги *29*. После перемещения рычага *17* вправо его правый конец попадает под удары встряхивающих кулачков *25*, что приводит к подъему левого конца рычага *17* со штангой *29* и рамой *13* с рукавами. Для смягчения удара при падении рамы *13* устанавливают резиновые амортизаторы на брусок *23*.

Вилкообразный рычаг *12*, шарнирно соединенный с рычагом *31*, при своем перемещении вправо поворачивает его по часовой стрелке. При этом тяга *22* поворачивает клапан в коробке *11*, отключая секцию от вентилятора и соединяя ее с атмосферой для продувки рукавов.

Встряхивание рукавов прекращается, если кулачок *26* выходит из соприкосновения с выступом *28* вилкообразного рычага *12*, который опускается под действием силы тяжести. При этом происходит зацепление верхней вилки рычага *12* с кулачковым выступом *27*, который перемещает влево вилкообразный рычаг *12* и вместе с ним встряхивающий рычаг *17*, возвращая их в исходное положение. Одновременно перемещаются влево рычаг *31* и тяга *22*, которая поворачивает клапан выходной коробки *11* в положение, соответствующее рабочему режиму.

Для поддержания плотности клапанов тягу *22* регулируют по длине. Рукава *8* крепят внизу к патрубкам днища *7* пружинными кольцами из проволоки диаметром 2 мм.

Чтобы устранить слипание ткани при обратной продувке, в рукава (в нижней их части) вшивают кольца *9* из омедненной стальной проволоки.

В фильтрах Г4-1БФМ предусмотрена очистка ткани путем встряхивания рукавов и обратной продувки атмосферным воздухом.

Всасывающий фильтр Г4-1БФМ показан на рис. 70, а техническая характеристика его дана в табл. 26.

26. Техническая характеристика всасывающих фильтров Г4-1БФМ (см. рис. 70)

Фильтр	Число секций	Фильтрующая площадь, м²	Число рукавов	Размеры, мм						Масса (без коллектора), кг
				А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*	
Г4-1БФМ-30	2	30	36	1670	1205	1034	300	400	1215	1100
Г4-1БФМ-45	3	45	54	2200	1720	1550	350	500	1730	1400
Г4-1БФМ-60	4	60	72	2700	2240	2070	400	560	2245	1650
Г4-1БФМ-90	6	90	108	3750	3275	3104	450	710	3170	2220

Этот фильтр отличается от фильтра ФВ измененной конструкцией продувочно-встряхивающего механизма, где кулачково-рычажный механизм заменен эксцентриково-храповым; сборный конус для пыли имеет три шнека вместо двух, что устраняет сводообразование и подпор пыли; привод распределительного вала *18* осуществлен эксцентриковым и храповым механизмами; вместо трех встряхивающих кулачков *25* применен один кулачок; вил-

которая свободно колеблется на распределительном валу *6*. На этом же шарнире кулисы и шатуна *13* имеются две собачки храпового механизма. Распределительный вал *6* находится в неподвижном состоянии и периодически поворачивается на один зуб рабочего храпового колеса *14* через семь колебаний кулисы. При этом холостое храповое колесо *12* повернется на семь зубьев.

Эксцентриково-храповой механизм (рис. 71) имеет два храповых колеса: холостое *11* с диском *12*, которые свободно поворачиваются на распределительном валу *14* и рабочее *17*, которое жестко закреплено на распределительном валу и поворачивается вместе с ним.

Собачка *7* холостого храпового колеса *11* все время находится с ним в зацеплении и поворачивает храповое колесо с диском *12* на один зуб за один оборот эксцентрикового вала, т. е. за время $t_1 = 60/29{,}3 = 2{,}03$ с ≈ 2 с.

Собачка *10* рабочего храпового колеса *17* имеет палец *18*, который скользит по диску *12* холостого храпового колеса *11* и держит собачку в приподнятом положении.

На окружности диска вырезаны два паза, расположенные под углом 180°, в которые входит палец *18* собачки рабочего колеса. При этом собачка поворачивает рабочее храповое колесо *17* и распределительный вал *14* на один зуб, т. е. на угол $360/14 = 26°$.

После поворота распределительного вала и рабочего храпового колеса на один зуб палец *18* выходит из паза диска *12*, а собачка *10* выходит из зацепления с храповым рабочим колесом *17*.

Время, когда распределительный вал *14* с рабочим храповым колесом *17* будут неподвижны, равно числу колебаний собачки и повороту холостого храпового колеса на шесть зубьев, т. е. $t_2\,6 \cdot 2 = 12$ с.

Полный оборот распределительный вал совершит за время (с)

$$t_э = t_с + t_д = 196,$$

где $t_с$ — время, когда распределительный вал неподвижен, с;

$$t_с = t_2 z = 12 \cdot 14 = 168 \text{ с},$$

$t_д$ — время движения распределительного вала за один цикл, с;

$$t_д = t_1 z = 2 \cdot 14 = 28 \text{ с}.$$

На распределительном валу *6* (см. рис. 70) закреплен кулачок *5*, который поворачивает наклонный рычаг *4* вправо. При повороте рычага *4* вправо тяга *7* открывает продувочный клапан *8*, закрывает рабочий клапан *9* и перемещает вправо встряхивающий рычаг *3*. При этом происходят встряхивание секции рукавов кулачком *2* и продувка рукавов атмосферным воздухом при отключенной от вентилятора клапаном *9* секции. Продолжительность продувки и встряхивания равна времени выстоя распределительного вала ($t_2 = 12$ с).

Продувка и встряхивание прекращаются, когда рабочее храповое колесо *17* (см. рис. 71) с распределительным валом *14* и кулачком *5* (см. рис. 70) повернутся на один зубец, что позволит наклонному рычагу *4* под действием пружин отклониться влево в исходное положение.

В результате исследования фильтров ФВ и Г4-1БФМ, выполненного М. А. Валуйским, установлено, что очистка ткани рукавов в этих фильтрах происходит преимущественно не путем встряхивания, а путем обратной продувки атмосферным воздухом. Поэтому он сделал вывод, что встряхивающий механизм не нужен, а требуется лишь механизм обратной продувки. При этом внутри корпуса фильтра должно быть достаточное разрежение (вакуум) $H_{вак}$ не менее 700 Па.

Скорость обратной продувки ткани (м/мин) зависит от вакуума в фильтре:

$$v_{о\,п} = 0{,}554 + 0{,}001\, H_{вак}.$$

Необходимый вакуум в фильтре зависит от скорости фильтрации:

$$H_{вак} = 356 + 152{,}45 v_ф, \qquad (139)$$

где $v_ф$ — скорость фильтрации (м/мин); $v_ф$ численно равна удельной нагрузке на ткань, $м^3/(мин \cdot м^2)$.

Зависимость между скоростью обратной продувки и скоростью фильтрации установлена следующая:

$$v_{оп} = 0{,}91 + 0{,}15245 v_ф.$$

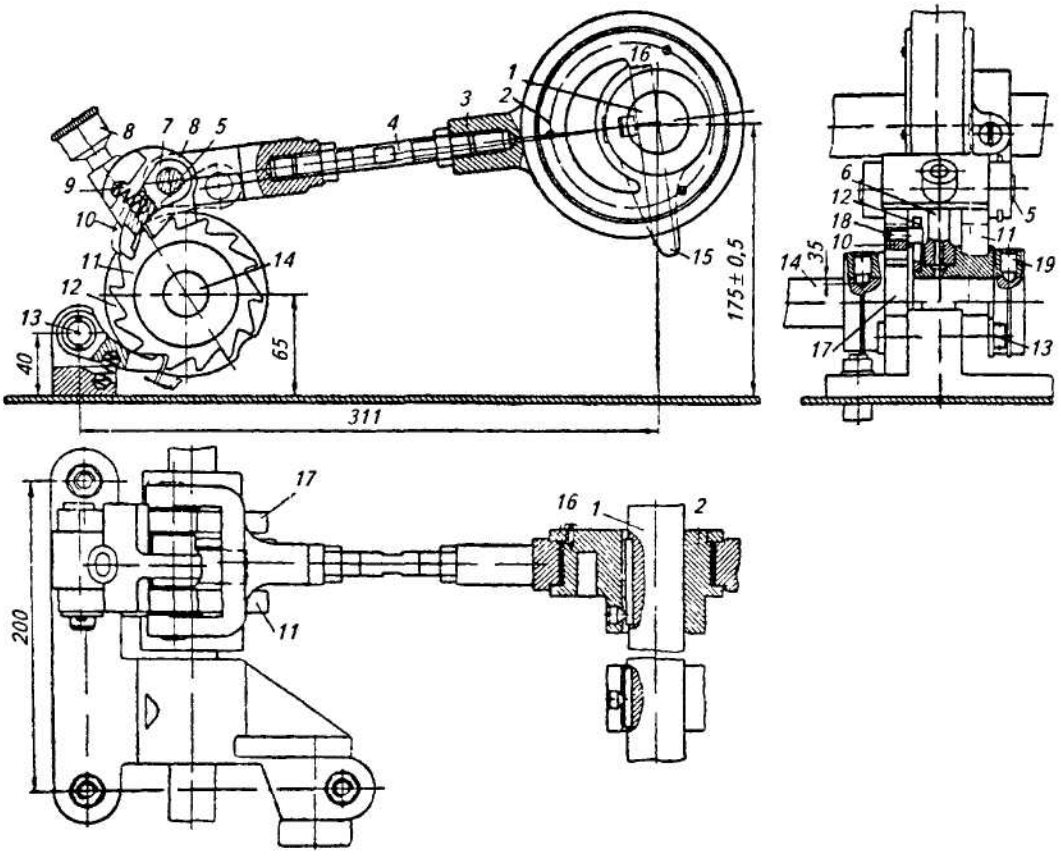


Рис. 71. Эксцентриково-храповой механизм фильтра Г4-1БФМ:

1 — эксцентриковый вал, *2* — эксцентриковая втулка, *3* — корпус шатуна; *4* — винт, *5* — ось собачек, *6* — кулиса; *7* — собачка холостого храпового колеса, *8* — масленка, *9* — пружина, *10* — собачка рабочего храпового колеса; *11* — холостое храповое колесо, *12* — диск; *13* — ось стопорной собачки, *14* — распределительный вал, *15* — встряхивающий кулачок; *16* — упорное кольцо, *17* — рабочее храповое колесо, *18* — палец диска; *19* — установочное кольцо

Необходимый объемный расход воздуха ($м^3$/мин) на обратную продувку одной секции фильтра площадью поверхности 15 $м^2$ равен

$$Q_{о.п} = 15(0{,}91 + 0{,}15245v_ф).$$

Установлено оптимальное отношение длины фильтровального рукава $l_р$ к его диаметру $n = l_р/D_р = 10$.

В фильтрах ФВ и Г4-1БФМ эта зависимость не соблюдена, так как при длине рукавов $l_р = 2\,000$ мм и диаметре 135 мм отношение длины к диаметру $n = l_р/D_р = 2\,000/135 = 14{,}8 > 10$.

Поэтому в этих фильтрах верхняя часть фильтровальных рукавов забивается пылью, т. е. не участвует в фильтрации и является излишней.

По этим причинам М. А. Валуйский рекомендовал изменить конструкцию фильтров Г4-1БФМ с восстановлением прежних размеров рукавов фильтров МФУ диаметром 200 мм, длиной 2 000 мм и числом рукавов в секции 8. Им предложено также исключить механическое встряхивание рукавов. Рекомендовано также изменить конструкцию механизма открытия и закрытия клапанной коробки, так как в существующей конструкции для закрытия рабочего клапана *9* (см. рис. 70) затрачивается сила давления кулачка *5* на наклонный рычаг *4*, равная 500 Н, вместо требуемой не более 50 Н. Эта сила деформирует крышку фильтра, нарушает работу механизма очистки и увеличивает расход энергии.

Расчет и подбор всасывающего

фильтра к сети проводят следующим образом.

По объемному расходу воздуха и по допустимой нагрузке на ткань определяют необходимую площадь фильтрующей поверхности ($м^2$) из формулы

$$S'_ф = Q_ф/[Q_{уд}], \qquad (140)$$

где $Q_ф$ — расход воздуха, поступающего в фильтр, $м^3/ч$; принимают его с учетом 5%-ного подсоса в воздуховодах; $S'_ф$ — необходимая площадь фильтрующей поверхности, $м^2$; $[Q_{уд}]$ — нормативная удельная нагрузка на ткань фильтра.

Допускается принимать следующие значения удельной нагрузки $[Q_{уд}]$: в фильтрах Г4-1БФМ с продувкой фильтровальной ткани атмосферным воздухом: для зерноочистительного отделения мельниц и крупозаводов при одноступенчатой очистке 60...75 $м^3/ч \cdot м^2$), при двухступенчатой очистке 75...90 $м^3/ч \cdot м^2$); для комбикормовых заводов 75...90 $м^3/ч \cdot м^2$).

По найденной площади поверхности $S'_ф$ принимают из табл. 26 и рис. 70 ближайший фильтр Г4-1БФМ с действительной площадью фильтрующей поверхности, равной расчетной или близкой к ней. Затем определяют действительную удельную нагрузку на ткань $[м^3/(м^2 \cdot ч)]$

$$Q_{уд} = Q_ф/S_ф,$$

где $S_ф$ — действительная площадь фильтрующей поверхности принятого фильтра, $м^2$.

По действительной удельной нагрузке на ткань $Q_{уд}$ определяют сопротивление фильтра.

Сопротивление фильтра Г4-16ФМ

$$H_ф = A + BQ_{уд}, \qquad (141)$$

где $Q_{уд}$ — действительная удельная нагрузка на ткань, $м^3/(м^2 \cdot ч)$; A и B — опытные коэффициенты, зависящие от вида пыли и фильтровальной ткани.

Значения коэффициентов A и B для различных видов пыли при использовании фильтровального сукна № 2 даны в номограмме (рис. 72), разработанной ЦНИИпромзернопроектом.

По удельной нагрузке на ткань $Q_{уд}$ можно находить сопротивление фильтра из номограммы (см. рис. 72) или графика (рис. 73). По номограмме можно определить сопротивление фильтра на любых видах пыли. График позволяет

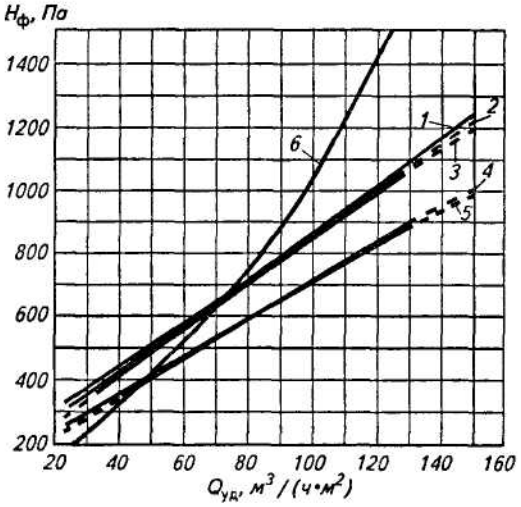


Рис. 72. Номограмма для определения сопротивления всасывающих фильтров:

1 — в элеваторе; *2, 3* — в зерноочистительном отделении мукомольного и крупяного заводов, *4, 5* — в размольном и шелушильном отделениях мукомольного и крупяного заводов, *6* — в пневмотранспортных установках для фильтров Г4-1БФМ

Значения коэффициентов A и B:

№ кривой	A	B
1	152	6,9
2	134	6,9
3	161	5,7
4	112	5,8
5	134	6,9

найти сопротивление фильтра только на зерновой элеваторной пыли.

Сопротивление фильтра по номограмме определяют следующим образом. Из точки, соответствующей значению $Q_{уд}$, проводят по линейке вертикальную линию и находят точку на линии сопротивления. Из этой точки проводят также по линейке горизонтальную линию и на продолжении линейки слева на вертикальной шкале отыскивают искомое сопротивление фильтра $H_ф$.

Следует учитывать, что во время очистки рукавов одна секция фильтра отключается от вентилятора и удельная нагрузка на ткань возрастает до величины

$$Q'_{уд} = \frac{Q_{уд}}{\left(1 - \frac{1}{z}\right)},$$

где z — число секций фильтра.

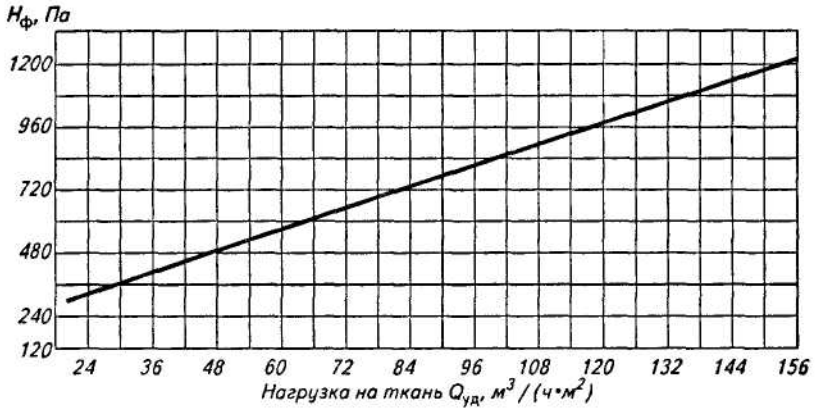


Рис. 73. График сопротивления фильтров на зерновой пыли (по данным ЦНИИпромзернопроекта)

При этом сопротивление фильтра в период очистки также увеличивается. Поэтому при проектировании лучше применять фильтры с бóльшим числом секций — не менее трех.

Фильтры РЦИ и РЦИЭ. Всасывающие фильтры с импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом РЦИ и РЦИЭ входят в комплектное высокопроизводительное оборудование мукомольных заводов и предназначены для очистки воздуха от пыли с размером частиц от 0,1 до 250 мкм.

Фильтры РЦИ и РЦИЭ показаны на рис. 68,*б*, 75—78), а техническая характеристика и размеры даны в табл. 27 и 28 для фильтров РЦИЭ.

Корпус фильтра с импульсной продувкой имеет форму циклона (см. рис. 68,*б*). Цилиндр корпуса разделен перегородкой на две части: нижняя часть цилиндра *1* и конус *3* служат камерой запыленного воздуха, в которую поступает запыленный воздух через входной патрубок *4*. Верхняя часть цилиндра является камерой очищенного воздуха, из которой удаляется очищенный воздух через патрубок *7*.

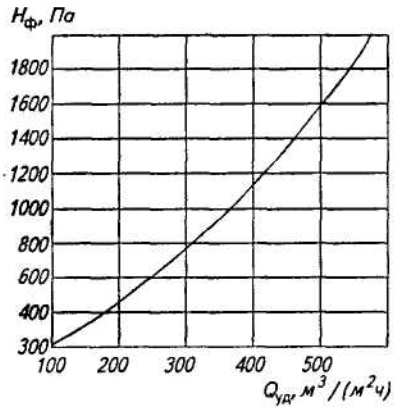


Рис. 74. График зависимости сопротивления фильтров РЦИ и РЦИЭ от удельной нагрузки $Q_{уд}$.

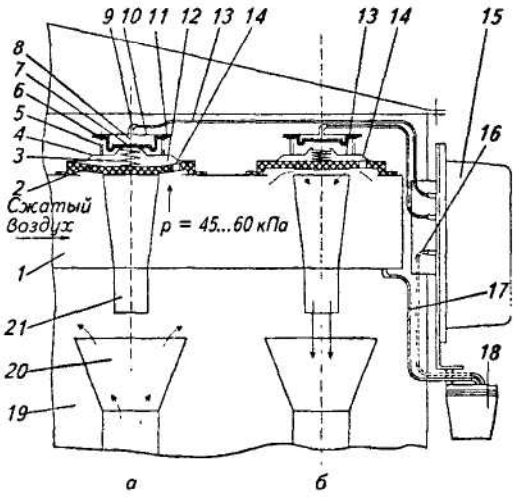


Рис. 75. Схема клапанного устройства импульсной продувки рукавов фильтра РЦИ:

а — в период работы; *б* — при продувке; *1* — камера сжатого воздуха; *2* — рабочая мембрана (клапан); *3* — пружина; *4* — крышка; *5* — стойка; *6* — отверстие (седло малой мембраны); *7* — малая мембрана; *8* — пространство над малой мембраной; *9* — ниппель; *10* — крышка; *11* — опорное кольцо; *12* — пространство над рабочей мембраной; *13* — резиновая трубка; *14* — отверстие в рабочей мембране; *15* — импульсный распределитель сжатого воздуха; *16* — трубка передачи сжатого очищенного воздуха в импульсный распределитель; *17* — трубка; *18* — воздухоочиститель; *19* — камера очищенного воздуха; *20* — труба Вентури; *21* — сопло

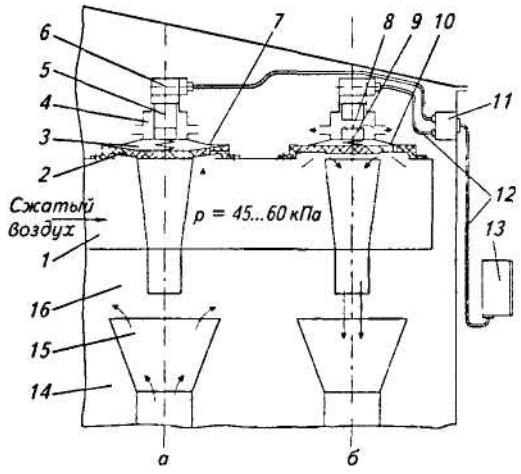


Рис. 76. Схема клапанного устройства импульсной продувки рукавов фильтра РЦИЭ:

а — в период работы, *б* — при продувке, *1* — камера сжатого воздуха, *2* — мембрана, *3* — пространство между мембраной и крышкой, *4* — плунжерная камера, *5* — якорь пневмораспределителя, *6* — электромагнитный пневмораспределитель, *7* — отверстие в мембране, *8* — отверстие в крышке; *9* — пружина, *10* — крышка, *11* — клеммная коробка; *12* — электропровода (кабель), *13* — электронный прибор управления продувкой, *14* — камера очищенного воздуха, *15* — труба Вентури, *16* — сопло

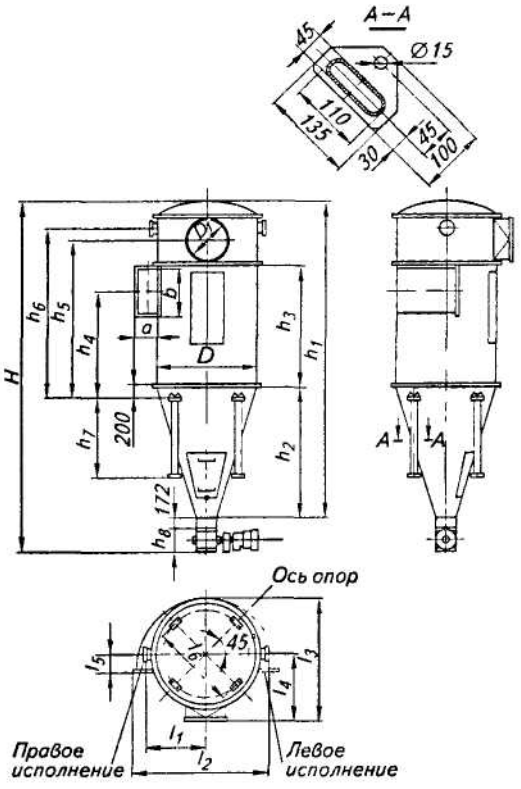


Рис. 77. Фильтры РЦИЭ (табл. 27 и 28)

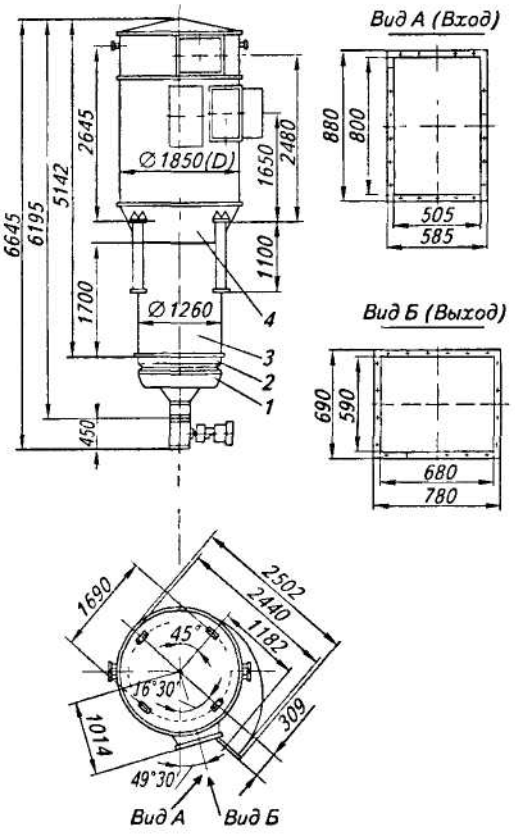


Рис. 78. Фильтр РЦИЭ-46, 8-72 с виброднищем (табл. 27):

1 — виброднище, *2* — гибкая вставка, *3* — цилиндрическая часть корпуса; *4* — усеченный конус

Внутри камеры *1* расположены фильтровальные рукава *2*, ткань которых натянута на каркас из проволоки. В перегородке есть круглые отверстия, под которыми крепятся снизу каркасы фильтровальных рукавов, а сверху трубы Вентури *9*. Запыленный воздух из камеры *1* входит внутрь рукавов *2*, очищается от пыли, поступает через трубу Вентури *9* в камеру очищенного воздуха *8* и удаляется вентилятором через патрубок *7*.

Над каждой трубой Вентури закреплены сопла *6*, через которые периодически импульсно подается сжатый воздух избыточным давлением 50 кПа (0,5 кгс/см^2) из камеры сжатого воздуха посредством специального клапанного устройства продувки *5*. Пыль, сорван-

27. Техническая характеристика фильтров РЦИЭ (см. рис. 77 и 78)

№ типоразмера	Типоразмер (марка)	Исполнение	Площадь фильтрующей поверхности $S_ф$, м²	Число (в числителе) и длина l, мм (в знаменателе), рукавов диаметром 116 мм	Диаметр D, мм	Высота, мм		Масса, кг	Марка шлюзового затвора
						без шлюзового затвора и фонаря, h_1	при полной комплектации h		
1	РЦИЭ5,2-8	Правое	5,2	8/1800	758	3325[1]	3857[3]	530	Р3-БШП/2
2	РЦИЭ6,9-16[7]	Правое и левое	6,9	16/1200	1008	3260[2]	4070[4]	740	Р3-БШ3
3	РЦИЭ10,4-16	Левое	10,4	16/1800	1008	3851	4403	800	Р3-БШМ/5
4	РЦИЭ15,6-24	Левое	15,6	24/1800	1148	4050	4542	873	Р3-БШМ/2
5	РЦИЭ23,4-36	Правое и левое	23,4	36/1800	1348	4358	4850	1135	Р3-БШМ/2
6	РЦИЭ31,2-48	Правое и левое	31,2	48/1800	1508	4623	5115	1410	Р3-БШМ/2
7	РЦИЭ40,8-48	Правое и левое	40,8	48/2400	1508	5233	5725	1451	Р3-БШМ/2
8	РЦИЭ46,8-72	Левое	46,8	72/1800	1850	5142[5]	6645[6]	2496	Р3-БШМ/3

[1]Размер дан без стоек фонаря и шлюзового затвора.
[2]Размер дан без стоек и шлюзового затвора.
[3] и [4]Размеры даны со стойками, шлюзовой затвор не выходит за габарит по высоте.
[5]Размер дан без мягкои вставки, вибродница и шлюзового затвора, входящих в комплект фильтра.
[6]Размер дан с вибродницем Р3-БВА-130, мягкой вставкой и шлюзовым затвором.
[7]Фонарь в данном фильтре отсутствует, в нижней части конуса имеется переход с круга на прямоугольник.

ная струей сжатого воздуха с наружной поверхности рукавов, осаждается в конусе *3* и выводится через шлюзовой затвор. Между камерой *1* и конусом *3* предусмотрена решетка для удобства и безопасности эксплуатации фильтра.

В фильтр РЦИ входит импульсный распределитель сжатого воздуха *15* (см. рис. 75) двух исполнений с 20 и 24 выходными отверстиями, работающий по принципу шагового переключателя продувки в результате пневматического воздействия на поршень объемного временного элемента, управляющего открытием и закрытием клапанов. Импульсный распределитель сжатого воздуха *15* крепится снаружи к камере очищенного воздуха *19*.

Сжатый воздух, поступающий на очистку рукавов в клапанное устройство из импульсного распределителя *15* по трубкам *12*, проходит дополнительную очистку в специальном фильтре (воздухоочистителе *18*). В фильтр *18* сжатый воздух поступает из камеры сжатого воздуха *1* по трубке *17* и после очистки по трубке *16* передается в импульсный распределитель *15*.

Клапанное устройство импульсной продувки рукавов фильтра РЦИ устанавливается над каждым фильтровальным рукавом и крепится на камере сжатого воздуха *1*, в которой поддерживается избыточное давление от компрессора 45...60 кПа. Устройство состоит из сопла *21*, верхнее отверстие которого закрыто большой рабочей мембраной (клапаном) *2* (см. рис. 75). Нижняя часть сопла входит в камеру очищенного воздуха над трубой Вентури *20*. Верхнее отверстие *6* крышки *4* закрыто малой мембраной *7*, которая закреплена между крышкой *10* и кольцом *11*. Малая мембрана *7* прижата к верхнему отверстию крышки *4* сжатым воздухом, поступающим в пространство *8* из импульсного распределителя сжатого воздуха *15* через трубки *13* и ниппель *9*. В рабочей мембране *2* есть три отверстия *14*, через которые в пространстве *12* поддерживается такое же давление, как и в камере сжатого воздуха *1*. Кроме того, большая рабочая мембрана *2* прижимается к соплу *21* пружиной *3*. На рис. 75,*а* слева показано рабочее положение, а на рис. 75,*б* справа — момент продувки.

28. Размеры фильтров РЦИЭ (см. рис. 77), мм

№ размера	Типоразмер	D	D_1	a	b	$H_Б$	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6
1	РЦИЭ5,2-8	758	255	144	250	3837	3325	700	1870	1862	2428	2619	1100	340	455	1045	898	478	300	656
2	РЦИЭ6,9-16	1008	400	215	440	3710	3260	1190	1270	1185	1828	2019	1800	450	617,5	1388	1154	603	300	1060
3	РЦИЭ10,4-16	1008	400	217	402	4503	3951	1190	1870	1785	2428	2619	1100	320	617,5	1388	1154	603	300	1060
4	РЦИЭ15,6-24	1148	450	280	505	4542	4050	1378	1870	1540	2428	2619	1100	320	715	1545	1280	774	300	1076
5	РЦИЭ23,4-36	1348	505	300	670	4850	4358	1645	1870	1653	2428	2619	1800	320	830	1810	1494	864	309	1276
6	РЦИЭ31,2-48	1508	625	360	750	5115	4623	1875	1870	1611	2428	2619	1100	320	940	2030	1788	988	309	1452
7	РЦИЭ40,8-48	1508	676	360	750	5725	5233	1875	2470	2211	3028	3219	1100	320	940	2030	1788	988	309	1452

Продувка рукавов в фильтрах РЦИ происходит по команде импульсного распределителя *15* следующим образом: пространство *8* над малой мембраной *7* через трубку *13* соединяется с атмосферой. Малая мембрана *7* поднимается, в результате чего давление в пространстве *12* над большой мембраной *2* падает, она прогибается вверх, сжимает пружину *3* и открывает сопло *21*. Воздух из камеры сжатого воздуха *1* врывается в сопло *21* и далее через трубу Вентури *20* — в рукав. Происходит импульсная продувка рукава (рис. 75,*б*).

При этом в результате эжекции из камеры очищенного воздуха *19* увлекается некоторое количество воздуха на продувку рукава. По истечении заданного времени продувки импульсный распределитель *15* по трубке *13* подает сжатый воздух в пространство *8*. Малая мембрана *7* закрывает отверстие *6* в крышке *4*. Пространство *12* над большой мембраной *2* заполняется сжатым воздухом, который с помощью пружины *3* возвращает большую мембрану *2* на свое седло — на верхнюю кромку сопла *21*. Продувка закончена. Таким образом продуваются поочередно все рукава фильтра.

В фильтрах, имеющих 36 и 48 рукавов, одновременно продуваются сжатым воздухом два рукава, в фильтрах с 72 рукавами — три, в остальных — по одному рукаву.

В фильтрах РЦИЭ команды на продувку передают электромагнитные пневмораспределители *6* марки П-РЭ2 (см. рис. 76) от электронного прибора управления *13* марки А-82 или А-90. Электронный прибор управления А-82 крепят на колонне здания или на стене и соединяют кабелем *12* с пневмораспределителями П-РЭ2 над каждым рукавом. По команде электронного прибора управления электромагнитный пневмораспределитель *6* перемещает якорь *5* вверх (см. рис. 76,*б*), а отверстие *8* крышки *10* через плунжерную камеру *4* соединяется с камерой очищенного воздуха *14*. Давление в пространстве *3* над мембраной *2* уменьшается. Она поднимается вверх, открывает верхнее отверстие сопла *16*, и происходит продувка рукава. По истечении заданного времени продувки прибор управления

13 подает команду на закрытие якорем *5* отверстия *8*. Сжатый воздух начинает поступать в пространство *3* над мембраной *2* через отверстия *7*. Совместное действие силы пружины *9* и давления сжатого воздуха возвращают мембрану *2* на кромку сопла *16*; продувка закончена.

Длительность импульсной продувки в фильтрах РЦИ составляет 0,5 с (от 0,1 до 2 с); в фильтрах РЦИЭ 0,02...0,08 с. Интервал между импульсами ≈ 10 с (от 1 до 25 с).

Фильтровальный материал рукавов — иглопробивное полотно ИФПЗ-1.

Подсос в фильтре принимается равным 5 % поступающего в него количества воздуха.

На продувку рукавов подается сжатый воздух давлением 45...60 кПа от компрессора с ресивером вместимостью 1 м^3, который обслуживает 3—6 фильтров общей площадью фильтрующей поверхности до 95 м^2 с объемным расходом воздуха до 40 000 м^3/ч.

Расход сжатого воздуха на продувку 1 м^2 фильтровального материала составляет 1,3...1,5 м^3/ч в пересчете на стандартную плотность воздуха.

Фильтры могут работать как на элеваторах при отрицательных температурах воздуха, так и в мукомольных крупяных и комбикормовых заводах при положительных температурах.

Фильтры РЦИ и РЦИЭ могут работать при массовой концентрации пыли на входе в фильтр до 15 г/м^3, на выходе концентрация не более 0,002 г/м^3 (2 мг/м^3) для зерновой пыли и 0,0018 г/м^3 (1,8 мг/м^3) для мучной. Первоначальную концентрацию мучной пыли 15 г/м^3 желательно уменьшать из условий взрывобезопасности.

Конструкция фильтров типа РЦИЭ (ТУ26-11-02—87) разработана НИИхиммашем. Изготовляет эти фильтры с 1988 г. ОАО «Дзержинскхиммаш». Фильтры типа РЦИЭ выпускают как правого, так и левого исполнения (см. рис. 77, табл. 27).

Правое исполнение — движение воздуха на виде сверху по часовой стрелке; левое исполнение — против часовой стрелки. Вместо электронных приборов управления А-82 и А-90 в фильтрах, выпускаемых в последнее время, используют более современный прибор КРФ-24 (контроллер рукавного фильтра).

Обозначение фильтров, например РЦИЭ 10,4-16, расшифровывают следующим образом: рукавный, циклонный, с импульсной продувкой и электронным прибором управления; 10,4 — площадь поверхности фильтрования, м^2; 16 — число рукавов.

Корпус фильтра имеет дверь для монтажа и смены рукавов (у 72-рукавного фильтра две двери). Фильтр РЦИЭ-46,8-72 (см. рис. 82, табл. 36) выпускают с вибродницем *1*, присоединенным гибкой вставкой. В комплект фильтров РЦИЭ входят дифманометр мембранный и пневмовибратор, который крепят к конусу фильтра.

Удельные нагрузки $[Q_{уд}]$ на фильтровальный материал для фильтров типа РЦИЭ в соответствии с Указаниями по проектированию аспирационных установок (ОАО «ЦНИИпромзернопроект») приведены в подразделе 6.3.4. Необходимую площадь фильтрующей поверхности $S_ф$ находят по формуле (140), затем выбирают требуемый типоразмер фильтра и по действительной площади $S_ф$ определяют действительную нагрузку $Q_{уд}$.

Сопротивление (Па) фильтров РЦИ и РЦИЭ

$$H_ф = 100\left(\frac{Q_{уд}}{60}\right)^{1,3}, \qquad (142)$$

где $Q_{уд}$ — действительная удельная нагрузка, м^3/(ч м^2)

Можно также найти $H_ф$ по графику на рис. 7.4.

При длительной эксплуатации сопротивление фильтровального материала увеличивается и может достигать до 3 000 Па. Это учтено в ТУ26-11-2—87 «Изменениями» к ним № 1 (от 8. 04. 1988 г.) применительно к фильтрам РЦИЭ.

Кроме типоразмеров фильтров РЦИЭ (см. табл. 28), ОАО «Дзержинскхиммаш» начал выпускать РЦИЭ 44,7-52; РЦИЭ 67-78 и РЦИЭ 89-104 для крупяной промышленности. Конструктивная особенность этих фильтров — использование плоского днища с

выгрузным устройством, что позволяет снизить габариты фильтров по высоте.

Фильтры типа РЦИЭ оборудуют устройствами взрыворазрядными Ду-250 или Ду-350, которые устанавливают на камере запыленного воздуха.

4.6. РЕЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ АППАРАТЫ

Для борьбы с повышенными воздухообменом и вакуумом в рабочих помещениях проектируют вентиляционные установки с рециркуляцией или кондиционированием воздуха.

К пылеуловителям, применяемым на окончательной очистке воздуха в сетях с рециркуляцией, предъявляют повышенные требования пожаровзрывобезопасности и высокой эффективности.

Запыленность воздуха, поступающего в рабочие помещения после рециркуляционного аппарата, не должна превышать 30 % предельно допустимых концентраций по нормам, т. е. должна быть не более 1,2 мг/м^3 для зерновой пыли и 1,8 мг/м^3 для мучной.

На мукомольных заводах и крупозаводах была предпринята попытка в качестве рециркуляционных аппаратов применить мокрый фильтр У1-БФА конструкции ВНИИЗ с приточной вентиляционной камерой (рис. 79). Пройдя через водяную завесу мокрого фильтра, воздух приобретает повышенную относительную влажность, и при входе в рабочие помещения происходит конденсация водяных паров на оборудовании и строительных конструкциях.

Поэтому внедрение в промышленность мокрого фильтра У1-БФА было остановлено на стадии экспериментальных образцов.

Приточная вентиляционная малогабаритная камера показана на рис. 79. Производительность приточной вентиляционной камеры составляет 40 000 м^3/ч при небольших размерах. Камера имеет приемный утепленный клапан *2*, который устанавливают снаружи здания за стеной *1*. Через проем в стене здания наружный воздух входит в очистительную секцию *4* камеры, где очищается от пыли, проходя через фильтровальный материал — упругое стекловолокно толщиной 40 мм. Фильтровальный материал закреплен в съемные рамки кассеты *5* размером 400 × 1 450 мм. Фильтрующая площадь одной кассеты 0,58 м^2. Всего установлено восемь кассет. Общая фильтрующая площадь камеры 4,62 м^2. Кассеты смонтированы под углом $\alpha_1 = 30°$. Масса одной кассеты 11,5 кг. Начальное сопротивление кассеты 70 Па, конечное после запыления 300 Па. Пылеемкость до 1 200 г/м^2. Коэффициент очистки 80...85 %. Замененные кассеты промывают в содовом растворе.

В верхней части очистительной секции камеры *4* предусмотрен рециркуляционный клапан *3*, который состоит из двух унифицированных воздушных заслонок размером 500 × 800 и 800 × × 1 000 мм для входа рециркуляционного воздуха.

Очищенный воздух поступает в подогревательную секцию *6*, которая имеет два водяных калорифера КС4 № 12, прикрепленных к стойкам камеры болтами. Сверху калориферов предусмотрен ручной обводной клапан *7*.

Общая площадь теплоотдающей поверхности калориферов 272,4 м^2. Сопротивление калориферов 260 Па.

Очищенный и подогретый воздух поступает в секцию обслуживания *8*, откуда через гибкую вставку *9* — в вентилятор *10*. Из вентилятора воздух подается в рабочие помещения.

Вентилятор *10* типа Ц4-70 № 10 первого исполнения имеет производительность 40 000 м^3/ч, давление 1 100 Па, частоту вращения 970 об/мин. Электродвигатель *11* мощностью 22 кВт смонтирован на общей раме с вентилятором на виброопорах.

Основание камеры изготовлено из швеллера. Стойки камеры из алюминиевого профиля. Стенки камеры из асбестоцементных листов толщиной 8 мм. Швы уплотняются резиновым шнуром, уложенным в пазы профиля. Листы ограждения запираются рейками, имеющими выступы, входящие в пазы стоек.

Для обслуживания кассет с фильтрами и калорифером в стенках камер предусмотрены два быстросъемных щита.

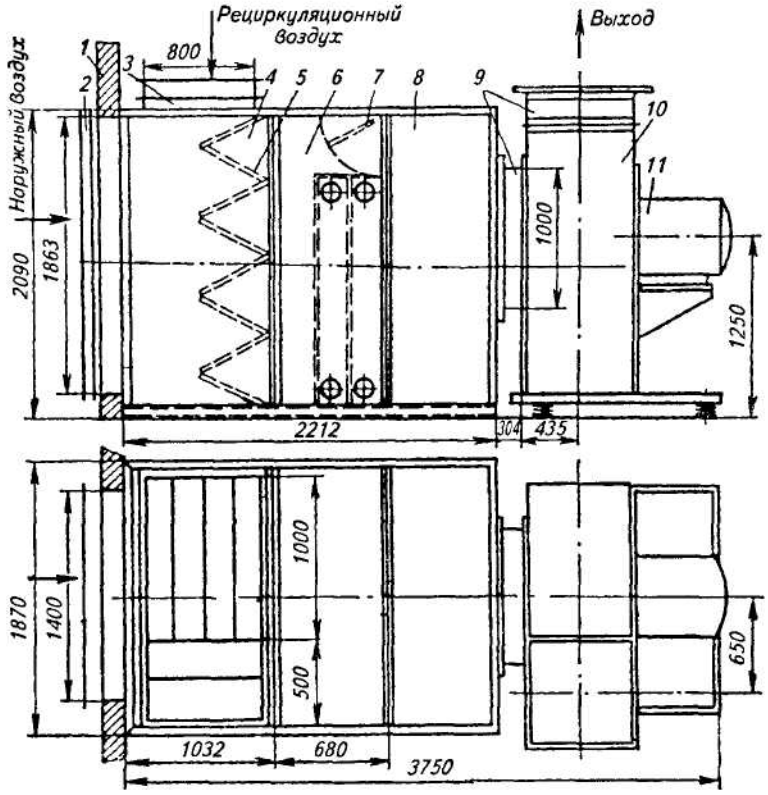


Рис. 79. Приточная вентиляционная камера:

1 — стена здания, *2* — приемный клапан, *3* — рециркуляционный клапан, *4* — очистительная секция, *5* — фильтровальная кассета, *6* — подогревательная секция, *7* — обводнои клапан, *8* — секция обслуживания, *9* — гибкие вставки, *10* — вентилятор, *11* — электродвигатель

Внутри корпуса предусмотрена установка двух светильников для выполнения профилактических и ремонтных работ.

Габаритные размеры: длина 3 750 мм, ширина 1 970 мм, высота 2 340 мм. Масса камеры 2 200 кг. Производительность 40 000 м^3/ч.

Приточные камеры можно применять без рециркуляции только на притоке наружного воздуха.

Продолжительность работы камеры без очистки фильтровальных элементов при запыленности рециркуляционного воздуха 2 мг/м^3 составляет 79 ч.

Недостаток приточных камер этого типа — неудобство очистки фильтровальных кассет в содовом растворе. Целесообразнее очищать кассеты обратной продувкой воздуха.

4.7. КОНДИЦИОНЕРЫ

Промышленные кондиционеры применяют для устранения вакуума в помещениях, улучшения условий труда и повышения эффективности технологического процесса.

В кондиционере воздух с высокой эффективностью очищается от пыли, а также подогревается до оптимальной температуры и увлажняется.

Кондиционер состоит из набора типовых секций, отличающихся назначением. Количество и последовательность расположения секций определяют при проектировании с учетом санитарных норм и правил.

Кондиционеры могут работать по различным схемам, например кондиционирование только наружного воздуха или кондиционирование наружного

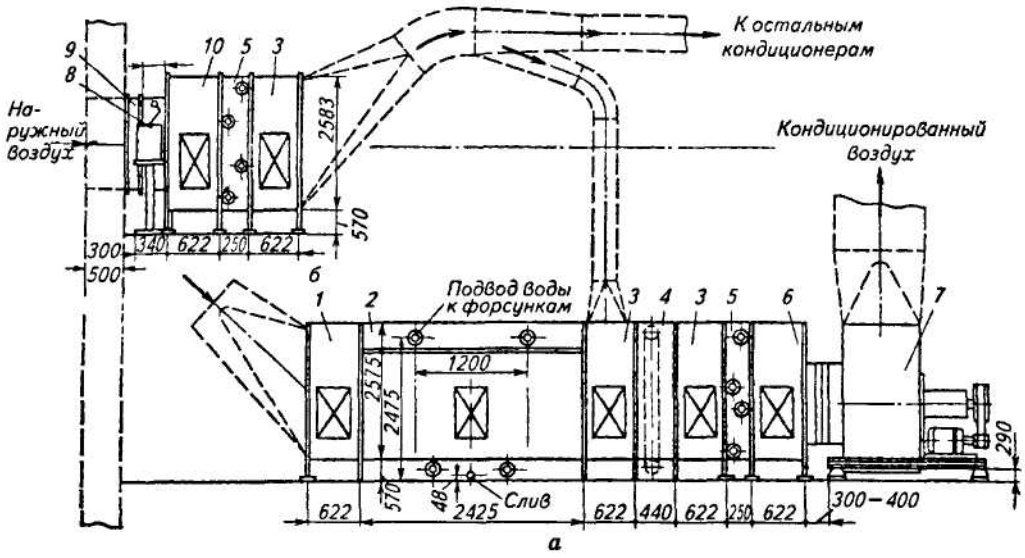


Рис. 80. Схема кондиционера:

а — основные секции кондиционера; *б* — приточные секции для наружного воздуха; *1* — приемная секция; *2* — оросительная (промывная) секция; *3* — смесительная секция, *4* — воздушный фильтр; *5* — воздухонагревательная секция; *6* — подсоединительная секция; *7* — вентиляторный агрегат; *8* — секция воздушных клапанов; *9* — соединительная коробка, *10* — приемная секция

и рециркуляционного воздуха. Для мельниц, крупозаводов и комбикормовых заводов наиболее рациональной является схема кондиционера, показанная на рис. 80.

Рециркуляционный воздух поступает в приемную секцию *1* из вентиляторов после очистки во всасывающих фильтрах или высокоэффективных циклонах. Затем он проходит очистку в оросительной секции *2* до смешивания с наружным подогретым воздухом. После смешивания с наружным воздухом в смесительной секции *3* рециркуляционный воздух окончательно очищается и подогревается. Кондиционированный воздух подается в рабочие помещения вентиляторным агрегатом *7*.

Оптимальные параметры воздуха при выходе из кондиционера в рабочие помещения мельниц принимают следующими: температура 20 °С с пределами регулирования от 15 до 20 °С и относительная влажность 70 % с пределами регулирования от 65 до 70 %.

Секция клапанов *8* позволяет регулировать соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха в широких пределах. Для зерноочистительного отделения это соотношение принимают равным 20 и 80 % с пределами регулирования наружного воздуха от 10 до 20 %, рециркуляционного от 50 до 90 %, а для размольного и шелушильного отделений — 50 и 50 % с пределами регулирования наружного воздуха от 10 до 50 % и рециркуляционного от 50 до 90 %.

Воздушные клапаны состоят из набора поворотных лопаток длиной 500 или 1 000 мм, толщиной 0,5 мм, размещенных на расстоянии 250 мм друг от друга. Клапаны применяют одноблочные или двухблочные с ручным приводом, электроприводом МЭО-4 400 или пневмоприводом МП-20.

Воздухонагревательные секции представляют собой ребристые водяные теплообменники (калориферы) высотой 1 000 или 1 500 мм, скомпонованные в группу. Теплопроизводительность регулируют посредством отводных каналов с клапанами. Теплоносителем служит вода температурой до 150 °С и давлением до $6 \cdot 10^5$ Па.

На входе воздуха в оросительную секцию установлены воздухораспределительные пластины, а на выходе каплеуловители. В средней части секции

29. Техническая характеристика центральных кондиционеров типа Кт

Показатели	Кт-30	Кт-40	Кт-60
Производительность, тыс. м³/ч	30	40	60
Размеры полезных поперечных сечений секций, мм:			
ширина	1555	1555	1555
высота	2003	2503	2003
Габаритные размеры, мм:			
оросительная секция			
ширина	1860	1860	3610
высота с подставками	2645	3145	2645
длина	2425	2425	2425
воздухонагревательная водяная секция			
ширина	1837	1837	3657
высота	2083	2583	2083
длина	250	250	250
мясляный фильтр			
ширина	2077	2077	3827
высота	2775	3275	2775
длина	440	440	440
промежуточные секции			
ширина	1730	1730	3540
высота	2087	2087	2087
длина	622	622	622
клапанные секции			
ширина	1703	1703	3470
высота	1050 или 570 у всех типов кондиционеров		
длина	250	250	—
вентиляторный агрегат			
ширина	3290	3290	3750
высота	1840	1840	2424
длина	1988	1988	2867
Масса масла на один залив, кг	290	290	585
Вентиляторный агрегат:			
тип вентилятора	Ц4-76 № 12	Ц4-76 № 12	Ц4-76 № 16
давление, Па	От 600	до 1200 Па	
мощность электродвигателя, кВт	17	22	30
Сопротивление, Па:			
клапанов без обводного канала	44	33	55
клапанов с обводным каналом	110	100	110
воздухонагревательной секции	66	67	55
оросительной секции	110	123	110
масляного фильтра	100 у всех типов кондиционеров		
Масса, кг:			
оросительной секции	1534	1703	2643
воздухонагревательной секции	1329	1641	2643
масляного фильтра	630	650	926
промежуточной секции	118	134	160
вентиляторного агрегата	1263	1315	2773

размещено два ряда стояков с форсунками, диаметр сопла которых равен 3,35; 4,5; 5 и 5,5 мм.

В отстойном баке оросительной секции перед отводом воды к насосу установлен водяной фильтр. Переливное устройство позволяет поддерживать уровень воды постоянным — 460 мм от основания.

Воздух в кондиционере очищают в секции масляного самоочищающегося фильтра. В бак для масла со шнеком для удаления осадка заливают висциновое масло с температурой застывания 20 °С. Внутри бака предусмотрены змеевики для подогрева масла в зимнее время.

Висциновое масло не дает запаха. Масло заменяют при пыленасыщенности 0,15 кг/л.

Фильтрующие сетчатые панели из проволочной сетки размером 2 × 2 мм перемещают с помощью электродвигателя ($N = 1{,}1$ кВт; $n = 1400$ об/мин) через систему передач. Скорость сетчатых панелей до 3 мм/с. Удельную нагрузку на фильтровальные панели принимают равной 10 000 м^3/(ч · м^2). Сопротивление до 135 Па. Коэффициент очистки 95 %.

Вентиляторный агрегат состоит из радиального вентилятора, электродвигателя и привода. Для регулирования расхода воздуха на входе в вентилятор устанавливают осевой направляющий аппарат, который полностью закрывает воздуховод при пуске вентилятора. Угол поворота лопаток направляющего аппарата изменяют вручную или исполнительным механизмом ПР-1.

Основные недостатки кондиционеров — большие габаритные размеры, повышенная металлоемкость, сложность и ненадежность эксплуатации (забивание форсунок пылью), большой расход воды (до 0,12 л/м^3), проблема сточных вод, высокая стоимость. Кроме этого, выпуск кондиционеров недостаточен и не может удовлетворить потребности всех отраслей промышленности.

Контрольные вопросы и задания. 1. Для чего предназначены пылеуловители? 2. Назовите пылеуловители, применяемые на предприятиях хлебопродуктов. 3. Как устроена осадочная камера и на каком принципе основана ее работа? 4. Как устроен циклон и какой принцип положен в основу его работы? 5. Как устроен всасывающий фильтр с очисткой фильтров обратной продувкой атмосферным воздухом? 6. Какова конструкция фильтра с импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом? 7. Для чего применяют рециркуляционные аппараты и кондиционеры?

Глава 5
ВЕНТИЛЯТОРЫ

●

5.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Вентиляторы предназначены для перемещения воздушных потоков в вентиляционных, аспирационных и пневмотранспортных установках, некоторых сепарирующих машинах, для активного вентилирования и сушки зерна, кондиционирования, воздушного отопления зданий и для других целей.

Вентиляторами называют лопастные воздуходувные машины, развивающие давление до 15 000 Па. При дальнейшем совершенствовании методов расчета и развития конструкций вентиляторов пределом развиваемого давления может стать 20 000 Па и более.

Воздуходувные машины, развивающие давления более 15 000 Па, имеют другие названия: воздуходувки, турбонасосы, вакуум-насосы и компрессоры.

В вентиляторах механическая энергия вращающегося рабочего колеса преобразуется в потенциальную и кинетическую энергии воздуха, расходуемые на преодоление всех сопротивлений при его перемещении.

Вентиляторы в соответствии с направлением движения воздуха в нем подразделяют на радиальные (центробежные), осевые и диаметральные.

В *радиальных (центробежных) вентиляторах* (рис. 81) поток воздуха под действием центробежных сил движется от оси рабочего колеса к его периферии.

В *осевых вентиляторах* (рис. 82) поток под действием осевой силы давления вращающихся лопастей рабочего колеса движется по направлению оси рабочего колеса. Лопасти рабочего колеса осевого вентилятора закреплены под углом к плоскости вращения колеса.

В *диаметральных вентиляторах* поток воздуха дважды пересекает вращающиеся лопасти рабочего колеса в диаметральном направлении.

Схемы радиального (центробежного), осевого и диаметрального вентиляторов показаны на рис. 81—83.

В промышленных вентиляционных и аспирационных установках применяют преимущественно радиальные (центробежные) вентиляторы (см. рис. 81), так как они обеспечивают необходимые расходы воздуха и давления в широких пределах.

Осевые вентиляторы применяют в установках активного вентилирования зерна и при общеобменной вентиляции помещений. Обычные осевые вентиляторы (см. рис. 82) развивают небольшие давления 50...1 000 Па при больших объемных расходах воздуха — до 65 000 м^3/ч. Их применяют в системах общеобменной вентиляции. Специальные шахтные осевые вентиляторы используют для активного вентилирования зерна и иногда в аспирационных сетях на очищенном воздухе. Они развивают давления до 2 000 Па при объемных расходах воздуха до 10 000... 18 000 м^3/ч. Особенность конструкции шахтных осевых вентиляторов в том, что лопасти рабочего колеса смонтированы на валу ротора в корпусе электродвигателя. Их техническую характеристику см. в приложении 9.

Осевые вентиляторы выпускают типов ВО-13-200; ВО-06-290-11; ВО-06-300; ВО-2,3-130; ВОЭ-5; ВОЭ-6.

Диаметральные вентиляторы (см. рис. 83) используют в воздушных сепараторах с замкнутым и комбинированным циклами воздуха для очистки зерна от аэроотделимых примесей и разделения продуктов шелушения крупяных культур. Они развивают давление до

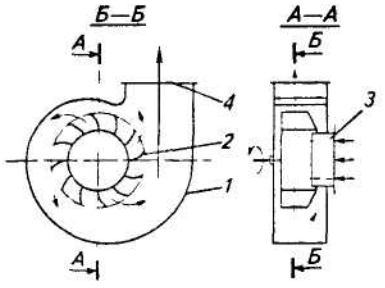


Рис. 81. Схема радиального (центробежного) вентилятора:

1 — спиральный корпус (кожух) *2* — рабочее колесо *3* — входной патрубок *4* — выходной патрубок

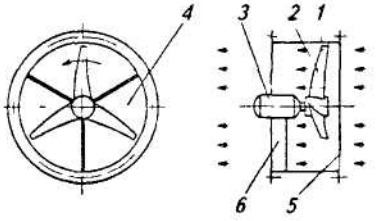


Рис. 82. Схема осевого вентилятора:

1 — корпус, *2* — рабочее колесо *3* — электродвигатель *4* — стойки, *5* — входной патрубок, *6* — выходной патрубок

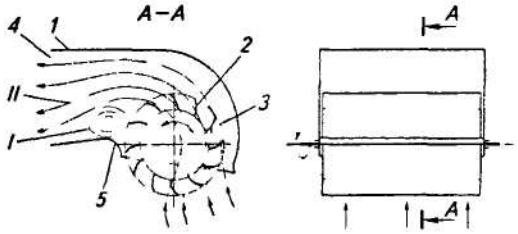


Рис. 83. Схема диаметрального вентилятора:

1 — корпус (основание), *2* — рабочее колесо, *3* — входное пространство, *4* — выходное отверстие 5 — язык, *I* — вихрь, *II* — транзитный воздушный поток

500 Па при объемном расходе воздуха до 10 000 м^3/ч.

Разновидностями радиального (центробежного) вентилятора являются смерчевый и прямопоточный.

Смерчевый вентилятор (рис. 84) отличается от традиционного радиального (центробежного) тем, что поток воздуха внутри вентилятора проходит, минуя рабочее колесо, которое является лишь побудителем смерча Поэтому этот вентилятор можно применять на

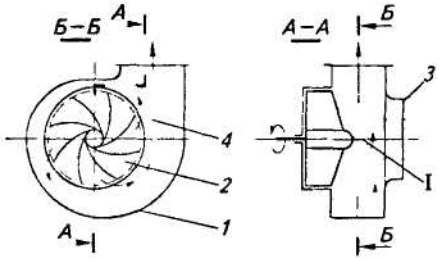


Рис. 84. Схема смерчевого вентилятора:

1 — корпус, *2* — рабочее колесо, *3* — входной патрубок, *4* — выходной патрубок, I — смерч

сильно запыленном воздухе, так как в нем по сравнению с другими конструкциями вентиляторов значительно уменьшен износ лопаток. Смерчевый вентилятор развивает сравнительно небольшие давления — примерно до 100 Па.

Прямоточный радиальный вентилятор (рис. 85) имеет выходное отверстие *4* кольцевой формы, расположенное на периферии корпуса, что позволяет использовать такие вентиляторы в кондиционерах. Развиваемое этим вентилятором давление составляет до 300 Па.

Крышные вентиляторы (рис. 86) предназначены для вытяжной бессетевой вентиляции помещений. Выпускают крышные вентиляторы (рис. 86,*б*) типа ВКО — вентиляторы крышные осевые и типа ВКР — вентиляторы крышные радиальные (рис. 86,*а*).

Наибольшее применение на предприятиях хлебопродуктов находят радиальные (центробежные) вентиляторы общего назначения для работы на чистом и малозапыленном воздухе и спе-

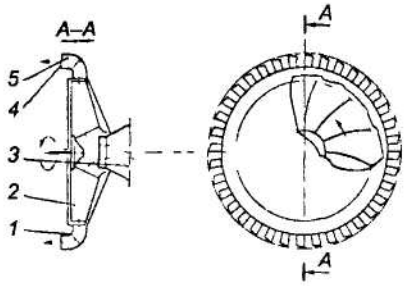


Рис. 85. Схема прямоточного вентилятора:

1 — корпус, *2* — рабочее колесо, *3* — входной патрубок, *4* — выходное кольцевое отверстие, *5* — спрямляющий аппарат

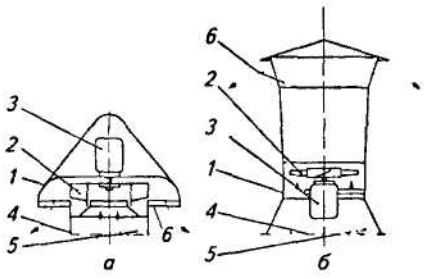


Рис. 86. Схемы крышных вентиляторов:

а — радиального, *б* — осевого, *1* — корпус, *2* — рабочее колесо, *3* — электродвигатель, *4* — решетка, *5* — входной патрубок, *б* — выходное отверстие

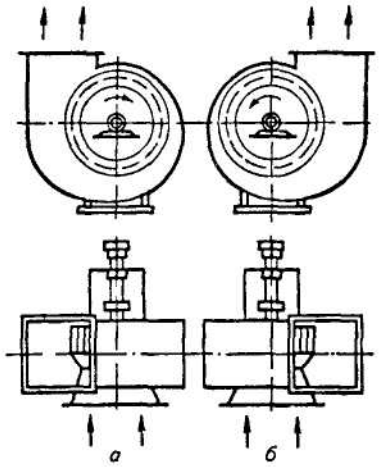


Рис. 87. Радиальные (центробежные) вентиляторы:

а — правого вращения, *б* — левого вращения

циального назначения, например пылевые при запыленном воздухе.

Радиальные (центробежные) вентиляторы общего назначения по величине развиваемого давления выпускают: низкого давления — до 1 000 Па, среднего давления — от 1 000 до 3 000 Па и высокого давления — от 3 000 до 15 000 Па.

По направлению вращения рабочего колеса радиальные вентиляторы бывают: правого вращения — с вращением по часовой стрелке, если смотреть со стороны входного отверстия вентилятора, и левого вращения — с вращением против часовой стрелки (рис. 87).

По размерам вентиляторы характеризуются номером. Номер вентилятора означает номинальный диаметр рабочего колеса в дециметрах. Например, вентиляторы № 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 12,5; 16; 20; 25; 30; 40 и 50 имеют диаметры рабочих колес соответственно: 320; 400; 500; 630; 800; 1 000; 1 200; 1 250; 1 600; 2 000; 2 500; 3 200; 4 000 и 5 000 мм. В зерноперерабатывающих предприятиях применяют вентиляторы до № 12,5 и крайне редко бóльших номеров.

Положения корпуса радиального вентилятора обозначают углом поворота корпуса относительно исходного нулевого положения. Отсчет углов поворота осуществляют по направлению вращения рабочего колеса (рис. 88).

Вентиляторы с поворотными спиральными корпусами выпускают для

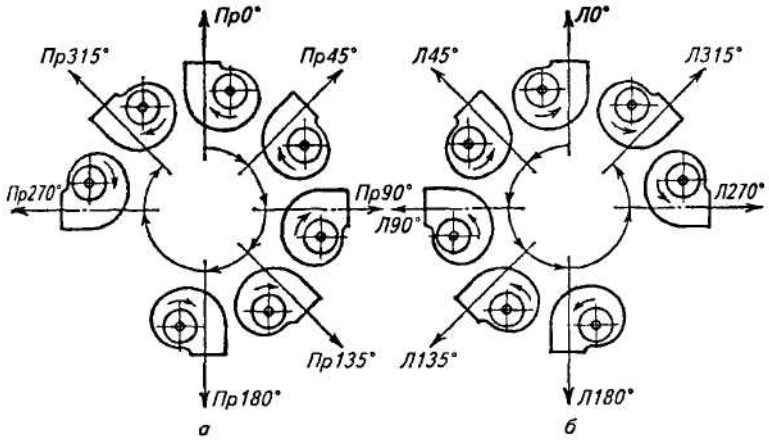


Рис. 88. Положения корпуса радиального (центробежного) вентилятора:

а — правого вращения, *б* — левого вращения

номеров со 2 по 6,3, а для номеров свыше 6,3 — как с поворотными, так и с неповоротными корпусами.

По конструкции привода рабочего колеса вентиляторы выпускают семи исполнений (рис. 89).

В вентиляторах первого исполнения рабочее колесо закреплено на валу электродвигателя, т. е. вентилятор не имеет вала и подшипников. Во всех остальных исполнениях рабочее колесо крепится на свой вал с двумя подшипниками.

Преимущества первого исполнения состоят в компактности, т. е. в минимальных габаритах и минимальной металлоемкости (отсутствуют вал и подшипники), а также в безопасности обслуживания отсутствуют клиноременная передача и ограждение, в экономичности; недостаток — невозможность изменения частоты вращения рабочего колеса, так как асинхронный электродвигатель имеет постоянную частоту вращения. Кроме того, коренной подшипник электродвигателя работает в тяжелых условиях из-за вибраций в случае неполной отбалансированности рабочего колеса, что уменьшает срок его службы. Ремонт, замена подшипника или замена электродвигателя затруднены, так как требуется разборка всего вентилятора.

Кроме вентиляторов первого исполнения широкое применение находят также вентиляторы с приводом через муфту (третье исполнение) и посредством клиноременной передачи (шестое исполнение) — см. рис. 89.

По назначению вентиляторы выпускают общего назначения, применяемые для работы на чистом воздухе, и специального назначения, например пылевые для работы на запыленном воздухе или коррозионностойкие и искрозащищенные для работы в сильно агрессивных и взрывоопасных средах.

К вентиляторам общего назначения относят вентиляторы низкого и среднего давлений типов В-Ц4-75; В-Ц4-76; В-Ц14-46.

К специальным вентиляторам относят пылевые вентиляторы типов ВЦП (Ц8-46), В.ЦП6-45, ВР-100-45, искрозащищенные типов В.Ц5-35, В.Ц5-45; В.Ц5-50.

Вентиляторы характеризуют также по удельной быстроходности $n_{уд}$, которая служит критерием подобия вентиляторов одного типа (серии). Удельной быстроходностью вентилятора $n_{уд}$ называют такую частоту вращения его рабочего колеса, при которой перемещается 1 м^3/с воздуха при нормальных условиях и развивается давление 10 Па при максимальном КПД. Вне зависимости от абсолютных размеров и частоты вращения рабочего колеса геометрически подобных вентиляторов значение удельной быстроходности будет одинаковым, т. е. это число характеризует данный тип вентилятора.

Удельную быстроходность вентилятора (об/мин) находят по формуле

$$n_{уд} = 5{,}3\frac{Q_в^{0,5}}{p_в^{0,75}}n, \qquad (143)$$

где $Q_в$ — объемный расход воздуха (производи-

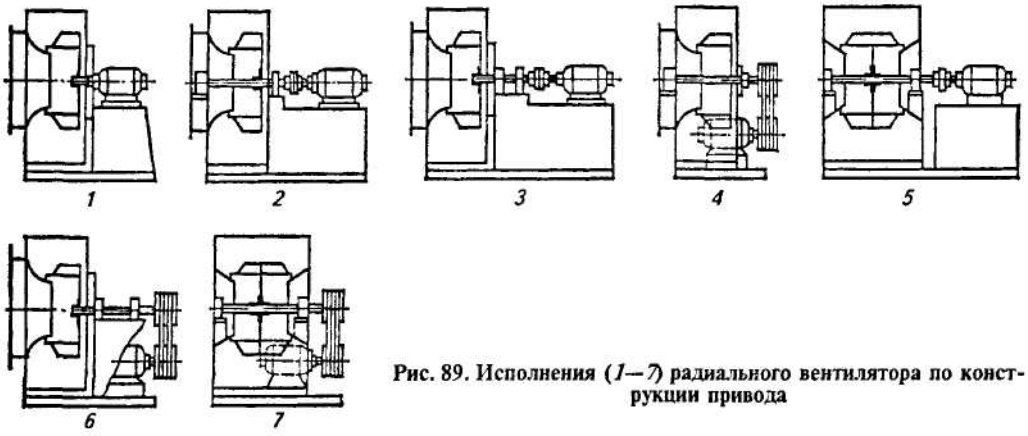


Рис. 89. Исполнения (*1—7*) радиального вентилятора по конструкции привода

тельность вентилятора), м³/с; $p_в$ — давление вентилятора, Па, n — частота вращения рабочего колеса, об/мин.

Из формулы (143) видно, что вентиляторы с большими расходами и малыми давлениями имеют большую быстроходность, и наоборот. Например, осевые вентиляторы низкого давления имеют $n_{уд} > 200$, среднего давления — от 100 до 200, высокого давления — от 50 до 100 об/мин. Радиальные вентиляторы низкого давления имеют $n_{уд} \geq 50$, среднего от 50 до 25, высокого давления $n_{уд} < 25$ об/мин.

5.2. УСТРОЙСТВО РАДИАЛЬНЫХ (ЦЕНТРОБЕЖНЫХ) ВЕНТИЛЯТОРОВ

Радиальный (центробежный) вентилятор (рис. 90) состоит из рабочего колеса *1*, спирального корпуса (кожуха) *2*, вала с подшипниками *3*, приводного шкива *4* и станины *5*.

Рабочее колесо вентилятора, состоящее из лопаток, диска и втулки, изготовляют клепаным, сварным или штампованным. Например, рабочее колесо пылевого вентилятора ВЦП — клепаной конструкции, а рабочее колесо вентилятора Рысина ВР и ВРН — штампованной конструкции. Пылевой вентилятор ЦП7-40, разработанный Г. Вахватовым, отличается от пылевого вентилятора ВЦП бездисковым рабочим колесом. Этот вентилятор допускает окружную скорость рабочего колеса до 70 м/с, развивая давление до 4 000 Па.

Рабочие колеса вентиляторов общего назначения имеют число лопаток $z > 12$, а пылевых вентиляторов $z < 12$ (обычно $z = 6$). При этом в вентиляторах общего назначения длина лопаток по радиусу меньше ширины рабочего колеса. В пылевых вентиляторах длина лопатки по радиусу больше ширины колеса и она начинается от самой втулки.

Ширина рабочего колеса b зависит

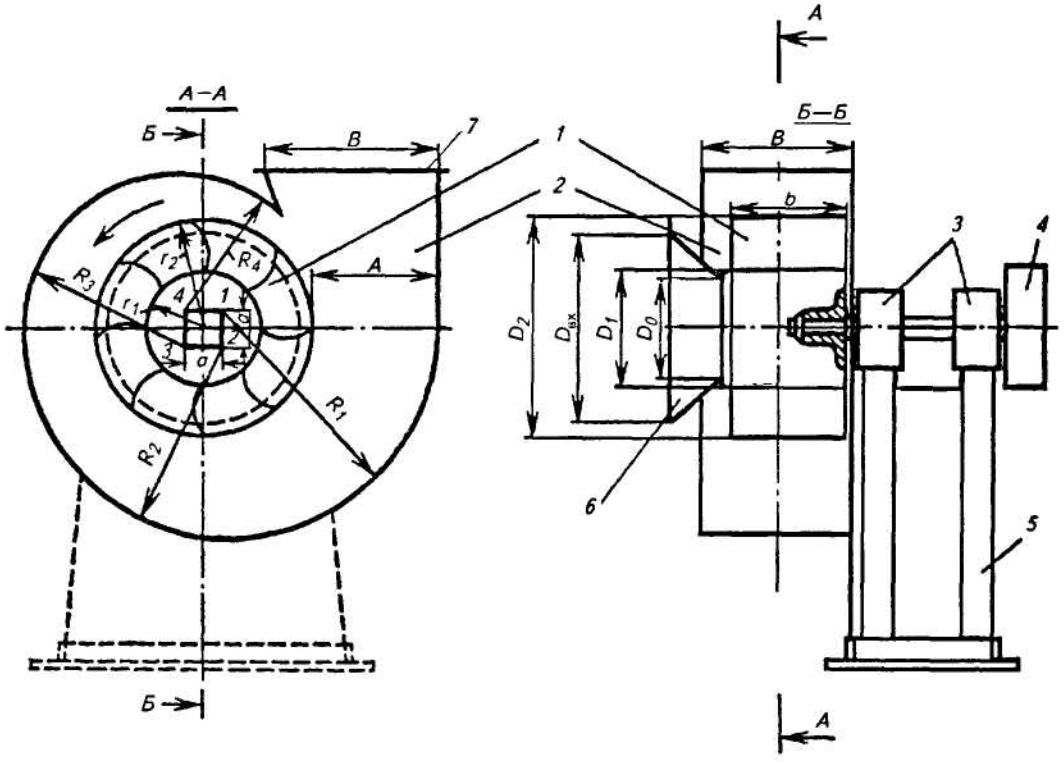


Рис. 90. Устройство радиального (центробежного) вентилятора:

1 — рабочее колесо (ротор), *2* — корпус, *3* — подшипники, *4* — шкив, *5* — станина, *6* — входной патрубок, *7* — выходной патрубок

от развиваемого давления: чем выше давление, тем меньше ширина рабочего колеса. Самое широкое рабочее колесо имеет вентилятор низкого давления, самое узкое — вентилятор высокого давления.

Корпус *2* проектируют по спирали, используя конструкторский квадрат со стороной $a = A/4$. Из углов конструкторского квадрата *1*, *2*, *3* и *4* проводят дуги радиусами R_1, R_2, R_3 и R_4, которые описывают профиль спирального корпуса вентилятора.

Входное отверстие радиального вентилятора круглое, расположено по оси рабочего колеса. Диаметр входного отверстия равен 0,9 диаметра рабочего колеса. Выходное отверстие — квадратное или прямоугольное. Во входном отверстии устанавливают патрубок *6*, назначение которого уменьшать подсос воздуха в рабочем колесе при работе вентилятора.

Марка вентиляторов означает: первые буквы — класс вентилятора (Ц — центробежный, ЦП — центробежный пылевой и т. д.); первая цифра — коэффициент давления ψ, увеличенный в пять раз и округленный до целых единиц при максимальном КПД (о коэффициенте давления ψ см. подраздел 5.3). Последующая цифра означает удельную быстроходность $n_{уд}$, округленную до целых единиц. Последняя цифра — номер вентилятора. Например, вентилятор ЦП4-70-4,5 означает: центробежный, пылевой с коэффициентом давления $\psi = 0{,}8$, удельной быстроходностью $n_{уд} = 70$ об/мин; номер 4,5. Встречаются и иные маркировки вентиляторов (например, вентилятор ВР-100-45 — см. приложение 10, с. 227).

5.3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЕ ДАВЛЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРА

Для определения теоретического давления, развиваемого радиальным вентилятором, рассмотрим схему скоростей воздуха при входе на лопатки и выходе с них (рис. 91). На рис. 91 обозначены: u_1 и u_2 — переносные окружные скорости при входе и выходе (при этом $u_1 \perp r_1$; $u_2 \perp r_2$, где r_1 и r_2 — радиусы при входе и выходе); w_1 и w_2 — относительные скорости воздуха, векторы которых направлены по касательным к профилям лопатки на входе и выходе; c_1 и c_2 — абсолютные скорости воздуха на входе и выходе (их находят как диагонали параллелограммов скоростей); α_1 и α_2 — углы между векторами абсолютных и переносных (окружных) скоростей на входе и выходе; β_1 и β_2 — углы между векторами относительных и переносных скоростей на входе и выходе (индекс «1» отнесен к входному сечению, а индекс «2» — к выходному).

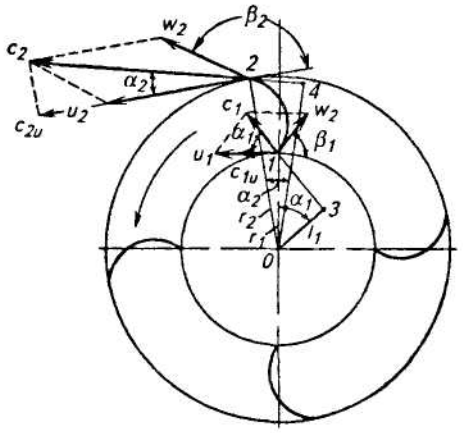


Рис. 91. Схема скоростей воздуха в рабочем колесе вентилятора

Принимая движение воздуха между лопатками установившимся, применим теорему из теоретической механики о том, что изменение момента количества движения массы жидкости или газа, протекающих в единицу времени, равно моменту приложенных внешних сил, т. е. моменту на валу вентилятора *M*. Момент количества движения массы воздуха на входе будет равен mc_1l_1, на выходе mc_2l_2, где l_1 и l_2 — плечи абсолютных скоростей ($l_1 \perp c_1$ и $l_2 \perp c_2$). На рис. 91 плечо l_1 равно длине отрезка 03, плечо $l_2 = 04$.

Момент на валу вентилятора

$$M = m(c_2l_2 - c_1l_1) = rQ_в(c_2l_2 - c_1l_1),$$

где $Q_в$ — объемный расход воздуха (производительность), м^3/с.

Из треугольников 013 и 024 видно, что $l_1 = r_1\cos\alpha_1$; $l_2 = r_2\cos\alpha_2$.

Тогда

$$M = \rho Q_в(c_2r_2\cos\alpha_2 - c_1r_1\cos\alpha_1).$$

Выражая радиусы r_1 и r_2 через угловую скорость ω:

$$r_1 = \frac{u_1}{\omega};\ r_2 = \frac{u_2}{\omega},$$

получим

$$M\omega = \rho Q(u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1).$$

Произведение $M\omega$ равно теоретической мощности $N = Q_в p_{в\,т}$. Поэтому теоретическое давление вентилятора (Па)

$$p_{в\,т} = \rho(u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1). \quad (144)$$

Из уравнения (144), называемого уравнением Эйлера, видно, что для получения максимального давления вентилятора необходимо, чтобы второй его член в скобках был равен нулю. Это возможно, когда $\cos\alpha_1 = 0$, т. е. при $\alpha_1 = 90°$. Поэтому лопатки на входе изгибают против вращения на угол $\beta_1 < 90°$ из условия $\alpha_1 = 90°$. В этом случае теоретическое давление вентилятора будет наибольшим, т. е.

$$p_{в\,т} = \rho u_2 c_2 \cos\alpha_2,$$

или

$$p_{в\,т} = \rho\varphi_л u_2^2, \quad (145)$$

где $\varphi_л$ — коэффициент закручивания лопаток, зависящий от их формы,

$$\varphi_л = \frac{c_2 \cos\alpha_2}{u_2} = \frac{c_{2u}}{u_2}$$

По форме лопатки бывают трех типов: радиальные, загнутые вперед и загнутые назад (рис. 92). Для радиальных лопаток при $\beta_2 = 90°$ $\varphi_л = 1$; для лопаток, загнутых вперед, $\beta_2 > 90°$ $\varphi_л > 1$; для лопаток, загнутых назад, $\beta_2 < 90°$ $\varphi_л < 1$.

Наиболее просты для изготовления радиальные лопатки с $\varphi_л = 1$. Но их применяют редко, так как они позволяют получать меньшие давления. Наибольшее давление вентилятор развивает при лопатках, загнутых вперед ($\varphi_л = 1{,}1...1{,}35$). Третий тип лопаток, загнутых назад, применяют преимущественно в вентиляторах низкого давления, а иногда и среднего давления, когда уменьшение коэффициента $\varphi_л$ до 0,5...0,8 компенсируется увеличением КПД вентилятора в результате уменьшения сопротивления лопаток при их вращении изогнутой поверхностью вперед.

Действительное давление вентилятора $p_в$ всегда меньше теоретического на величину потерь давления в вентиляторе, которые учитываются коэффициентом полезного действия вентилятора:

$$p_в = \eta_в p_{в\,т},$$

или

$$p_в = \eta_в \varphi_л \rho u_2^2. \quad (146)$$

где $\eta_в$ — КПД вентилятора; он учитывает все потери давления в рабочем колесе и кожухе вентилятора, но не учитывает потерь в подшипниках вентилятора, ρ — плотность воздуха, кг/м^3; u_2 — окружная скорость рабочего колеса, м/с; $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$.

Коэффициент полезного действия вентилятора зависит от двух КПД:

$$\eta_в = \eta_г \eta_{тр},$$

где $\eta_г$ — гидравлический КПД, учитывающий потери в межлопаточных каналах рабочего колеса и зависящий от формы, состояния поверхности лопаток и от режима потока (от числа Рей-

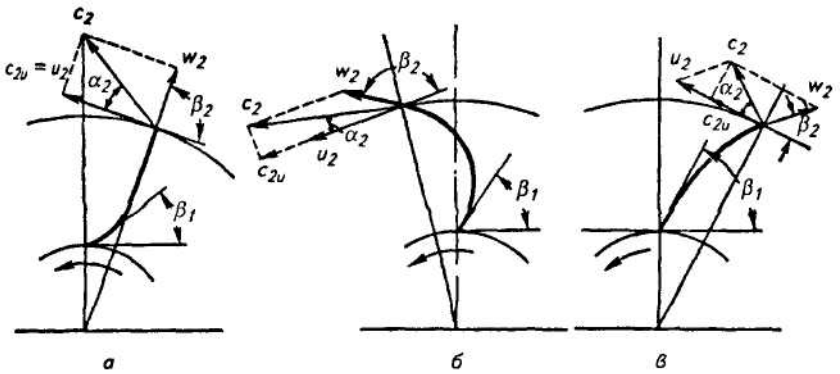


Рис. 92. Схема формы лопаток рабочих колес вентиляторов:
а — радиальные, *б* — загнутые вперед, *в* — загнутые назад

нольдса); $\eta_{тр}$ — КПД, учитывающий остальные потери в кожухе, которые возникают при трении воздуха о корпус и кромки лопаток, завихрениях в спиральном кожухе и обратных подсосах из-за разрежения по оси вращения.

Коэффициент полезного действия вентиляторов $\eta_в$ достигает 0,65...0,85; находят его из характеристик вентиляторов.

Действительное давление вентилятора $p_в$ (Па) выражают также через коэффициент давления ψ

$$p_в = \psi \rho u_2^2/2,$$

где ψ — коэффициент давления вентилятора — безразмерная величина, которая служит критерием подобия вентиляторов по размерам:

$$\psi = \frac{2p_в}{\rho u_2^2}.$$

Критерием подобия вентиляторов по частоте вращения является коэффициент расхода

$$\varphi = \frac{Q_в}{\frac{\pi D_2^2}{4} u_2}.$$

Объединяющим критерием аэродинамической характеристики вентиляторов служит удельная быстроходность $n_{уд}$, которую находят по формуле (143). Существующие вентиляторы имеют $\psi = 0{,}8...2{,}2$; $\eta_г = 0{,}7...0{,}95$; $\eta_{тр} = 0{,}75...0{,}98$; $\eta_в = 0{,}5...0{,}86$.

Как известно, вентиляторы, работающие на предприятиях системы хлебопродуктов, иногда перемещают запыленный воздух. Влияние концентрации пыли на давление вентилятора учитывают следующим образом. По исследованиям ЦАГИ (проф. М. П. Калинушкин), было установлено, что малые концентрации пыли (до 0,2 кг/кг) не влияют на давление вентилятора.

По исследованиям ОТИПП им. М. В. Ломоносова установлено, что при малых расходах наличие твердых частиц может привести к увеличению давления вентилятора в результате разгона частиц до скоростей больших, чем скорость воздуха. При больших расходах, наоборот, давление вентилятора может снизиться из-за уменьшения площади поперечных сечений между лопатками, что приводит к увеличению сопротивлений.

По данным ОТИПП им. М. В. Ломоносова, рекомендуется определять давление вентилятора с № 3 по № 5 на смеси $p_в'$ по следующей формуле:

$$p_в' = p_в\left(1 - \frac{\mu}{5 + 20\mu}\right), \qquad (147)$$

для вентиляторов с номером, большим, чем № 5,

$$p_в'' = p_в\left(1 - \frac{\mu}{2 + 4\mu}\right).$$

Мощность для привода вентилятора на смеси:

$$N_в' = N_в(1 + a\mu^n), \qquad (148)$$

где $n = 1$, $a = 0{,}5$ для частиц $d_п \le 0{,}2$ мм.

Для крупных частиц при $d_п > 0{,}2$ мм:

$$a = 0{,}46 + 22 \cdot 10^{-7}\,\mathrm{Re},$$

где $\mathrm{Re} = v_п D_2/\nu$; $v_п$ — скорость витания частиц пыли, м/с;
$n = 0{,}74...0{,}9$.

Коэффициент полезного действия вентилятора на смеси

$$\eta_в' = \eta_в\left(1 - \frac{\mu}{0{,}85 + 1{,}15\mu}\right).$$

По этой формуле получают приближенный результат: для малых размеров вентиляторов — завышенный, для больших размеров — заниженный (до 10 %).

5.4. МОЩНОСТЬ, НЕОБХОДИМАЯ ДЛЯ ПРИВОДА ВЕНТИЛЯТОРА

Мощность на валу вентилятора (кВт)

$$N_в = \frac{Q_в p_в}{1000\eta_в}, \qquad (149)$$

где $Q_в$ — объемный расход воздуха (производительность), м^3/с; $p_в$ — действительное давление вентилятора, Па; $\eta_в$ — КПД вентилятора, принимают его по аэродинамической характеристике.

Мощность электродвигателя (кВт)

для привода вентилятора

$$N_э = k_з \frac{N_в}{\eta_1 \eta_2}, \qquad (150)$$

где η_1 — КПД подшипников вентилятора; $\eta_1 = 0{,}98$; η_2 — КПД передачи; для клиноременной передачи $\eta_2 = 0{,}95$; при соединении валов вентилятора и электродвигателя через муфту $\eta_2 = 0{,}98$; $k_з$ — коэффициент запаса: принимают его при мощности $N_в$ до 5 кВт равным $k_з = 1{,}15$, при мощности $N_в$ более 5 кВт $k_з = 1{,}1$.

Для осевых вентиляторов принимают $k_з = 1{,}1$ независимо от мощности.

5.5. ЗАКОНЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОСТИ В РАБОТЕ ВЕНТИЛЯТОРА

При проектировании и эксплуатации вентиляторов учитывают следующие законы пропорциональности:

первый — расход воздуха, перемещаемого вентилятором, прямо пропорционален частоте вращения рабочего колеса:

$$\frac{Q_{в1}}{Q_{в2}} = \frac{n_1}{n_2}, \qquad (151)$$

где $Q_{в1}$, $Q_{в2}$ — соответственно объемные расходы при частоте вращения n_1 и n_2;

второй — давление, развиваемое вентилятором, прямо пропорционально частоте вращения рабочего колеса в квадрате:

$$\frac{p_{в1}}{p_{в2}} = \frac{n_1^2}{n_2^2}, \qquad (152)$$

где $p_{в1}$ — давление вентилятора при частоте вращения n_1; $p_{в2}$ — давление при частоте вращения n_2;

третий — мощность для привода вентилятора прямо пропорциональна частоте вращения рабочего колеса в кубе:

$$\frac{N_{в1}}{N_{в2}} = \frac{n_1^3}{n_2^3}, \qquad (153)$$

где $N_{в1}$, $N_{в2}$ — соответственно мощность привода при частоте вращения n_1 и n_2.

5.6. АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВЕНТИЛЯТОРА

Аэродинамической характеристикой (или просто характеристикой) вентилятора называют зависимость между основными его параметрами: объемным расходом (производительностью)* Q, давлением $p_в$, частотой вращения n и КПД $\eta_в$. Такую характеристику называют рабочей. Аэродинамические характеристики вентиляторов строят также в безразмерных координатах φ и ψ.

Аэродинамические характеристики предназначены для подбора вентилятора к вентиляционной (аспирационной) сети, а также для расчета и проектирования вентиляторов. По форме характеристики бывают графические и табличные. Наибольшее применение имеют графические характеристики. По содержанию характеристики разделяют на обезличенные, или групповые, когда дают одну характеристику для всех номеров данной серии, и личные (индивидуальные), когда для каждого номера вентилятора дают свою характеристику.

Наибольшее применение имеют индивидуальные графические характеристики (рис. 93). На этой характеристике по оси абсцисс откладывают расход воздуха Q (м^3/с или тыс. м^3/ч), а по оси ординат — давление вентилятора $p_в$ (Па). Кривые КПД расходятся в виде лучей, причем только один луч (около середины графика) соответствует максимальному КПД. На рис. 93 $\eta_{max} = 0{,}61$.

Угловые скорости рабочего колеса ω (рад/с) или частоты вращения n (об/мин) расположены в виде эквидистантных (приближенно) кривых ($n \cong 10\,\omega$ об/мин).

Пользуются характеристикой следующим образом. При заданном расходе воздуха, например, $Q = 1{,}5$ м^3/с и давлении $p_в = 1600$ Па проводят (см. рис. 93) вертикаль и горизонталь. На пересечении находят точку A, которая является рабочей точкой вентилятора в данной сети. В нашем примере (см. рис. 93) угловая скорость рабочего колеса $\omega = 183{,}5$ рад/с; КПД $\eta_в = 0{,}61$.

Если рабочая точка A располагается

* Далее будем называть Q просто расходом.

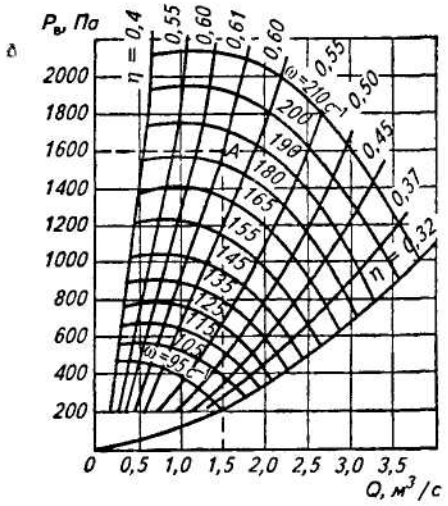


Рис. 93. Графическая аэродинамическая характеристика вентилятора

за пределами кривой $0{,}9\eta_{max}$, то данный вентилятор не подходит для этой сети и следует подобрать другой номер или тип вентилятора с бóльшим КПД.

Часто вместо равномерной шкалы по осям ординат и абсцисс для изображения характеристик используют логарифмическую шкалу. Тогда линии КПД получаются прямыми.

5.7. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ

Параллельное соединение двух вентиляторов в одной сети применяют для увеличения расхода воздуха, когда один вентилятор не обеспечивает заданного расхода. При параллельном соединении вентиляторов их расходы суммируются, а давление остается одинаковым, т. е.

$$Q_{в1} + Q_{в2} = Q_{сети},$$
$$p_{в1} = p_{в2} = H_{сети},$$

где $Q_{в1}$ и $Q_{в2}$ — расходы воздуха первого и второго вентиляторов; $Q_{сети}$ — расход воздуха в сети; $p_{в1}$ и $p_{в2}$ — давления первого и второго вентиляторов, равные сопротивлению сети $H_{сети}$.

Последовательное соединение вентиляторов в одной сети применяют для увеличения давления, когда один вентилятор не может обеспечить заданного давления. При последовательном соединении двух вентиляторов их давления суммируются, а расход остается постоянным:

$$p_{в1} + p_{в2} = H_{сети};$$
$$Q_{в1} = Q_{в2} = Q_{сети},$$

где $p_{в1}$ и $p_{в2}$ — давления первого и второго вентиляторов; $H_{сети}$ — сопротивление сети; $Q_{в1}$ и $Q_{в2}$ — расходы воздуха первого и второго вентиляторов, равные расходу сети $Q_{сети}$.

5.8. ХАРАКТЕРИСТИКА ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ И ВЛИЯНИЕ ЕЕ ИЗМЕНЕНИЙ НА РАБОТУ ВЕНТИЛЯТОРА

Характеристикой вентиляционной сети называют зависимость сопротивления сети $H_{сети}$ от расхода воздуха.

Для большинства вентиляционных сетей при отсутствии вакуума в помещении уравнение характеристики сети выражают параболой вида:

$$H_{сети} = K_{сети} Q^2_{сети}, \qquad (154)$$

где $K_{сети}$ — коэффициент сопротивления сети; ($H_{вак} = 0$); $Q_{сети}$ — расход воздуха в сети, м³/с.

Коэффициент сопротивления сети находят после расчета сети из формулы (154):

$$K_{сети} = \frac{H_{сети}}{Q^2_{сети}}.$$

По найденному значению $K_{сети}$ строят кривую характеристики сети по точкам. Точки рассчитывают по уравнению (154), задаваясь значением $Q_{сети} = 1; 2; \ldots, n$ и т. д. Найденные точки откладывают в прямоугольной системе координат (см. кривую *1* на рис. 94).

При отсутствии вакуума в помещении кривая характеристики сети проходит через начало координат (при $Q_{сети} = 0$, $H_{сети} = 0$). При наличии вакуума в помещении уравнение характеристики сети принимает следующий вид:

$$H_{сети} = H_{вак} + K_{сети} Q^2_{сети}. \qquad (155)$$

Кривая характеристики сети при на-

личии вакуума не проходит через начало координат, так как при $Q_{сети} = 0$ $H_{сети} = H_{вак}$ (см. кривую *2*).

При наложении характеристики сети на характеристику вентилятора (они обязательно должны быть построены в одном масштабе) точка A_1 характеристики сети *1* непременно совпадет с точкой A_1, но на характеристике подобранного вентилятора с частотой вращения n_1 (об/мин). Если же вентиляционная сеть была спроектирована и рассчитана без учета вакуума в помещении, но он образуется при эксплуатации, то кривая характеристики сети изменится и будет выражаться кривой *2*.

Изменение характеристики сети с переходом от кривой *1* на кривую *2* влияет на работу вентилятора, который имеет постоянную частоту вращения $n_1 = \text{const}$. Рабочая точка в этом случае переместится в точку A_2. При этом вентилятор уменьшит расход воздуха ($Q_2 < Q_1$), увеличит давление ($p_{в2} > p_{в1}$) и снизит КПД. Это приведет к увеличению расхода энергии, уменьшению скорости воздуха в воздуховодах, осаждению в них пыли, повышению сопротивления сети, ухудшению эффективности работы вентиляционной установки и к полному ее бездействию. Кривая характеристики сети *2* при осаждении пыли в воздуховодах будет еще круче в результате увеличения коэффициента сопротивления сети $K_{сети}$ и будет выражаться кривой *3*. При этом рабочая точка переместится в точку A_3 с минимальным расходом воздуха ($Q_3 < Q_2$) и минимальным КПД.

Из рис. 94 видно, что для сохранения заданного расхода воздуха Q_1 при образовании вакуума в помещении необходимо повысить частоту вращения вентилятора с n_1 до n_2 (об/мин), что связано с увеличением расхода энергии.

При эксплуатации аспирационной сети может возрасти ее сопротивление и измениться характеристика, например в результате повышения сопротивления фильтра из-за неисправности встряхивающего механизма или рукавов, осаждения пыли в воздуховодах, аспирационных каналах машин и т. п. В этом случае кривая характеристики сети пойдет круче, уменьшатся расход

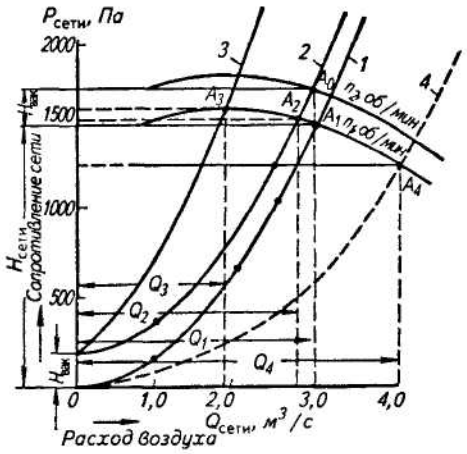


Рис. 94. Характеристика вентиляционной сети

и КПД вентилятора.

Снижение сопротивления сети при эксплуатации возможно также при разгерметизации аспирируемого оборудования, воздуховодов или пылеуловителей. В этом случае кривая характеристики сети идет ниже (см. кривую *4*). Рабочая точка переместится в точку A_4, что приведет к уменьшению КПД и давления вентилятора, к увеличению неполезного расхода воздуха, росту расхода энергии и ухудшению работы аспирационной сети.

При нарушении герметизации аспирационной сети увеличивается расход воздуха, перемещаемого вентилятором, в результате подсоса его из помещений. Расход воздуха от аспирируемого оборудования при этом уменьшается, что приводит к прекращению эффективной работы аспирационной установки. Поэтому при проектировании, монтаже и эксплуатации аспирационных установок необходимо устранять причины и не допускать изменения характеристики аспирационных сетей.

5.9. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ВЕНТИЛЯТОРА

В некоторых случаях при проектировании специальных установок трудно подобрать готовый вентилятор. Тогда рассчитывают его размеры следующим образом. Обычно дано $Q_в$ (м³/с); $p_в$ (Па); $\omega = \pi n/30$ (рад/с) или n (об/мин).

Рассчитывают следующие величины.

1. Удельную быстроходность вентилятора по формуле (143)

$$n_{уд} = 5{,}3\frac{Q_в^{0,5}}{p_в^{0,75}}n.$$

2. Диаметр входного отверстия патрубка D_0 (м), равный приближенно диаметру рабочего колеса на входе D_1,

$$D_0 = D_1 = (1{,}7...2{,}1)\sqrt{\frac{Q_в}{\omega}},$$

где $Q_в$ — расход воздуха, м³/с

Для вентиляторов с $n_{уд} = 20...55$ принимают

$$D_0 = 1{,}65\sqrt{\frac{Q_в}{\omega}}$$

3. Наружный диаметр рабочего колеса D_2 (см. рис. 90) с лопатками, загнутыми вперед, при $n_{уд} = 20...55$

$$D_2 = D_0\frac{60}{n_{уд}}.$$

4. Ширину рабочего колеса b находят из равенства площадей входного патрубка и поперечного сечения рабочего колеса при входе на лопатки

$\pi D_0^2/4 = \pi D_1 b = \pi D_0 b$, откуда $b = D_0/4$.

Из-за отрыва потока при повороте на входе ширину колеса берут с запасом, т. е. $b = kD_0/4$, где k — коэффициент запаса ширины колеса; при лопатках, загнутых вперед, $k = 1{,}2...2{,}5$ (принимают $\pi = 0{,}6D_0$); при лопатках, загнутых назад, $k = 1{,}05...1{,}25$.

5. Ширину спирального кожуха

$B^2 = \pi D_0^2/4$, или $B = 0{,}885D_0$.

6. Величину раскрытия спирального кожуха

$$A = \frac{n_{уд}}{90}D_2 \equiv \frac{2}{3}D_0.$$

7. Сторону конструкторского квадрата $a = A/4$.

8. Число лопаток рабочего колеса $z = \pi(D_2 + D_1)/(D_2 - D_1)$.

Результат округляют до чисел, кратных 4 и 6. Эту формулу выводят из условий необходимой жесткости рабочего колеса при равенстве шага лопаток при среднем диаметре $0{,}5(D_1 + D_2)$ и радиальной длине лопаток $0{,}5(D_2 - D_1)$.

Угол входа воздуха на лопатки принимают $\beta_1 = 80...40°$, а угол установки лопаток на выходе $\beta_2 = 110...135°$.

Характеристики радиальных вентиляторов, наиболее часто используемых на зерноперерабатывающих предприятиях, приведены в приложении 10.

Контрольные вопросы и задания. 1 Какие бывают вентиляторы по принципу действия? 2 Какие выпускают центробежные (радиальные) вентиляторы по величине развиваемого давления? 3. Чем отличается действительное давление вентилятора от теоретического? 4 В чем состоят законы пропорциональности в работе вентилятора? 5. Что называют аэродинамической характеристикой вентилятора и для чего она предназначена? 6 Дайте классификацию радиальных вентиляторов по исполнению привода

Глава 6
ПРОЕКТИРОВАНИЕ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

●

6.1. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЕМ ПРОЕКТА

Степень совершенства аспирационных установок сильно зависит от уровня их проектирования. Это процесс творческий, базирующийся на теоретических знаниях, опыте, технической зрелости и творческой способности инженера-проектировщика.

Для студентов проектирование аспирационных установок — важнейший этап обучения, который способствует формированию высококвалифицированного инженера.

Область практического приложения проектирования аспирационных установок — это вновь строящиеся и реконструируемые предприятия по хранению и переработке зерна: элеваторы, зерносклады, сушильно-очистительные башни (СОБ), мукомольные, крупяные, семяочистительные и комбикормовые заводы.

Объем проекта аспирационных установок определяется содержанием технического и рабочего проектов.

Технический проект вентиляционных установок должен соответствовать требованиям санитарных, строительных и других норм и содержать в соответствии с Указаниями ОАО «ЦНИИпромзернопроект» следующие материалы:

пояснительную записку аспирационных установок каждого объекта, входящего в комплекс сооружений предприятия;

ориентировочную спецификацию оборудования и материалов для аспирационных установок;

расчеты по компоновке сетей, подбору пылеуловителей, выбросу пыли в атмосферу с очищенным воздухом.

Рабочий проект должен включать:

монтажные чертежи общих видов цехов с аспирируемым оборудованием, установленными вентиляторами, пылеуловителями и другим вентиляционным оборудованием с нанесением трасс воздуховодов (М1 : 50); для воздуховодов небольших диаметров трассу разрешается вычерчивать одной линией;

чертежи монтажных схем аспирационных сетей в плоскостном или аксонометрическом изображении (М1 : 20) или в одну линию со спецификациями всех деталей и узлов, размерами, расходом материалов на изготовление, местами расположения фланцевых и манжетных соединений, люков, диафрагм, клапанов и отверстий для аэрометрических (и пылевых) измерений;

спецификацию аспирационного оборудования и материалов для всех аспирационных установок в виде раздела к общей спецификации технологического и транспортного оборудования;

пояснительную записку по всем аспирационным установкам с расчетами сетей, краткими указаниями по устройству отдельных узлов, особенностями монтажа и наладки.

В объем курсового проекта по аспирационным установкам входят три листа чертежей и расчетно-пояснительная записка на 18—20 страниц.

6.2. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРУЕМЫМ УСТАНОВКАМ

Аспирационные установки проектируют на основе проекта расположения оборудования в производственных помещениях предприятия с известным технологическим процессом, в масштабе 1 : 50.

Спроектированные аспирационные установки должны удовлетворять современным требованиям: быть высоко-

эффективными, взрывобезопасными, экономичными, эксплуатационно надежными, экологически и технологически эффективными и соответствовать правилам техники безопасности и охраны труда. Проектируемые установки должны удовлетворять требованиям санитарно-гигиенической эффективности.

Требование санитарно-гигиенической эффективности состоит в том, что проектируемые аспирационные установки должны защитить окружающую среду от загрязнений, обеспечить в рабочих помещениях нормальные санитарно-гигиенические условия труда, т. е. запыленность воздуха не выше предельно допустимых концентраций (зерновой пыли не более 4 мг/м^3, мучной не более 6 мг/м^3) и нормальную охлаждающую способность воздуха в рабочих помещениях, обеспечить необходимую эффективность очистки воздуха от пыли при выбросе в атмосферу.

Чтобы выполнить это требование, при проектировании необходимо предусмотреть аспирацию всего оборудования, не только технологического и транспортного, но и вспомогательного, включая бункеры, самотечные трубопроводы, и поддерживать в них вакуум не менее 50 Па. Надо применять высокоэффективные пылеуловители, чтобы не загрязнять окружающую среду и обеспечить концентрацию пыли в воздухе 30 % от ПДК, т. е. на территории элеваторов не более 1,2 мг/м^3, на территории мукомольного завода не более 1,8, а в местах постоянного проживания населения — не более 0,5 мг/м^3.

Для уменьшения выброса пыли в атмосферу снижают скорости воздуха при входе в конфузоры (отсасывающие патрубки) аспирируемого оборудования: на зерновой пыли до 2 м/с, мучной — до 0,8, комбикормовой — до 0,5 м/с. В этих же целях применяют фильтры вместо циклонов или двухступенчатую очистку (циклон — фильтр).

Кроме того, проектируемые сети должны обеспечить нормальную кратность воздухообмена в цехах (1 обмен в час) и не допускать повышения вакуума в помещениях более 50 Па.

Требование технологической эффективности заключается в том, что проектируемые аспирационные установки должны обеспечить нормальную технологическую эффективность работы всего оборудования цеха и технологического процесса в целом. Для выполнения этого требования при проектировании необходимо:

принимать оптимальные расходы воздуха на аспирацию оборудования;

проектировать аспирационные сети с учетом технологических требований, предъявляемых к параметрам воздуха в цехах. Так, например, в размольных отделениях сортовых мукомольных заводов наиболее благоприятны для технологического процесса размола температура воздуха 16...23 °С, относительная влажность 60...70 %, скорость — не более 0,5 м/с. Эти технологические параметры воздуха не противоречат санитарно-гигиеническим требованиям, предъявляемым к воздуху рабочих помещений, а совпадают с ними и могут быть осуществлены посредством проектирования вентиляционных установок с кондиционированием воздуха (или так называемых установок воздушного отопления).

Требования взрывобезопасности вентиляционных установок могут быть выполнены посредством соблюдения рекомендаций по предупреждению пылевых взрывов — см. главу 1 (подраздел 1.2), главу 2 (подраздел 2.3).

Чтобы уменьшить взрывоопасность и пожароопасность проектируемых аспирационных установок, в некоторых проектах предусматривают установку внутри воздуховодов тепловых реле после оборудования, где возможно повышение температуры во время эксплуатации (например, после вальцовых станков). При повышении температуры сверх допустимой тепловое реле подает световой и звуковой предупредительные сигналы об опасности пожара на рабочее место, пульт мельницы и в пожарную охрану.

Требование эксплуатационной надежности проектируемых аспирационных установок может быть выполнено, если при проектировании руководствоваться следующими условиями:

машины с регулируемым режимом воздушного потока (сепараторы, виб-

ропневматические камнеотборники, концентраторы, пневмосортировальные столы, ситовеечные машины) выделять в самостоятельные местные аспирационные установки;

принимать надежно транспортирующие скорости в воздуховодах на запыленном воздухе не менее 16 м/с;

проектировать в одну сеть не более десяти точек отсоса;

избегать при компоновке сетей объединения в одну сеть оборудования с теплым и холодным воздухом и проводить воздуховоды через холодные помещения или вне здания во избежание конденсации водяных паров внутри воздуховодов. При необходимости проводят проверочные расчеты на предотвращение конденсации внутри воздуховодов по формулам (14) и (15);

избегать применения воздуховодов малых диаметров (меньше 100 мм) и длинных горизонтальных воздуховодов, так как они опасны с точки зрения осаждения пыли и конденсации водяных паров;

в аспирационных сетях условно нагнетательного типа следует применять пылевые вентиляторы, так как вентиляторы общего назначения могут засоряться, уменьшать свой КПД и быстро изнашиваться;

обеспечить при проектировании и расчете сети для надежной работы фильтров с продувкой ткани атмосферным воздухом необходимый вакуум в фильтрах (не менее 700 Па), определяемый по формуле (Па)

$$H_{вак} = 363 + 2{,}6Q_{уд},$$

где $Q_{уд}$ — удельная нагрузка на ткань, $м^3/(ч \cdot м^2)$;

предусматривать в проекте контрольно-измерительные приборы для наблюдения за эффективностью работы установок при эксплуатации.

Требование экономичности состоит в том, что у проектируемых установок первоначальная стоимость должна быть минимальной, а расход энергии и эксплуатационные расходы наименьшими. Для выполнения этого требования при проектировании необходимо:

принимать более дешевые и экономичные при эксплуатации пылеуловители с наибольшим коэффициентом очистки, с меньшим сопротивлением и меньшими габаритами;

стремиться к минимальной длине трасс воздуховодов, что дает экономию металла и расхода энергии;

избегать необоснованно завышенных скоростей воздуха на участках главной магистрали сети (свыше 18 м/с);

выравнивать потери давления на параллельных участках сетей в тройниках увеличением скоростей и уменьшением диаметров воздуховодов на боковых участках. Это экономит металл и снижает необходимость в рабочей силе на изготовление и монтаж диафрагм;

при проектировании трассы воздуховодов вентилятор устанавливать не в конце трассы, а в середине, чтобы снизить потери давления и экономить энергию в результате уменьшения длины воздуховодов главной магистрали;

устанавливать вентиляторы как можно ближе к машинам, имеющим наибольшие потери давления;

при окончательном подборе вентиляторов к аспирационным сетям принимать наиболее экономичные вентиляторы с максимальным КПД и наименьшими потерями энергии на передачу. Наиболее экономичными исполнениями вентиляторов по типу привода будут *1* и *3* (см. рис. 89).

Кроме выше изложенных основных требований, проектируемые аспирационные установки должны быть удобны для обслуживания, эстетичны, иметь допустимые уровни шума и вибраций (в пределах норм).

6.3. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Перед началом проектирования знакомятся с проектным заданием, изучают и подготавливают чертежи общих видов цехов предприятия в масштабе 1 : 50 с заданной технологической схемой и с установленным оборудованием. Места установки оборудования принимают окончательно и не изменяют.

После подготовки чертежей общих видов цехов и ознакомления с технологической схемой и оборудованием приступают к проектированию аспирационных установок. Проектирование ведут последовательно по этапам.

6.3.1. ВЫЯВЛЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ, ПОДЛЕЖАЩЕГО АСПИРАЦИИ (ПЕРВЫЙ ЭТАП)

Из чертежей общих видов цехов по заданной технологической схеме выявляют все оборудование, подлежащее аспирации.

На элеваторах аспирируют места выгрузки зерна с автомобильного транспорта и железной дороги, приемные зерновые бункеры, насыпные лотки и сбрасывающие коробки подсилосных конвейеров, сепараторы, скальператоры и другое зерноочистительное оборудование. В подготовительном (зерноочистительном) отделении мукомольных заводов и крупозаводов аспирируемым оборудованием являются: зерновые бункера, башмаки норий, шнеки, весы, триеры, камнеотделительные машины, сепараторы, аспирационные колонки, концентраторы, обоечные и щеточные машины, бураты, магнитные колонки и электромагнитные сепараторы, подогреватели зерна, кондиционеры, сушилки и охладители.

В размольном, шелушильном и выбойном отделениях мукомольных заводов и крупозаводов аспирируют: вальцовые и плющильные станки, молотковые и дисковые дробилки, деташеры, шелушильные, шлифовальные и полировальные машины, рассевы, центрофугалы, щеточные и бичевые машины, ситовеечные и крупосортировочные машины, падди-машины, пневмосортировочные столы, аспирационные колонки, магнитные колонки и электромагнитные сепараторы, весы, нории, шнеки, мучные закрома, весовыбойные аппараты и смесители.

На комбикормовых заводах аспирируют все одноименное оборудование, применяемое на мукомольных заводах и крупозаводах, и специальное оборудование: дозаторы, измельчители, смесители, прессы-грануляторы, цепные конвейеры и шелушильные машины.

Все оборудование, которое необходимо аспирировать в каждом цехе или на элеваторе, записывают в табл. 30, в которой приводят наименование, число единиц оборудования, этаж, на котором располагается оборудование, расход воздуха, сопротивление каждого вида оборудования и цели аспирации.

30. Таблица аспирируемого оборудования_____ цеха

№ п/п	Наименование аспирируемого оборудования (тип, марка или производительность)	Количество	Этаж установки	Расход воздуха, м³/ч		Потери давления в машине, Па	Цель аспирации	Примечание
				на одну машину	на все машины			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
...	.....							
	Итого общий расход воздуха по цеху				$Q_{общ} = \Sigma Q_ч$			

Расходы воздуха на аспирацию оборудования принимают по нормам ОАО «ЦНИИпромзернопроект» из приложения 8 или рассчитывают по формулам подраздела 1.2.

При наличии пневмотранспорта часть оборудования не включают в табл. 30, если оно аспирируется воздухом пневмотранспортной установки.

6.3.2. РАСЧЕТ КРАТНОСТИ ВОЗДУХООБМЕНА И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ТИПОВ ПРОЕКТИРУЕМЫХ СЕТЕЙ (ВТОРОЙ ЭТАП)

На втором этапе проектирования обосновывают выбор типов проектируемых сетей с целью создания нормальной кратности воздухообмена и предотвращения образования вакуума в помещениях цеха при работе аспирационных установок.

Типы проектируемых сетей выбирают следующим образом.

Вначале по формуле (3) рассчитывают, какой будет кратность воздухообмена в цехе, если спроектировать один тип аспирационных сетей с выбросом очищенного воздуха в атмосферу.

$$i = Q_{общ}/V_п,$$

где $Q_{общ}$ — общий расход воздуха, м³/ч; принимают его из табл. 30 и прибавляют расход воздуха в пневмотранспортных установках, $V_п$ — внутренний объем всех рабочих помещений цеха, м³, подсчитывают его по габаритным внутренним размерам здания из чертежей общего вида цеха.

Обычно $V_п = авΣh$, где $а$ — длина, $в$ — ширина, h — высота этажей рабочих помещений цеха. При наличии чердаков или соединительных галерей их объем прибавляют к объему рабочих помещений цеха.

В тех случаях, когда отдельные этажи рабочих помещений не сообщаются проемами и изолированы друг от друга, то расчеты воздухообмена проводят отдельно для каждого изолированного помещения цеха.

Если рассчитанную по формуле (3) кратность воздухообмена получают равной допустимой (1 обмен в час) или меньше нее, то проектируют один тип аспирационных сетей — с выбросом очищенного воздуха в атмосферу. Если получают кратность воздухообмена больше допустимой, то проектируют два или три типа сетей: первый тип с выбросом в атмосферу; второй тип с организованным подводом или замкнутым циклом (для элеваторов и подготовительных отделений мукомольных заводов и крупозаводов); третий тип сетей с рециркуляцией или с кондиционированием (для размольных отделений мукомольных заводов и шелушильных отделений крупозаводов).

Количество воздуха (м³/ч), которое можно выбрасывать в атмосферу для сетей первого типа

$$Q_{выб} = i_н V_п, \qquad (156)$$

где $i_н$ — нормально допустимая кратность воздухообмена в рабочих помещениях, для мукомольных заводов, крупозаводов и комбикормовых заводов $i_н = 1$ обмен в час, для элеваторов $i_н = 1{,}5$ обмена в час

Количество воздуха (м³/ч), которое приходится на сети другого типа, например с рециркуляцией

$$Q_{рец} = Q_{общ} - i_н V_п. \qquad (157)$$

При выборе типов проектируемых сетей на элеваторах необходимо учитывать, что не все оборудование работает одновременно. Поэтому действительная кратность воздухообмена будет меньше рассчитанной по формуле (3). Кроме того, следует учитывать, что некоторые помещения элеватора (например, приемные устройства) незагерметизированы и в них не создается вакуум при повышенной кратности воздухообмена, поэтому проектируют сети одного типа — с выбросом очищенного воздуха в атмосферу.

На элеваторах при кратности воздухообмена, превышающей нормативное значение, можно для обеспечения организованного подвода воздуха в помещение предусмотреть специальные приточные устройства (рис. 95), число которых выбирают, задавшись скоростью v воздуха в них не более 5 м/с. Это число рассчитывают следующим образом. Принимают диаметр D приточного устройства, выбирая одно из стандартных значений в пределах 400...800 мм. Рассчитывают расход воздуха (м³/ч), проходящего через одно приточное устройство

$$Q_1 = 3600\frac{\pi D^2}{4}v,$$

где D — диаметр, м

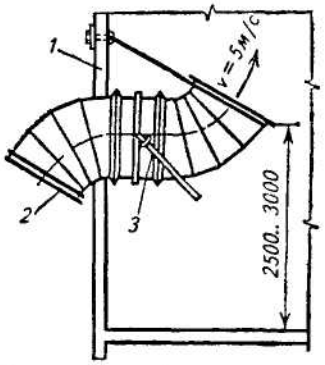


Рис. 95. Приточное устройство для подачи воздуха в помещение элеватора:

1 — стенка элеватора, *2* — проволочная сетка 15 × 15 мм, *3* — клапан

Затем определяют число приточных устройств

$$n = \frac{Q_{общ} - i_н V_п}{Q_1}.$$

Полученное число округляют до целого.

Наружное отверстие таких приточных устройств закрыто проволочной сеткой с отверстиями размером 15 × × 15 мм. В летнее время приточное устройство может быть перекрыто клапаном *3*.

6.3.3. КОМПОНОВКА АСПИРАЦИОННЫХ СЕТЕЙ (ТРЕТИЙ ЭТАП)

Выявленное аспирируемое оборудование цеха, представленное в табл. 30, разбивают на сети, определяют их количество, т. е. проводят группировку оборудования по аспирационным сетям.

В мукомольных, крупяных и комбикормовых заводах, оборудованных пневмотранспортом, часть оборудования цеха аспирируют воздухом пневмотранспортных установок непосредственно через самотечные трубы и пневмоприемники или подсоединяют воздуховоды к приемным устройствам пневмотранспорта.

Принципы компоновки. Чтобы спроектированные установки имели высокие технико-экономические показатели и эксплуатационную надежность при объединении оборудования в сети, соблюдают следующие принципы компоновки:

технологический, состоящий в том, что в одну сеть объединяют такое оборудование, в котором пыль одинакова или близка по качеству;

одновременности работы, состоящий в том, что в одну сеть объединяют оборудование, работающее в одно и то же время;

пространственный, состоящий в том, что в одну сеть объединяют близко расположенное оборудование; кроме того, целесообразнее объединять оборудование вертикальными воздуховодами, а не горизонтальными, что делает сети более экономичными и эксплуатационно надежными;

температурный, состоящий в том, что в одну сеть нельзя объединять оборудование, имеющее разную температуру воздуха, так как при смешивании теплого и холодного воздуха возможны конденсация водяных паров и налипание пыли на стенки воздуховода;

эксплуатационной надежности, состоящий в том, что машины с регулируемым режимом воздушного потока, а также с собственным вентилятором (например, зерновые сито-воздушные сепараторы) проектируют в самостоятельные местные установки; число точек отсоса в одной сети принимают не более десяти.

Особенности компоновки сетей в элеваторах. В элеваторах все оборудование по технологическому и температурному принципам может быть объединено в одну сеть, так как качество пыли и температура воздуха в оборудовании одинаковы. Поэтому при компоновке сетей на элеваторах руководствуются тремя принципами: одновременности работы; пространственным; эксплуатационной надежности.

По принципу одновременности в элеваторах объединяют в одну сеть оборудование, работающее в одно и то же время в зависимости от технологического маршрута движения зерна. По пространственному принципу компонуют самостоятельные сети на верхних, нижних и сепараторных этажах рабочей башни, на надсилосном и подсилосном этажах, в приемных устройствах, соединительных галереях и сушилках.

На верхних этажах рабочей башни число сетей равно числу норий. В каждую сеть объединяют норию и связанное с ней оборудование: надвесовой бункер, весы, поворотную трубу, надсепараторные бункеры и насыпной лоток надсилосного конвейера. Норию и ковш весов лучше аспирировать через надвесовой бункер одним конфузором. В этом случае расход воздуха суммируют (ковш + бункер).

На нижних этажах рабочей башни минимальное число сетей равно числу башмаков нории. С каждым башмаком норий объединяют сбрасывающие коробки ленточных конвейеров, подающих зерно в эту норию. Так как в один башмак нории обычно могут подавать

зерно несколько сбрасывающих коробок и в разное время, то экономично проектировать автоматическое отключение и включение их аспирации дроссельными клапанами от зерновых клапанов, установленных в самотечных трубопроводах. Насыпные лотки подсилосных конвейеров и надсилосные ленточные конвейеры с разгрузочными тележками, сепараторы и реверсивные конвейеры проектируют в самостоятельные сети.

Особенности компоновки сетей в подготовительных отделениях. В них по технологическому принципу компонуют отдельные сети для оборудования первичной очистки зерна, где образуется негодная (черная) пыль, и для оборудования вторичной и окончательной очистки зерна с кормовой пылью. Зерновые сито-воздушные сепараторы с собственными вентиляторами проектируют в местные установки.

При наличии в цехе пневмотранспортных установок часть оборудования, после которого зерно поступает в пневмоприемники, аспирируют воздухом этих установок. Такое оборудование в компоновку аспирационных сетей не включают.

Особенностями сетей в подготовительных отделениях мукомольных заводов на комплектном высокопроизводительном оборудовании являются применение горизонтальных циклонов А1-БЛЦ в составе сито-воздушных сепараторов и подключение к аспирационной сети разгрузителей У2-БРО и пневмосепараторов Р3-БСД, входящих в нагнетательные пневмотранспортные установки.

В подготовительном отделении этих мукомольных заводов компоновка аспирационных установок выполнена, как правило, с вертикальным расположением магистрального воздуховода. Для очистки воздуховодов от пылевых отложений, а также для обеспечения нормативной скорости воздуха в начальных участках горизонтальных воздуховодов устанавливают тройник с регулятором подсоса воздуха У2-БРП (рис. 96). После отсасывающих патрубков (конфузоров) устанавливают дроссельные клапаны У2-БКД с ручным управлением для регулирования количества отсасываемого воздуха. Применяют также аспирационные клапаны с пневмоприводом, управляемые дистанционно с пульта: Р3-БКП-350 для переключения воздуховодов аспирационной установки весов и смесителя, в линии готовой продукции выбойного отделения, работающего в автоматическом режиме, согласованном с цикличностью работы весов; клапаны Р3-БКБ и У2-БКП для включения и выключения отдельных ветвей аспирационных установок и пуска вентиляторов при закрытом воздуховоде для снижения нагрузки на электродвигатель. Применяют, как правило, вентиляторы ВЦ5-35, ВЦ5-45 и ВЦ5-50 различных номеров первого исполнения. В качестве пылеуловителей применяют преимущественно фильтры типа РЦИЭ с импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом.

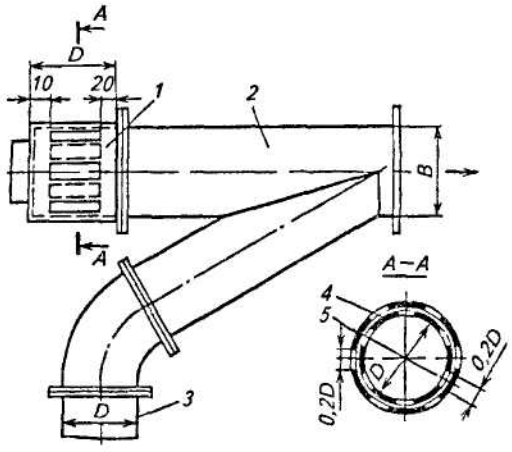


Рис. 96. Регулятор подсоса воздуха:

1 — корпус регулятора, *2* — тройник, *3* — вертикальный воздухопровод, *4* — внутренний перфорированный патрубок, *5* — наружный перфорированный патрубок

Особенности компоновки сетей в размольных, шелушильных и выбойных отделениях. В размольных и шелушильных отделениях все оборудование работает в одно и то же время. Поэтому принцип одновременности не влияет на число сетей.

При компоновке сетей по технологическому принципу учитывают однородность оборудования и равнозначность качества пыли. Кроме того, при-

нимают во внимание также пространственный, температурный принципы и принцип эксплуатационной надежности. На заводах, оборудованных пневмотранспортом, большую часть оборудования аспирируют воздухом пневмотранспортных установок непосредственно через самотечные трубы и приемные устройства или подсоединяют их воздуховодами к приемным устройствам пневмотранспорта.

В табл. 30 (графа 9) указывают, какое оборудование будет аспирироваться воздухом пневмотранспортной установки. Остальное оборудование компонуют в аспирационные сети.

В выбойных отделениях компонуют сети с учетом неодновременности работы выбойных аппаратов, установленных на различных сортах продукции. Поэтому в этих отделениях целесообразнее компоновать местные сети для каждого выбойного аппарата со связанным с ним оборудованием (конвейер, зашивочная машина и бункер для муки).

После компоновки всего оборудования цеха в объяснительной записке фиксируют, сколько всего будет в цехе сетей с уточнением их типов. На каждую аспирационную сеть составляют таблицу по форме табл. 30. Суммируя показатели графы 6, находят полезный расход воздуха в каждой сети $Q^{п}_{сети}$ ($м^3/ч$).

Особенности компоновки сетей комбикормовых заводов. Сеть по технологическому принципу должна объединять часть оборудования или все оборудование одной технологической линии. Транспортное оборудование, не являющееся составной частью технологической линии, объединяют в одну сеть по виду сырья.

В состав сети включают оборудование, работающее одновременно. Внутрипроизводственные бункеры объединяют в самостоятельные сети. Сети следует проектировать преимущественно с вертикальными воздуховодами или располагать воздуховоды под углом 60° к горизонту.

В сетях для аспирации весовых дозаторов и смесителей надо предусматривать переточные воздуховоды (байпасы) между дозаторами и смесителями.

В сетях, предназначенных для аспирации оборудования линий приготовления премиксов, необходимо предусматривать высокоэффективные пылеуловители: батарейные установки циклонов типа УЦ или фильтры.

6.3.4. РАСЧЕТ, ПОДБОР ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ СОПРОТИВЛЕНИЯ (ЧЕТВЕРТЫЙ ЭТАП)

По расходу воздуха в пылеуловителе, который по сравнению с полезным расходом $Q_{сети}$ учитывает 5%-ный подсос воздуха в воздуховодах, подбирают или рассчитывают размеры пылеуловителей и определяют их сопротивление.

В соответствии с Указаниями ОАО «ЦНИИпромзернопроект» удельные нагрузки принимаются следующими.

Для фильтров с продувкой рукавов атмосферным воздухом (Г4-БФМ) в зерноочистительном отделении мукомольных заводов при одноступенчатой очистке воздуха $[Q_{уд}] = 60...75$ $м^3/(ч \cdot м^2)$; при двухступенчатой очистке (циклон—фильтр) $[Q_{уд}] = 75...90$ $м^3/(ч \cdot м^2)$; в размольном отделении мукомольных заводов $[Q_{уд}] = 75...90$ $м^3/(ч \cdot м^2)$; в крупозаводах при одноступенчатой очистке $[Q_{уд}] = 60...75$ $м^3/(ч \cdot м^2)$, при двухступенчатой $[Q_{уд}] = 75...90$ $м^3/(ч \cdot м^2)$; в комбикормовых заводах $[Q_{уд}] = 75...90$ $м^3/(ч \cdot м^2)$.

Для фильтров с импульсной продувкой рукавов сжатым воздухом (типа РЦИЭ) в элеваторах, в зерноочистительном отделении мукомольных заводов и в комбикормовых заводах $[Q_{уд}] = 240...300$ $м^3/(ч \cdot м^2)$, в размольном отделении мукомольных заводов $[Q_{уд}] = 300...360$ $м^3/(ч \cdot м^2)$.

Вид пылеуловителя принимают в зависимости от типа выбранной сети и характеристики пыли. Например, на элеваторах и в зерноочистительных отделениях мукомольных заводов и крупозаводов в сетях с выбросом воздуха наружу применяют батарейные установки циклонов 4БЦШ, как более простые и надежные в эксплуатации. Высокоэффективную очистку воздуха можно достичь, если применять всасывающие фильтры вместо циклонов или

устанавливать их после циклонов при двухступенчатой очистке.

В размольном, шелушильном и выбойном отделениях мукомольных заводов и крупозаводов, а также в комбикормовом производстве применяют всасывающие фильтры или батарейные установки циклонов типа УЦ.

Циклоны к сетям подбирают следующим образом. По найденному расходу воздуха в пылеуловителе подбирают ближайший, меньший по размерам циклон (см. табл. 18...23), затем выписывают габаритные размеры, наружный диаметр и размеры входного отверстия *a* и *b* выбранного циклона. Определив площадь входного отверстия, рассчитывают по формуле (68) скорость входа воздуха в циклон. Найденную расчетом скорость сравнивают с оптимальной скоростью из табл. 17. Если расчетная скорость равна рекомендуемой или близка к ней, то циклон выбран правильно.

Сопротивление циклонов рассчитывают по формуле (137), в которую подставляют значение входной скорости, найденное расчетом.

Всасывающие фильтры подбирают по расходу воздуха в фильтре $Q_ф$ (м³/ч).

Определяют необходимую площадь фильтрующей поверхности $S'_ф$(м²) по формуле (140).

Из табл. 26 и 27 принимают фильтр, площадь фильтрующей поверхности которого равна или несколько больше необходимой $S_ф$. Находят действительную удельную нагрузку [м³/(ч · м²)] на фильтровальный материал

$$Q_{уд} = Q_ф/S_ф.$$

По найденной удельной нагрузке на фильтровальный материал определяют сопротивление фильтра, используя формулы (141) и (142) в зависимости от типа фильтра или номограмму (см. рис. 72), или графики (см. рис. 73 и 74).

6.3.5. ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРА К СЕТИ (ПЯТЫЙ ЭТАП)

Предварительный подбор вентилятора и места его установки проводят для того, чтобы спроектировать трассу воздуховодов на чертежах общего вида цеха в масштабе М1 : 50.

Предварительно вентилятор к сети подбирают по расходу воздуха и ориентировочному давлению вентилятора.

Расход воздуха в сети, перемещаемого вентилятором $Q_в$, определяют с учетом полезного расхода $Q_{п.сети}$ и подсосов воздуха в сети, т. е.

$$Q_в = Q_{п.сети} + Q_{подс},$$

где $Q_{п\ сети} = \Sigma Q_м$ — полезный расход воздуха в сети, м³/ч; принимают его из табл. 30; $Q_{подс}$ — подсосы воздуха в сети; зависят от типа сети и подобранного пылеуловителя.

В общем случае

$$Q_{подс} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (158)$$

где Q_1 — подсос воздуха в воздуховодах, м³/ч; принимают его ориентировочно равным 5 % полезного расхода $Q_{п\ сети}$ или определяют из расчета 0,15 % на 1 м длины воздуховода, т. е.

$$Q_1 = \frac{0{,}15l}{100} Q_{п\ сети},$$

Q_2 — подсос батарейной установки циклонов со шлюзовым затвором, его принимают равным 150 м³/ч для 4БЦШ (У21-ББЦ), однорядных установок циклонов типа УЦ и циклонов типа ЦОЛ; 250 м³/ч для двухрядных установок циклонов типа УЦ;

Q_3 — подсос во всасывающих фильтрах, м³/ч; принимают его равным 15 % в фильтрах Г4-1БФМ и 5 % в фильтрах РЦИЭ (РЦИ);

Q_4 — подсос воздуха через клапаны воздуховодов, которые отключают аспирацию, м³/ч; принимают его равным 100 м³/ч на каждый клапан.

Ориентировочное давление вентилятора $p_в^{ор}$, равное ориентировочному сопротивлению сети, принимают равным 1800...2000 Па в сетях с циклонами и фильтрами Г4-1БФМ и 2500...3000 Па при фильтрах типа РЦИЭ (РЦИ).

По найденному расходу воздуха $Q_в = Q_{сети}$ (м³/ч) и ориентировочному давлению вентилятора $p_в^{ор}$ (Па) по аэродинамическим характеристикам из приложения 10 предварительно подбирают вентилятор с максимальным КПД.

6.3.6. РАССТАНОВКА ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ И ВЕНТИЛЯТОРОВ (ШЕСТОЙ ЭТАП)

Зная размеры выбранных пылеуловителей и вентиляторов, определяют место их установки по чертежам общего вида цеха, руководствуясь следующими положениями:

вентиляторы и пылеуловители устанавливают на свободные места — желательно с соблюдением симметрии относительно остального оборудования;

вентилятор и пылеуловитель монтируют по возможности ближе один к другому;

для удобства обслуживания вентиляторов с приводом и фильтров при расстановке оставляют нормальные проходы (генеральный проход с одной стороны 1...1,2 м; остальные проходы с двух сторон по 0,8 м и со стороны входа воздуха не менее 0,5 м);

не рекомендуется устанавливать радиальные вентиляторы с приводами под потолком из-за неудобства их обслуживания и ремонта;

при установке вентилятора и пылеуловителя стремятся упростить трассу воздуховодов, например учитывают, что воздух из вентилятора можно выводить вверх, вниз, вправо и влево. Место установки вентилятора выбирают с учетом удобства обслуживания и упрощения трассы воздуховодов. Вентилятор с электродвигателем монтируют в рабочих помещениях на полу ближе к аспирируемым машинам с наибольшим сопротивлением и ближе к фильтру или циклону;

циклоны можно устанавливать вплотную к стенам здания, в углах, на чердаках, выносить на специальные площадки у стен зданий, но не ухудшая архитектурного вида зданий и предусматривая возможность их обслуживания;

при установке пылеуловителей предусматривают возможность вывода пыли через самотечные трубы в сборные бункеры, винтовые конвейеры, нории, скребковые конвейеры или пневмотранспорт для передачи в цех отходов;

следует избегать установки пылеуловителей и вентиляторов против окон, так как это затемняет цех; лучше их размещать в простенках или в середине помещения;

при длинных трассах главной магистрали вентилятор устанавливают в ее середине, а не в конце, для того, чтобы иметь параллельные участки сети, уменьшить сопротивление и сэкономить энергию.

После выбора места установки вычерчивают вентиляторы и пылеуловители на чертежах общего вида цеха в масштабе 1 : 50 на разрезах и плане.

6.3.7. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАССЫ ВОЗДУХОВОДОВ (СЕДЬМОЙ ЭТАП)

До начала проектирования трассы воздуховодов на чертежах общего вида цеха вычерчивают аспирируемое оборудование с размерами аспирационных отверстий и их привязкой к главным осям. Для этого используют альбомы нормалей или чертежи машиностроительных заводов — изготовителей оборудования и рис. 115—118.

В начале проектирования трассы воздуховодов вычерчивают конфузоры (отсасывающие патрубки) аспирируемого оборудования.

После вычерчивания конфузоров на чертежах общего вида цеха проводят в осях трассу воздуховодов, а после выбора оптимального варианта окончательно вычерчивают ее в масштабе 1 : 50.

При вычерчивании воздуховодов их диаметры (мм) рассчитывают предварительно по формуле:

$$D = 19\sqrt{\frac{Q}{v}},$$

где Q — расход воздуха, м³/ч; находят его сложением расходов аспирируемых машин, объединяемых тройниками; v — скорость воздуха, м/с. v = 16...18 м/с.

Предварительно диаметры можно также определять по номограмме (см. рис. 43) или по приложению 7.

При проектировании трассы руководствуются следующими указаниями: воздуховоды проводят по кратчайшему пути с наименьшим числом отводов, параллельно и перпендикулярно стенам и балкам, избегая косых длинных воздуховодов, которые нарушают симметрию и ухудшают промышленную эстетику;

вначале объединяют между собой тройниками воздуховоды наиболее удаленных от вентилятора машин с малыми расходами воздуха и сопротивлени-

ями, а затем подсоединяют их к машинам с повышенным расходом и сопротивлением: при одинаковых расходах и сопротивлениях применяют симметричные тройники, которые упрощают трассу; для уменьшения сопротивления сети и экономии электроэнергии проектируют параллельные ветви вместо последовательного объединения аспирируемых машин; при этом следят, чтобы сумма сопротивлений на последовательных участках сети до фильтра с атмосферной продувкой была бы достаточной для эффективной продувки ткани;

горизонтальные воздуховоды проводят выше окон под потолком на одном уровне, чтобы не затемнять помещений и не ухудшать промышленной эстетики; при этом минимальную высоту от пола до выступающих частей воздуховодов принимают не менее 2,2 м;

горизонтальные воздуховоды, особенно малого диаметра, для надежной эксплуатации заменяют наклонными под углом 60 ° к горизонту; это делают везде, где не ухудшается эстетика производства;

вертикальные воздуховоды проводят не против окон, а в простенках, ближе к стенам, или в середине здания рядом с колоннами и балками и так, чтобы воздуховоды не пересекали проходов, мест обслуживания машин и не затемняли помещений;

не разрешается пересекать воздуховодами балки, колонны, машины и другое оборудование;

не рекомендуется проводить воздуховоды, по которым перемещается теплый воздух, вне помещений или через холодные помещения во избежание конденсации;

при проектировании трассы стремятся применять минимальное число типоразмеров элементов установки с учетом типовых конструкций, изготовляемых на заводах или в специальных мастерских, например берут стандартные диаметры воздуховодов; радиус отводов принимают $R_0 = 2D$ и только при недостатке места допускают радиусы $R_0 = 1{,}5D$ или $R_0 = D$; углы тройников берут равными $\alpha = 30°$, при недостатке места принимают бóльшие углы в тройниках $\alpha = 45$ или $\alpha = 60°$; оптимальный угол сужения конфузоров аспирируемых машин $\alpha = 45°$.

При проектировании трассы воздуховодов руководствуются данными, изложенными на девятом этапе расчета.

6.3.8. РАСЧЕТ АСПИРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ (ВОСЬМОЙ ЭТАП)

Цель и задачи расчета. Цель расчета — определение всех параметров аспирационной установки для окончательного подбора вентилятора, обеспечивающего надежную и экономичную ее работу.

Задачи расчета состоят в определении диаметров воздуховодов всех участков установки, потерь давления на каждом участке и общих потерь давления установки по главной магистрали; в выравнивании потерь давления в тройниках на параллельных участках, а также в окончательном подборе вентилятора в сети, нахождении мощности для привода вентилятора и в подборе электродвигателя.

Данные для расчета и последовательность расчета. Для расчета аспирационной установки необходимо знать место расположения аспирируемого оборудования, вентиляторов, пылеуловителей и расположение трассы воздуховодов, т. е. нужно иметь проект общего вида аспирационной установки (рис. 97) в масштабе 1 : 50.

Кроме того, необходимы следующие данные:

расход воздуха и потери давления в аспирируемом оборудовании;

длины прямых участков и характеристики фасонных деталей воздуховодов, т. е. размеры конфузоров машин, радиусы и углы отводов, углы тройников и т. п.;

сопротивление, подсосы и утечки воздуха в пылеуловителе; наличие вакуума в рабочих помещениях.

Из чертежей проекта общего вида установки (см. рис. 97) составляют без масштаба расчетную схему сети в виде развертки на плоскости (рис. 98) или в аксонометрии. Затем наносят на эту схему все данные для расчета. При этом

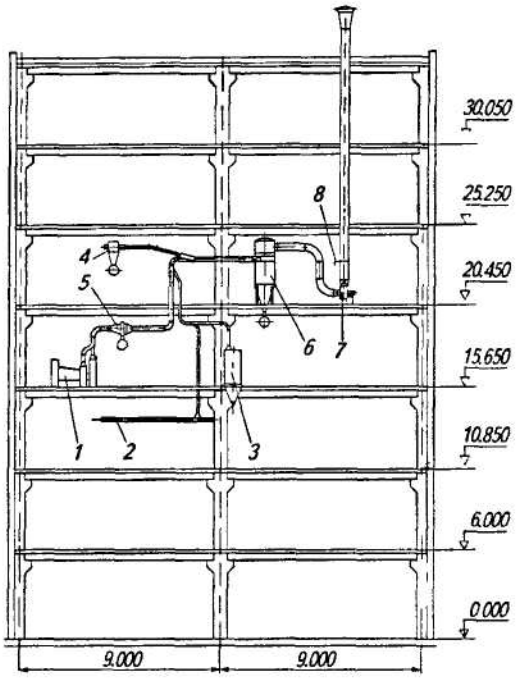


Рис. 97. Общий вид аспирационной установки зерноочистительного отделения мельницы:

1, 2, 3, 4 — аспирируемое оборудование, *5* — горизонтальный циклон, *6* — всасывающий фильтр, *7* — вентилятор, *8* — задвижка

длины прямых участков воздуховодов определяют из чертежей проекта общего вида установки, измеряя их и умножая на масштаб. Данные о расходах воздуха и потерях давления в машинах берут по Указаниям ОАО «ЦНИИпромзернопроект» (см. приложение 8) или рассчитывают.

Потери давления в пылеуловителях принимают из технических характеристик или рассчитывают по формулам. Вакуум в рабочих помещениях можно условно принять $H_{вак} = 50$ Па.

Разбив сеть на участки, определяют главную магистраль и боковые параллельные участки сети. *Участком* называют часть сети с одинаковым расходом воздуха. *Главной магистралью сети* называют сумму последовательных участков по направлению движения воздуха, вызывающих максимальные потери давления. Все остальные участки сети называют боковыми участками или ответвлениями (ветвями), так как они являются параллельными и не влияют на потери давления в сети. При выборе главной магистрали из двух параллельных участков предпочтение отдают участку с бóльшим расходом воздуха.

За первый участок главной магистрали принимают участок, в котором потери давления наибольшие, т. е. участок, содержащий аспирируемую машину, наиболее удаленную от вентилятора или имеющую максимальное сопротивление. В нашем случае (см. рис. 97) первый участок главной магистрали начинается от машины *1*, так как она имеет наибольшее сопротивление (800 Па) и наиболее удалена от вентилятора.

Начало и конец участка обозначают буквами русского алфавита, по главной магистрали — прописными, по боковым участкам — строчными или каждый участок обозначают номером.

Аспирационная установка, показанная на рис. 97, спроектирована для работы на выброс в атмосферу очищенного в фильтре *6* воздуха.

Таким образом, главная магистраль аспирационной установки на схеме (см. рис. 98) будет состоять из десяти участков: пневмосепарирующий канал сепаратора *ОА*, участки воздуховодов *АБ—БВ*, горизонтальный циклон *8* (участок *ВГ*), участки воздуховодов *ГД—ДЕ—ЕЖ*, фильтр РЦИЭ *6* (участок *ЖЗ*), участки воздуховодов *ЗИ—КЛ*.

Остальные участки сети будут боковыми, или параллельными. В данной схеме пять боковых участков: *аБ, бв, гв, вД, дЕ*.

Потери давления в параллельных участках не прибавляют к потерям по главной магистрали, а выравнивают между собой и с участком главной магистрали.

Далее принимают метод расчета, составляют расчетную таблицу, заполняют ее, проводя необходимые расчеты диаметров и потерь давления на участках. Суммируя потери давления на участках главной магистрали, находят общее сопротивление сети для подбора вентилятора.

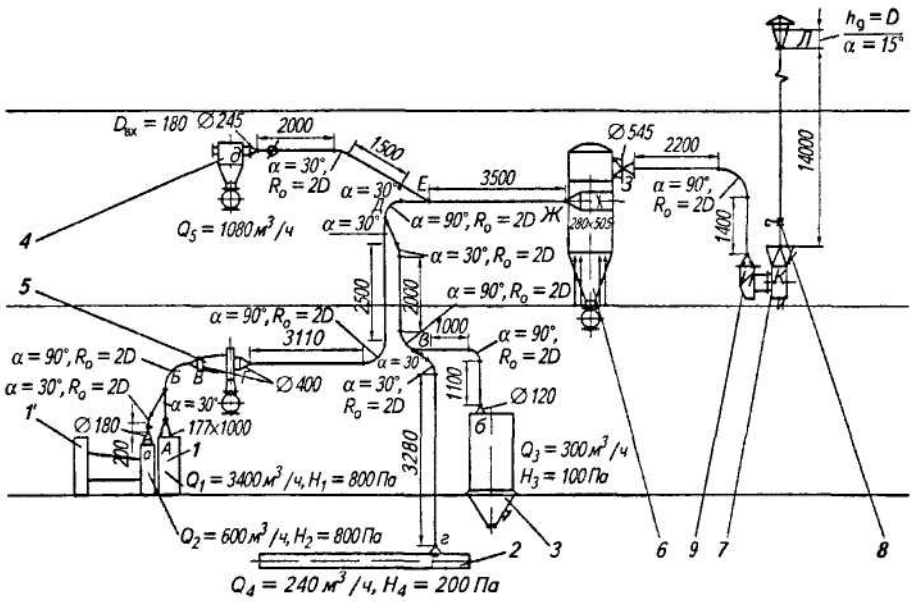


Рис. 98. Расчетная схема вентиляционной сети зерноочистительного отделения мельницы:

1 — пневмосепарирующий канал сепаратора А1-БЛС-12; *1'* — ситовой кузов; *2* — винтовой конвейер; *3* — обоечная машина; *4* — разгрузитель У2-БРО; *5* — горизонтальный циклон; *6* — фильтр РЦИЭ; *7* — вентилятор; *8* — задвижка; *9* — входная коробка

Методы расчета потерь давления в воздуховодах и формы расчетных таблиц. Различными авторами было предложено не менее шести методов расчета потерь давления. В 1893 г. проф. Г. Ритшель разработал метод определения потерь давления на единицу длины воздуховода, в 1911 г. проф. Блесс — метод эквивалентных отверстий, в 1931 г. инж. Г. Жеравов — метод динамических давлений, в 1933 г. проф. А. Панченко — метод полных давлений, в 1948 г. проф. С. Бутаков — метод характеристик.

Каждый из предложенных методов отличается формой и способом выражения расчета потерь давления.

В настоящее время наибольшее применение имеют два метода: метод потерь давления на единицу длины воздуховода и метод полных и динамических давлений.

Расчетная формула потерь давления $H_{пт}$ (Па) на участке воздуховода по методу потерь давления на единицу длины имеет следующий вид:

$$H_{пт} = Rl + \sum\zeta \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (159)$$

где R — потери давления на 1 м длины воздуховода, Па/м;

$$R = \frac{\lambda}{D} \cdot \frac{\rho v^2}{2};$$

находят R по приложению 7 или по номограмме (см. рис. 43);

l — расчетная длина участка, м; $\sum\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке; v — скорость воздуха на участке, м/с.

Расчетная длина участка включает, кроме длины прямых воздуховодов, длину отводов и конфузоров. Например, длина участка *АБ* состоит из длин конфузора, отвода и прямого воздуховода.

Форма расчетной таблицы по методу определения потерь давления на единицу длины дана в табл. 31.

Расчетная формула для определения потерь давления на участке воздуховода по методу полных и динамических дав-

31. Форма расчетной таблицы по методу определения потерь давления на единицу длины воздуховода

Номер или обозначение участка	Расход воздуха, Q, м³/ч	Скорость воздуха v, м/с	Диаметр D, мм	Потери на 1 м воздуховода R, Па/м	Расчетная длина l, м	Потери Rl (Па) на длине l	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	Динамическое давление $H_д$, Па	Потери на местные сопротивления $H_м = \Sigma\zeta H_д$, Па	Потери на участке $H_т = Rl + \Sigma\zeta H_д$, Па	Потери на главной магистрали $\Sigma H_т$, Па	Перечень коэффициентов местных сопротивлений										
												Конфузоры и диффузоры			Отводы и колена				Тройники			
												$l_э/D$ или n	α	ζ	α, град	n	ζ	α, град	$\frac{S_н}{S}$	$\frac{S_б}{S}$	$\frac{Q_б}{Q}$	$\zeta_п$ и $\zeta_ф$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23

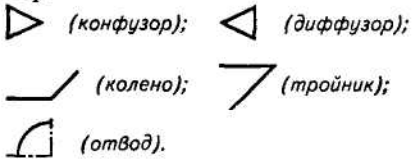
лений имеет следующий вид:

$$H_{пт} = \left(\frac{\lambda}{D} l + \Sigma\varsigma\right)\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (160)$$

где λ/D — находят из номограммы (см рис. 43).

Остальные величины имеют те же значения, что и в формуле (111). Форма расчетной таблицы определения потерь давления по методу полных и динамических давлений приведена в табл. 32.

В некоторых случаях графы с 13-й по 23-ю выносят из расчетных табл. 31 и 32 в отдельную таблицу или не заполняют их, перечисляя наименования и параметры коэффициентов местных сопротивлений в общей горизонтальной строке, назвав ее «Перечень коэффициентов местных сопротивлений ζ». В этом случае наименования местных сопротивлений записывают не словами, а условными обозначениями, например:



При заполнении расчетных таблиц вначале заполняют графу 1, внося в нее номера и обозначения участков главной магистрали, а в конце таблицы записывают данные о боковых участках.

Расчет диаметров воздуховодов и выбор скоростей воздуха. Диаметры воздуховодов D (мм) рассчитывают с учетом уравнения неразрывности по формуле (73):

$$D = 19\sqrt{\frac{Q}{v}},$$

где Q — расход воздуха на участке, м³/ч; v — скорость воздуха на участке, м/с; значение скорости принимают из условий экономической рациональности и эксплуатационной надежности.

Экономически рациональную скорость выбирают из следующих соображений: чем ниже скорость воздуха, тем меньше потери давления, а следовательно, и расход энергии на установку. Но со снижением скоростей увеличиваются диаметры, расход металла на их изготовление и монтаж, что удорожает

32. Форма расчетной таблицы определения потерь давления по методу полных и динамических давлений

Номер или обозначение участка	Расход воздуха Q, м³/ч	Скорость воздуха v, м/с	Диаметр воздуховода D, мм	$\frac{\lambda}{D}$, 1/м	Расчетная длина l, м	$\frac{\lambda}{D}l$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	$\frac{\lambda}{D}l+\Sigma\zeta$	Динамическое давление $H_д$, Па	Потери на участке H_m, Па	Потери на главной магистрали ΣH_m, Па	Перечень коэффициентов местных сопротивлений												
												Конфузоры и диффузоры			Отводы и колена			Тройники						
												$\frac{l}{D}$ или n	α, град	ζ	α, град	n	ζ	α, град	$\frac{S_{II}}{S}$	$\frac{S_б}{S}$	$\frac{Q_б}{Q}$	$\zeta_п$ и $\zeta_б$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23		

первоначальную стоимость установки. Рациональной скоростью, с экономической точки зрения, например, в общеобменных системах вентиляции на незапыленном воздухе является скорость в пределах 5...7 м/с.

В промышленных аспирационных установках при запыленном воздухе такие низкие значения скорости недостаточны, так как частицы мелкой пыли налипают на стенки воздуховодов, повышают сопротивление сети и нарушают ее работу.

Поэтому при расчете диаметров аспирационных воздуховодов производственных установок принимают эксплуатационно надежную скорость воздуха, не позволяющую частицам пыли отлагаться в воздуховодах. В соответствии с Указаниями ОАО «ЦНИИпромзернопроект» и нашими теоретическими обоснованиями [формулы (124) и (125)] рекомендуется принимать эту скорость на горизонтальных участках не менее 16...18 м/с на запыленном воздухе до циклонов и фильтров и 10...12 м/с на малозапыленном воздухе после фильтров и циклонов. При этом бóльшие значения скоростей принимают в горизонтальных и длинных воздуховодах на элеваторах и в зерноочистительном отделении мукомольных заводов и крупозаводов, меньшие — в вертикальных и коротких воздуховодах в размольном, шелушильном и выбойном отделениях.

В соответствии с Указаниями ОАО «ЦНИИпромзернопроект» при вертикальном и наклонном (более 60 °) расположении воздуховодов рекомендуется принимать скорости воздуха в зерноочистительном отделении мельниц не менее 12 м/с, в размольном и выбойном отделениях мельниц, а также в шелушильном отделении крупозавода не менее 10 м/с. При отсутствии горизонтальных участков допускается скорость не менее 8 м/с.

В комбикормовых заводах в зависимости от технологической линии, для которой рассчитывается аспирационная установка, скорости воздуха на горизонтальных участках принимают не менее 16...18 м/с, кроме линии подготовки минерального сырья, где скорость принимают не менее 21 м/с.

Необходимую скорость воздуха

можно иногда рассчитать теоретически по формулам (124) и (125).

На первом участке главной магистрали желательно принимать минимальную эксплуатационно надежную скорость, а на последующих участках, до пылеотделителя, увеличивать ее на 5...10 % по отношению к скорости предыдущего участка. Однако это не всегда можно выполнить. Поэтому скорость воздуха на последующих участках может увеличиваться и уменьшаться, но она не должна быть меньше рекомендуемой.

Полученные расчетные диаметры округляют до ближайшего стандартного размера и уточняют окончательную скорость воздуха. Стандартные диаметры воздуховодов учитывают размеры листовой стали для наиболее рационального раскроя заготовок. При раскрое листов размером 2000 × 1000 или 2500 × 1250 мм ряд стандартных диаметров: 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 мм.

При расчете диаметров используют приложение 7 или номограмму (см. рис. 43).

Расход воздуха на участках главной магистрали при расчете диаметров находят суммированием потоков в тройниках и с учетом подсосов. Подсос воздуха принимают в воздуховодах 5 %, во всасывающем фильтре 5 или 15 %, в зависимости от типа фильтра, в батарейных установках циклонов со шлюзовым затвором типа 4БЦШ или однорядных типа УЦ при работе на всасывании 150 м^3/ч, в двухрядных установках типа УЦ — 250 м^3/ч и в клапанах, отключающих аспирируемые точки (например, насыпные лотки и сбрасывающие тележки ленточных конвейеров) по 100 м^3/ч на каждый клапан.

При проектировании и расчете установок с фильтрами при атмосферной продувке рукавов нужно, чтобы суммарные потери давления в сети на участках главной магистрали до фильтра типа Г4-1БФМ были бы не менее 700 Па. Это требуется для того, чтобы обеспечивался необходимый вакуум в фильтре для эффективной продувки ткани атмосферным воздухом. В тех случаях, когда суммарные потери давления до фильтра типа Г4-БФМ меньше необходимых, уменьшают диаметры воздуховодов, увеличивают скорости воздуха и потери давления на этих участках или ставят диафрагму. В сетях с фильтрами типов РЦИ и РЦИЭ подсос в фильтре (через шлюзовой затвор) принимают из расчета 5 %.

Диаметры воздуховодов в боковых участках рассчитывают из условия выравнивания потерь давления в тройниках. Поэтому скорости воздуха в боковых участках сети могут быть значительно больше, чем в главной магистрали.

Максимальную скорость в боковом участке определяют по наименьшему допустимому диаметру, равному 80 мм.

Для наладки и регулирования сети во всех точках отсоса предусматривают регулировочные шайбы (диафрагмы) или поворотные заслонки (дроссели).

Способы выравнивания потерь давления в тройниках. Потери давления в тройниках выравнивают двумя способами: повышают потери давления в боковом участке, уменьшая диаметр воздуховода и увеличивая скорость воздуха, или применяют дополнительное сопротивление в виде диафрагмы или поворотной заслонки (дросселя).

Первый способ более экономичен: снижается расход металла, так как меньше диаметр воздуховода и в расходы не включается стоимость диафрагмы. Преимущество второго способа состоит в том, что диафрагма позволяет регулировать расход воздуха при наладке аспирационной установки.

Выравнивание потерь давления уменьшением диаметра бокового участка. Не-

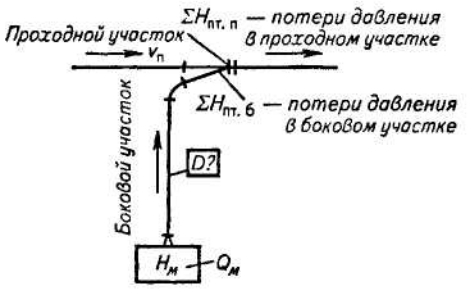


Рис. 99. Расчетная схема для вывода уравнения равенства полных давлений в тройнике

обходимый диаметр бокового воздуховода, при котором получают равные потери давления в боковом и проходном участках, находят, решая уравнение равенства полных давлений, предложенное проф. А. В. Панченко.

Уравнение равенства полных давлений получают, используя расчетную схему (рис. 99) и подставляя в формулу (107) значение потерь давления в боковом участке.

$$\sum H_{\text{пт.б}} = H_{\text{м}} + \left(\frac{\lambda}{D} l + \sum \zeta\right) \frac{\rho v^2}{2},$$

где l — расчетная длина бокового участка, м; $H_{\text{м}}$ — потери давления в машине бокового участка, Па; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений бокового участка.

Сделав соответствующие подстановки и преобразования, получают

$$1 + BD^{0,75} - AD^{4,75} = 0, \qquad (161)$$

где B — коэффициент;

$$B = (17{,}5 Q_{\text{м}}^{0,25} \cdot \Sigma\zeta)/l;$$

A — коэффициент;

$$A = 6{,}37 \cdot 10^4 \Delta H/(l Q_{\text{м}}^{1,75});$$

$Q_{\text{м}}$ — расход воздуха в машине бокового участка, м³/мин; ΔH — величина, равная $H_{\text{м}} - \Sigma H_{\text{пт.б}}$.

Уравнение равенства полных давлений решают приближенными методами, например интерполяцией, по номограммам и подбором.

Расчет методом интерполяции проводят следующим образом: находят заведомо больший диаметр бокового участка $D_{\text{бш}}$ из отношения равенства скоростей в проходном и боковом участках при $v_{\text{б}}/v_{\text{п}} = 1$. Затем рассчитывают при этом диаметре потери давления в проходном $\Sigma H_{\text{пт.п}}$ и боковом $\Sigma H_{\text{пт.б бш}}$ участках и находят разность $h_{\text{бш}}$ между этими потерями при большем диаметре, т. е.

$$h_{\text{бш}} = \Sigma H_{\text{пт.б.бш}} - \Sigma H_{\text{пт.п}} < 0.$$

После этого задают в боковом участке заведомо бóльшую скорость и находят заведомо меньший диаметр $D_{\text{мш}}$, руководствуясь следующей зависимостью:

$h_{\text{бш}}$, Па	До 50	50...80	80...120	120...150	150...180	Свыше 180
$v_{\text{б}}/v_{\text{п}}$	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9	2,0

Рассчитав потери давления в боковом участке $\Sigma H_{\text{пт.б.мш}}$ при меньшем диаметре $D_{\text{мш}}$, находят разность $h_{\text{мш}}$ между потерями давления в боковом и проходном участках при меньшем диаметре

$$h_{\text{мш}} = \Sigma H_{\text{пт.б.мш}} - \Sigma H_{\text{пт.п}}.$$

Окончательно искомый диаметр бокового участка

$$D = D_{\text{мш}} + h_{\text{мш}} \frac{D_{\text{бш}} - D_{\text{мш}}}{h_{\text{мш}} - h_{\text{бш}}}. \qquad (162)$$

При номографическом способе решения уравнения (161) коэффициенты A и B и окончательный диаметр находят по номограммам проф. А. В. Панченко.

Искомый диаметр бокового участка можно также определить по приближенным формулам. Потери давления в прямом воздуховоде бокового участка до выравнивания

$$H_{\text{пт.б}} = \frac{\lambda}{D_{\text{бш}}} l \frac{\rho v_{\text{б}}^2}{2}, \qquad (163)$$

после выравнивания

$$H'_{\text{пт.б}} = \frac{\lambda'}{D} l \frac{\rho (v'_{\text{б}})^2}{2}. \qquad (164)$$

Разделив эти уравнения и сделав соответствующие преобразования, получают:

$$D = D_{\text{бш}} \left(\frac{H_{\text{пт.б}}}{H'_{\text{пт.б}}}\right)^{\frac{1}{5}}. \qquad (165)$$

Подставляя в формулу (165) вместо потерь давления на прямых воздуховодах $H_{\text{пт.б}}$ и $H'_{\text{пт.б}}$ общие потери давления в боковом $\Sigma H_{\text{пт.б}}$ и в проходном $\Sigma H_{\text{пт.п}}$ участках, получают следующую формулу для расчета диаметра бокового участка:

$$D = D_{\text{бш}} \left(\frac{\sum H_{\text{пт.б}}}{\sum H_{\text{пт.п}}}\right)^{\frac{1}{5}}, \qquad (166)$$

где $D_{\text{бш}}$ — диаметр бокового участка до выравнивания потерь давления; находят его при соотношении скоростей $v_{\text{б}}/v_{\text{п}} = 1$; $\Sigma H_{\text{пт.б}}$ — потери давления в боковом участке до выравнивания давления при $D_{\text{бш}}$ и $v_{\text{б}} = v_{\text{п}}$; $\Sigma H_{\text{пт.п}}$ — потери давления в боковом участке после выравнивания, равные потерям в проходном участке.

Способ расчета по формуле (166) приближенный. В этом случае диаметр бокового участка получают на 3...5 % больше, чем по формуле (162). Поэтому найденный по формуле (166) расчетный диаметр округляют до ближайшего меньшего стандартного диаметра.

Искомый диаметр бокового участка D можно приближенно найти по следующей формуле:

$$D = \frac{D_{\text{бш}}}{n^{1/5}}, \qquad (167)$$

где

$$n = \frac{\sum H_{\text{пт п}}}{\sum H_{\text{пт.б}}} > 1.$$

При $1{,}5 > n > 1$ величину $n^{1/5}$ находят из бинома Ньютона, беря сумму первых двух членов, т. е. $n^{1/5} = 1 + 1/5(n - 1)$.

Выравнивание потерь давления с помощью дополнительных сопротивлений. Этот способ применяют в тех случаях, если диаметр бокового участка по расчету получился меньше 80 мм или если необходимо регулировать сопротивление установки и расход воздуха при наладке и эксплуатации вентиляционной установки. В качестве дополнительных сопротивлений используют диаграмму или поворотную заслонку (дроссель). Дополнительное сопротивление подбирают следующим образом. Находят разность потерь давления в проходном и боковом участках

$$\Delta H = \sum H_{\text{пт.п}} - \sum H_{\text{пт.б}}.$$

Затем определяют коэффициент сопротивления диафрагмы или поворотной заслонки.

$$\zeta_{\text{д}} = \frac{\Delta H}{\rho v^2/2},$$

где v — скорость воздуха в воздуховоде бокового участка, м/с.

Боковую диафрагму подбирают по рис. 54*а*, диафрагму с центрально расположенным отверстием (рис. 54*б*), поворотную заслонку (рис. 54*в*) по графику на рис. 54, *г* или табл. 16. В качестве боковой диафрагмы можно применять регулируемую диафрагму типа задвижки. При установке ее на горизонтальном участке воздуховода боковую диафрагму следует устанавливать сверху, что не позволит откладываться пыли около выступающей части диафрагмы.

Определение общего сопротивления сети и подбор вентилятора. Общее сопротивление сети $H_{\text{сети}}$ (Па) равно сумме всех потерь давления на участках главной магистрали (желательно с учетом вакуума в рабочем помещении):

$$H_{\text{сети}} = \sum H_{\text{пт г м}} = H_{\text{м1}} + \sum H_{\text{пт.в}} + H_{\text{п}} + H_{\text{вых}} + H_{\text{вак}}, \qquad (168)$$

где $H_{\text{м1}}$ — потери давления в аспирируемой машине первого участка главной магистрали, Па; $\sum H_{\text{пт в}}$ — суммарные потери давления в воздуховодах на участках главной магистрали, Па; $H_{\text{п}}$ — потери давления в пылеуловителе или в последовательно установленных пылеуловителях, Па; $H_{\text{вых}}$ — потери давления на выхлоп, Па; $H_{\text{вак}}$ — вакуум в рабочем помещении, Па (можно принять $H_{\text{вак}} = 50$ Па).

При расчете общее сопротивление сети находят из табл. 31 и 32 суммированием данных графы 12, где записаны потери давления на участках главной магистрали.

Давление (Па), по которому подбирают вентилятор,

$$p_{\text{в}} = 1{,}1\ H_{\text{сети}} = 1{,}1 \sum H_{\text{пт г м}}, \qquad (169)$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий добавочные сопротивления, не учтенные расчетными формулами, например наличие выступающих прокладок во фланцевых соединениях, вмятин в воздуховодах, запыленность воздуха и т.п.

Расход воздуха ($м^3/ч$), необходимый для подбора вентилятора,

$$Q_{\text{в}} = \sum Q_{\text{м}} + Q_{\text{подс}}, \qquad (170)$$

где $\sum Q_{\text{м}}$ — полезный расход воздуха в сети, равный сумме расходов аспирируемых машин; $Q_{\text{подс}}$ — подсос воздуха в сети.

Величина $Q_{\text{подс}}$ зависит от устройства и типа сети, т. е.

$$Q_{\text{подс}} = Q_1 + Q_2 + Q_3,$$

где Q_1 — подсос воздуха в воздуховодах; принимают его равным 5 % полезного расхода или 0,15 % на 1 м длины воздуховода, т е

$$Q_1 = \frac{0{,}15l}{100} \sum Q_{\text{м}};$$

Q_2 — подсос в батарейной установке циклонов со шлюзовым затвором, равный 150 м³/ч для 4БЦШ и однорядной установки циклонов типа УЦ или 250 м³/ч для двухрядной установки циклонов типа типа УЦ; в клапане отключенной точки, равный 100 м³/ч; Q_3 — подсос во всасывающем фильтре; принимают его равным 5 % для фильтра типа РЦИЭ и 15 % для фильтра типа Г4-1БФМ от полезного расхода.

Вентилятор подбирают по давлению $p_в$ (Па) и расходу $Q_в$ (м³/ч), используя характеристику вентилятора (приложение 10). На пересечении линий $p_в$ и $Q_в$ находят точку, которая определяет КПД и частоту вращения рабочего колеса вентилятора. Просматривая характеристики нескольких номеров и типов вентиляторов, окончательно принимают такой вентилятор, который дает наибольший КПД.

После этого по формулам (149) и (150) определяют мощность на валу вентилятора и мощность электродвигателя, необходимого для привода вентилятора. Электродвигатель и его размеры подбирают по приложению 11.

Пересчет давлений при изменении параметров воздуха. Все выше изложенные расчеты ведут на воздух при нормальных условиях (так называемый стандартный воздух). Если параметры воздуха, при которых будет работать вентилятор, сильно отличаются от нормальных условий, то делают перерасчет давления вентилятора по следующей формуле:

$$p_{вt} = p_в \frac{\rho_t}{\rho_н}, \qquad (171)$$

где $p_{вt}$ — расчетное давление вентилятора при рабочих условиях, Па; $\rho_н$ — плотность стандартного воздуха; $\rho_н = 1{,}2$ кг/м³; ρ_t — плотность воздуха при рабочих параметрах, кг/м³; определяют ρ_t по формуле (51).

Формула (171) принята с допущениями, поэтому следует учитывать, что при $\rho_t < \rho_н$ результат получают с запасом, а при $\rho_t > \rho_н$ результат будет занижен.

При отклонении температуры воздуха от нормальной (+20 °С) значение потерь давления R (Па/м), найденное из приложения 7 или из номограммы (см. рис. 43), следует умножать на поправочный коэффициент K_1.

Температура воздуха, °С	−30	−20	−10	0	+10	+20
Значения K_1	1,1	1,08	1,06	1,04	1,02	1,00

Продолжение

Температура воздуха, °С	+30	+40	+50	+60	+70	+80
Значения K_1	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90

При измерениях скорости и расхода воздуха, параметры которого отличаются от стандартных, проводят пересчет, умножая измеренную скорость или расход на поправочный коэффициент, который принимают из приложения 12.

Примерный расчет аспирационной установки. В качестве примера рассчитаем аспирационную установку зерноочистительного отделения мельницы.

Расчет сети состоит из составления расчетной схемы, расчетной таблицы и пояснений к расчету.

Расчетная схема аспирационной установки показана на рис. 98. Результаты расчета даны в табл. 34.

33. Аспирируемое оборудование (см. рис. 98)

№ п/п	Наименование оборудования	Объемный расход отсасываемого воздуха $Q_м$, м³/ч	Потери давления в аспирируемом оборудовании $H_м$, Па
1	Сепаратор зерноочистительныи А1-БЛС-12:		
	пневмосепарирующий канал	3400	800
	ситовой кузов	600	800
2	Машина обоечная РЗ-БМО-12	300	100
3	Винтовой конвейер РЗ-БКШ-160	240	200
4	Разгрузитель У2-БРО	1080	350

Итого полезный объемный расход воздуха в сети $\approx Q_{п\ сети} = 5620$ м³/ч.

На схеме даны длины прямиков и характеристика фасонных частей воздуховодов, типы или марки аспирируемого оборудования, количество отсасываемого воздуха от оборудования, потери давления в оборудовании.

В схему установки включен фильтр типа РЦИЭ. Особенность установки — применение в ней горизонтального циклона *5* для отделения от воздуха от-

носов, выделяемых из зерна в пневмосепарирующем канале сепаратора *1*.

Данные по аспирируемому оборудованию приведены в табл. 33. Расходы воздуха и потери давления в оборудовании приняты по нормам ОАО «ЦНИИпромзернопроект» (приложения 8).

Данные по длинам воздуховодов приняты в примере условно. При реальном проектировании длины находят из трассы воздуховодов на планах и разрезах цеха.

Для выявления типоразмера фильтра РЦИЭ определим расход воздуха $Q_ф$, поступающего в фильтр. Этот расход (м³/ч) с учетом воздуха, отсасываемого от аспирируемого оборудования, подсосов в воздуховодах и шлюзовом затворе горизонтального циклона можно рассчитать по зависимости:

$$Q_ф = 1{,}05(Q_{п\ сети} + \Delta Q_{г\ ц}),$$

где 1,05 — коэффициент, учитывающий 5 % подсоса воздуха в воздуховодах установки; $\Delta Q_{г\ ц}$ — подсос воздуха через шлюзовой затвор горизонтального циклона, м³/ч; принимаем равным 150 м³/ч.

Таким образом

$$Q_ф = 1{,}05(5620 + 150) = 6058{,}5\ м^3/ч.$$

Требуемую площадь фильтрующей поверхности рукавов находим по формуле (140):

$$S'_ф = Q_ф/[Q_{уд}] = 6058{,}5/300 = 20{,}20\ м^2,$$

где $[Q_{уд}] = 240...300\ м^3/(ч \cdot м^2)$ — нормативная удельная нагрузка воздуха на фильтровальный материал фильтра РЦИЭ для зерноочистительного отделения мукомольного завода.

Из табл. 27 принимаем ближайший типоразмер фильтра РЦИЭ 23,4 = 36.

Уточняем удельную нагрузку

$$Q_{уд} = Q_ф/S_ф = 6058{,}5/23{,}4 = 258{,}91\ м^3/(ч \cdot м^2).$$

Определяем сопротивление фильтра по графику (рис. 74) или по формуле (142)

$$H_ф = 100(Q_{уд}/60)^{1{,}3} = 100(258{,}91/60)^{1{,}3} = 669{,}11\ Па.$$

Размеры входного и выходного отверстий фильтра РЦИЭ 23,4 = 36 равны соответственно: $a \times b = 300 \times 670$ мм и $D_1 = 505$ мм (см. рис. 77 и табл. 28).

Проведем предварительный подбор вентилятора. При предварительном подборе вентилятора уточняются размеры переходных патрубков на входе в вентилятор и на выходе из него. Это позволяет более точно учесть при расчете сопротивление этих фасонных частей воздуховода.

Вычисляем расход воздуха вентилятора с учетом формулы (170) и 5%-ного подсоса в фильтре, т. е.

$$Q_в = 1{,}05 \cdot Q_ф = 1{,}05 \cdot 6058{,}5 = 6361{,}43\ м^3/ч.$$

Задаемся ориентировочным давлением вентилятора $p'_в$ с учетом формулы (168). Аспирационные установки с фильтрами типа РЦИЭ, как показала практика, обычно имеют общие потери давления $H_{сети\ общ}$ в пределах 2500... 3000 Па. Примем $H_{сети\ общ} = 2500$ Па. Общие потери давления в сети и давление, развиваемое вентилятором, установленным в данной сети, одно и то же. $H_{сети\ общ} = p'_в$.

По значениям $Q_в$ и $p'_в$ выбираем вентилятор, рассматривая характеристики различных типов вентиляторов с учетом максимального КПД и руководствуясь расположением рабочей точки на нисходящей ветви характеристики $p_в - Q_в$. Из приложения 10 принимаем вентилятор В.Ц5-45-8.01. Размеры всасывающего и выхлопного отверстий вентилятора соответственно: $D_{вх} = 444$ мм и 443 × 351 мм.

Пояснения к расчету участков сети. За первый участок главной магистрали принят участок *АБ* от пневмосепарирующего канала сепаратора А1-БЛС-12, который наиболее удален от вентилятора и имеет наибольшие потери давления (см. рис. 98).

Главная магистраль при работе на рециркуляцию состоит из одиннадцати участков *ОА—АБ—БВ—ВГ—ГД—ДЕ—ЕЖ—ЖЗ—ЗИ—КЛ*. Потери давления на участке ИК в вентиляторе при расчетах не учитываем, так как они учитываются КПД вентилятора.

Сеть имеет пять боковых участков: *аБ, бв, гв, вД, дЕ*.

Результаты расчета сети (см. рис. 98) даны в табл. 34.

Участок *АБ*. Скорость воздуха на первом вертикальном участке *АБ* главной магистрали принимаем по рекомендации ОАО «ЦНИИпромзернопроект» не менее 12 м/с. Выбираем v = 15 м/с с учетом возможности ее повышения на последующих участках. Определяем требуемый диаметр

$$D = 19\sqrt{\frac{Q}{v}} = 19\sqrt{\frac{3400}{15}} = 286 \text{ мм}.$$

По расходу воздуха 3400 м³/ч находим из приложения 7 или номограммы (см. рис. 43) ближайший стандартный диаметр 280 мм. Затем по расходу и диаметру 280 мм уточняем скорость по формуле (68):

$$v = \frac{Q}{3600S} = \frac{3400}{3600 \cdot 0{,}00615} = 15{,}36 \text{ м/с},$$

где S — площадь поперечного сечения воздуховода, м².

Эту скорость записываем в графу 3 табл. 34. Динамическое давление находим по формуле (41) или по приложению 6: $H_д = 141{,}50$ Па. Это значение записываем в графу 9 табл. 34. Приближенно $H_д$ можно определить по приложению 7.

По диаметру 280 мм и скорости 15,36 м/с найдем потери давления $R = 8{,}9$ Па/м, интерполируя ближайшие значения R для скоростей 15 и 15,6 м/с по приложению 7. Найденное значение 8,9 Па/м запишем в графу 5 табл. 34. В приближенных расчетах можно использовать номограмму (см. рис. 43). Соединив линейное значение расхода воздуха и скорость воздуха v = 15 м/с, находят диаметр, затем принимают ближайший стандартный, который должен быть меньше найденного, чтобы скорость v была бы несколько больше 15 м/с. Затем снова соединив линейкой значение заданного объемного расхода и принятое значение стандартного диаметра, находим уточненную скорость v, динамическое давление и потери давления R. Найденное значение R запишем в графу 5 табл. 34.

Расчетная длина участка *АБ* представляет собой длину конфузора. Длину конфузора (мм) определяем по формуле (172):

$$l_к = \frac{b - D}{2\text{tg}\left(\alpha/2\right)}, \qquad (172)$$

где b — наибольший размер входного отверстия конфузора (мм), равный длине пневмосепарирующего канала, $b = 1000$ мм, α — угол сужения конфузора; принимаем равным 35° из конструктивных соображений.

При диаметре $D = 280$ мм длина конфузора

$$l_к = \frac{1000 - 280}{2\text{tg}\left(35/2\right)} = 1100 \text{ мм}.$$

Это значение запишем в графу 6 табл. 34. Длину тройника не учитываем.

Умножая значение $R = 8{,}90$ Па/м на длину $l = 1{,}1$ м, получим $Rl = 9{,}80$ Па. Запишем этот результат в графу 7 табл. 34.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений участка *АБ* состоит из коэффициентов сопротивления конфузора и проходного участка тройника.

Коэффициент сопротивления конфузора $\zeta_к = 0{,}11$ находим из табл. 8 по углу $\alpha = 35°$ и отношению

$$\frac{l_к}{D} = \frac{1100}{280} > 1.$$

Коэффициенты сопротивления в тройнике определяем при выравнивании потерь давления в проходном участке *АБ* и боковом *аБ*.

Вначале рассчитываем потери давления на участках *АБ* и *аБ* при одинаковых скоростях воздуха: $v_б/v_п = 1$; $v_б = v_п = 15{,}36$ м/с. Диаметр бокового участка *аБ* определяем по объемному расходу воздуха 600 м³/ч и скорости 15,36 м/с:

$$D = 19\sqrt{\frac{Q}{v}} = 19\sqrt{\frac{600}{15{,}36}} = 119 \text{ мм}.$$

Примем ближайшее большее значение стандартного диаметра 125 мм.

Коэффициенты сопротивления тройника берем из табл. 13 по отношению площадей

$$\frac{S_п}{S}=\frac{0{,}0615}{0{,}0615}=1;\ \frac{S_б}{S}=\frac{0{,}0123}{0{,}0615}\cong 0{,}2$$

и расходов

$$\frac{Q_б}{Q}=\frac{600}{4000}=0{,}15.$$

Наименьшее значение $Q_б/Q$ в табл. 13 равно 0,2. Из табл. 13 получим коэффициенты сопротивления тройника соответственно на проходном и боковом участках $\zeta_п = 0{,}2$; $\zeta_б = -0{,}85$. Равенство $S_п$ и S обусловлено тем, что на последующем участке (*БВ*) предполагаем принять диаметр воздуховода 280 мм, как на участке *АБ*, так как расход воздуха на боковом участке *аБ* имеет сравнительно небольшое значение.

На боковом участке *аБ* из конструктивных соображений примем $l_к = 100$ мм. Угол раскрытия конфузора определим из формулы:

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{D_к - D}{2l_к}=\frac{180-125}{2\cdot 100}=0{,}28;\ \alpha = 30°.$$

Здесь $D_к = 180$ мм — диаметр аспирационного отверстия ситового кузова сепаратора.

По $\alpha = 30°$ и $\frac{l_к}{D}=\frac{100}{125}=0{,}8$ из табл. 8 коэффициент сопротивления конфузора $\zeta_к = 0{,}12$.

Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_о = 0{,}069$ берем из табл. 12.

Длину отвода на участке *аБ* вычисляем по формуле

$$l_о=\frac{\pi\alpha n D}{180}=\frac{3{,}14\cdot 30\cdot 2\cdot 125}{180}=131\ \text{мм}. \quad (173)$$

Тогда расчетная длина участка *аБ* будет равна $l = 100 + 200 + 131 = 431$ мм $\cong 0{,}43$ м. Скорость воздуха $v = 13{,}55$ м/с; $R = 19{,}10$ Па/м; динамическое давление $H_д = 109{,}35$ Па. Потери давления на участке *аБ* при диаметре 125 мм получились равными $\Sigma H_{пт\,б} = 735{,}93$ Па.

Потери давления на участке *АБ* составляют $\Sigma H_{пт\,п} = 853{,}67$ Па.

Разница между $\Sigma H_{пт\,п}$ и $\Sigma H_{пт\,б}$ составляет 117,74 Па, т. е. более допустимой 10 %, поэтому необходимо выравнивание потерь давлений в тройнике.

Выравнивание выполним с помощью дополнительного сопротивления в виде боковой диафрагмы. Коэффициент сопротивления диафрагмы

$$\zeta_{диаф}=\frac{H_{диаф}}{H_д}=\frac{117{,}74}{109{,}35}=1{,}08.$$

По номограмме на рис. 54,*а* определим значение $a/D = 0{,}42$. Откуда заглубление диафрагмы $a = 0{,}42D = 0{,}42\cdot 125 = 53$ мм.

Участок *БВ*. Расход воздуха на этом участке равен сумме расходов на участках *АБ* и *аБ*, т. е. $Q = 3400 + 600 = 4000$ м^3/ч.

Из-за того, что разница между объемными расходами на участках *АБ* и *БВ* небольшая (600 м^3/ч), примем такой же диаметр воздуховода, как на предыдущем участке, т. е. $D = 280$ мм. При этом скорость $v = 1816$ м/с; $H_д = 197{,}87$ Па; $R = 12{,}20$ Па/м.

Участок *БВ* включает отвод и диффузор.

Расчетная длина участка представляет собой только длину отвода

$$l_о=\frac{3{,}14\cdot 90\cdot 2\cdot 280}{180}=880\ \text{мм}=0{,}88\ \text{м}.$$

Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_о = 0{,}15$ (см. табл. 10).

Примем из конструктивных соображений угол расширения диффузора $\alpha = 30°$.

Тогда

$$l_{диф}=\frac{D_{бш}-D_{мш}}{2\operatorname{tg}(\alpha/2)}=\frac{400-280}{2\operatorname{tg}15°}=225\ \text{мм},$$

где $D_{мш}$ — меньший диаметр диффузора, мм; $D_{бш}$ — больший диаметр диффузора, мм; равен диаметру входного отверстия горизонтального циклона ($D_{бш} = 400$ мм).

Коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_{диф} = 0{,}24$ найден по табл. 4 в зависимости от $n = S_б/S_м = 2$ и $\alpha = 30°$.

Участок *ВГ*. На данном участке, включающем только горизонтальный циклон, учитывают потери давления

150 Па, заданные нормалями ОАО «ЦНИИпромзернопроект» на сепаратор А1-БЛС-12, так как горизонтальный циклон входит в комплект сепаратора.

Участок *ГД*. Расход воздуха на этом участке определяется количеством воздуха, поступающего в горизонтальный циклон, и подсосом в шлюзовом затворе этого циклона, в количестве 150 м³/ч, т. е.

$$Q = 4000 + 150 = 4150 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Этот расход незначительно отличается от расхода на предыдущем участке *БВ*. Поэтому принимаем диаметр воздуховода $D = 280$ мм. Тогда $v = 18{,}74$ м/с; $R = 12{,}9$ Па/м; $H_д = 210{,}71$ Па.

Участок *ГД* заключает конфузор, прямики, отвод и тройник. Принимаем угол раскрытия конфузора $\alpha = 30°$.

Длина $l_к = \dfrac{D_к - D}{2\text{tg}\dfrac{\alpha}{2}} = \dfrac{400-280}{2\text{tg}15°} = 220$ мм;

$\zeta_к = f(\alpha, l_к/D) = 0{,}12$ (см. табл. 8). Здесь $D_к$ — больший диаметр конфузора.

Длина отвода

$$l_о = \frac{\pi\alpha n D}{180} = \frac{3{,}14 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 280}{180} \approx 880 \text{ мм}.$$

Расчетная длина участка

$$l = 220 + 3110 + 2500 + 880 = 6710 \text{ мм} = 6{,}71 \text{ м}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений в тройнике находим при выравнивании потерь давления на участках *ГД* и *вД*. Вначале перед выравниванием потерь давления на этих участках рассчитываем предыдущие участки *бв* и *гв* и выравниваем потери давления на них. На участке *вД* принят диаметр $D = 110$ мм. На участке *ДЕ* диаметр $D = 315$ мм. Тогда для тройника $S_п/S = 0{,}8$; $S_п/S = 0{,}1$; $Q_б/Q = 0{,}1$; $\zeta_п = 0{,}2$; $\zeta_б = 0{,}1$.

Участок *бв*. По объемному расходу 300 м³/ч и минимальному диаметру 80 мм находим скорость

$$v = \frac{Q}{3600 \cdot S} = \frac{300}{3600 \cdot 0{,}005} = 16{,}67 \text{ м/с}$$

и динамическое давление $H_п = 166{,}73$ Па. По приложению 7 находим $R = 49{,}5$ Па/м.

Коэффициент сопротивления конфузора обоечной машины Р3-БМО-12 находим по размерам конфузора. При $D_к = 120$ мм, $D = 80$ мм и длине конфузора $l_к = 100$ мм угол сужения:

$$\text{tg}\frac{\alpha}{2} = \frac{D_к - D}{2l_к} = \frac{120-100}{2 \cdot 100} = 0{,}1; \quad \alpha = 12°$$

По табл. 8 в зависимости от $l_к/D = 1$ и $\alpha = 12°$ коэффициент сопротивления конфузора $\zeta_к = 0{,}25$.

Длина отвода по формуле (173)

$$l_о = \frac{3{,}14 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 80}{180} = 250 \text{ мм}.$$

Коэффициент сопротивления отвода $\zeta_о = 0{,}15$ (см. табл. 12).

Расчетная длина участка $l = 100 + 1100 + 250 + 1000 = 2450$ мм $= 2{,}45$ м.

Коэффициенты сопротивления тройника на участках *бв* и *гв* находим, задавшись диаметром воздуховода на участке *гв*, равным $D = 80$ мм.

Из табл. 13 по углу 30° и по отношениям

$$\frac{S_п}{S} = \frac{0{,}0050}{0{,}0095} \cong 0{,}5;$$

$$\frac{S_б}{S} = \frac{0{,}0050}{0{,}0095} \cong 0{,}5 \text{ и } \frac{Q_б}{Q} = \frac{240}{540} \cong 0{,}4$$

находим $\zeta_п = 0{,}2$; $\zeta_б = -0{,}6$.

Участок *гв*. По расходу 240 м³/ч и диаметру 80 мм рассчитываем скорость

$$v = \frac{240}{3600 \cdot 0{,}005} = 13{,}33 \text{ м/с}$$

и динамическое давление

$$H_д = \frac{\rho v^2}{2} = \frac{1{,}2 \cdot 13{,}33^2}{2} = 106{,}61 \text{ Па}.$$

По приложению 7 находим $R = 31{,}9$ Па/м.

Коэффициент сопротивления конфузора винтового конвейера Р3-БКШ-160 найдем после того, как определим все его основные размеры. Вначале рассчитаем размеры входного отверстия конфузора, т. е. размеры аспирационного

отверстия винтового конвейера. Принимаем скорость во входном отверстии конфузора $v_к \le 2$ м/с и задаемся одним размером прямоугольного аспирационного отверстия $a = 120$ мм, исходя из ширины шнека 170 мм.

Тогда вторая сторона аспирационного отверстия

$$b = \frac{Q}{3600 a v_к} = \frac{240}{3600 \cdot 120 \cdot 2} = 278 \text{ мм}.$$

Принимаем $b = 300$ мм, тогда $v_к$ будет равно 1,85 м/с. При угле раскрытия конфузора $\alpha = 45°$ как наиболее рациональном и обеспечивающем наименьшее значение коэффициента сопротивления из табл. 8 при $l_к/D > 1$ и $\alpha = 60°$ находим $\zeta_к = 0.1$.

Длина конфузора

$$l_к = \frac{bD}{2\text{tg}\frac{\alpha}{2}} = \frac{300-80}{2\text{tg}30°} \cong 260 \text{ мм}.$$

Длина отвода

$$l_о = \frac{3{,}14 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 80}{180} = 167 \text{ мм}.$$

Коэффициент сопротивления отвода из табл. 12: $\zeta_о = 0{,}12$.

Расчетная длина участка $1 = 260 + 3280 + 167 = 3707$ мм $\cong$ 3,71 м.

Участок *вД*. Расход воздуха на участке *вД* равен сумме расходов на участках *бв* и *гв*, т. е. $300 + 240 = 540$ м^3/ч.

Скорость воздуха на данном участке принимаем не менее чем на предыдущем участке *бв*.

Суммарные потери давления в конце участка *вД* должны быть равны суммарным потерям в конце участка *ГД*.

По расходу 540 м^3/ч и принятому диаметру $D = 110$ мм находим скорость $v = 15{,}79$ м/с, определяем потери $R = 30$ Па/м и динамическое давление $H_д = 149{,}59$ Па.

В расчетную длину участка (2,46 м) входит длина двух отводов (90° и 30°):

$$\Sigma l_о = \frac{3{,}14(90+30) \cdot 2 \cdot 110}{180} = 460{,}53 \text{ мм}.$$

Коэффициенты сопротивления отводов $\zeta_о$ с углами 90° и 30° при $R_о/D = 2$ равны соответственно 0,15 и 0,069 (см. табл. 12).

Коэффициенты сопротивления тройника были определены ранее из табл. 13 при расчете участка *ГД* (см. на с. 151); $\zeta_б = 0{,}1$.

Суммарные потери давления в конце участка *вД* при диаметре 110 мм должны быть равны 1277,13 как это имеет место на участке *ГД* (см. выше).

При полученных потерях давления на участке *вД*, равных 121,52 Па, дополнительное сопротивление в виде поворотной заслонки после обоечной машины (на участке *бв*) должно составить на основе обратного счета 834,29 Па.

Коэффициент сопротивления заслонки

$$\zeta_{д\,с} = \frac{\Delta H}{H_д} = \frac{834{,}29}{166{,}73} = 5{,}00.$$

Для этой величины $\zeta_{д\,с}$ по рис.54,*г* определяем угол установки поворотной заслонки $\alpha = 33°$.

Участок *ДЕ*. Расход воздуха на участке *ДЕ* равен сумме расходов на участках *ГД* и *вД*, т. е. $4150 + 540 = 4690$ м^3/ч.

Принимаем диаметр воздуховода $D = 315$ мм. При этом скорость $v = 16{,}72$ м/с; $H_д = 167{,}74$ Па; $R = 8{,}96$ Па/м.

Участок *ДЕ* включает отвод и тройник. Расчетная длина участка равна длине отвода:

$$l = l_о = \frac{3{,}14 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 315}{180} = 990 \text{ мм} = 0{,}99 \text{ м};$$

$$\zeta_о = 0{,}15.$$

Коэффициенты сопротивления тройника находим из условия выравнивания потерь давления на участках *ДЕ* и *дЕ*. Поэтому рассчитываем участок *дЕ*.

Участок *дЕ*. Участок *дЕ* присоединен к разгрузителю пневмотранспортной установки У2-БРО. Сопротивление разгрузителя У2-БРО по справочным данным равно 200 Па.

Записываем это сопротивление в строку *Од* расчетной табл. 34.

Диаметр воздуховода на участке *дЕ*

34. Расчетная таблица аспирационной установки № 1 зерноочистительного отделения мукомольного завода

Обозначение участка	Параметры аспирационной сети											Перечень коэффициентов местных сопротивлений										
												Конфузоры и диффузоры			Отводы и колена			Тройники				
	Q, м/ч	v, м/с	D, мм	R, Па/м	l, м	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	$H_д$	$H_{м.с}$	$H_{пт}$	$\Sigma H_{пт}$	$l_к/D$ или n	α, град	ζ	α, град	$n = R_о/D$	ζ	α, град	$S_п/S$	$S_б/S$	$Q_б/Q$	$\zeta_п$, $\zeta_б$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
А. Главная магистраль																						
ОА	Пневмосепарирующий канал сепаратора А1-БЛС-12									800	800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
АБ	3400	15,36	280	8,9	1,1	9,8	0,31	141,5	43,87	53,67	853,67	$l_к/D > 1$	35	0,11	—	—	—	30	1	0.2	0,15	0,2
БВ	4000	18,16	280	12,2	0,88	10,74	0,39	197,87	77,17	87,91	941,58	$n_л = 2$	30	0,24	90	2	0,15	—	—	—	—	—
ВГ	4000	Сопротивление циклона горизонтального								150	1091,58											
ГД	4150	18,74	280	12,9	6,71	86.52	0,47	210,71	99,03	185,55	1277,13	$l_к/D = 0,8$	30	0,12	90	2	0,15	30	0,8	0,1	0,1	0,2
ДЕ	4690	16,72	315	8,96	0,99	8,87	0,35	167,74	58,71	67,58	1344,71	—	—	—	90	2	0,15	30	0,8	0,2	0,2	0,2
ЕЖ	5770	16,21	355	7,28	3,5	25,48	0,27	157,66	42,57	68,05	1412,76	$n = 2$	20	0,27	—	—	—	—	—	—	—	—
ЖЗ	6058,5	Сопротивление фильтра РЦИЭ-234-36								669,11	2081,87	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
ЗИ	6361,4	11,11	450	2,65	6,53	17,3	0,71	74,06	52,58	69,88	2151,75	$l_к/D = 0,4/n = 1,1$	15/7	0,23 /0,06	90	2	0,15	Входная коробка ζ = 0,27				
КЛ	6361,4	11,11	450	2,65	14	37,1	0,7	74,06	51,84	88,94	2240,69	$n = 1,03$	1	0,1	Насадка с зонтом ζ = 0,6							
Итого сопротивление сети по главной магистрали											$H_{сети}$ = 2241 Па											
Б. Боковые участки																						
Оа	Ситовой кузов сепаратора А1-БЛС-12									800	800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
аБ	600	13,55	125	19,1	0,43	8,21	−0,661	109,35	−72,28	−64,07	735,93	$l_к/D > 1$	30	0,12	30	2	0,069	30	1	0,2	0,15	−0,85
аБ	Сопротивление диафрагмы						1,08	109,35	117,74	117,74	853,67	Диафрагма боковая $a/D = 0,42$; $a = 53$ мм; $x = 72$ мм										
Об	Обоечная машина РЗ-БМО-12									100	100											
бв	300	16,67	80	49,5	2,45	121,28	0,6	166,73	100,04	221,32	321,32	$l_к/D = 1$	12	0,25	90	2	0,15	30	0,5	0,5	0,4	0,2
бв	Сопротивление заслонки						5	166,73	834,29	834,29	1155,61	Заслонка поворотная α = 33										
вД	540	15,79	110	30	2,46	73,8	0,319	149,59	47,72	121,52	1277,13	—	—	—	90; 30	2; 2	0,219	30	0,8	0,1	0,1	0,1
Ог	Конвейер винтовой РЗ-БКШ-160									200	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
гв	240	13,33	80	31,9	3,71	118,35	0,42	106,61	44,78	163,13	363,13	$l_к/D > 1$	60	0,1	60	2	0,12	30	0,5	0,5	0,4	0,2
гв	Сопротивление заслонки						7,43	106,61	792,48	792,48	1155,61	Заслонка поворотная α = 37										
Од	Разгрузитель У2-БРО									200	200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
дЕ	1080	19,6	140	33,5	3,78	126,63	0,259	230,5	59,7	186,33	386,33	$l_к/D = 0,9$	45	0,09	30	2	0,069	30	0,8	0,2	0,2	0,1
дЕ	Сопротивление заслонки						4,15	230,5	958,38	958,38	1344,71	Заслонка поворотная α = 30										

Примечание. Для участка *ЗИ* в графах 13, 14 и 15 в числителе — данные для конфузора, в знаменателе — для диффузора.

принят равным $D = 140$ мм. По расходу воздуха 1080 м³/ч и принятому диаметру получены значения $v = 19{,}60$ м/с и $R = 33{,}50$ Па/м.

Коэффициенты сопротивления тройника находим из табл. 13, предварительно приняв диаметр объединенного участка тройника $D_о = 355$ мм, т. е. следующий стандартный диаметр воздуховода после принятого $D = 315$ мм на участке *ДЕ*. Коэффициенты $\zeta_п = 0{,}2$ и $\zeta_б = 0{,}1$ взяты из табл. 13 по соотношениям:

$$\frac{S_п}{S} = \frac{0{,}0779}{0{,}0989} \approx 0{,}8; \quad \frac{S_б}{S} = \frac{0{,}0177}{0{,}0989} \approx 0{,}2;$$

$$\frac{Q_б}{Q} = \frac{1080}{5820} \approx 0{,}2.$$

Длину конфузора при оптимальном угле $\alpha = 45°$ и диаметре $D = 140$ мм находим по формуле (172)

$$l_к = \frac{245 - 140}{2\operatorname{tg}\frac{45}{2}} = 127 \text{ мм}.$$

Здесь ∅245 — диаметр присоединительного отверстия на разгрузителе У2-БРО.

Примем $l_к = 130$ мм.

Коэффициент сопротивления конфузора по табл. 8 при $\alpha = 45°$ и $l_к/D > 1$ равен 0,09.

Длину отвода на участке *∂Е* вычисляем по формуле (173)

$$l_о = \frac{3{,}14 \cdot 30 \cdot 2 \cdot 140}{180} 147 \text{ мм} = 0{,}147 \text{ м};$$

$$\zeta_о = 0{,}069.$$

Тогда расчетная длина участка *∂Е* будет равна

$$l = 130 + 2000 + 147 + 1500 = 3792 \text{ мм} \cong 3{,}78 \text{ м}.$$

Потери давления на участке *∂Е* при диаметре 140 мм получились равными $\sum H_{пт.б\,б} = 386{,}33$ Па вместо требуемого на проходном участке $\sum H_{пт.п} = 1344{,}71$ Па. Разница составляет 958,38 Па.

Выравнивание потерь давления в тройнике на участках *ДЕ* и *∂Е* проводим за счет дополнительного сопротивления в виде поворотной заслонки, устанавливаемой на участке *∂Е* после разгрузителя.

Коэффициент сопротивления заслонки $\zeta_{засл} = 958{,}38/230{,}5 = 4{,}15$, $\alpha = 30°$.

Участок *ЕЖ*. Расход воздуха на участке *ЕЖ* равен сумме расходов на участках *ДЕ* и *∂Е*, т. е. 4690 + 1080 = 5770 мм. По этому расходу воздуха и диаметру воздуховода 355 мм, принятому как следующий стандартный диаметр после значения 315 мм предыдущего участка, определяем значения $v = 16{,}21$ м/с; $R = 7{,}28$ Па/м и $H_д = 167{,}74$ Па. Необходимо выявить, конфузором или диффузором является переходной патрубок при входе в фильтр. Площадь входного отверстия в переходном патрубке $S_1 = 0{,}0989$ м², а площадь выходного отверстия патрубка, которое служит входным отверстием фильтра РЦИЭ-23,4-36, $S_2 = 0{,}300 \cdot 0{,}670 = 0{,}201$ м². Так как $S_1 < S_2$, то патрубок является диффузором со степенью расширения $n = S_2/S_1 = 0{,}201/0{,}0989 = 2$.

Зададимся углом расширения диффузора $\alpha = 20°$ из конструктивных соображений. Тогда из табл. 4 коэффициент сопротивления диффузора $\zeta_{диф} = 0{,}27$.

Расчетная длина участка *ЕЖ* равна длине прямика, т. е. $l = 3500$ мм = 3,5 м. Длина диффузора не учитывается, так как потери по его длине учтены в коэффициенте сопротивления.

Участок *ЖЗ*. Потери давления во всасывающем фильтре РЦИЭ-23,4-36 равны сопротивлению фильтра. Сопротивление фильтра $H_ф$ определено ранее (см. выше) по формуле (142) для удельной нагрузки $Q_{уд} = 258{,}91$ м³/(ч · м²), $H_ф = 669{,}11$ Па.

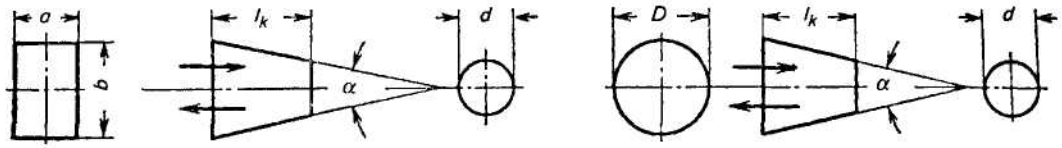
Участок *ЗИ*. Расход воздуха найден с учетом подсоса в фильтре типа РЦИЭ. равного 5 %:

$$Q_в = 1{,}05 Q_ф = 1{,}05 \cdot 6058{,}5 = 6361{,}4 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость воздуха после фильтра можно снизить до 10...12 м/с по сравнению со скоростью до фильтра, так как после фильтра воздух очищен. Из приложения 7 выбираем стандартный диаметр 450 мм; скорость $v = 11{,}11$ м/с; $R = 2{,}65$ Па/м; $H_д = 74{,}06$ Па.

Так как на участке *ЗИ* диаметр воздуховода $D = 450$ мм, а диаметр выходного отверстия фильтра РЦИЭ-23,4-36 $D_{вых} = 505$ мм, то переходной патрубок является конфузором. Примем длину конфузора из конструктивных сообра-

35. Длина конфузоров и диффузоров $l_к$, мм



$(D-d)$ или $(b-d)$, мм	Угол α, град				
	10	15	20	25	30
20	115	—	—	—	—
25	145	95	—	—	—
30	170	115	—	—	—
35	200	135	100	—	—
40	230	150	115	90	—
45	260	170	130	100	—
50	290	190	140	110	95
55	315	210	155	125	105
60	345	230	170	135	110
65	375	245	185	145	120
70	400	265	200	160	130
75	430	285	210	170	140
80	460	300	225	180	150
85	485	320	240	190	160
90	515	340	255	200	170
95	545	360	270	215	180
100	580	380	280	225	185
105	600	400	300	240	195
110	630	420	310	250	205
115	660	440	325	260	215
120	690	460	340	270	220
125	715	470	355	280	230
130	745	495	370	290	240
135	775	515	385	305	250
140	800	530	400	315	260
145	830	550	410	330	270
150	860	570	425	340	280
155	890	590	440	350	290
160	920	610	455	360	300
165	945	630	470	370	310
170	975	645	480	380	315
175	1000	670	495	395	325
180	—	690	510	405	335
185		700	525	420	345
190	—	720	540	430	355
195	—	740	555	440	365
200	—	760	570	450	375
205	—	780	585	460	385
210	—	800	600	475	395
215	—	820	610	485	400

Продолжение

$(D-d)$ или $(b-d)$, мм	Угол α, град				
	10	15	20	25	30
220	—	840	625	500	410
225	—	860	640	510	420
230	—	875	655	520	430
235	—	895	670	530	440
240	—	915	685	545	450
245	—	935	700	555	460
250	—	950	710	565	470
255	—	990	725	575	475
260	—	—	740	590	485

жений $l_к = 200$ мм. Тогда $l_к/D = 0,4$; $\alpha = 15°$; $\zeta_к = 0,23$.

На входе в вентилятор установим входную коробку (так называемую коробку ЦАГИ) (см. рис. 114 и табл. 43). На входе в коробку сверху установлен переходной патрубок. Отношение площадей входного отверстия патрубка диаметром 450 мм и выходного отверстия размером 350 × 500 мм $n = 0,175/0,159 = 1,1$ показывает, что имеет место диффузор. При $l = 400$ мм $\alpha = 7°$, $\zeta_{диф} = 0,06$.

Коэффициент сопротивления отвода равен $\zeta_о = 0,15$.

Расчетная длина участка *ЗИ* равна 6,53 м.

В сумму коэффициентов местных сопротивлений входят сопротивления отвода (по 0,15) и конфузора, установленного при выходе из фильтра и при входе во входную коробку ЦАГИ. Коэффициент сопротивления коробки ЦАГИ по справочным данным $\zeta_{кор} = 0,27$.

Суммарные потери давления в конце участка ЗИ равны 2151,75 Па. Длину конфузоров и диффузоров можно определять по табл. 35.

Участок *КЛ*. Расход воздуха на этом участке равен расходу при входе в вентилятор, т. е. 6361,4 м³/ч. Диаметры воздуховодов на участках принимаем равными диаметру до вентилятора, т. е. 450 мм.

Определим, чем служит переходной патрубок на выходе из вентилятора — конфузором или диффузором.

Площадь выходного отверстия вентилятора В.Ц5-45-8.01: $S_1 = 0,443 \cdot 0,351 = 0,155$ м²; площадь поперечного сечения воздуховода диаметром 450 мм $S_2 = 0,159$ м². Здесь $S_1 < S_2$, поэтому имеет место диффузор со степенью расширения $n = S_2/S_1 = 0,159/0,155 \approx 1,03$.

Примем $l_{диф} = 400$ мм, тогда $\alpha = 1°$. Коэффициент сопротивления диффузора, найденный из табл. 36, $\zeta_{диф} = 0,1$.

36. Значения коэффициентов сопротивления специальных диффузоров пирамидального типа на выходе из вентилятора (по М. П. Калинушкину)

$n = S_2/S_1$	α, град				
	10	15	20	25	30
1,5	0,11	0,23	0,31	0,36	0,42
2,0	0,13	0,33	0,43	0,49	0,53
2,5	0,14	0,38	0,48	0,55	0,59

Общее сопротивление сети по главной магистрали, как показал расчет, составляет 2241 Па. С учетом коэффициента запаса 1,1 и возможного вакуума в помещениях цеха 50 Па требуемое давление, развиваемое вентилятором, $p_в = 1,1 \cdot 2241 + 50 = 2514$ Па.

Окончательный подбор вентилятора и расчет мощности для его привода. Вентилятор подбираем по характеристикам, приведенным в приложении 12, с максимальным КПД по расходу $Q_в = 6361$ м^3/ч и $p_в = 2514$ Па.

Вентилятор подбираем по характеристикам следующим образом. На оси абсцисс характеристики находим точку расхода $Q_в = 6361$ м^3/ч и из нее проводим вертикаль. На оси ординат находим точку давления вентилятора $p_в = 2514$ Па и проводим горизонталь. Точка пересечения вертикали с горизонталью дает рабочую точку на характеристике вентилятора, определяющую значение КПД и частоту вращения вентилятора.

При просмотре характеристик радиальных вентиляторов (см. приложение 10) для $Q_в = 6361$ м^3/ч и $p_в = 2514$ Па подходит вентилятор ВЦ5-45-8.01 с $n = 1450$ об/мин и $\eta_в = 0{,}75$. Марка окончательно выбранного вентилятора совпадает с маркой вентилятора, выбранного предварительно.

Мощность для привода вентилятора определяем по формуле (149):

$$N_в = \frac{6361 \cdot 2514}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}75} = 5{,}9 \text{ кВт},$$

а потребную мощность электродвигателя — по формуле (150)

$$N_э = 1{,}1 \cdot \frac{5{,}9}{1} = 6{,}49 \text{ кВт}.$$

Из приложения 11 для вентилятора ВЦ5-45-8.01 находим электродвигатель АИР132S4 мощностью 7,5 кВт.

Данный вентилятор заводом-изготовителем комплектуется электродвигателем АИМ132М4 мощностью $N_{дв} = 11$ кВт и $n = 1450$ об/мин. Так как данный двигатель имеет мощность бóльшую, чем потребная 7,5 кВт для данной аспирационной установки, то в случае реального проектирования можно рекомендовать в подобной ситуации в заказе на вентилятор указать мощность комплектующего электродвигателя, полученную расчетом.

При проектировании трассы воздуховодов руководствуются данными, изложенными на девятом этапе расчета.

6.3.9. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОНТАЖНЫХ СХЕМ АСПИРАЦИОННЫХ СЕТЕЙ (ДЕВЯТЫЙ ЭТАП)

Чертежи монтажных схем учебных проектов выполняют в масштабе 1 : 10 или 1 : 20, за исключением прямых участков воздуховодов, которые вычерчивают без соблюдения масштаба с обрывами, исходя из равномерного заполнения листа. Монтажные схемы вычерчивают плоскостные или пространственные (в аксонометрии).

На монтажных схемах изображают в масштабе все части воздуховодов: прямики, конфузоры, отводы, тройники, диффузоры и т. п. Диаметры воздуховодов вычерчивают по результатам расчета сети. Вентиляторы и пылеуловители на монтажных схемах можно вычерчивать без подробного изображения, т. е. схематично. Фланцевые соединения и поперечные фальцы вычерчивают основными линиями, а продольные фальцы воздуховодов не вычерчивают.

На монтажных схемах обозначают места отверстий с заглушками и штуцеры для аэрометрических измерений. Эти отверстия в воздуховодах предусматривают после каждой аспирируемой точки, перед пылеуловителем и после него, перед вентилятором и после него. Места отверстий (мерные сечения) для измерений выбирают на прямых участках воздуховодов с выравненными воздушными потоками. Мерные сечения в соответствии с ГОСТ 12.3.018-79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний» выбирают на расстоянии не менее шести диаметров D, за местом возмущения потока и не менее двух диаметров перед ним. При отсутствии прямолинейных участков необходимой длины допускается располагать мерное сечение в месте, делящем выбранный для измерения участок в отношении 3 : 1 в направлении движения воздуха.

Отверстия для измерений с заглуш-

ками указывают на монтажных схемах с присвоением одного номера и внесением его в спецификацию. Конструкция колпачковой заглушки показана на рис. 100.

Материалы и виды соединений воздуховодов. Воздуховоды изготовляют из тонколистовой оцинкованной стали с размером листов 1000 × 2000 или 1250 × × 2500 мм. Толщину листовой стали принимают в зависимости от диаметра воздуховода, например для диаметров до 450 мм принимают толщину — δ = = 0,55 мм; от 450 до 800 мм — δ = 0,7 мм, от 800 до 1000 мм — δ = 0,8 и более 1000 мм — δ = 1,0 мм. Размеры и масса круглых воздуховодов приведены в табл. 37.

Прямые участки воздуховодов изготовляют звеньями длиной 2...4 м.

Продольные и поперечные швы воздуховодов выполняют неразъемными фальцевыми (рис. 101). Обычно для большей герметичности применяют двойные фальцы (рис. 101,*б*). Поперечные швы для увеличения жесткости выполняют иногда с применением стоячих фальцев (рис.101,*г*). При изготовлении воздуховодов прямоугольного сечения применяют угловой фальц (рис. 101,*д*).

Ширина фальцев зависит от толщины листовой стали; например, при толщине 0,55 мм ширина равна 8 мм, при 0,7 мм — 10 мм, при 0,8 мм — 12 мм.

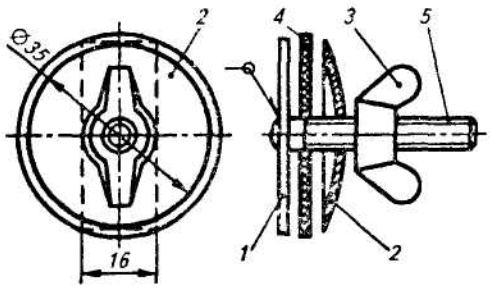


Рис. 100. Заглушка колпачковая для отверстий диаметром 20 мм в воздуховодах при аэродинамических измерениях:

1 — упор; *2* — колпачок сферический диаметром 35 мм; *3* — гайка-барашек, *4* — резиновая шайба диаметром 40 мм; *5* — болт специальный М6 × 30

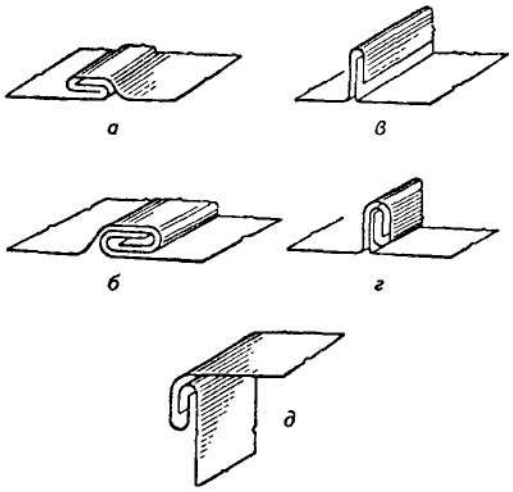


Рис. 101. Виды фальцев:

а — одинарный лежачий; *б* — двойной лежачий; *в* — одинарный стоячий, *г* — двойной стоячий; *д* — одинарный угловой

Припуски на фальцы зависят от его вида; например, при ординарном фальце припуск по первой кромке равен 10 мм, по второй 20 мм. При двойном фальце припуск по первой кромке равен 20 мм, по второй 30 мм.

Разъемные соединения звеньев воздуховодов выполняют на фланцах: для диаметров до 315 мм из полосовой стали диаметром 25 × 4 мм, для диаметров от 355 до 560 мм из угловой стали размером 25 × 25 × 3, для диаметров от 630 до 800 мм из угловой стали размером 25 × 25 × 4 мм, для диаметров 900 и 1000 мм из угловой стали 32 × 32 × 4 мм. Для крепления фланцев на торцах звеньев воздуховодов делают на 8...10 мм отбортовку кромок.

Фланцы диаметрами до 560 мм соединяют болтами М6 × 20 с применением прокладок из листовой резины толщиной 3...5 мм или картона на сурике; диаметрами более 560 мм — болтами М10 × 25.

Число болтов принимают в зависимости от диаметров воздуховодов круглого сечения в соответствии с табл. 38.

Для удобства монтажа отверстия под болты во фланцах делают овальными с

37. Размеры и масса круглых воздуховодов

Диаметр $D_н$, мм	Площадь сечения, м²	Периметр, мм	Площадь поверхности 1 м, м²	Масса 1 м (кг) при толщине стали, мм			
				0,55	0,7	0,8	1,0
80	0,0050	251	0,251	1,08	—	—	—
100	0,0079	314	0,314	1,36	—	—	—
110	0,0095	345	0,345	1,49	—	—	—
125	0,0126	392	0,392	1,69	—	—	—
140	0,0154	440	0,440	1,90	—	—	—
160	0,0200	502	0,502	2,17	—	—	—
180	0,0255	566	0,566	2,45	—	—	—
200	0,0314	628	0,628	2,71	—	—	—
225	0,0400	706	0,706	3,05	—	—	—
250	0,0490	785	0,785	3,39	—	—	—
280	0,0612	879	0,879	3,80	—	—	—
315	0,0780	989	0,989	4,22	—	—	—
355	0,0990	1115	1,115	4,82	—	—	—
400	0,1250	1256	1,260	5,45	—	—	—
450	0,1590	1413	1,41	6,10	—	—	—
500	0,1960	1570	1,57	—	8,62	—	—
560	0,2460	1760	1,76	—	9,70	—	—
630	0,3130	1978	1,98	—	10,90	—	—
710	0,3950	2230	2,23	—	12,30	—	—
800	0,5010	2512	2,51	—	13,7	—	—
900	0,6400	2830	2,83	—	—	17,80	—
1000	0,7850	3140	3,14	—	—	19,70	—
1120	0,9850	3520	3,52	—	—	—	28,00
1250	1,2300	3930	3,93	—	—	—	30,90
1400	1,5400	4400	4,4	—	—	—	34,50
1600	2,0100	5030	5,03	—	—	—	39,50

размерами по осям 7 × 10 мм или круглыми диаметром 7 мм.

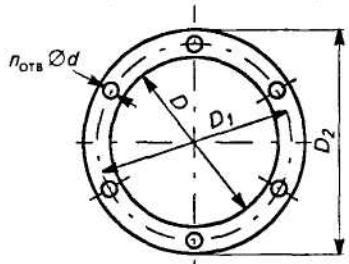
Круглые фланцы из угловой и полосовой стали изгибают на фланцегибочном механизме. Фланцы прямоугольной формы изготовляют на фланцегибочном механизме или при помощи сварки.

Устройство фланцев показано на рис.102,*а*. Вместо фланцевых соединений для воздуховодов диаметром до 315 мм удобно применять манжетные соединения (рис.102,*б*). Преимущество таких соединений перед фланцевыми состоит в том, что горизонтальные воздуховоды можно очищать от осевшей пыли без применения специальных люков. Для этого достаточно разобрать манжетное соединение.

Для разборки манжетного соединения требуется отвинтить одну гайку стяжного болта *2* и разжать стойки *3* разрезного манжетного кольца *1*.

Герметичность манжетного соединения обеспечивается установкой под кольцо *1* прокладки из тонкой резины или ткани. В торцовые кромки соединяемых элементов закатывают сталь-

38. Размеры фланцев круглых воздуховодов



D	D_1	D_2	Сортамент стали для фланцев	Диаметр (окружность) или размеры в осях (овал) отверстия во фланцах под болты, мм	Число отверстий, n
80	110	130	Листовая (δ= 3 мм)	7 или 7 × 10	4
100	130	150			4
110	140	160			4
125	155	175			6
140	170	190			6
160	190	210			6
180	210	230	Листовая (δ = 4 мм)	7 или 7 × 10	6
200	230	250			6
225	255	275			6
250	280	300			6
280	310	330			8
315	345	365			8
355	385	405			8
400	430	450			10
450	480	510	Угловая (25 × 25 × 3 мм)	7 или 7 × 10	10
500	530	560			10
560	600	640			10
630	670	710			12
710	750	790	Угловая (25 × 25 × 4 мм)	10,5 или 10,5× 15	12
800	840	880			12
900	940	980	Угловая (32 × 32 × 4 мм)	10,5 или 10,5 × 15	16
1000	1040	1080			16

ную проволоку диаметром 3 мм. Ширина манжетного кольца 70...80 мм, ширина буртика 15...20 мм, высота буртика 10 мм.

Проектирование конфузоров и диффузоров. Формы и размеры конфузора аспирируемого оборудования проектируют с учетом конструкции этого оборудования, используя формулы (18) и (172), а также табл. 8 и 35.

Диффузор не отличается от конфузора по конструкции (в нем только движется воздушный поток в обратном направлении), поэтому его проектируют так же, как и конфузор.

Наиболее распространенная форма конфузора и диффузора — это усеченный конус или переход с прямоугольного сечения на круглое.

Конфузор (диффузор) с переходом прямоугольного сечения на круглое и его развертка показаны на рис. 103, а конфузор (диффузор), имеющий форму усеченного конуса, и его развертка — на рис. 104.

Площадь поперечного сечения входного отверстия конфузора находят по формуле (18), высоту (длину) — по формуле (172). Оптимальный угол сужения конфузора равен

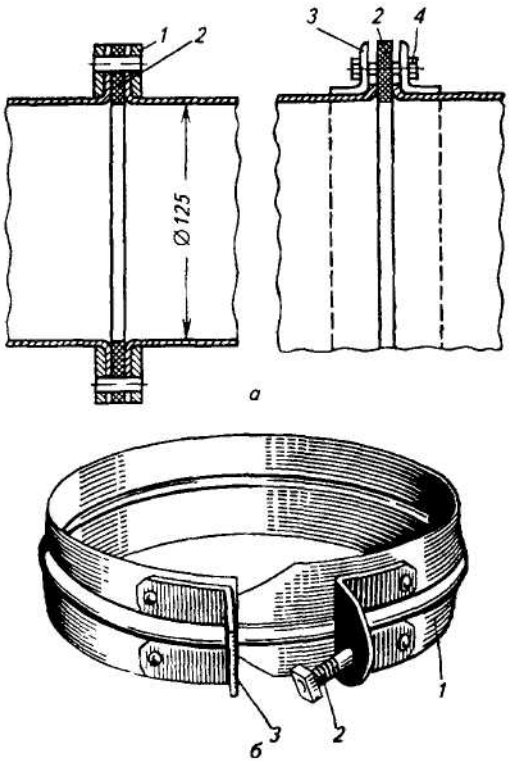


Рис. 102. Соединения воздуховодов:

а — фланцы *1* — полосовая сталь, *2* — прокладка, *3* — уголковая сталь, *4* — болт М6 × 20, *б* — манжетное соединение *1* — манжетное кольцо, *2* — болт, *3* — стойка

45°. При определении высоты (длины) конфузора и диффузора используют табл. 35.

Конфузор к аспирируемому оборудованию крепят на фланцах из полосовой стали размером 25 × 4, которые закрепляют к конфузору на отбортовке. Между фланцем и корпусом оборудования устанавливают прокладку.

Развертку конфузора (рис. 103,*б*) делают следующим образом. На горизонтальной прямой откладывают отрезок *АБ*, равный диаметру окружности, длина которой равна периметру прямоугольника конфузора, т. е.

$$АБ = \frac{2(a+b)}{\pi}.$$

Из середины отрезка *АБ* проводят прямую *ВГ*, перпендикулярную (⊥) *АБ*. Длина отрезка *ВГ* равна высоте конфузора *h*. В точке *Г* откладывают отрезок *ИЕ*, равный диаметру *d* окружности конфузора. При этом *ИЕ* ⊥ *ВГ*. Соединяя точку *А* с точкой *И*, точку *Б* с *Е* и продлив прямые *АИ* и *БЕ* до пересечения, находят вершину *О* усеченного конуса *АБЕИ*. Образующие конуса *АИ* и *БЕ* равны длине образующих конфузора.

Из точки *О* радиусом развертки, равным *ОА*, проводят дугу, на которой

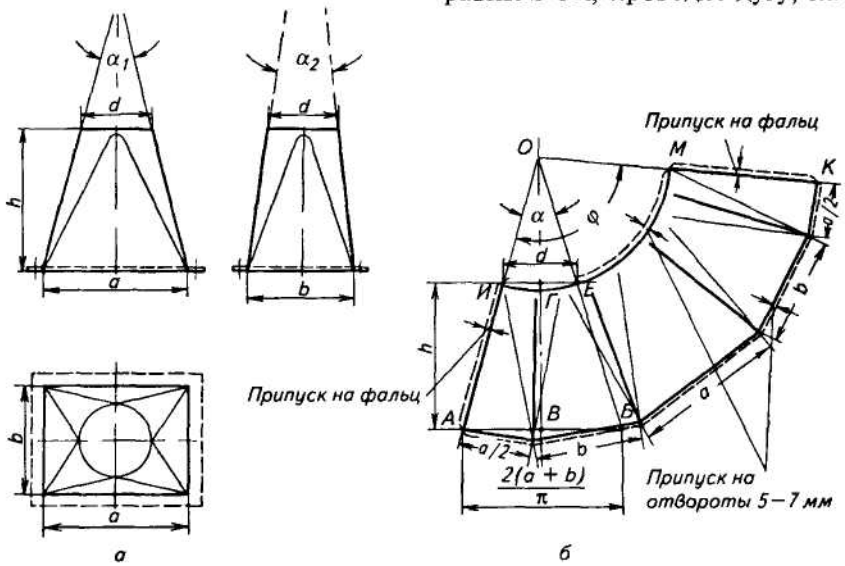


Рис. 103. Конфузор с переходом прямоугольного сечения на круглое:

а — общий вид, *б* — развертка

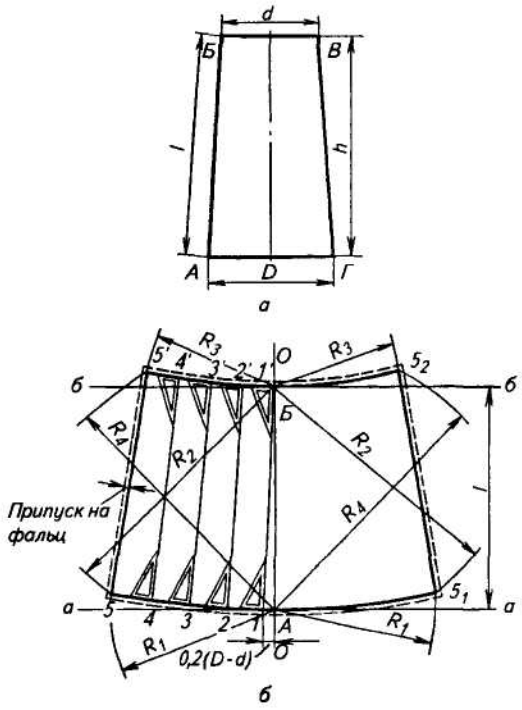


Рис. 104. Конфузор, имеющий форму усеченного конуса с недоступной вершиной:

а — общий вид, б — развертка

откладывают отрезки сторон прямоугольника: $a/2$; b; a. Соединив точку K с точкой O и проведя дугу *ИЕМ*, находят площадь построенной развертки.

К найденным контурам развертки прибавляют припуски на фальцы и на отбортовку.

Развертку конфузора, имеющего форму усеченного конуса с недоступной вершиной (см. рис. 104,*б*), строят следующим образом. Проводят две параллельные прямые *а—а* и *б—б* на расстоянии, равном образующей конуса ($l = АБ = ВГ$).

Образующую конуса l, которая служит высотой развертки при заданных диаметрах D и d и высоте h, находят по формуле:

$$l = \sqrt{h^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}.$$

На вертикали *О—О* откладывают отрезок $АБ = l$; при этом $АБ \perp а—а$. Для определения размеров развертки на прямой *а—а* откладывают длину окружности большего диаметра πD, причем одну половину длины откладывают вправо от точки *А*, а другую — влево; на прямой *б—б* откладывают длину окружности малого диаметра πd, поровну вправо и влево от точки *Б*.

На прямой *а—а* откладывают отрезок *А—1* влево от точки *А*, равный $0{,}2(D-d)$. Найденную точку *1* соединяют прямой с точкой *Б* и обозначают эту прямую *1—1′*.

Из точек *1* и *1′* восстанавливают перпендикуляры к прямой *1—1′* влево и на них откладывают отрезки

$$1-2 = \frac{\pi D}{8} \text{ и } 1'-2' = \frac{\pi d}{8}.$$

Полученные точки *2* и *2′* соединяют прямой *2—2′*. Из точек *2* и *2′* восстанавливают перпендикуляры к прямой *2—2′* влево и откладывают отрезки

$$2-3 = \frac{\pi D}{8} \text{ и } 2'-3' = \frac{\pi d}{8}.$$

Аналогичным построением находят остальные точки *4*; *5*; *4′*; *5′*. При этом отрезок *4—5* равен отрезкам *3—4*, *2—3* и *1—2*, а отрезок *4′—5′* равен отрезкам *3′—4′*; *2′—3′*; *1′—2′*.

Соединив полученные точки *А—1—2—3—4—5—5′—4′—3′—2′—Б*, получают контур левой половины развертки конфузора.

Правую половину развертки конфузора получают переносом точек *1, 2, 3 4, 5* и *1′, 2′, 3′, 4′, 5′* на правую сторону циркулем или перегибом шаблона по оси *О—О*.

Точки циркулем переносят следующим образом. Например, для переноса точки *5* ставят неподвижную ножку циркуля в точку *А* и радиусом R_1 проводят дугу справа на прямой *а—а*. Далее из точки *Б* радиусом R_2 делают засечку на этой дуге и на пересечении находят точку 5_1.

Для переноса точки *5′* ставят неподвижную ножку циркуля в точку *Б* и радиусом R_3 справа проводят дугу на прямой *б—б*; далее из точки *А* радиусом R_4 делают засечку на этой дуге и опреде-

ляют точку 5_2. Таким же образом находят все остальные точки.

Диффузор на выхлопе из вертикального воздуховода проектируют по рис. 48,*б*. При выхлопе в атмосферу из вертикального воздуховода вместо диффузора с зонтом можно спроектировать круглый дефлектор ЦАГИ, что увеличит эффективность аспирации оборудования в результате добавочного отсоса воздуха дефлектором во время ветра. Иногда проектируют факельный выброс.

Проектирование отводов и тройников. Проектирование отводов. Отводы проектируют из звеньев (рис. 105), число которых зависит от угла α отвода; например, для отводов с углом $\alpha = 90°$ принимают семь звеньев, из них пять средних по 15° и два крайних по 7,5°, которые называют стаканами (полузвеньями). Для отводов с углом $\alpha = 60°$ число звеньев равно пяти, из них три средних по 15° и два крайних по 7,5°.

Так как любой отвод состоит из одинаковых звеньев, а звено из двух стаканов, то развертка отвода сводится к развертке и определению одного звена или одного стакана.

Размеры звена *1* (рис. 105,*а*), имеющего форму цилиндра, определяются длиной образующих (дуг) *аб* и *вг*. Наименьшую образующую *аб* называют шейкой, наибольшую *вг* — затылком.

Длина шейки

$$ав = \frac{\pi\left[R_0 - \left(D/2\right)\right]}{2(n+1)};$$

длина затылка

$$вг = \frac{\pi\left[R_0 + \left(D/2\right)\right]}{2(n+1)},$$

где R_0 — радиус отвода, мм; D — диаметр воздуховода, мм; n — число полных звеньев в отводе при обязательном наличии двух стаканов, дающих одно звено.

Развертку звена отвода делают следующим образом. Вычерчивают две проекции одного звена отвода или одного стакана (полузвена); при этом размеры шейки и затылка рассчитывают по вышеприведенным формулам. Делят окружность на равные отрезки,

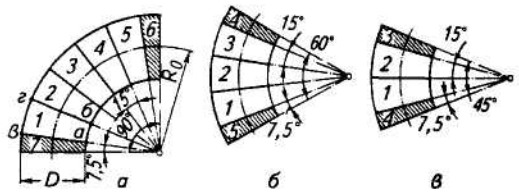


Рис. 105. Отводы из звеньев:

а — с углом 90°; *б* — с углом 60°; *в* — с углом 45°; *1—5* — звенья по 15°; *6* и *7* — полузвенья (стаканы) по 7,5°

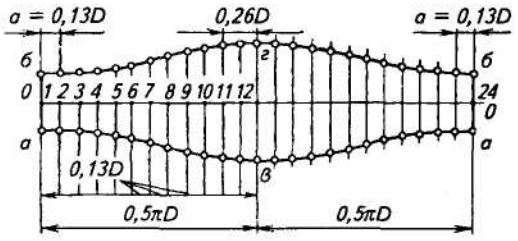


Рис. 106. Развертка звена отвода

например на шесть или двенадцать частей, и через точки деления проводят образующие дуги. На горизонтальной прямой *О—О* (рис. 106) откладывают длину окружности πD и делят ее половину на двенадцать (или шесть) равных частей. В каждой точке восстанавливают перпендикуляры, на которых откладывают отрезки, равные образующим (дугам) из чертежа звена. Крайние минимальные отрезки в точке *О* (*24*) равны длине шейки *аб*. Средний отрезок в точке *12* имеет максимальный размер затылка, равный его образующей *вг*. Соединяя вершины точек плавной кривой, получают развертку звена отвода. Для изготовления шаблона к полученному профилю добавляют припуски на фальцы.

В настоящее время широко применяют способ изготовления звеньев отводов из прямых участков воздуховодов.

Для разметки прямых участков воздуховодов на звенья отвода заготавливают бланк прямоугольной формы размером 300 × 400 мм на плотной бумаге или на другом материале.

На бланке (рис. 107) чертят окружность произвольного радиуса и делят ее на число, кратное шестнадцати (16, 32 или 64). Чем больше точек, тем точнее разметка. Точки обозначают по часовой стрелке, начиная с верхней *О*. Через

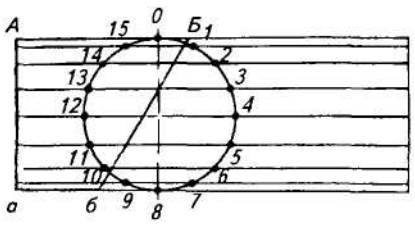


Рис. 107. Бланк для разметки отводов из прямого воздуховода

точки деления проводят горизонтальные прямые, параллельные нижнему и верхнему срезам бланка.

На нижней прямой откладывают отрезок *аб* так, чтобы точка *б* была слева от точки 8.

Длина отрезка

$$аб = k\left[R_0 - \left(D/2\right)\right],$$

где k — коэффициент, зависящий от числа звеньев в отводе, при числе звеньев 4, 5, 6, 7, 8 значение соответственно равно 0,157, 0,131, 0,112, 0,094, 0,087, R_0 — радиус отвода, мм, D — диаметр воздуховода, мм

Полученный отрезок *аб* равен длине шейки стакана или полузвена отвода. На верхней прямой откладывают отрезок *АБ* так, чтобы точка *Б* была справа от точки *О*. Отрезок *АБ*, равный длине затылка стакана, находят по формуле:

$$АБ = k\left[R_0 + \left(D/2\right)\right].$$

Точки *а* и *А* соединяют вертикальной прямой *аА*, точки *б* и *Б* — наклонной прямой *бБ*. Отрезки горизонтальных прямых, ограниченные слева вертикальной прямой *аА*, справа наклонной прямой *бБ*, равны образующим стакана отвода.

Участок прямого воздуховода, подготовленный для изготовления звеньев отвода, должен иметь правильную цилиндрическую форму и ровно обрезанную кромку по перпендикуляру к оси. Подготовленный участок воздуховода делят по периметру на равные части, соответствующие числу точек деления окружности на бланке.

Через полученные точки проводят цветным карандашом или мелом по линейке горизонтальные прямые, параллельные оси воздуховода (рис 108) На эти прямые переносят циркулем отрезки с бланка (см.рис 107), проходящие через соответствующие точки.

Полученные на воздуховоде точки соединяют от руки плавной кривой. Очерченная деталь *1* на воздуховоде представляет собой стакан отвода. Стакан 7 строят аналогично стакану *1* Звенья *2*, *3*, *4*, *5* и *6* получают путем удвоения соответствующих отрезков бланка.

Размеченный прямой воздуховод разрезают по линиям разметки на звенья и стаканы, собирают в отвод и сваривают.

Если отвод собирают на фальцах, то при переносе с бланка к отрезкам необходимо прибавлять припуски на фальцы.

Механизированным способом отводы круглого сечения изготовляют на приводных зиг-машинах, механизмах типа ВМС и СТД13 специальными копирами, которые выполнены на каждый диаметр. Копир, который имеет форму стакана отвода, надевают на воздуховод, закрепляют и по его кромкам нарезают звенья.

Проектирование тройников. Тройники проектируют с углом $\alpha = 30°$. Если не позволяет длина, то принимают угол α, равный 45° или 60°.

Размеры несимметричных тройников и крестовин при проектировании принимают из табл. 39 по диаметру проходного воздуховода $D_п$ (рис.109,*а*), а размеры симметричных тройников — из табл. 40 по диаметру бокового воздуховода $D_б$ (рис. 109,*б*).

Тройники изготовляют с применением реек или фальцев. В зависимости от этого их называют реечными или фальцевыми.

Построение развертки несимметричного реечного тройника показано на рис. 110. Вычерчивать развертку



Рис. 108. Разметка прямого воздуховода под звенья отвода

39. Размеры (мм) несимметричных тройников и крестовин при $D_п \le D$; $D_б \le D_п$ (см. рис. 109, *а*)

$D_п$	α, град	$l_т$	*a*	*b*
100	30	306	153	265
110	30	326	163	283
125	30	354	177	307
140	30	380	190	329
160	30	418	209	363
180	30	456	228	395
200	30	514	257	446
225	30	560	280	486
250	30	606	303	526
280	30	662	331	574
315	30	728	364	632
355	30	802	401	696
400	30	886	443	769
450	30	980	490	850
500	30	1072	536	930
560	30	1184	592	1027
630	30	1316	658	1142
710	45	956	676	675
800	45	1065	753	753
900	45	1185	838	838
1000	45	1307	924	924
1120	45	1465	1036	1036
1250	45	1622	1147	1147
1400	45	1803	1275	1275
1600	45	2045	1446	1446

тройника начинают с построения бокового вида тройника (рис. 110,*а*). Размеры принимают из табл. 42. Усеченный конус *1—3—4—2* служит стволом тройника, а конус *1—5—6—2* — его ответвлением.

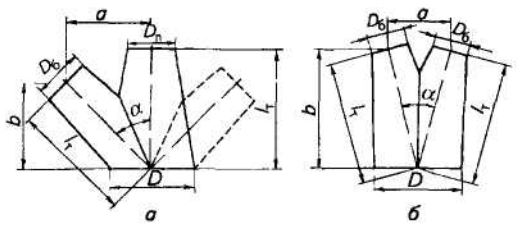


Рис. 109. Несимметричный тройник и крестовина (*а*), симметричный тройник (*б*)

Соединяя точку *9* с точкой *7*, получают линию стыка ствола и ответвления, определяющую расположение соединительной рейки. Отрезки *3—9* и *6—9* называют длинами патрубков ствола и ответвления. Расстояние между точками *3* и *6* должно быть достаточным для фланцевых соединений; обычно его принимают ≥ 100 мм.

Развертку ответвления (рис. 110,*б*) строят следующим образом. На вертикальной прямой $O—O_1$ откладывают длину ответвления $l_т$, обозначив ее отрезком *г—в*. Через точки *г* и *в* проводят

40. Размеры (мм) симметричных тройников (см. рис. 109, *б*)

$D_б$	α, град	$l_т$	*a*	*b*
100	30	303	**157**	**293**
110	30	321	**166**	**310**
125	30	348	**180**	**336**
140	30	377	**195**	**364**
160	30	415	**215**	**401**
180	30	452	234	**437**
200	30	508	263	**491**
225	30	554	287	**536**
250	30	601	311	**580**
280	30	657	**340**	**635**
315	30	723	**374**	**698**
355	30	798	413	**771**
400	30	881	456	**851**
450	30	976	**505**	**943**
500	30	1068	**553**	**1032**
560	30	1180	**611**	**1140**
630	30	1312	**679**	**1267**
710	45	948	**726**	**876**
800	45	1057	**809**	**976**
900	45	1178	**902**	**1089**
1000	45	1299	**994**	**1200**
1120	45	1457	1115	**1346**
1250	45	1614	1235	**1491**
1400	45	1794	1373	**1657**
1600	45	2036	**1558**	**1881**

параллельные прямые, перпендикулярные оси $O—O_1$. На этих прямых откладывают в обе стороны отрезки длин окружностей: *в—з*; *в—з*$_1$, *г—д* и *г—д*$_1$, равные $\pi d/2$ и $\pi D/2$.

Далее строят развертку только правой половины, потому что левая будет такой же. Соединяют прямыми точку *з* и *д*, *з*$_1$ и *д*$_1$. На прямой *зд* откладывают отрезок *зн*, длина которого равна отрезку *6—9* (см. рис. 110,*а*). Через точку *н* проводят прямую, параллельную основанию (линии $дд_1$).

Верхнюю грань развертки получают следующим образом. Из точки *з* проводят прямую, перпендикулярную линии

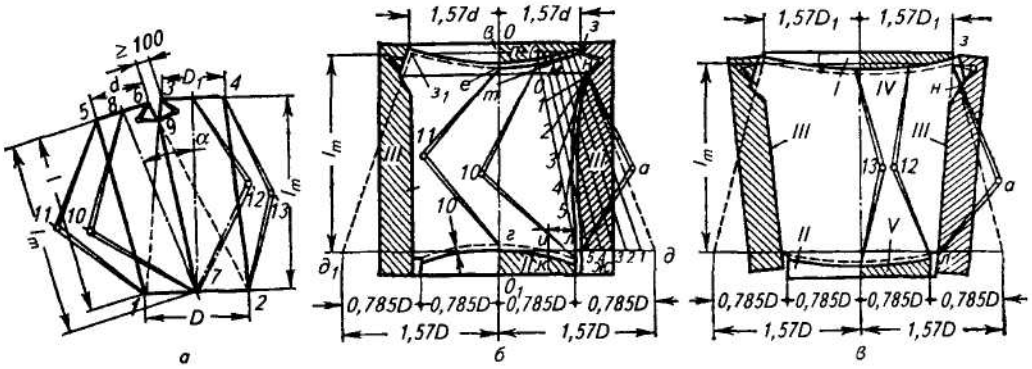


Рис. 110. Развертка несимметричного реечного тройника:

а — общий вид, *б* — развертка ответвления; *в* — развертка ствола

зд, до пересечения с осью OO_1 в точке *т*. Линию *ТВ* делят пополам и получают точку *е*, которая соответствует точке *5* на рис. 110,*а*. Через точки $з_1$, *е* и *з* проводят плавную кривую, которая и является верхней гранью развертки. На середине дуги *ез* находят точку *м*, которая соответствует точке *8*.

Откладывая вниз от точки е циркулем расстояние, равное раствору циркуля *11* с рис. 110,*а*, получают точку *г*. Отрезок *ег* равен грани тройника *1—5*.

Делят отрезки *вз* и *гд* пополам, получают точки *р*, *л* и соединяют их прямой *рл*. От точки *м* на прямой *рл* откладывают расстояние, равное раствору циркуля *10* (отрезок *7—8*), находят точку *ж* нижней грани развертки. Длина линии *нж* (раствор циркуля *а*) равна половине развернутой длины стыка реечного соединения. Отложив от точки *л* 1/3 отрезка *лг*, получают на прямой $дд_1$ третью точку *и* нижней грани развертки. Соединяя точки *ж*, *и*, *г* плавной кривой, получают нижнюю грань развертки.

Контур боковой грани вычерчивают по вспомогательной сетке. Для этого линии *рз* и *лд* делят на шесть равных отрезков и точки деления соединяют прямыми. Из точки *н* проводят прямую, параллельную основанию, и на ее пересечении с прямой *рл* находят точку *О*. Линию *Ол* делят на шесть равных частей. Точки деления *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, *6* соединяют с точкой *н*. Соединяя точки пересечения лучей с одноименными линиями вспомогательной сетки, получают кривую боковой грани развертки ответвления тройника.

Прибавляя к контурам развертки правой части припуски на фальцы, вырезают заштрихованные части *I*, *II* и *III*, перегибают развертку по оси OO_1 и очерчивают левую часть развертки.

Развертку ствола тройника (рис. 110,*в*) делают в той же последовательности, что и развертку ответвления. Верхнюю грань развертки ствола вычерчивают так же, как и ответвления. Нижнюю грань развертки строят по точкам переноса размеров, соответствующих растворам циркулей *12*, *13* и *а* с бокового вида. Боковую часть развертки ствола строят по шаблону *III*, который вырезают при раскрое ответвления. Развертку ответвления крестовины строят так же, как и развертку ответвления тройника.

Из-за сложности построения разверток на практике применяют шаблоны, изготовленные в натуральную величину. При серийном изготовлении фасонных деталей используют также фотопроекционный метод разметки, состоящий в вычерчивании разверток деталей на картах раскроя в определенном масштабе и их фотографировании. Полученные негативы вставляют в проекционный аппарат-увеличитель и изображение проецируют непосредственно на металл в натуральную величину. На металле контур очерчивают и вырезают.

Проектирование тройника с отводом при объединении взаимно перпендикулярных потоков. На рис. 111 показано проектирование тройника с отводом. Проводят вспомогательную прямую *1—1*, параллельную оси бокового потока, на расстоянии радиуса отвода $R_o = 2D_б$, где $D_б$ — диаметр бокового воздуховода; по осям бокового и проходного потока откладывают диаметры проходного $D_п$ и бокового $D_б$ воздуховодов и обозначают их пунктирными линиями. Рассчитывают длину (мм) вспомогательного отрезка $OA = R_o + D_б/2 + 150$ мм $= 2{,}5D_б + 150$ мм, где 150 мм — расстояние между фланцами бокового и проходного участка. Перемещают отрезок *ОА* под углом тройника $\alpha = 30°$ к вспомогательной прямой *1—1* так, чтобы точка *О* была на прямой *1—1*, а точка *А* — на нижней линии диаметра проходного воздуховода.

Точка *А* дает место расположения фланца *АЖ* проходного воздуховода тройника. Точка *О* дает место расположения фланца *ИЗ* бокового потока тройника.

Из точки *Б* отрезка *ОА* восстанавливают перпендикуляр и проводят под углом $\alpha = 30°$ осевую линию бокового участка тройника до пересечения с осью проходного потока в точке *В*. Точка *В* дает расположение фланца *ЕГ* объединенного потока тройника диаметром *D*.

Соединяя прямыми точки *Ж*, *Г*; *А*, *Е*; *З*, *Г* и *И*, *Е*, получают тройник — пересечение двух усеченных конусов.

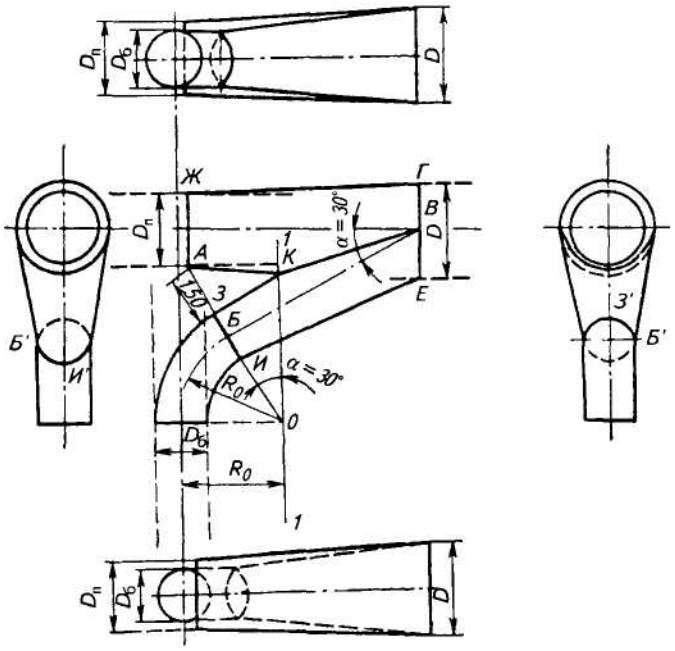


Рис. 111. Проектирование тройника с отводом

Точка пересечения *K* двух усеченных конусов, соединенная прямой с центром пересечения осей точкой *B*, дает реечный фальцевый шов *KB* тройника.

Проектирование улиток. На выходе очищенного воздуха из циклонов вместо отводов и коллекторов проектируют улитки, для размещения которых требуется меньшая высота помещения (рис. 112, табл. 41, 42).

Размеры улиток и других типов батарейных установок циклонов можно спроектировать по диаметру входного отверстия *D*, руководствуясь рис. 112,*б* и нижеследующими зависимостями:

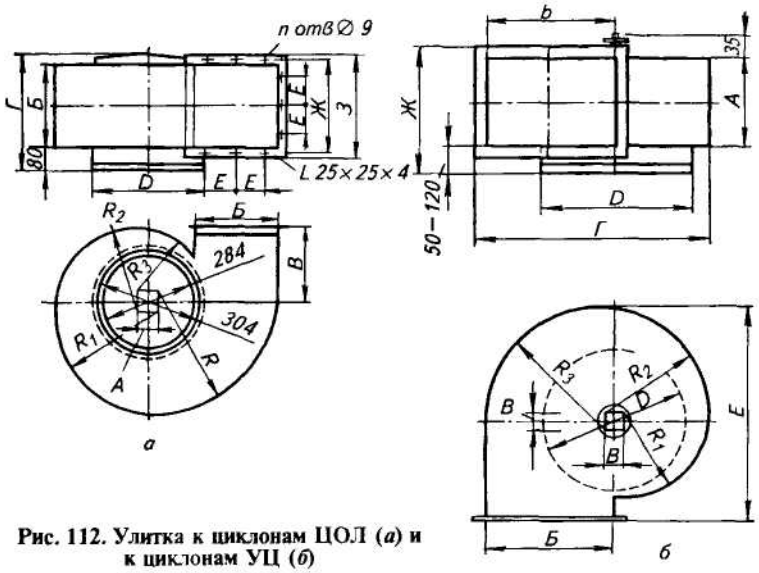


Рис. 112. Улитка к циклонам ЦОЛ (*а*) и к циклонам УЦ (*б*)

41. Размеры (мм) улиток к циклонам ЦОЛ (см. рис. 112, *а*)

Циклон	*D*	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Е*	*Ж*	*З*	*R*	R_1	R_2	R_3	*n*	Масса, кг
ЦОЛ-1	261	42	170	180	275	85	202	222	280,5	238,5	195,0	153,5	8	11,2
ЦОЛ-1,5	325	60	251	225	357	85	282	302	371,5	311,5	251,5	191,5	12	19,0
ЦОЛ-3	458	75	313	313	408	120	333	353	495,0	420,0	345,0	270,0	12	38,0
ЦОЛ-4,5	565	85	352	373	458	120	383	403	580,0	495,0	410,0	325,0	12	52,0
ЦОЛ-6	640	100	403	430	508	150	433	453	675,0	575,0	475,0	375,0	12	61,6
ЦОЛ-9	798	125	503	528	608	150	533	553	835,0	710,0	585,0	460,0	16	101,5

42. Размеры (мм) улиток к циклонам УЦ (см. рис. 112, *б*)

Циклон	*D*	*А*	*Б*	*В*	*Г*	*Е*	*Ж*	R_1	R_2	R_3	Масса, кг
УЦ-250	95	86	77,5	10	135	135	215,0	52,5	62,5	72,5	5,35
УЦ-300	114	97	90,0	11	158	156	220,0	62,5	73,5	84,5	6,12
УЦ-350	133	110	105,5	13	185	179	230,0	73,0	86,0	99,0	6,86
УЦ-400	152	123	121,0	15	212	202	235,0	83,5	98,5	113,5	7,66
УЦ-450	171	138	136,5	17	239	225	245,0	94,0	111,0	128,0	8,43
УЦ-500	190	153	152,0	19	266	248	250,0	104,5	123,5	142,5	9,20
УЦ-550	209	166	167,5	21	293	271	257,5	115,0	136,0	157,0	9,97
УЦ-600	228	176	183,0	23	320	294	267,5	125,5	148,5	171,5	10,74
УЦ-650	247	193	198,5	25	347	317	275,0	136,0	161,0	186,0	11,51
УЦ-700	266	208	214,0	27	374	340	285,0	146,5	173,5	200,5	12,27
УЦ-750	285	216	226,5	28	397	361	290,0	156,5	184,5	212,5	13,04
УЦ-800	304	232	242,0	30	424	384	297,5	167,0	197,0	227,0	13,81
УЦ-850	323	244	257,5	32	451	407	305,0	177,5	209,5	241,5	14,58

$A = 0{,}85D$; $Б = 0{,}8D$; $B = 0{,}1D$; $R_1 = 0{,}55D$; $R_2 = 0{,}65D$; $R_3 = 0{,}75D$; $Г = 1{,}4D$; $E = 1{,}3D$; $Ж = (2...1{,}5)D$ при D от 100 до 200 мм и $Ж = (1{,}5...0{,}98)D$ при D от 200 до 300 мм; $З = (0{,}5...0{,}1)D$ при D от 200 до 300 мм.

Потери давления (Па) в улитке

$$H_{ул} = 0{,}01Q^2,$$

где Q — расход воздуха, м³/мин.

Проектирование соединения воздуховода с вентилятором. Для уменьшения вибрации и шума рекомендуется соединять воздуховоды со входным и выходным отверстиями вентилятора гибкими вставками из трехслойного брезента или прорезиненной материи. Форма фланцев вставок на входном отверстии вентилятора круглая (рис. 113,*а*), на выходном — квадратная (рис. 113,*б*).

Размеры фланцев гибкой вставки на входе в вентилятор принимают по диаметрам воздуховода D_1 и входного отверстия вентилятора D_2. Поэтому гиб-

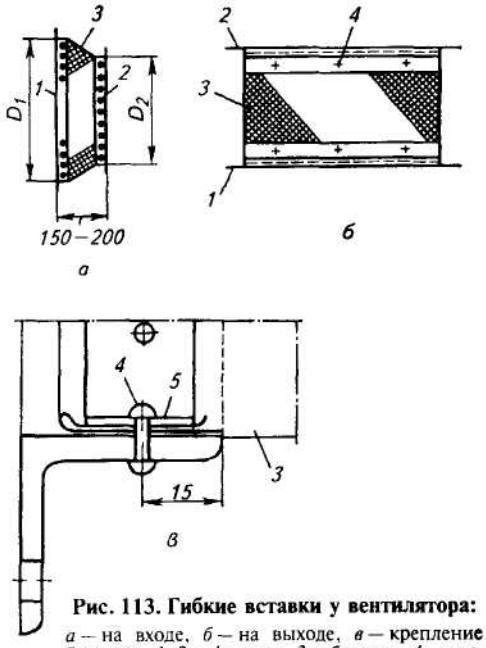


Рис. 113. Гибкие вставки у вентилятора:
а — на входе, *б* — на выходе, *в* — крепление брезента *1, 2* — фланцы, *3* — брезент, *4* — заклепка диаметром 4 мм, *5* — стальная лента размером 20 × 1,5 мм

43. Размеры входной коробки к вентиляторам В.Ц5-35; -45; -50

Марка вентилятора	Размеры, мм									Число отверстий	
	D	*A*	*B*	*C*	*E*	*G*	*H*	$R = B/2 + 1$	D_1	n_1	n_2
В.Ц5-45-4,25	220	220	320	611	330	20	450	161	265	8	12
В.Ц5-45-8.01	444	450	650	1176	650	60	850	326	497	12	18
В.Ц5-35-8 5 01	352	350	500	951	540	40	700	226	405	8	16
В.Ц5-35-8 02	352	350	500	951	540	40	700	226	405	8	16
В Ц5-50-9	626	630	950	1671	940	100	1200	476	698	16	20

кая вставка на входе обычно имеет форму конфузора. Длину ее принимают не менее 150...200 мм.

Вертикальный воздуховод соединяют с входным отверстием вентилятора посредством отвода с углом $\alpha = 90°$ или применяют вместо отвода входную коробку ЦАГИ (рис. 114), если недостаточно места. Размеры коробки для вентиляторов типов В.Ц5-35; -45; -50 приведены в табл. 43. Коэффициент сопротивления входной коробки $\zeta = 0{,}27$.

В случае применения входной коробки вместо отвода гибкая вставка на входе в вентилятор имеет форму цилиндра.

На входе в вентилятор обязательно предусматривают установку задвижки.

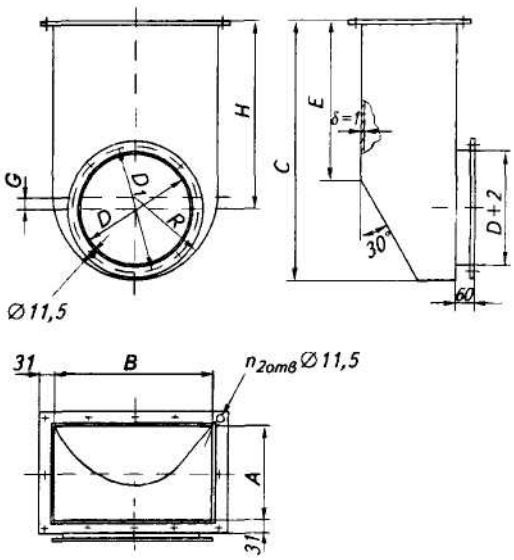


Рис. 114. Входная коробка ЦАГИ для вентиляторов типа В.Ц5-35; -45; -50

6.4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ УЗЛОВ АСПИРАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ

От правильного устройства аспирации оборудования зависит эффективность его работы и всей аспирационной установки. Поэтому улучшение конструкции аспирации оборудования — необходимое условие при проектировании более совершенных аспирационных установок.

Чтобы правильно спроектировать узел аспирации оборудования, необходимо соблюдать следующие основные требования.

Первое требование. Корпуса или кожухи аспирируемого оборудования должны иметь максимально возможную герметичность. Чем выше герметичность оборудования, тем выше эффективность аспирации при минимальном расходе воздуха. Это требование относится ко всем видам оборудования, независимо от целей аспирации. При создании необходимых санитарно-гигиенических условий воздух входит в аспирируемое оборудование через самотечные трубы и неплотности корпуса. При технологической цели аспирации в корпусе оборудования предусматривают для входа воздуха специальные отверстия (см. пятое требование).

Второе требование. Место аспирационного отверстия в корпусе предусматривают там, где выделение пыли наименьшее, а температура воздуха наибольшая.

Третье требование. Форма выходного отверстия для аспирации должна учитывать цели аспирации и форму корпуса оборудования, например в оборудовании, которое аспирируют только с санитарно-гигиенической целью, форма выходного отверстия может быть

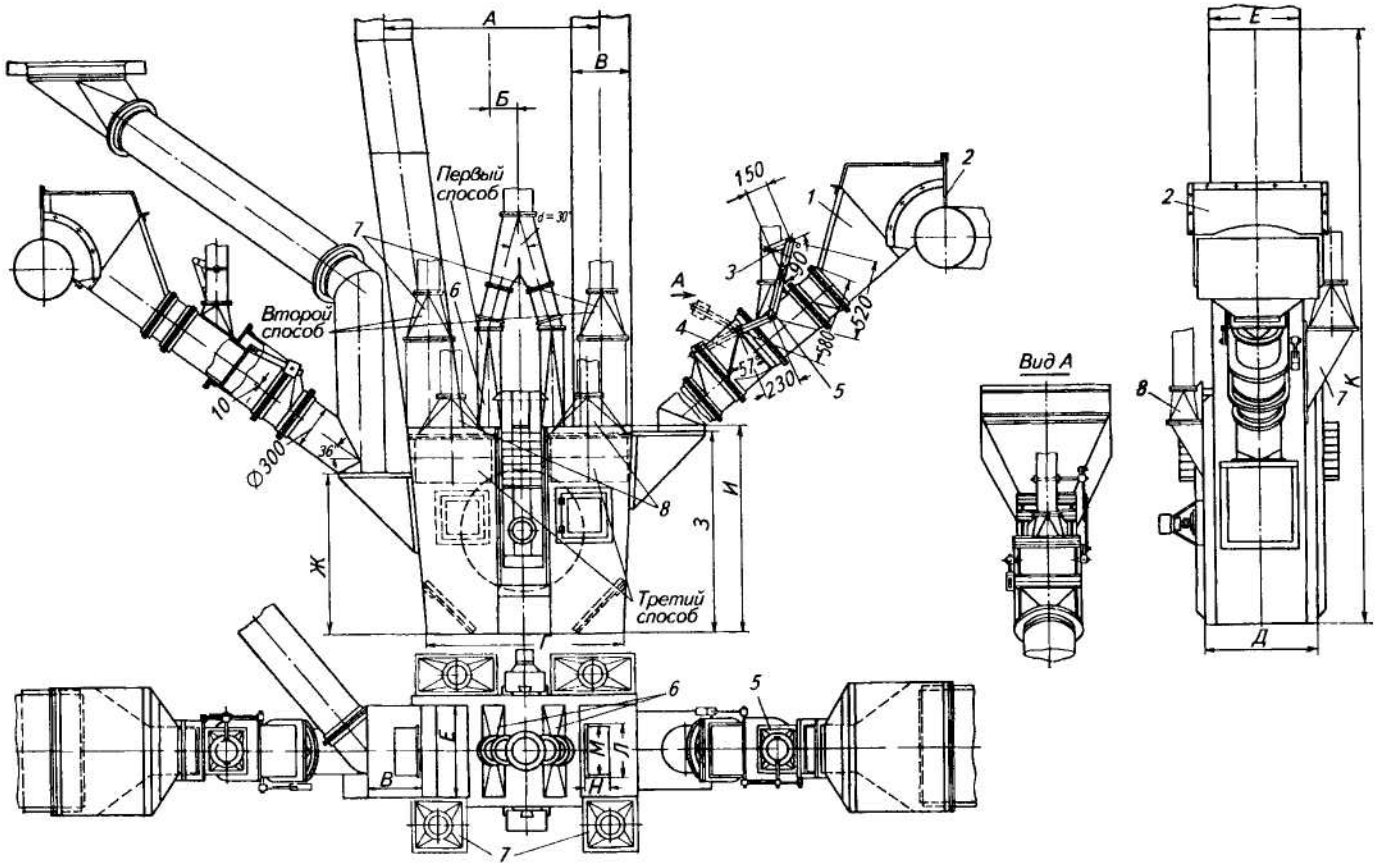


Рис. 115. Аспирация башмака элеваторной нории:

1-й способ — между норийных труб; 2-й способ — от норийных труб; 3-й способ — от торца башмака; *1* — сбрасывающая коробка ленточного конвейера; *2* — щиток; *3* — аспирационный клапан; *4* — противопыльный клапан; *5*, *6*, *7* и *8* — конфузоры и аспирационные носки

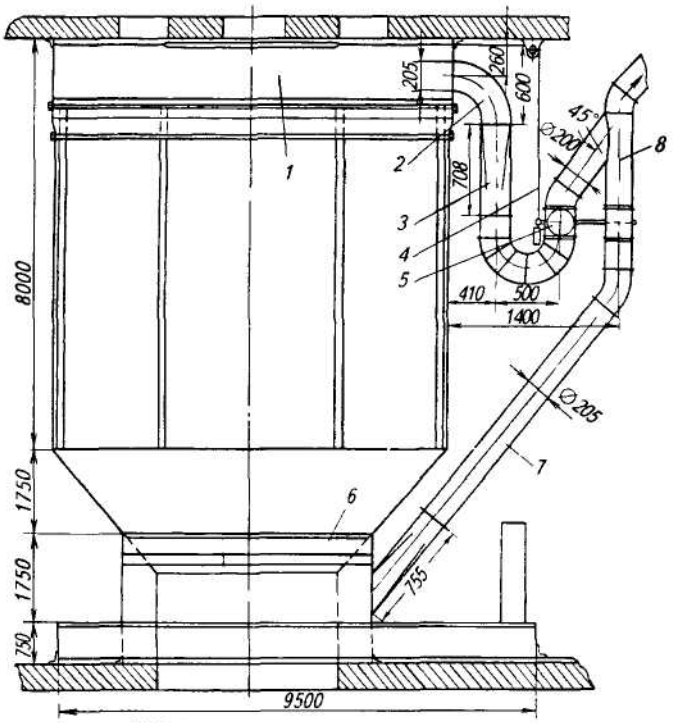


Рис. 116. Аспирация ковшовых элеваторных весов:

1 — герметизирующий кожух весового ковша, *2* — отвод, *3* — конфузор, *4* — трос, *5* — клапан, *6* — герметизирующий кожух выпуска весов, *7* — воздуховод, 8 — тройник

любой. В оборудовании, где аспирация выполняет технологические цели, форма выходных и входных отверстий для аспирации должна быть прямоугольной. При этом наибольший размер прямоугольника равен длине рабочего органа машины.

Четвертое требование. Площадь поперечного сечения выходного отверстия для аспирации должна быть такой, чтобы воздух не уносил зерно и перерабатываемые продукты.

Необходимую площадь аспирационного отверстия рассчитывают по формуле (18), задаваясь скоростью движения воздуха во входном отверстии не более: 2 м/с на зерновом оборудовании; 0,8 м/с на оборудовании, содержащем муку и другие пылевидные продукты; 0,5 м/с на оборудовании, содержащем тонкодисперсные виды сырья.

Пятое требование. При аспирации оборудования, в котором воздух выполняет технологические или взрывобезопасные задачи, в корпусе проектируют специальные входные отверстия. Место отверстий выбирают так, чтобы входящий воздух пересекал слой обрабатываемого продукта и омывал рабочие органы машины. Кроме того, место входного отверстия располагают там, где ниже давление и температура, меньше образуется пыли.

Шестое требование. Площадь поперечных сечений входных отверстий в корпусе аспирируемого оборудования $S_{вх}$ (м^2) рассчитывают из условия поддержания разрежения внутри корпуса:

$$S_{вх} = \frac{Q_{вх}}{v_{вх}} = \frac{Q_{вх}}{\sqrt{\frac{2H_{вак}}{\rho\varsigma_{вх}}}}, \qquad (174)$$

где $Q_{вх}$ — расход воздуха, входящего через отверстие в аспирируемую машину, м^3/с; $v_{вх}$ — скорость движения воздуха во входном отверстии, м/с;

$$v_{вх} = \sqrt{\frac{2H_м}{\rho\varsigma_{вх}}}, \qquad (175)$$

$H_м$ — вакуум внутри корпуса аспирируемой машины, равный потерям давления в машине, принимают его не менее 50 Па для того, чтобы не было выделения пыли через входные отверстия в работе помещение, ρ — плотность воздуха,

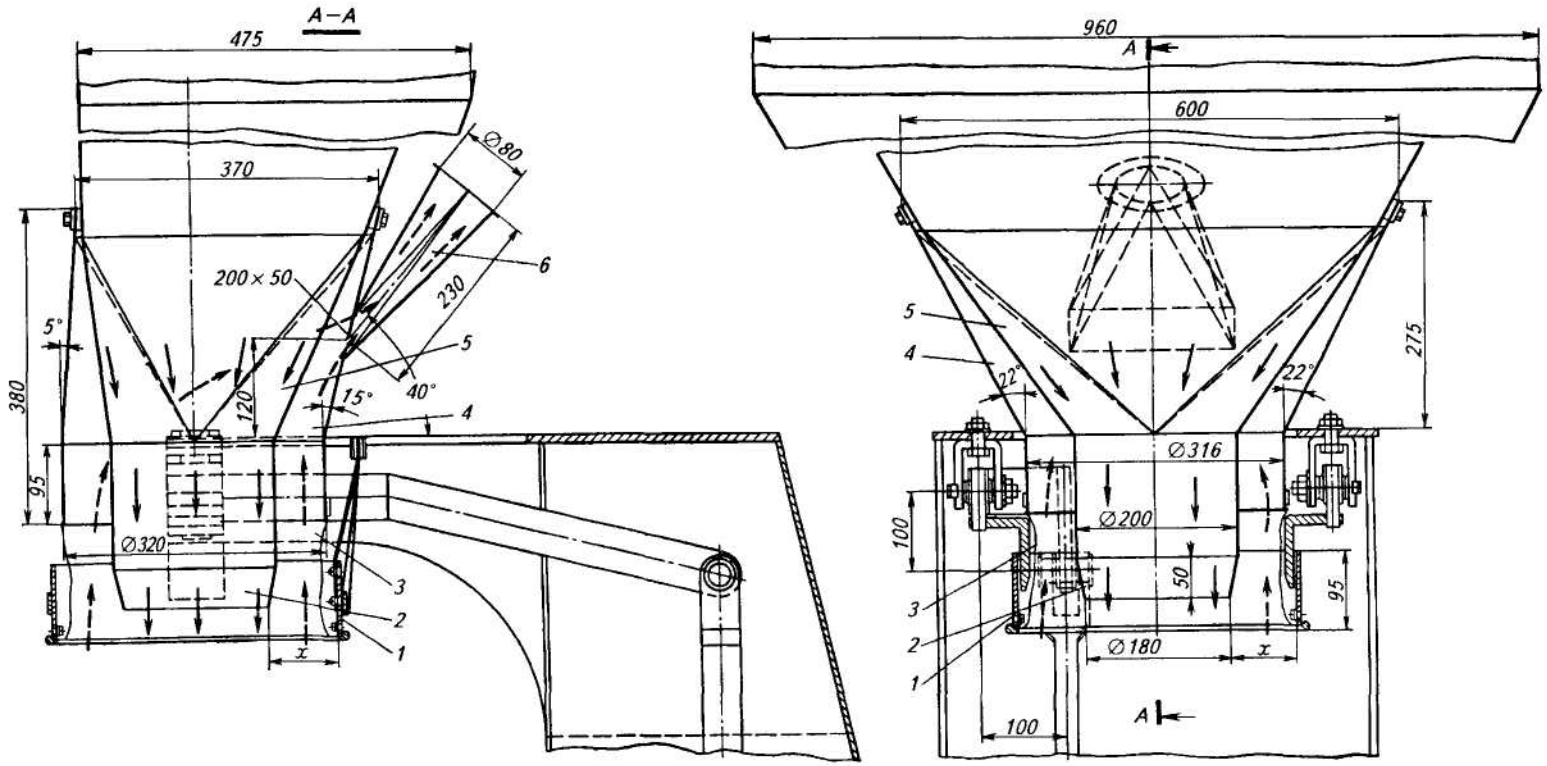


Рис. 117. Узел аспирации заполняемого продуктом мешка весовыбойного аппарата ДВМ-100 через горловину:

1 — горловина; *2* — воронка входного патрубка; *3* — соединительный рукав из воздухонепроницаемой ткани; *4* — аспирационный кожух; *5* — бункер; *6* — конфузор

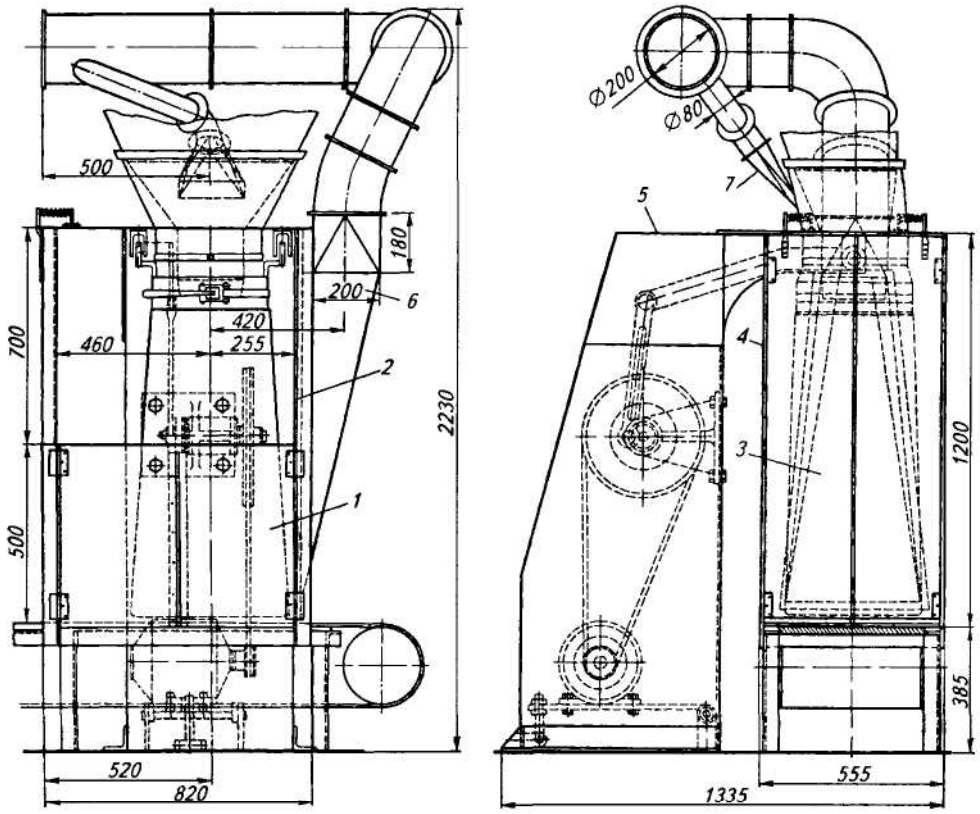


Рис. 118. Проект улучшенной аспирации весовыбойного аппарата ДВМ-100 с отсосом воздуха из заполняемого мешка:

1 — передняя дверка аспирационного кожуха, *2* — правая неподвижная стенка кожуха, *3* — левая дверка кожуха, *4* — дальняя неподвижная стенка кожуха, *5* — крышка кожуха, *6* — аспирационный носок бокового отсоса, *7* — конфузор

кг/м^3; $\zeta_{вх}$ — коэффициент сопротивления входного отверстия (при узких щелевидных отверстиях с острыми кромками, $\zeta_{вх} \cong 2$).

Седьмое требование. Площадь поперечных сечений аспирационных каналов внутри оборудования не должна расширяться по направлению движения воздуха, что предотвратит осаждение пыли. Конфузор аспирируемого оборудования располагают вертикально или наклонно под углом не менее 60° к горизонтали. Проектировать конфузоры горизонтально нельзя, так как они забиваются пылью. Вместо горизонтального конфузора проектируют аспирационный носок и вертикальный конфузор.

Ниже приводится устройство узлов аспирации некоторых видов оборудования. На рис. 115 показана аспирация башмака элеваторной нории тремя возможными способами.

В зерновых самотечных трубопроводах башмака нории необходимо устанавливать грузовые клапаны для отключения неработающих самотечных трубопроводов. Головку нории можно не аспирировать, потому что она аспирируется ковшами холостой ветви ленты, которые при опорожнении заполняются воздухом. Кроме того, часть воздуха из головки увлекается с зерном в самотек.

На рис. 116 показана аспирация ковшовых элеваторных весов, которые аспирируются в двух точках: от герметизирующего кожуха весового ковша *1* во время его наполнения и от герметизирующего кожуха *6* выпуска зерна из весов. Аспирация весового ковша осуще-

ствляется только во время его наполнения зерном, когда открываются задвижки выпускных отверстий зернового бункера и открывается аспирационный клапан *5* посредством троса *4* с грузом. В это же время закрывается клапан воздуховода *7* и прекращается отсос воздуха от кожуха *6*.

После наполнения зерном весового ковша задвижки закрываются, трос *4* с грузом движется вверх, закрывает клапан *5* и открывает клапан в воздуховоде *7*. Во время взвешивания зерна аспирация работать не должна, так как разрежение в кожухе *1* будет изменять показание весов.

На рис. 117 дан узел аспирации заполняемого продуктом мешка весовыбойного аппарата через горловину. На рис. 118 показано устройство аспирации весовыбойного аппарата при отсосе воздуха из двух точек: от герметизирующего кожуха через аспирационный носок *6* и от заполняемого мешка через конфузор *7*.

При эксплуатации вальцовых станков, вымольных, шелушильных, шлифовальных, полировальных и других машин, в которых происходит нагрев, а задачей аспирации является также охлаждение воздухом рабочих органов и перерабатываемых продуктов, необходимо знать, в каких местах корпуса (станины) этих машин предусмотрены отверстия для входа воздуха из помещений.

Так, в вальцовых станках предусматривают для входа воздуха специальную щель в верхних смотровых дверках станины по всей их длине, а также специальные решетки в верхней части станины по длине валков.

В других машинах предусматривают входные отверстия, закрытые штампованными сетками, около вала и подшипников.

При эксплуатации важно, чтобы эти отверстия не засорялись и были открыты.

6.5. ПРИМЕРЫ ПРОЕКТОВ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Ниже приводятся примеры некоторых учебных проектов вентиляционных установок, выполненные при курсовом и дипломном проектировании.

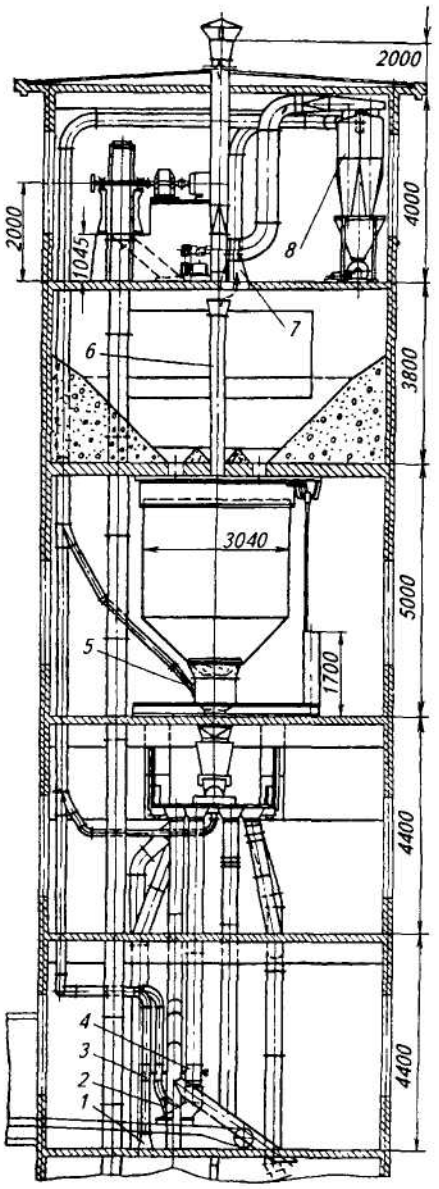
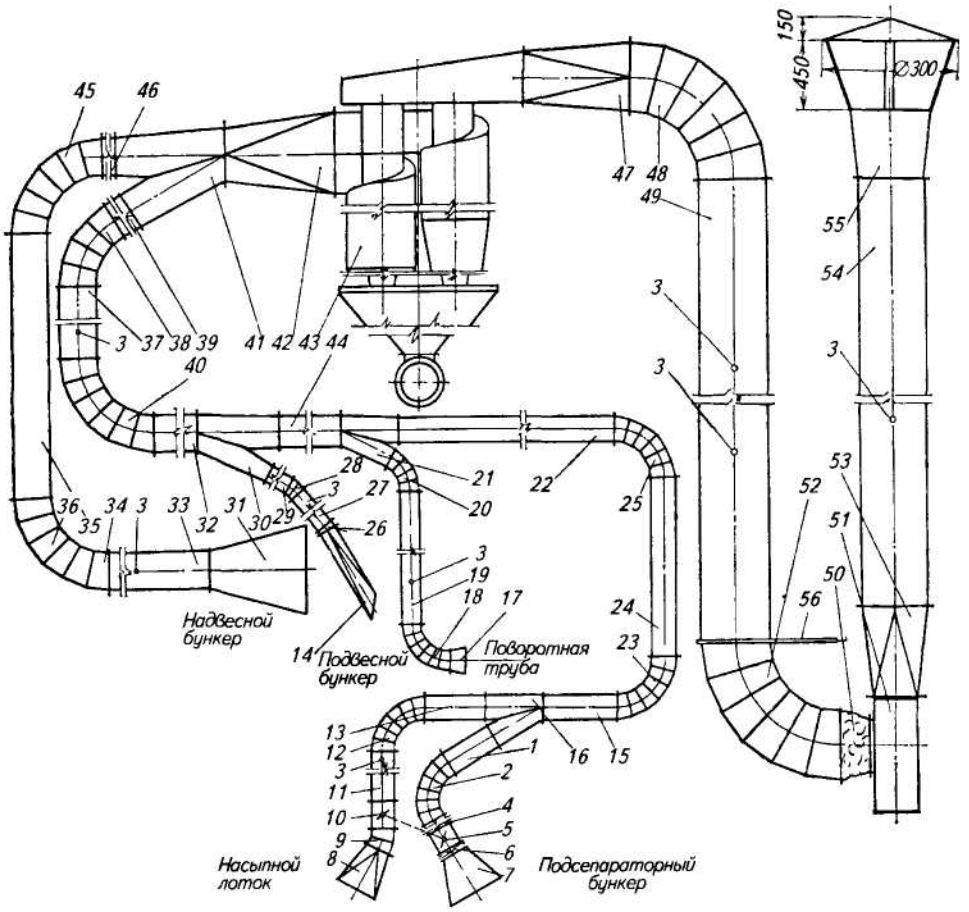


Рис. 119. Вентиляционная установка верхних этажей башни элеватора:

1 — конфузор надсепараторного бункера, *2* — конфузор насыпного лотка; *3* — аспирационный клапан; *4* — зерновой клапан, *5* — конфузор выпуска весов; *6* — воздуховод весового ковша, *7* — конфузор надвесового бункера, *8* — батарейный циклон

На рис. 119 показан проект аспирационной установки верхних этажей башни элеватора, который имеет следующие особенности:

аспирация насыпного лотка надси-



№; № п/п	Наименование	Размеры, мм	α°, угол зак	R_0/D	колич.	Примечание
1	Прямик	Ø180; l = 300	—	—	1	Сталь листовая, оцинкованная d = 0,55 мм
2	Отвод	Ø180	90	2	1	
3	Заглушка к отверстиям для аэродинамич. измер-й		—	—	14	
5	Заслонка поворотная	Ø180	—	—	1	
7	Переходный патрубок	Ø400 × Ø180, l = 350	—	—	1	
8	"	(300×300) × Ø180; l = 400	—	—	1	
21	Тройник	D_n = 200; $D_б$ = 125; D = = 280; α = 30°; a = 514			1	D, a, α, D_n, $D_б$

КП.АС-1.МС

Аспирационная установка верхних этажей рабочей башни элеватора. Спецификация к монтажной схеме

Лист 1 | Листов 3

группа .....

Студент.
Консульт.
Руковод.
Зав. каф.

Рис. 120. Монтажная схема аспирационной установки верхних этажей башни элеватора. Пример выполнения спецификации (дан в сокращенном виде)

лосного транспортера через конфузор *2* спроектирована с отключением аспирации надсепараторного бункера через его конфузор *1* посредством аспирационного клапана *3*, которые сблокированы с зерновым клапаном *4* самотечной трубы. При этом автоматически выключается аспирация одной из точек: надсепараторного бункера или насыпного лотка, в зависимости от того, куда поступает зерно. Это позволяет экономить энергию при постоянстве эффективности аспирации;

аспирация весового ковша осуществлена через надвесовой бункер воздуховодом *6* и конфузором *7*;

в проекте применена батарейная установка циклонов на всасывании со шлюзовым затвором, что позволяет повысить чистоту воздуха в помещениях элеватора.

Монтажная схема этой установки со спецификацией показана на рис. 120.

6.6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ВЫБРОСА В АТМОСФЕРУ ОЧИЩЕННОГО ВОЗДУХА АСПИРАЦИОННЫХ СЕТЕЙ

Проектирование выброса очищенного воздуха в атмосферу ведут с учетом выполнения требований гигиенических нормативов ГН2.1.6.695—98 и ГН2.1.6.696—98. Концентрация зерновой пыли после рассеивания в приземном слое на территории предприятия не должна превышать 0,15 мг/м^3. Для выполнения этих требований в проектах принимают наиболее эффективные пылеуловители и наибольшую высоту выброса.

На выбросе воздуха в атмосферу устанавливают диффузор с зонтом (см. рис. 48,*б*). Сопротивление диффузора принимают по табл. 6. Вместо диффузора можно спроектировать круглый дефлектор типа ЦАГИ, что увеличит эффективность аспирации оборудования в результате добавочного отсоса воздуха дефлектором во время ветра. Высота установки диффузора должна быть не менее 1 м над коньком крыши.

Чтобы увеличить высоту выхлопа, иногда используют факельный выброс. Для этого на выходе устанавливают конфузор с углом сужения 12...18 °, уменьшают диаметр и увеличивают скорость воздуха на выбросе до 15...20 м/с (максимум до 40 м/с). После конфузора предусматривают прямолинейный участок разгона.

Недостатки факельного выброса заключаются в увеличении сопротивления аспирационной сети и расхода энергии, а также в необходимости устройств для отвода влаги из кожухов вентиляторов. Преимущество факельного выброса состоит в том, что увеличения высоты выброса в атмосферу достигают без применения воздуховодов.

Общий коэффициент сопротивления факельного выброса принимают $\zeta = 1{,}1$. Потери давления на выброс определяют по формуле (98).

Расчеты запыленности атмосферного воздуха на территории предприятия и населенного пункта, примыкающего к предприятию, проводят по формуле П. Андреева, которая с учетом методики ОАО «ЦНИИпромзернопроект» имеет следующий вид:

$$a_x = \frac{2000M}{\pi C_y C_z v x^{2-n}} e^{-\frac{h^2}{C_z^2 x^{2-n}}},$$

где a_x — концентрация пыли в искомой точке пространства в направлении ветра, мг/м^3; M — количество пыли, выбрасываемой в атмосферу, г/с; C_y и C_z — коэффициенты рассеивания в горизонтальном и вертикальном направлениях; в расчетах принимают $C_y = C_z = 0{,}05$; v — скорость ветра на отметке верха выбрасывающей трубы, м/с;

$$v = \varphi v_0;$$

φ — коэффициент возрастания скорости по высоте от поверхности земли; при высоте выброса от поверхности земли 20, 40, 60, 80, 100 и 120 м коэффициент φ соответственно равен 1,15; 1,3; 1,4; 1,46; 1,5 и 1,54; v_0 — скорость ветра в приземном слое; принимают ее от 0,5 до 1 м/с; x — абсцисса точки, в которой определяют концентрацию, м; h — ордината точки определения концентрации до отметки выброса пыли в атмосферу, м; n — коэффициент, учитывающий изменение метеорологических условий; $n = 0$.

Количество пыли, выбрасываемой в атмосферу с очищенным воздухом (г/с)

$$M = Qa_1(1 - \eta),$$

где Q — расход воздуха, выбрасываемого в атмосферу, м³/с; a_1 — первоначальная концентрация пыли при входе в пылеуловитель, г/м³; принимают по указаниям ОАО «ЦНИИпромзернопроект» от 0,5 до 6 г/м³; $\eta_п$ — коэффициент очистки пылеуловителя; принимают по данным ОАО «ЦНИИпромзернопроект» для циклонов ЦОЛ-0,90; 4БЦШ 0,95; УЦ 0,98; для фильтров Г4-1БФМ устанавливают остаточную запыленность воздуха после очистки 20 мг/м³; для фильтров типа РЦИЭ 2 мг/м³.

Расход воздуха, выбрасываемого в атмосферу на элеваторах, находят с учетом коэффициента одновременности работы оборудования, который принимают для транспортного оборудования равным 0,8, для весового оборудования и бункеров 0,5.

Расчетное значение концентрации пыли в заданной точке пространства (мг/м³) по методике ОАО «ЦНИИпромзернопроект» определяют по формуле:

$$a_x = \frac{a_{уд} M}{v},$$

где $a_{уд}$ — удельная концентрация (мг/м³), рассчитанная по формуле П. Андреева при $M = 1$ г/с; $v_0 = 1$ м/с; $C_y = C_z = 0{,}05$; $n = 0$.

Рассчитанную по этим формулам концентрацию пыли в приземном слое пространства a_x сравнивают с предельно допустимой концентрацией $a_п$, которую принимают 0,15 мг/м³.

Вышеизложенная методика расчета, разработанная ОАО «ЦНИИпромзернопроект» не ограничивает предельно допустимой концентрации пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, как это было по старым нормам, по которым она равна 60 мг/м³.

При проектировании аспирационных установок важно знать допустимую концентрацию пыли при выбросе в атмосферу, чтобы сравнить ее с концентрацией на выходе из пылеуловителя, принятой в проекте.

Допустимая концентрация пыли на выбросе очищенного воздуха в атмосферу (мг/м³)

$$a_{выб} = \frac{a_п \pi C_y v x^{2-n}}{2Qe^{-\frac{h^2}{C_z^2 x^{2-n}}}},$$

где $a_п$ — предельно допустимая концентрация пыли в приземном пространстве после рассеивания, мг/м³; Q — расход воздуха, выбрасываемого в атмосферу, м³/с.

Допустимую концентрацию пыли на выбросе $a_{выб}$ можно также определить по максимальной удельной концентрации $a_{уд.max}$:

$$a_{выб} = \frac{1000 v a_п}{a_{уд.max} Q}, \qquad (176)$$

где $a_{уд\,max}$ — максимальная удельная концентрация пыли в точке приземного пространства, мг/м³.

Для каждой высоты выброса h имеется точка приземного пространства, расположенная на определенном расстоянии x по горизонтали от места выброса, где удельная концентрация пыли будет максимальной. Во всех остальных точках концентрация будет меньше максимальной. Так, например, при высоте выброса $h = 10$ м максимальная удельная концентрация $a_{уд.max} = 2{,}34$ г/м³ находится на расстоянии $x = 200$ м; при высоте выброса $h = 20$ м, $a_{уд.max} = 0{,}582$ мг/м³ $x = 400$ м; при $h = 30$ м, $a_{уд.max} = 0{,}26$ мг/м³ $x = 600$ м; при $h = 40$ м $a_{уд.max} = 0{,}146$ мг/м³ $x = 800$ м и т. д.

Подставляя эти значения максимальной удельной концентрации в расчетную формулу (176), получим допустимую концентрацию пыли на выбросе в атмосферу в зависимости от высоты выброса и расхода воздуха.

Полученную расчетом предельно допустимую концентрацию сравнивают с концентрацией пыли на выходе из пылеуловителя, принятого в проекте.

Концентрацию пыли в очищенном воздухе на выходе из циклона находят из формулы (127), а на выходе из всасывающих фильтров принимают не более 20 мг/м³ (Г4-1БФМ) и 2 мг/м³ (РЦИЭ). Если концентрация пыли в очищенном воздухе a_2 превышает допустимую концентрацию на выбросе в

атмосферу $a_{выб}$, то необходимо повысить эффективность очистки или увеличить высоту выброса путем использования вертикальных воздуховодов, или применить факельный выброс.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какие основные требования предъявляют к вновь проектируемым аспирационным установкам? 2. Как обосновывают выбор типов проектируемых установок? 3 Назовите принципы компоновки аспирационных установок. 4. Из какого материала изготовляют воздуховоды и какие виды соединений применяют? 5. Какими принципами руководствуются при проектировании трассы воздуховодов? 6. В чем особенности компоновки аспирационных установок на элеваторах и мукомольных заводах? 7. Какие требования предъявляют к проектируемым узлам аспирации оборудования? 8. Как рассчитать расход воздуха на аспирацию машины, если в нормах данные отсутствуют? 9. В чем состоят цели и задачи расчета вентиляционных сетей? 10 Какие данные нужно иметь для расчета сети? 11 Какова последовательность расчета сети? 12 Как рассчитать диаметр воздуховода и выбрать скорость воздуха на участке сети? 13 Какие применяют методы расчета потерь давления в воздуховодах? 14 Какими способами выравнивают потери давления в тройниках? 15. По какому давлению подбирают вентилятор к сети?

Глава 7

МОНТАЖ, НАЛАДКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

●

7.1. МОНТАЖ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

7.1.1. КОНТРОЛЬ ПОСТАВОК И ХРАНЕНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК. ПРЕДМОНТАЖНАЯ РЕВИЗИЯ

Для грамотного проведения монтажных работ необходимо знать и учитывать основные требования к поставке и хранению оборудования аспирационных установок, состав и назначение работ по предмонтажному осмотру оборудования аспирационных установок и заготовок воздуховодов, основные требования к качеству монтажа.

Завод-изготовитель несет ответственность за комплектность и исправность поставляемого оборудования и заготовок воздуховодов.

Изделия поставляют потребителю в упакованном виде. Без упаковки допускается транспортировать оборудование, предназначенное для работы на открытом воздухе, и изделия, перевозимые в контейнерах, при условии защиты обработанных поверхностей от коррозии и механических повреждений.

Условия хранения полученного оборудования и заготовок воздуховодов должны соответствовать требованиям, изложенным в стандартных и технических условиях (ТУ) завода-изготовителя. Оборудование с явными дефектами консервирующих покрытий или содержащееся на складе с нарушением условий хранения, предусмотренных ТУ завода-изготовителя, подвергают предмонтажному осмотру с определением его пригодности к установке, с выявлением скрытых дефектов и их устранением.

В соответствии с Правилами о договорах подряда предмонтажную ревизию оборудования осуществляет непосредственно заказчик, либо монтажная или иная специализированная организация по договору, заключенному с ней заказчиком.

Предмонтажная ревизия предусматривает:

удаление консервирующих, антикоррозийных защитных и смазочных покрытий (расконсервация оборудования);

разборку и сборку вращающихся и трущихся частей;

очистку обработанных поверхностей от коррозии, грязи с промывкой и продувкой;

замену пришедших в негодность в результате длительного хранения антикоррозийных смазок, прокладок, набивок и других деталей.

Для расконсервации узлов и деталей оборудования используют растворяющие вещества: растворители, обезжиривающие составы и моющие средства.

7.1.2. ПОДГОТОВИТЕЛЬНЫЕ РАБОТЫ

В комплекс работ по монтажу аспирационных установок входят подготовка, установка и закрепление в проектном положении вентиляторов, пылеуловителей, воздуховодов, контрольно-измерительных приборов, систем автоматики, доведение установок до эксплуатационного состояния.

Перед началом монтажа выполняют следующие подготовительные работы:

изучают техническую документацию и составляют проект производства монтажных работ (ППР);

осуществляют контроль за обеспечением объекта аспирационным (вентиляционным) и монтажным оборудованием;

проверяют размеры проемов для вертикальных и горизонтальных перемещений оборудования;

составляют ведомости и графики выполнения дополнительных строительных работ;

измеряют изготовленные воздуховоды;

оформляют акт о приемке объекта к монтажу.

В ППР предусматривают сроки поставки оборудования, заготовок, инструментов и материалов; потребность в рабочей силе, такелажном и транспортном оборудовании; сетевой график со сроками выполнения монтажа.

В объяснительной записке к ППР указывают: сметную стоимость, трудоемкость, численность монтажного персонала, условия монтажа, схемы составления укрупненных блоков, планы перекрытий и развертки стен с нанесением отверстий для проходов воздуховодов и креплений оборудования, схемы подъема и доставки грузов на проектные отметки.

Перед началом монтажа выполняют разметочные работы с нанесением осей вентиляторов, пылеуловителей и воздуховодов с привязкой их к оборудованию и главным осям здания в соответствии с проектом.

Для компенсации возможных отклонений в строительных размерах на прямых участках предусматривают воздуховоды, длина которых на 200 мм больше.

7.1.3. МОНТАЖ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Основные требования к монтажу вентиляторов — отсутствие вибраций и бесшумность работы.

Вначале монтируют вентиляторы и пылеуловители, затем воздуховоды, начиная от вентилятора.

Порядок выполнения монтажа вентиляторов следующий: размечают главные оси и отверстия оснований вентилятора и электродвигателя по проекту; укомплектовывают основание рамы, виброизоляторы и салазки; поднимают и устанавливают на основание вентилятор и электродвигатель; выверяют горизонтальность, вертикальность и установку шкивов; закрепляют станину и контролируют проверку их горизонтальности и вертикальности по уровню.

Допуски на отклонение осей вентилятора в плане и по вертикали ± 5 мм, на горизонтальность ± 0,1 мм на 1 м.

Вибрация, измеренная на станине около подшипника, должна быть не более 0,3 мм, в верхней части кожуха — не более 0,5 мм.

Повышенные вибрации и шум могут быть следствием неуравновешенности рабочего колеса вентилятора, неисправности подшипников, несоосности электродвигателя и рабочего колеса, что приводит также к появлению ударных нагрузок на подшипники и валы и к их преждевременному износу.

Рабочее колесо может иметь как статическую, так и динамическую (моментную) неуравновешенность. Из-за того, что диаметр рабочего колеса значительно превышает его ширину, динамическая неуравновешенность обычно незначительна. Поэтому проверяют только статическую неуравновешенность рабочего колеса, а при необходимости проводят его статическую балансировку.

При соосной установке вентилятор и электродвигатель монтируют на общей сварной швеллерной раме. Валы вентилятора и электродвигателя центрируют по соединительным упругим втулочно-пальцевым муфтам типа МУВП, которые допускают перекос полумуфт до 0,08 мм и параллельное смещение осей до 0,1 мм. Расстояние между муфтами допускается 1...4 мм — для валов диаметром до 22 мм и 1...5 мм — для валов диаметром более 22 мм. Радиальное и осевое биение полумуфт не должно превышать 0,03...0,04 мм. Для проведения центровки под лапы электродвигателя подкладывают металлические пластины необходимой толщины.

Приводные шкивы клиноременных передач при $B/D < 0{,}5$ подвергают статической балансировке и при $B/D \geq 0{,}5$ — динамической, где B и D — ширина и диаметр шкива. Динамическую балансировку можно проводить лишь в заводских условиях на специальном балансировочном станке.

Допустимое биение ободов шкивов диаметром до 150 мм составляет соответственно торцовое и радиальное — 0,1 и 0,05 мм; диаметром от 150 до 300 мм — 0,15 и 0,08 мм; диаметром от 300 до 600 мм — 0,25 и 0,12 мм.

После выверки горизонтальности и соосности вентилятора и электродвигателя их окончательно крепят к основанию болтами с контргайками. Раму подливают бетонной смесью в соотношении 1 : 2.

Смонтированный вентилятор до подсоединения к сети испытывают на холостом ходу при полностью закрытой задвижке (или клапане). При пуске вентилятора проверяют направление вращения рабочего колеса и частоту его вращения. При холостом пуске продолжительностью 1 ч проверяют правильность соединения с электродвигателем, надежность крепления и заземления.

Воздуховоды с вентилятором соединяют при помощи гибких вставок. Особое внимание при монтаже уделяют плотности соединений воздуховодов около всасывающего отверстия вентилятора, особенно у тех, которые работают при наибольшем вакууме. Аналогичное требование предъявляют к нагнетательным воздуховодам, по которым перемещается запыленный воздух.

7.1.4. МОНТАЖ ВОЗДУХОВОДОВ

Воздуховоды к месту монтажа доставляют транспортабельными блоками в контейнерах из сортовой стали или сетки. Наибольшая длина прямых воздуховодов при перевозке по железной дороге 2,1 м, на автомобильном транспорте 2,8 м.

Временные технические условия на изготовление и приемку металлических воздуховодов допускают следующие предельные отклонения: длина звена ± 2,5 мм; ширина фланца ± 1 мм; эллиптичность $\pm 5 \cdot 10^{-3} D$; неперпендикулярность к оси торцов ± 4 мм на 2 м длины, неперпендикулярность к плоскости фланцев ± 10 мм на 2 м длины. Отклонение углов отводов ± 3 °, тройников ± 1,5 °, смещение осей и неперпендикулярность к оси плоскости фланцев ± 1,5 °. На прямоугольных воздуховодах со стороной больше 600 мм должны быть диагональные перегибы или зиги для жесткости высотой 3...5 мм, длиной 1,2...1,4 м.

Вмятины и выпуклости в воздуховодах устраняют выкаткой на правильных оправках. Овальность фланцев допускается при $D < 450$ мм ± 3 %, при D от 500 до 630 мм ± 2 %; увеличение периметра соответственно + 10 мм и + 20 мм. Для прямоугольных фланцев допуск на сторону ± 1,5 %.

Воздуховоды из тонколистовой неоцинкованной стали покрывают снаружи грунтом 138ГФ или ГФ-017, внутри олифой. В воздуховодах из оцинкованной листовой стали олифой покрывают только фланцевые соединения.

Места размещения крепежных приспособлений размечают для горизонтальных участков воздуховодов $D < 400$ мм на расстоянии не более 4 м и для $D > 400$ мм не более 3 м. Вертикальные воздуховоды крепят через 3...4 м. Расстояние между воздуховодом, стеной и перекрытием принимают не менее 100 мм; до электроприводов — не менее 300 мм. Диаметры отверстий в перекрытиях и стенах для прохода воздуховодов принимают равными $1{,}2D$. Расстояние от фланцев до ограждающих конструкций помещения должно быть не менее 100 мм с допуском ± 20 мм.

Воздуховоды вдоль выступающих или открыто стоящих колонн следует прокладывать вплотную к ним. Вертикальные и горизонтальные участки воздуховодов не должны пересекать проходов и закрывать доступ к машинам. Свободно стоящие вертикальные воздуховоды (над кровлей) высотой от 1,5 до 5 м должны быть раскреплены тремя—четырьмя растяжками диаметром 6 мм с надежными приспособлениями. На горизонтальных воздуховодах продольные швы должны быть направлены вверх, а на вертикальных не должны находиться в зоне их видимости, т. е. на лицевой стороне. Крепление должно быть надежным; нельзя опирать воздуховоды на оборудование, соединять растяжки и подвески с фланцами. Поперечные разъемные соединения должны быть расположены вне пределов стен, перегородок и перекрытий.

Для прокладок во фланцевых соединениях применяют техническую резину толщиной 2,5...5 мм или древесный листовой картон пропитанный марки А влажностью 12 % и непропитанный

марки Б влажностью 10 %, толщиной 1,5...2,5 мм. Прокладки из картона марки Б пропитывают горячей олифой температурой 75...85 °. Картонные прокладки во фланцевых соединениях смазывают суриковой замазкой.

Во всех фланцевых соединениях прокладки должны доходить до болтовых отверстий и не выступать внутри воздуховодов, а также плотно прилегать к поверхности фланца. Болты во фланцевых соединениях должны быть затянутыми до отказа и все гайки болтов должны быть расположены с одной стороны фланцевого соединения; концы болтов не должны выступать из гаек более чем на 0,5 диаметра болта; во фланцевых соединениях вертикальных воздуховодов гайки должны располагаться с нижней стороны; допускается соединение воздуховодов диаметром до 280 мм металлическими манжетами с резиновой прокладкой (см. рис. 102). Соединение манжет также выполняют при отбортованных воздуховодах специальными профильными манжетами с заложенным на заводе-изготовителе герметиком в профильную канавку.

При транспортировании в воздуховодах агента сушки температурой выше 70 °С (в зерносушилках) в качестве уплотнительного и прокладочного материалов применяют асбестовые шнур и картон.

Регулировочные приспособления должны действовать без усилий. Лючки для очистки горизонтальных воздуховодов должны быть установлены по проекту, а при отсутствии в проекте таких указаний — через 4 м один от другого (вблизи отводов, тройников и клапанов). Крышки (задвижки) лючков должны легко открываться и плотно закрываться в направлении перемещаемого воздушного потока.

Воздуховоды при монтаже вначале временно подвешивают на проволоке, затем после установки третьего по порядку звена весь участок выверяют шнуром по фланцам. После добавления каждого нового звена выверку повторяют по монтажной оси.

Монтажные приспособления для крепления воздуховодов показаны на рис. 121, а типовые подвески на рис. 122. Размеры подвесок даны в табл. 44.

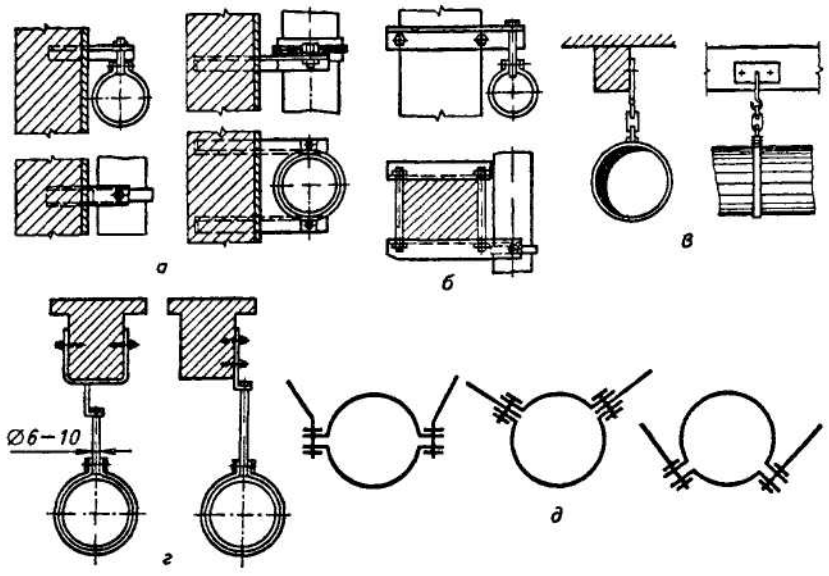


Рис. 121. Монтажные приспособления для крепления воздуховодов:

а — к стенам; *б* — к колоннам; *в*, *г* — к балкам; *д* — с растяжками

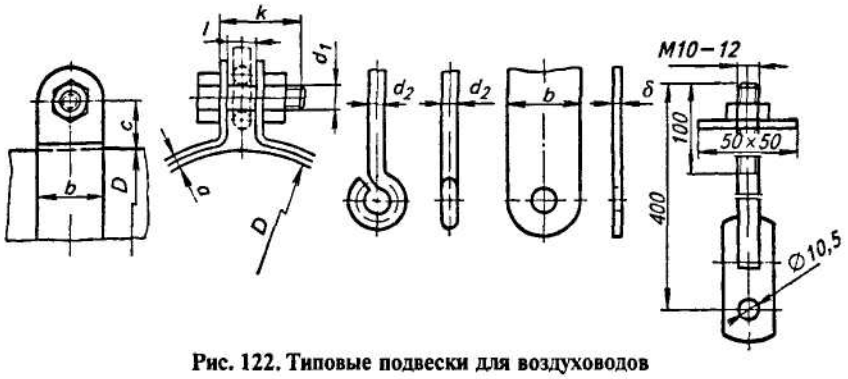


Рис. 122. Типовые подвески для воздуховодов

44. Размеры (мм) подвесок для монтажа воздуховодов (см. рис. 122)

Диаметр воздуховода D, мм	a	b	c	d_1	d_2	l	k	δ
100...140	2	25	18	8	6	12	30	2
160...315	2	25	18	8	6	18	35	2
355...630	3	30	20	10	8	25	50	3
710...1000	3	35	24	12	10	35	60	3
1120...1600	4	40	28	16	12	45	70	4

Когда воздуховоды монтируют на подвесках длиной более 1,5 м, то через две одинарные подвески ставят двойную подвеску-растяжку (см. рис. 121,*д*).

Воздуховоды, где перемещаемый воздух имеет высокую относительную влажность и где возможна конденсация влаги, монтируют с уклоном 0,01...0,015 в сторону движения воздуха.

Заземляют воздуховоды подсоединением к контуру защитного заземления.

Воздуховоды внутри зданий окрашивают в светло-синий цвет пентафталовыми эмалями ПФ-115 и ПФ-133; воздуховоды, находящиеся вне здания, окрашивают в цвета, способствующие уменьшению теплового воздействия солнечной радиации.

7.1.5. МОНТАЖ ПЫЛЕУЛОВИТЕЛЕЙ

К месту монтажа циклоны и фильтры доставляют отдельными транспортабельными блоками. Циклоны монтируют на напольных или подвесных сварных станинах. Крепежные болты, фиксирующие положение циклонов, затягивают только после подсоединения входных и выходных патрубков. Перед монтажом фильтров Г4-1БФМ на перекрытии проводят разметочные работы, наносят главные оси и проверяют соответствие отверстий технологической монтажной карте, которую составляют по проектной нормали.

Вначале на перекрытии устанавливают сборный конус со шнеками, затем днище; после этого собирают на стяжных болтах внутренние перегородки и наружные стенки шкафа. Все швы и стыки уплотняют резиной. Далее монтируют верхнюю крышку шкафа, встряхивающий и приводной механизмы, клапанные коробки и сборный коллектор с воздуховодами. К червячному редуктору устанавливают гибкие передачи, центрируя оси валов.

Из-за неравномерного износа фильтровальные рукава (нижняя часть из-за перегибов и провисаний изнашивается сильнее) изготовляют составными. Нижняя, сменная часть рукавов длинной 500...600 мм имеет распорные кольца с шагом 200 мм. Равномерную натяжку рукавов регулируют при поднятой раме посредством поворачивания встряхивающего механизма вручную. При этом проверяют очередность

встряхивания секций. Обязательно проверяют плотность клапанов выходных коробок и нормальность вращения шнеков и шлюзового затвора.

Выходной патрубок для пыли крепят на фланце к сборному конусу фильтра, а шлюзовой затвор — к патрубку. При этом проверяют параллельность осей шнека и шлюзового затвора. После этого заправляют смазкой все подшипники и редукторы в соответствии с картой смазки, проверяют заземление и нужное направление вращения электродвигателя до включения фильтра в работу. Неправильное направление вращения вызывает поломку рычагов встряхивающего механизма.

Аналогично монтируют фильтры типов РЦИ и РЦИЭ. После окончания их монтажа проверяют фланцевые соединения, шлюзовой затвор и его привод, осматривают фильтр внутри, открыв дверцы. Проверяют состояние фильтровальных рукавов, плотность их закрепления к патрубкам и степень натяжения, состояние внутренних поверхностей фильтра, отсутствие пыли снаружи и внутри.

Устраняют возможные неисправности фильтра: прорыв в рукавах, нарушение герметичности, недостаточная эффективность импульсной продувки рукавов, отказ в работе элементов, управляющих продувочными клапанами.

7.2. О БОРЬБЕ С ШУМОМ И ВИБРАЦИЯМИ

Борьба с шумом и вибрациями — актуальная проблема. Уменьшение шума и вибраций на промышленных предприятиях позволит улучшить условия труда, повысить его производительность, уменьшить брак и травматизм, что в конечном счете оправдает все материальные затраты на указанные работы.

Шум и вибрация возникают из элементарных перемещений среды, которые называют гармоническими колебаниями или синусоидальными тонами. По физической сущности между шумом и вибрацией различия нет. Они отличаются только в психологическом восприятии, т. е. шум и звук воспринимаются слухом, а вибрация — осязанием.

Беспорядочное сочетание звуков, различных по частоте (в диапазоне от 20 до 20 000 Гц) и силе, представляет собой производственный шум. Основные физические характеристики шума: частота колебаний, звуковое давление, интенсивность звука. В зависимости от частоты колебаний шумы подразделяют на три класса: низко- (20...400 Гц), средне- (400...1000 Гц) и высокочастотные (свыше 1000 Гц).

Уровень звукового давления измеряют в децибелах (дБ). Все воспринимаемые человеком звуки укладываются в интервале 1...140 дБ. При уровне звука около 140 дБ наступает «болевой порог», когда нормальное слуховое восприятие уступает место физической боли в ухе.

Вибрация представляет собой колебание машин, оборудования, строительных конструкций и сооружений, воспринимаемое человеком как сотрясение. Часто вибрация сопровождается повышенным шумом.

Шум и вибрация при определенных условиях оказывают вредное воздействие на организм человека. Шум средней интенсивности и частоты поражает в первую очередь центральную нервную систему, что приводит к быстрой утомляемости, а следовательно, к снижению производительности труда. Шум повышенной интенсивности вызывает головокружение, беспричинную раздражительность, головные боли и повышенную усталость. Повышенная вибрация также может стать причиной функциональных расстройств нервной и сердечно-сосудистой систем, опорно-двигательного аппарата.

Для защиты работающих от вредного воздействия шума ГОСТ 12.1.003-83* «Шум. Общие технические требования» установлены допустимые нормы звукового давления (дБ) в октавных полосах[1] частот (табл. 45) и эквивалент-

[1] *Октавой* называют такую полосу частот стандартной ширины, у которой отношение верхних частот к нижним равно 2. В нормах приводятся средние геометрические значения между нижними и верхними граничными частотами для восьми октавных полос со средними частотами от 63 до 8000 Гц.

ный уровень звука для рабочих мест в производственных помещениях и на территории производственных предприятий.

45. Допустимые уровни звукового давления в октавных полосах частот и эквивалентный уровень звука

Рабочие места	Уровни звукового давления (дБ) при среднегеометрических частотах, Гц								Эквивалентный уровень звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Производственных помещений и на территории предприятий	99	92	86	83	80	78	76	74	85

Примечание. Выдержка из ГОСТ 12.1.003—83.*

Наиболее вредны для человека высокочастотные шумы (более 1000 Гц), поэтому на этих частотах предусмотрены меньшие уровни звукового давления.

Для ориентировочной оценки постоянного шума на рабочем месте определяют уровень звука (дБА), измеренный по шкале «А» шумомера. Шум на рабочем месте считают допустимым, если измеренные уровни звукового давления не превышают предельно допустимых значений, установленных для всех октавных полос.

ГОСТ 12.1.003-83* предусматривает поправки к уровню звукового давления в зависимости от характера и длительности воздействия шума на работающих в течение рабочей смены. Зоны с уровнем звука выше 85 дБА должны быть обозначены знаками опасности, а лицам, работающим в этих зонах, необходимо пользоваться средствами индивидуальной защиты. Запрещается даже кратковременное пребывание людей в зонах с октавными уровнями звукового давления свыше 135 дБ.

Шум измеряют в области звукового поля источника шума, в котором находится работающий. Эту область называют акустическим рабочим местом. Она чаще всего находится на расстоянии 500 мм от рабочих органов машины и на высоте 1500 мм от пола. Для акустических измерений шума вентилятора рекомендуют специальную схему размещения микрофонов. Число точек измерения принимают равным пяти, а микрофон должен быть ориентирован на центр измеряемого объекта.

Уровень звукового давления L (дБ) определяют по закону энергетического суммирования

$$L = 10\lg\sum_{i=1}^{n} 10^{0,1L_i} - 10\lg n,$$

где n — число точек измерения; $n = 5$; L_i — уровень звукового давления в i-й точке.

При разности уровня звукового давления между средним и наибольшим давлением больше пяти число точек измерения увеличивают.

Приборы, применяемые для измерений и анализа шума и вибрации, основаны на преобразовании акустических сигналов колебательных процессов в пропорциональные по величине и частоте электрические сигналы. Такие приборы называют шумомерами, анализаторами и самописцами.

Высокочастотная вибрация машин вызывает звуковые колебания слышимого спектра, низкочастотная вибрация не воспринимается органами слуха, но ощущается человеком как сотрясение.

Наиболее ощутимая реакция человека наблюдается при резонансной частоте, которая для тела и органов брюшной полости равна 6...9 дГц.

Для отечественных машин устанавливают следующий допустимый размах колебаний в зависимости от частоты вращения:

Частота вращения, об/мин	250	500	1000	1500	2000	3000	3500	4000	4500
Допустимый размах колебаний, мм	0,18	0,14	0,09	0,075	0,065	0,052	0,048	0,045	0,042

Вибрацию машин характеризуют частотой и амплитудой колебаний, скоростью и ускорением. Ее, как и звук, выражают в логарифмических единицах (децибелах).

Допустимые уровни вибрации, воздействующей на человека на постоянных рабочих местах в производственных помещениях, не должны превышать значений, предусмотренных стандартом (табл. 46).

46. Гигиенические нормы вибрации

Характеристики вибрации	Октавные полосы со среднегеометрическими частотами, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
Среднеквадратичные значения виброскорости, (м/с) · 10^{-2}, не более	1,3	0,45	0,22	0,20	0,2	0,2
Логарифмические уровни скорости, дБ	108	99	93	92	92	92

Для измерения вибрации используют механические и электрические приборы, называемые вибрографами.

Механический ручной виброграф ВР-1 используют для измерения амплитуды и частоты вибрации путем записи на ленте. Виброграф можно использовать для измерения вибрации с размахом 0,05...6 мм при частоте колебаний 5...100 Гц.

Время срабатывания отметчика зависит от регулирования скорости лентопротяжного механизма, оно составляет $1 \pm 0{,}1$ с.

Колебания вибрирующих поверхностей с размахом 0,05...1,5 мм записываются с шестикратным увеличением, а с размахом 1,5...6 мм — в натуральную величину или с двукратным увеличением.

Ширина ленты, используемой для записи, равна 24 мм.

Механические вибраторы характеризуются значительной инерционностью; их можно применять для измерений вибрации с большими амплитудами (более 0,05 мм) и при малых частотах (до 100 Гц).

Для уменьшения вибрации между источником и его основанием устанавливают упругие элементы, называемые амортизаторами, которые конструктивно могут быть представлены в виде упругих прокладок или стальных пружин.

Затухание вибрационных колебаний в амортизаторе обусловливается необратимыми потерями энергии.

Снижение вибрации вентилятора может быть также достигнуто в результате хорошей статической и динамической балансировки рабочего колеса, уменьшения люфта (зазора) в подшипниках качения, применения смазки хорошего качества и в достаточном количестве; корпус и станина вентилятора должны быть достаточно жесткими, а соединения — надежными.

Для вентиляторов высокого и среднего давления целесообразно использовать амортизаторы из упругих эластичных материалов, а для вентиляторов низкого давления более эффективны пружинные амортизаторы. Крепление станины машины к перекрытию показано на рис. 123.

В качестве упругих эластичных амортизаторов используют натуральный каучук различных типов, полихлоропреновый каучук, асбест, пробку и битумизированное волокно.

Обычно машину устанавливают на фундамент или перекрытие *1* (рис. 123). Между станиной машины *5* и фундаментом *1* предусматривают прокладки *2*. Анкерные болты *3* для лучшей виброизоляции очехляют резиновыми трубками или устанавливают с воздушным зазором. Для уменьшения удельной нагрузки под гайки кладут металлические и резиновые шайбы *4* или помещают упругую прокладку *2* между щитами *6* из древесины.

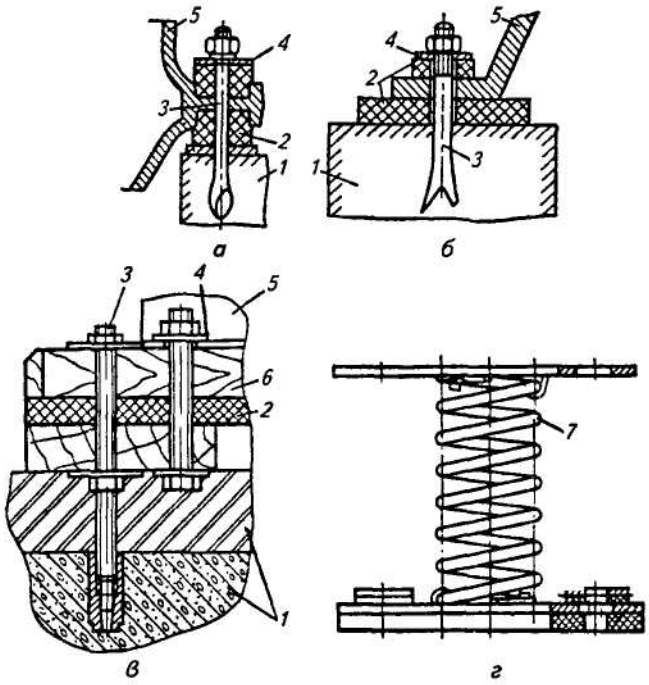


Рис. 123. Крепление станины с применением упругих эластичных прокладок (*а, б, в*) и пружинного амортизатора (*г*):

1 — опорная плита, фундамент или перекрытие; *2* — упругие прокладки; *3* — анкерный болт с чехлом или зазором; *4* — шайба; *5* — станина машины; *6* — щиты из древесины; *7* — пружина

Установка машины на сплошной резиновой прокладке по размерам опорной рамы приводит к увеличению площади и уменьшению толщины прокладки. При этом возрастает жесткость, а следовательно, ухудшается виброизоляция. Чрезмерное уменьшение площади прокладок приводит к перегрузке и к относительно быстрой потере упругости прокладок.

При расчете амортизаторов определяют жесткость и статическую осадку прокладки или пружины при рабочих напряжениях. Показателем качества виброизоляции служит коэффициент амортизации K (%), который показывает, какая часть сил, вызывающих вибрацию, передается амортизаторами фундаменту или перекрытию. Чем меньше коэффициент амортизации K, тем лучше виброизоляция. Коэффициент амортизации K зависит от материала прокладки и от статической осадки $x_{ст}$. Чем больше статическая осадка, тем лучше виброизоляция.

Можно применять сплошные плиты из ячеистого каучука размером 880 × × 700 мм толщиной 13...14 мм или при малой массе машин — 6...7 мм. При укладке плит принимают 1 см^2 на 1 кг массы машины.

Шум, который возникает от вентилятора, по своей природе может быть механическим и аэродинамическим. В тихоходных вентиляторах преобладает механический шум, а в быстроходных — аэродинамический.

Причины механического шума вентилятора: плохое регулирование подшипников качения; удары шариков по обойме; удары и стуки в передачах; вибрация при плохой балансировке рабочего колеса; недостаточно жесткое крепление кожуха и станины.

Аэродинамический шум возникает при воздушных вихрях, срывах и пульсации скорости, а также при изменениях давления воздушного потока. Величина аэродинамического шума зависит от формы и типа рабочего колеса, направления и положения лопаток, частоты вращения и числа лопаток колеса, расхода воздуха, развиваемого давления и коэффициента полезного действия вентилятора.

Возникшие шумы распространяются по воздуху, воздуховодам и по конструкциям зданий, корпусам машин и аппаратов.

Уровень механического шума вентилятора можно снизить, если:

улучшить балансировку рабочего колеса;

проводить систематический технический уход за вентилятором и его ремонт; своевременно заменять изношенные детали, потерявшие жесткость резиновые прокладки и амортизаторы, подтягивать болтовые соединения;

обратить особое внимание на своевременную замену масла и нормальную смазку подшипников;

покрыть кожух вентилятора вибропоглощающим материалом;

соединять электродвигатель с венти-

лятором эластичными муфтами; не допускать биения.

Основная причина образования аэродинамического шума вентилятора — переменный вихревой воздушный поток, который возникает при движении воздуха вдоль лопаток рабочего колеса, что приводит к изменению скорости и направления потока.

Частота аэродинамического шума (Гц)

$$f = \frac{zn}{60}, \qquad (176)$$

где z — число лопаток; n — частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин.

Звуковая энергия теряется, т. е. затухает, в воздуховодах в зависимости от длины, сечения и коэффициента звукопоглощения материала. Шум в воздуховодах затухает на прямых участках и в фасонных частях (отводах, тройниках, конфузорах и диффузорах).

Для расчета затухания шума на прямых участках воздуховода можно использовать формулу

$$\Delta L = 1{,}1\frac{f(a)П}{S}l, \qquad (177)$$

где $f(a)$ — коэффициент звукопоглощения, зависящий от материала, из которого сделан воздуховод; для металлических воздуховодов $f(a) = 0{,}01$, для железобетонных, кирпичных оштукатуренных $f(a) = 0{,}05$ на 1 м воздуховода; $П$ — периметр воздуховода, м; l — длина воздуховода, м; S — площадь сечения воздуховода, м^2.

В воздуховодах малого диаметра шум затухает более интенсивно, чем в воздуховодах больших диаметров. Такой расчет справедлив для низкочастотного шума в пределах от 63 до 125 Гц. Наиболее эффективная мера борьбы с аэродинамическим шумом — установка глушителей: камерных, пластинчатых, экранных и трубчатых. В конструкции глушителя любого типа есть активные и реактивные элементы.

При проектировании и расчете глушителя ставится задача — снизить уровень шума до требуемых норм.

Для эффективного снижения аэродинамического шума необходимо правильно выбрать звукопоглощающий материал, т. е. учесть его физические свойства, негорючесть, малую гигроскопичность, биостойкость, долговечность в эксплуатации, неагрессивность и безвредность для здоровья обслуживающего персонала и невысокую стоимость. Кроме того, следует учесть звукопоглощающие свойства в требуемом частотном диапазоне шума.

Звуковая энергия поглощается в результате вязкого трения при перемещении воздуха в порах материала и частично преобразуется в теплоту.

В реактивных элементах звуковая энергия поглощается в результате «волновой пробки», при этом затрудняется прохождение звука из-за инертности массы воздуха в трубах или в отверстиях глушителя.

На рис. 124 показана схема активного трубчатого глушителя, который широко применяют в промышленных аспирационных сетях. Канал *5* глушителя выполнен из перфорированного листа с круглыми отверстиями диаметром 5 мм и шагом $t = 10$ мм. Пространство между каналом и кожухом *2* заполняют звукопоглощающим материалом *4*. Глушитель может состоять из одного или нескольких каналов, имея сотовую форму.

Перфорированный лист выбирают с учетом следующего: для поглощения шума низких частот уменьшают шаг

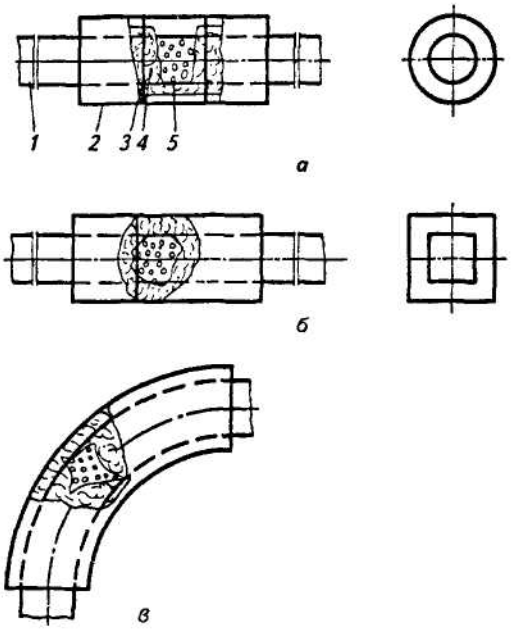


Рис. 124. Схема активного трубчатого глушителя:

а — прямого круглого; *1* — воздуховод; *2* — кожух; *3* — перегородка; *4* — звукопоглощающий материал; *5* — канал; *б* — прямого квадратного; *в* — отвода

перфорации и размер отверстий, а при поглощении шума высоких частот при том же шаге перфорации увеличивают размер отверстий до 8 мм.

Толщину слоя звукопоглощающего материала из стекловолокна, капроновой ваты или минеральной шерсти для поглощения низких частот принимают $h = 8...10$ см, для высоких частот $h = 2{,}5...3$ см.

Для защиты от выдувания воздушным потоком звукопоглощающий материал покрывают пленками из полиэтилена или стеклоткани.

Допустимая скорость движения воздушного потока для глушителей, состоящих из перфорированного листа и мата из стекловолокна или минеральной шерсти на связующей основе из синтетической смолы, $v = 10...20$ м/с, а с прокладкой стеклоткани между перфорированным листом и матом $v = 20...30$ м/с.

Снижение уровня шума в активном глушителе на длине, равной одному калибру, при толщине слоя капроновой ваты $h = 100$ мм при плотности 60 кг/м^3 и частоте $f = 230$ Гц $\Delta L' = 3{,}5$ дБ/калибр.

На рис. 125 показан глушитель ОТИПП, разработанный проф. А. М. Дзядзио и его сотрудниками. Звукопоглощающий материал *1* из пенополиуретана облицовывает канал *2* с воздушным зазором *4*, равным 25 мм. Канал *2* из перфорированной листовой стали толщиной 0,8...2 мм имеет отверстия диаметром 4...8 мм с коэффициентом живого сечения 5...20 %. Сопротивление глушителя 300...450 Па.

В мукомольных и комбикормовых заводах наибольшее распространение получили пластинчатые глушители шума конструкции треста «Спецэлеватормельмонтаж» и глушители шума круглого сечения конструкции ОАО «ЦНИИпромзернопроект» (рис. 126). Глушитель конструкции ЦНИИпромзернопроект собирают из отвода и промежуточной цилиндрической секции с одной или двумя пластинами. Все элементы глушителя состоят из корпуса и внутреннего каркаса. Внутренний каркас изготовляют из перфорированной оцинкованной стали ($\delta = 0{,}8$ мм, диаметр отверстий 5 мм), снаружи его об-

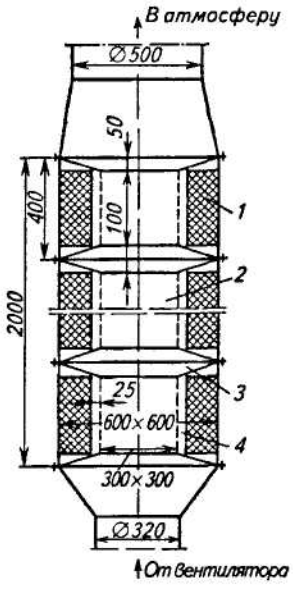


Рис. 125. Глушитель ОТИПП:

1 — звукопоглощающий материал; *2* — канал; *3* — промежутки между секциями; *4* — воздушный зазор

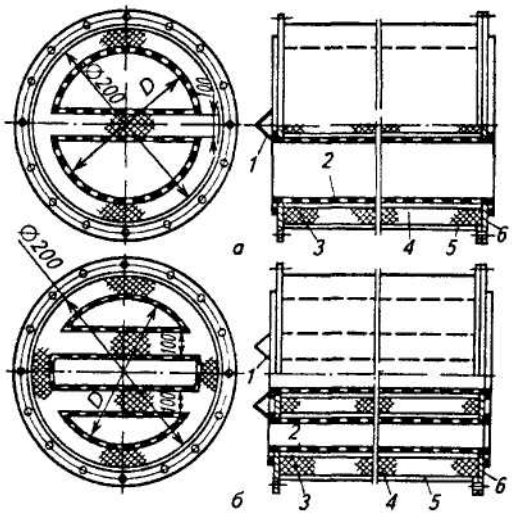


Рис. 126. Трубчатый глушитель ОАО «ЦНИИпромзернопроект»:

а — с одной перегородкой; *б* — с двумя перегородками; *1* — лобовой обтекатель; *2* — перфорированный цилиндр из листовой стали с отверстиями диаметром 5 мм, *3* — каркас, обтянутый стеклотканью; *4* — звукопоглощающий слой из стекловолокна СТВ; *5* — наружная стенка; *6* — фланец

лятором эластичными муфтами; не допускать биения.

Основная причина образования аэродинамического шума вентилятора — переменный вихревой воздушный поток, который возникает при движении воздуха вдоль лопаток рабочего колеса, что приводит к изменению скорости и направления потока.

Частота аэродинамического шума (Гц)

$$f = \frac{zn}{60}, \qquad (176)$$

где z — число лопаток; n — частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин.

Звуковая энергия теряется, т. е. затухает, в воздуховодах в зависимости от длины, сечения и коэффициента звукопоглощения материала. Шум в воздуховодах затухает на прямых участках и в фасонных частях (отводах, тройниках, конфузорах и диффузорах).

Для расчета затухания шума на прямых участках воздуховода можно использовать формулу

$$\Delta L = 1{,}1\frac{f(a)\Pi}{S}l, \qquad (177)$$

где $f(a)$ — коэффициент звукопоглощения, зависящий от материала, из которого сделан воздуховод; для металлических воздуховодов $f(a) = 0{,}01$, для железобетонных, кирпичных оштукатуренных $f(a) = 0{,}05$ на 1 м воздуховода; Π — периметр воздуховода, м; l — длина воздуховода, м; S — площадь сечения воздуховода, м^2.

В воздуховодах малого диаметра шум затухает более интенсивно, чем в воздуховодах больших диаметров. Такой расчет справедлив для низкочастотного шума в пределах от 63 до 125 Гц. Наиболее эффективная мера борьбы с аэродинамическим шумом — установка глушителей: камерных, пластинчатых, экранных и трубчатых. В конструкции глушителя любого типа есть активные и реактивные элементы.

При проектировании и расчете глушителя ставится задача — снизить уровень шума до требуемых норм.

Для эффективного снижения аэродинамического шума необходимо правильно выбрать звукопоглощающий материал, т. е. учесть его физические свойства, негорючесть, малую гигроскопичность, биостойкость, долговечность в эксплуатации, неагрессивность и безвредность для здоровья обслуживающего персонала и невысокую стоимость. Кроме того, следует учесть звукопоглощающие свойства в требуемом частотном диапазоне шума.

Звуковая энергия поглощается в результате вязкого трения при перемещении воздуха в порах материала и частично преобразуется в теплоту.

В реактивных элементах звуковая энергия поглощается в результате «волновой пробки», при этом затрудняется прохождение звука из-за инертности массы воздуха в трубах или в отверстиях глушителя.

На рис. 124 показана схема активного трубчатого глушителя, который широко применяют в промышленных аспирационных сетях. Канал *5* глушителя выполнен из перфорированного листа с круглыми отверстиями диаметром 5 мм и шагом $t = 10$ мм. Пространство между каналом и кожухом *2* заполняют звукопоглощающим материалом *4*. Глушитель может состоять из одного или нескольких каналов, имея сотовую форму.

Перфорированный лист выбирают с учетом следующего: для поглощения шума низких частот уменьшают шаг

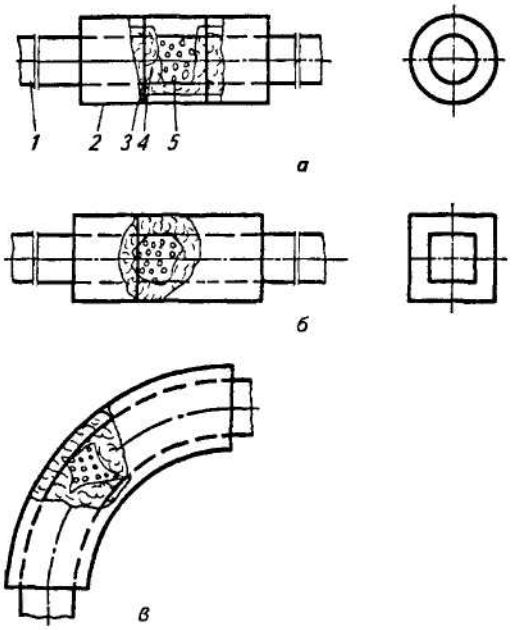


Рис. 124. Схема активного трубчатого глушителя:

а — прямого круглого, *1* — воздуховод; *2* — кожух; *3* — перегородка; *4* — звукопоглощающий материал; *5* — канал, *б* — прямого квадратного; *в* — отвода

перфорации и размер отверстий, а при поглощении шума высоких частот при том же шаге перфорации увеличивают размер отверстий до 8 мм.

Толщину слоя звукопоглощающего материала из стекловолокна, капроновой ваты или минеральной шерсти для поглощения низких частот принимают $h = 8...10$ см, для высоких частот $h = 2{,}5...3$ см.

Для защиты от выдувания воздушным потоком звукопоглощающий материал покрывают пленками из полиэтилена или стеклоткани.

Допустимая скорость движения воздушного потока для глушителей, состоящих из перфорированного листа и мата из стекловолокна или минеральной шерсти на связующей основе из синтетической смолы, v = 10...20 м/с, а с прокладкой стеклоткани между перфорированным листом и матом v = 20...30 м/с.

Снижение уровня шума в активном глушителе на длине, равной одному калибру, при толщине слоя капроновой ваты $h = 100$ мм при плотности 60 кг/м^3 и частоте $f = 230$ Гц $\Delta L' = 3{,}5$ дБ/калибр.

На рис. 125 показан глушитель ОТИПП, разработанный проф. А. М. Дзядзио и его сотрудниками. Звукопоглощающий материал *1* из пенополиуретана облицовывает канал *2* с воздушным зазором *4*, равным 25 мм. Канал *2* из перфорированной листовой стали толщиной 0,8...2 мм имеет отверстия диаметром 4...8 мм с коэффициентом живого сечения 5...20 %. Сопротивление глушителя 300...450 Па.

В мукомольных и комбикормовых заводах наибольшее распространение получили пластинчатые глушители шума конструкции треста «Спецэлеватормельмонтаж» и глушители шума круглого сечения конструкции ОАО «ЦНИИпромзернопроект» (рис. 126). Глушитель конструкции ЦНИИпромзернопроект собирают из отвода и промежуточной цилиндрической секции с одной или двумя пластинами. Все элементы глушителя состоят из корпуса и внутреннего каркаса. Внутренний каркас изготовляют из перфорированной оцинкованной стали ($\delta = 0{,}8$ мм, диаметр отверстий 5 мм), снаружи его об-

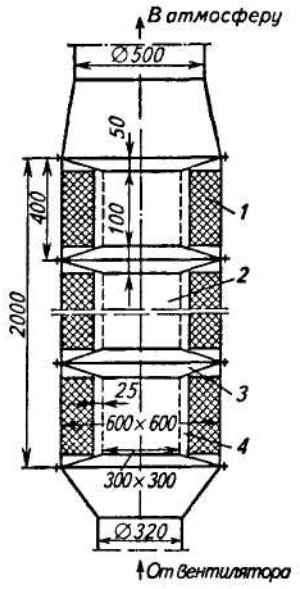


Рис. 125. Глушитель ОТИПП:

1 — звукопоглощающий материал; *2* — канал; *3* — промежутки между секциями; *4* — воздушный зазор

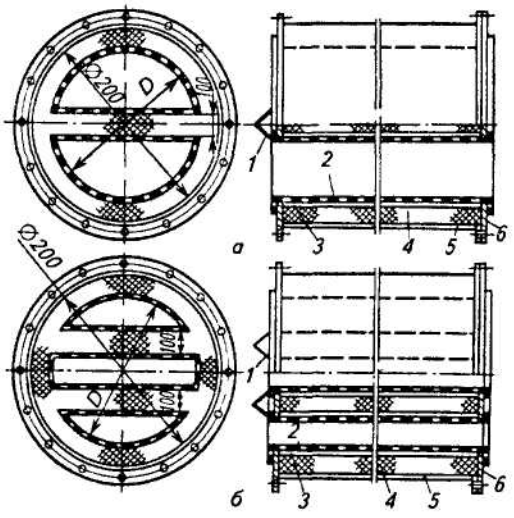


Рис. 126. Трубчатый глушитель ОАО «ЦНИИпромзернопроект»:

а — с одной перегородкой; *б* — с двумя перегородками; *1* — лобовой обтекатель; *2* — перфорированный цилиндр из листовой стали с отверстиями диаметром 5 мм; *3* — каркас, обтянутый стеклотканью, *4* — звукопоглощающий слой из стекловолокна СТВ; *5* — наружная стенка; *6* — фланец

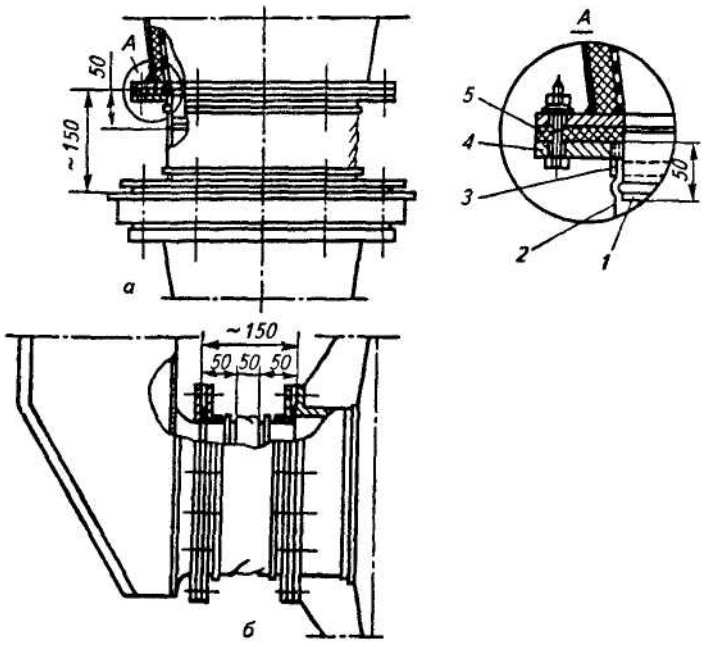


Рис. 127. Гибкая вставка к вентилятору:

а — на выходе, *б* — на входе: *1* — патрубок с отбортовкой по фланцу; *2* — вставка из прорезиненного полотна; *3* — стяжной пояс; *4* — фланец патрубка; *5* — резиновая прокладка

тягивают стеклотканью Э-0,1. Пространство между корпусом и каркасом заполняют звукопоглощающим материалом (матами из супертонкого стекловолокна) и закрывают крышкой, которая, являясь фланцем, соединяет эти элементы между собой.

Глушители проектируют длиной от 700 до 1000 мм с двумя пластинами (в поперечном сечении) для воздуховодов диаметром свыше 500 мм и с одной пластиной для воздуховодов диаметром менее 500 мм.

Чтобы вибрации вентилятора не передавались на воздуховоды, необходимо применять гибкие вставки (рис.127), изготовленные из прорезиненной ткани или брезента, при соединении воздуховодов с всасывающими и выхлопными патрубками вентиляторов. Благодаря применению гибких вставок уменьшается механический шум при работе вентилятора, который без гибких вставок передается на воздуховоды.

7.3. НАЛАДКА, ИСПЫТАНИЕ И ПРИЕМ В ЭКСПЛУАТАЦИЮ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Смонтированные аспирационные установки при сдаче в эксплуатацию подлежат наладке и испытаниям, которые выполняют инженеры-наладчики специализированных монтажно-наладочных управлений.

Наладка, испытание и регулирование аспирационных установок при сдаче их в эксплуатацию — необходимый этап предпусковых работ, как при строительстве новых, так и при реконструкции действующих предприятий хлебопродуктов.

Наладку аспирационных установок проводят после наладки транспортного и технологического оборудования с целью обеспечения герметичности, стабильной и надежной работы всех элементов аспирационных установок.

Цели регулирования аспирационных установок: приведение режимов работы вентиляторов и пылеуловителей в соответствие с проектными данными;

обеспечение требуемых норм отсоса воздуха от аспирируемого оборудования; соблюдение допустимых норм запыленности воздушной среды производственных помещений и воздушного бассейна вокруг предприятия; обеспечение взрывобезопасности предприятий.

Необходимость в регулировании обусловлена отклонением фактических параметров пылеуловителей и вентиляторов от паспортных, саморегулированием разветвленных воздуховодов, при котором происходит перераспределение количеств воздуха между точками отсоса от оборудования, что, в свою очередь, приводит к несоблюдению норм отсоса воздуха.

В задачи испытаний аспирационных установок входит определение:

герметичности аспирируемых укрытий оборудования и емкостей, герметичности воздуховодов;

расхода воздуха, обеспечиваемого вентилятором;

давления, развиваемого вентилятором;

параметров работы пылеуловителей и подсоса воздуха в них;

расходов воздуха от каждой точки отсоса и подсоса воздуха во всей сети;

скорости движения воздуха в отсасывающих патрубках и участках воздуховодов;

потерь давления в аспирируемом оборудовании;

кратности воздухообмена в отдельных рабочих помещениях;

запыленности воздуха на рабочих местах;

запыленности воздуха, выбрасываемого в атмосферу;

охлаждающей способности воздуха в рабочих помещениях (температуры, влажности и скорости или показаний кататермометра);

вакуума в рабочих помещениях.

До начала наладки и испытаний предварительно сравнивают проект и фактическую компоновку установки, проверяют соответствие с проектом типоразмеров пылеуловителя и вентилятора, частоту вращения рабочего колеса вентилятора, диаметры воздуховодов, герметичность всех соединений, правильность балансировки вентилятора, бесшумность установки, безопасность обслуживания (устройство ограждений, лестниц, проходов и т. п.), наличие отверстий с заглушками для аэродинамических измерений, люков для очистки и их герметичность.

Если к моменту начала эксплуатационных испытаний установка не была отрегулирована и налажена, то перед испытаниями необходимо открыть все регулирующие приспособления в воздуховодах. После этого следует при помощи ваттметра (или амперметра и вольтметра) измерить мощность электродвигателя вентилятора. Если фактическая мощность более чем на 10 % превышает табличную (номинальную) мощность установленного электродвигателя, то необходимо до и после вентилятора ввести временно на период испытаний дополнительное сопротивление (направляющий аппарат, шибер или просто лист кровельного железа между фланцами) с целью доведения фактической мощности до номинального значения (чтобы не пережечь обмотку электродвигателя).

Наладку установок осуществляют в два этапа.

Наладочные работы первого этапа (пусконаладочные) называют также монтажной регулировкой.

На *первом этапе* до сдачи предприятия в эксплуатацию в рабочем состоянии (на чистом воздухе) устраняют возможные неплотности с тем, чтобы подсосы воздуха по отдельным узлам установки не превышали установленных нормативов, предусмотренных проектом. Затем проверяют общий расход воздуха в установке и давление, развиваемое вентилятором. При отсутствии расхождений полученных значений с проектными данными приступают к определению расходов воздуха по отдельным точкам отсоса и регулированию этих расходов с помощью диафрагм или других регулировочных приспособлений. Расхождение между уравниваемыми действительными и нормальными расходами воздуха в местных отсосах и ветвях допускается не более + 10 %. После окончания регулирования расхода воздуха по отдельным точкам отсоса и ветвям сети повторно

измеряют общий расход воздуха и давление, развиваемое вентилятором.

Подсос воздуха в сети ($м^3/ч$)

$$Q_{подс} = Q_{взд} - \Sigma Q_м,$$

где $Q_{взд}$ — расход воздуха, перемещаемого вентилятором (средний на входе и выходе), $м^3/ч$; $\Sigma Q_м$ — суммарный расход воздуха от аспирируемого оборудования, $м^3/ч$.

Подсос воздуха (%)

$$Q_{подс} = \left(\frac{Q_{взд}}{\Sigma Q_м} - 1 \right) 100. \qquad (178)$$

Подсос во всасывающем фильтре находят по формуле (178), где вместо $Q_{взд}$ подставляют расход, измеренный при выходе из фильтра, а $\Sigma Q_м$ — расход воздуха при входе в фильтр. Подсосы в остальных местах определяют с учетом формулы (178).

Если расход воздуха вентилятора ниже проектного, то причинами этого могут быть повышенное сопротивление сети, заниженная частота вращения или неправильное направление вращения рабочего колеса вентилятора.

Причинами повышения сопротивления сети могут быть закрытые клапаны, задвижки, входные отверстия в аспирируемом оборудовании, выступающие внутрь воздуховодов прокладки фланцевых соединений, закупорка пылью или другими примесями воздуховодов, вакуум в помещении, неисправность фильтровальных рукавов и механизма очистки рукавов от пыли.

Динамическое давление при регулировании сетей измеряют в центре воздуховода, умножая полученный результат на коэффициент поля скоростей, равный 0,8. Пневмометрическую трубку устанавливают в центре воздуховода и добиваются посредством регулирования диафрагмы или другими способами, чтобы значение динамического давления $H_д$ приближалось к проектному. Допускается расхождение измеренных и проектных значений $H_д$ до 5 %.

Увеличивать расход воздуха в сети при регулировании повышением частоты вращения рабочего колеса вентилятора неэкономично, так как растет расход электроэнергии.

Наиболее целесообразно увеличивать расход воздуха, снижая сопротивление сети. Уменьшать расход воздуха, увеличивая сопротивление сети дросселированием, также нецелесообразно. Экономичнее снизить частоту вращения рабочего колеса вентилятора.

Применяют следующие виды регулирования:

местное — когда изменяют расход воздуха в одном участке сети посредством диафрагмы;

центральное — когда изменяют расход воздуха в сети посредством изменения ее сопротивления по главной магистрали или частоты вращения рабочего колеса вентилятора;

смешанное — когда применяют оба вида регулирования.

Местное регулирование посредством диафрагмы применяют на параллельных участках сети. При завышенном расходе диафрагму закрывают, при заниженном — открывают.

При наладке сетей обычно применяют смешанное регулирование, т. е. вначале добиваются соответствия расхода воздуха в сети с проектным, используя центральное регулирование, затем местным регулированием доводят расход воздуха до проектного на параллельных участках сети.

В сложных вентиляционных сетях, имеющих несколько параллельных ветвей при входе в фильтр, вначале проводят центральное регулирование во всей сети, затем — в параллельных ветвях при входе в фильтр, начиная с ветви, где расход воздуха наибольший.

Местное регулирование начинают с наиболее удаленных машин. Расходы воздуха в двух удаленных машинах должны соответствовать проектным. Затем принимают две отрегулированные точки за одну и добиваются сходимости расходов с третьей точкой и т. д. Допускаются расхождения до 10 %. Результаты регулирования сетей заносят в табл. 47.

К наладочным работам *второго этапа* — испытаниям и наладке вентиляционных установок на санитарно-гигиенический эффект — приступают в конце комплексного опробования оборудования под нагрузкой и продолжают после сдачи предприятия в эксплуатацию и достижения не менее 75 % проектной мощности.

47. Результаты регулирования при наладке вентиляционной сети

Характер режима	Наименование давлений	Контрольно-испытательные точки									
		на всасывании								на нагнетании	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Номинальный по проекту, Па	$H_о$										
	$H_д$										
Испытательные при наладке, Па:											
первый	$H_о$										
	$H_д$										
второй	$H_о$										
	$H_д$										
третий	$H_о$										
	$H_д$										

Результаты наладочных работ второго этапа считают удовлетворительными, если при работе оборудования под нагрузкой концентрация зерновой пыли в производственных помещениях элеваторов и в подготовительном (зерноочистительном) отделении мукомольного завода не превышает 4 мг/м^3 и в помещениях, где выделяется пыль растительного и животного происхождения (в размольном отделении мукомольных заводов, комбикормовых заводах) — 6 мг/м^3 с примесью диоксида кремния не более 2 %.

При работе аспирационных установок должна быть обеспечена чистота атмосферы вокруг предприятия. Загрязнение ее при выбросе воздуха из пылеуловителя в зоне приточных отверстий вентиляции, окон жилых зданий и на уровне земли не должно превышать 30 % предельно допустимых концентраций в воздухе рабочей зоны помещения.

Для определения запыленности воздуха применяют контрольно-измерительные приборы, описанные ранее.

При измерении давлений, скоростей и расходов воздуха используют приборы и способы, изложенные ранее (см. рис. 31, 34, 35 и 37), а также выводы из графика распределения давлений (см. рис. 42).

Отклонения от проекта (%), выявленные при испытаниях установок, должны находиться в следующих пределах:

по производительности аспирационной установки + 10

по расходу воздуха от местных отсосов + 10

Итоги наладки аспирационных систем оформляют протоколом испытания и эксплуатационно-техническим паспортом на каждый пылеуловитель и на аспирационные установки в целом (см.приложения 13 и 14).

Качественную оценку эффективности аспирационных сетей и уровня герметизации оборудования и емкостей дает санэпидемстанция по результатам измерения запыленности воздуха производственных помещений.

Каждой аспирационной установке присваивают условное сокращенное обозначение и порядковый номер. Например, АУ-4 — аспирационная установка № 4.

Сокращенные обозначения и порядковые номера аспирационных установок наносят яркой несмываемой краской на кожух вентилятора или на воздуховод около вентилятора.

В эксплуатационно-техническом паспорте аспирационной установки должны содержаться сведения об оборудовании, краткая техническая характеристика оборудования, результаты технических испытаний установки и последующих наладочных работ. Паспорт должен быть кратким и наглядно отражать все основные данные об установке.

Получив удовлетворительные ре-

зультаты отдельных испытаний перед вводом предприятия в эксплуатацию, создают государственную приемочную комиссию с участием главного инженера предприятия, представителей проектной и монтажной организаций, органов государственного санитарного и пожарного надзора, представителя технической инспекции профсоюза и заводского комитета.

Комиссия проверяет соответствие выполненных строительно-монтажных работ проектно-сметной документации и СНиП, устанавливает готовность к комплексному опробованию и пуску предприятия, дает оценку качества выполненных работ, проведенных опробований и испытаний отдельных комплексов оборудования. Комплексное опробование всего предприятия на холостом ходу проводят в течение 12...18 ч, под нагрузкой — 48...72 ч. По результатам наладки и регулирования государственная комиссия принимает решение о вводе в эксплуатацию аспирационных установок и всего предприятия. Прием в эксплуатацию предприятия оформляют актом.

В акте приема аспирационных установок указывают соответствие спецификации смонтированного оборудования утвержденному проекту, дают заключение о преимуществах и недостатках по результатам испытаний, приводят список отклонений от проектов, допущенных при монтаже, обосновывают их целесообразность, дают оценку качества и сравнение со сметной стоимостью.

7.4. ПРАВИЛА ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Аспирационные установки могут эффективно работать при длительной эксплуатации, если соблюдаются правила технической эксплуатации, не допускающие изменений характеристики сетей, как это показано на рис. 94.

Аспирационные установки имеют две эксплуатационные особенности, от которых зависит их надежность:

первая — повышенная способность к разрегулированию, происходящая по цепной реакции, когда одна причина (дефект) вызывает вторую, вторая — третью и т. д. до полного прекращения эффективной работы;

вторая — при наладке разрегулированной установки недостаточно устранить один первоначальный дефект, вызвавший разрегулирование, а необходимо устранить все дефекты, возникшие по цепной реакции разрегулирования.

Для эффективной работы аспирационных установок необходимо соблюдать следующие правила их эксплуатации. Ответственными за состояние аспирационных установок должны быть не только главный инженер, начальники цехов и главный механик, но и специальный инженер по аспирации или заместитель главного инженера.

Кроме этих лиц, ответственными назначают рабочих-эксплуатационников. Например, за состоянием вентиляторов и фильтров следит слесарь, за герметичностью и очисткой воздуховодов — жестянщик, за аспирируемым оборудованием — рабочие смен.

Инженер по аспирации или заместитель главного инженера должны:

руководить межремонтным обслуживанием и планово-предупредительным ремонтом;

применять контрольно-измерительные приборы и обеспечить запас сменных деталей и фильтровального материала;

систематически проводить инструктаж и контроль рабочих, закрепленных ответственными за эксплуатацию аспирационных установок;

вести эксплуатационно-технический журнал в дополнение к паспортам аспирационных установок, где учитывают все дефекты, ремонты и изменения в сети (табл. 48).

При эксплуатации аспирационных установок обслуживающий персонал должен:

следить за герметичностью всех частей аспирационных установок и не допускать подсосов воздуха;

наблюдать, чтобы не повышалось сопротивление аспирируемого оборудования, воздуховодов, фильтров и циклонов;

следить за исправностью встряхива-

48. Форма эксплуатационного журнала

Аспирационная установка №_____
Место установки и назначение_____

Дефекты, обнаруженные при эксплуатации			Работы по устранению дефектов					
Дата	Наименование дефектов и их последствия	Кто обнаружил (фамилия, имя, отчество)	ремонтные работы (что выполнено)		очистка от пыли воздуховодов (где?)		наладка и измерения (где?)	
			Дата	Исполнитель	Дата	Исполнитель	Дата	Исполнитель

ющие-продувочных механизмов фильтров, проверяя их не менее одного раза в месяц; следить за исправностью фильтровальных рукавов, срок службы которых 1—2 года;

не допускать сводообразований пыли в сборных конусах фильтров;

не допускать засорения пылью входных и выходных патрубков в циклонах, конденсации водяных паров и попадания атмосферных осадков;

следить за исправностью вентиляторов; не допускать уменьшения частоты вращения рабочего колеса из-за скольжения приводных ремней или уменьшения напряжения в электрической сети; не пускать вентилятор с открытой задвижкой или клапаном, а также с разгерметизированной сетью (например, с открытыми люками шкафа всасывающего фильтра);

следить, чтобы не повышалась запыленность воздуха при выходе из фильтров и циклонов;

соблюдать правила безопасности и взрывобезопасности; следить за надежным заземлением всего вентиляционного оборудования через заземляющую систему с нулевым заземленным проводом; применять для электробезопасности защитное отключение электродвигателей при пробое на корпус; выполнять мероприятия по взрывобезопасности;

блокировать электродвигатель вентилятора с электродвигателями аспирируемого оборудования так, чтобы его пуск происходил на 15 с раньше, а остановка — на 30 с позднее;

не допускать осаждения пыли в горизонтальных воздуховодах, проводить их проверку и очистку в декадные остановки. Места осаждения пыли в горизонтальных воздуховодах определяют простукиванием торцом карандаша нижней части воздуховода. При наличии осажденной пыли звук глухой, при отсутствии — звонкий.

Каждому предприятию рекомендуется приобрести комплект контрольно-измерительных приборов для контроля за параметрами работы аспирационных установок.

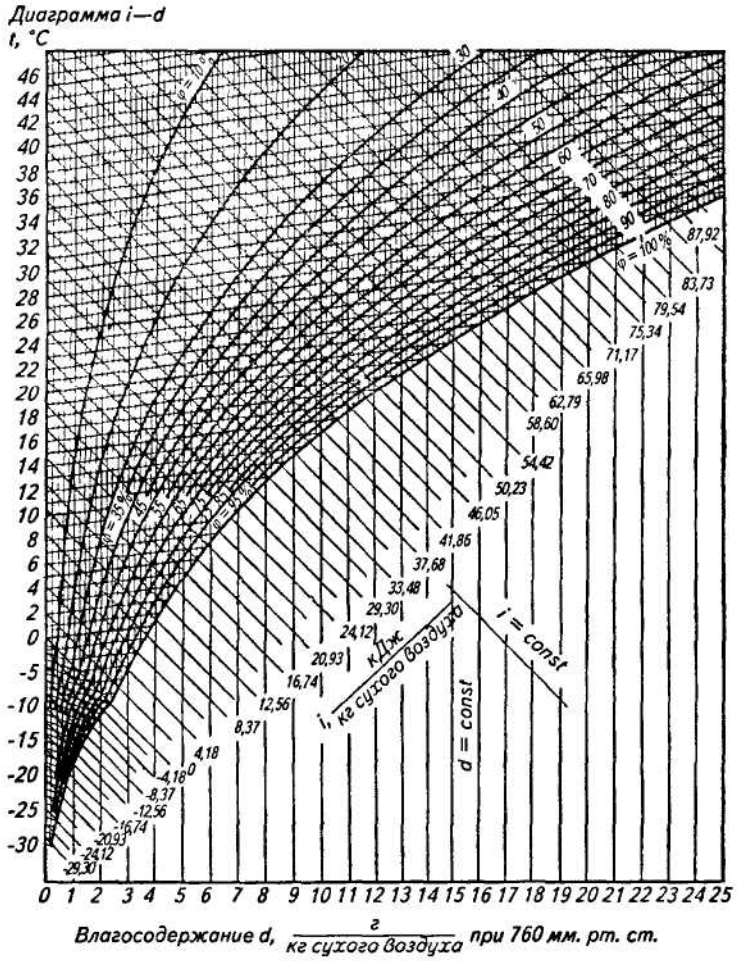
Контрольные вопросы и задания. 1. Каковы основные требования к монтажу вентиляторов и воздуховодов? 2. Какие причины могут повышать сопротивление сети при эксплуатации и как это повлияет на работу вентилятора? 3. Какие причины могут уменьшать сопротивление сети при эксплуатации и как это отразится на работе вентилятора? 4. Как определить подсос воздуха в сети при наладке и эксплуатации?

ПРИЛОЖЕНИЯ

●

Приложение 1

ДИАГРАММА *i—d* (ЭНТАЛЬПИЯ — ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ)



Обозначения: i — удельная энтальпия, кДж/кг сухого воздуха; d — влагосодержание, г/кг сухого воздуха; t — температура, °С; φ — относительная влажность воздуха, %

ОБЪЕМ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА, м³ НА 1 КГ СУХОГО ВОЗДУХА ПРИ ДАВЛЕНИИ 99, 31 кПа (745 мм рт. ст.)

t, °С	φ, %												t, °С
	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	5	0	
−15	0,7472	0,7470	0,7469	0,7468	0,7467	0,7465	0,7464	0,7463	0,7462	0,7460	0,7460	0,7459	−15
−10	0,7624	0,7622	0,7620	0,7618	0,7616	0,7614	0,7612	0,7610	0,7608	0,7606	0,7605	0,7604	−10
−5	0,7780	0,7776	0,7773	0,7770	0,7767	0,7764	0,7761	0,7758	0,7754	0,7751	0,7750	0,7748	−5
0	0,7941	0,7937	0,7932	0,7927	0,7922	0,7917	0,7912	0,7907	0,7902	0,7897	0,7895	0,7893	0
5	0,8108	0,8101	0,8094	0,8087	0,8080	0,8073	0,8065	0,8058	0,8051	0,8044	0,8041	0,8037	5
10	0,8284	0,8274	0,8263	0,8253	0,8243	0,8233	0,8222	0,8212	0,8202	0,8192	0,8187	0,8182	10
15	0,8472	0,8457	0,8442	0,8427	0,8413	0,8398	0,8384	0,8369	0,8355	0,8340	0,8333	0,8326	15
20	0,8675	0,8654	0,8633	0,8613	0,8592	0,8572	0,8551	0,8531	0,8511	0,8491	0,8481	0,8471	20
25	0,8899	0,8870	0,8841	0,8812	0,8783	0,8755	0,8727	0,8698	0,8670	0,8643	0,8629	0,8615	25
30	0,9151	0,9110	0,9070	0,9030	0,8990	0,8951	0,8912	0,8873	0,8835	0,8797	0,8778	0,8760	30
35	0,9438	0,9382	0,9327	0,9272	0,9217	0,9164	0,9111	0,9058	0,9006	0,8955	0,8929	0,8904	35
40	0,9775	0,9697	0,9620	0,9545	0,9471	0,9398	0,9326	0,9265	0,9189	0,9116	0,9082	0,9049	40
45	1,0175	1,0068	0,9963	0,9860	0,9759	0,9660	0,9563	0,9468	0,9375	0,9283	0,9238	0,9193	45
50	1,0662	1,0513	1,0368	1,0228	1,0090	0,9967	0,9827	0,9700	0,9576	0,9455	0,9396	0,9338	50
55	1,1268	1,1060	1,0860	1,0667	1,0480	1,0300	1,0125	0,9957	0,9794	0,9635	0,9568	0,9482	55
60	1,2041	1,1748	1,1468	1,1201	1,0946	1,0702	1,0469	1,0245	1,0030	0,9824	0,9725	0,9627	60
65	1,3059	1,2636	1,2239	1,1866	1,1514	1,1170	1,0870	1,0573	1,0292	1,0025	0,9896	0,9771	65
70	1,4448	1,3820	1,3240	1,2113	1,2222	1,1754	1,1345	1,0951	1,0583	1,0239	1,0075	1,0016	70
75	1,6441	1,5466	1,4600	1,3824	1,3126	1,2494	1,1919	1,1394	1,0912	1,0469	1,0261	1,0060	75

Приложение 2

ПОКАЗАТЕЛИ ПОЖАРОВЗРЫВООПАСНОСТИ

Продукт	Нижний концентрационный предел распространения пламени, г/м³	Максимальное давление взрыва, кПа	Максимальная скорость нарастания давления взрыва, МПа/с	Минимальное содержание кислорода, %	Минимальная энергия зажигания, МДж	Теплота сгорания, кДж/кг
Ячмень дробленый	47	645	11,4	12,3	—	17372
Кукуруза дробленая	37	651	6,9	11,5	—	17543
Отруби пшеничные	55	483	6,2	11,8	—	17677
Дрожжи кормовые	36	650	9,2	11,0	8,3	19087
Пшеница дробленая	38	524	14,2	12,8	—	17322
Горох дробленый	52	620	19,3	11,5	—	18292
Овес дробленый	54	650	4,67	12,0	—	19206
Просо дробленое	36	—	—	—	—	18972
Шрот:						
подсолнечниковый	40	532	9,4	11,3	8,9	18368
хлопковый	42	547	4,07	12,5	—	21786
соевый	49	673	12,5	16,0	—	18485
Мука ржаная обдирная	78	540	11,0	11,5	13,3	—
Мука пшеничная в/с	28,8	650	13,0	11,0	50,0	—
Сорго дробленое	36	575	8,0	19,5	17,2	—
Крахмал зерновой	40	770	—	10,0	30,0	—
Соя	35	700	17,2	15,0	40	—

Примечание. Объем взрывной камеры 0,004 м³, дисперсный состав частиц — менее 100 мкм.

РАСХОД ВОЗДУХА В НАСАДКАХ ПЫЛЕЗАБОРНЫХ ТРУБОК

Скорость воздуха, м/с	Диаметр насадки, мм					
	5	6	7	8	9	10
	Показания реометра, дм³/мин					
2,0	—	—	—	—	—	9,42
2,1	—	—	—	—	—	9,89
2,2	—	—	—	—	—	10,36
2,3	—	—	—	—	—	10,83
2,4	—	—	—	—	—	11,30
2,5	—	v	—	—	9,54	11,77
2,6	—	—	—	—	9,92	12,25
2,7	—	—	—	—	10,30	12,72
2,8	—	—	—	—	10,68	13,19
2,9	—	—	—	—	11,06	13,66
3,0	—	—	—	—	11,44	14,13
3,1	—	—	—	—	11,83	14,60
3,2	—	—	—	—	12,21	15,07
3,3	—	—	—	—	12,59	15,54
3,4	—	—	—	—	12,97	16,01
3,5	—	—	—	10,55	13,35	16,48
3,6	—	—	—	10,85	13,73	16,96
3,7	—	—	—	11,15	14,12	17,43
3,8	—	—	—	11,45	14,50	17,90
3,9	—	—	—	11,76	14,88	18,37
4,0	—	—	9,23	12,06	15,26	18,84
4,1	—	—	9,46	12,36	15,64	19,31
4,2	—	—	9,69	12,66	16,02	19,78
4,3	—	—	9,92	12,96	16,40	20,25
4,4	—	—	10,15	13,26	16,79	20,72
4,5	—	—	10,38	13,56	17,17	21,19
4,6	—	—	10,62	13,87	17,55	21,67
4,7	—	—	10,85	14,17	17,93	22,14
4,8	—	—	11,88	14,47	18,31	22,61
4,9	—	—	11,31	14,77	18,69	23,08
5,0	—	8,48	11,54	15,07	19,08	23,55
5,1	—	8,65	11,77	15,37	19,46	—
5,2	—	8,82	12,00	15,67	19,84	—
5,3	—	8,99	12,23	15,98	20,22	—
5,4	—	9,16	12,46	16,28	20,60	—
5,5	—	9,32	12,69	16,58	20,96	—
5,6	—	9,49	12,92	16,88	21,36	—
5,7	—	9,66	13,15	17,18	21,75	—
5,8	—	9,83	13,39	17,48	22,13	—
5,9	—	10,00	13,62	17,78	22,51	—
6,0	—	10,17	13,85	18,09	22,89	—
6,1	—	10,34	14,08	18,39	23,27	—
6,2	—	10,51	14,31	18,69	23,65	—
6,3	—	10,68	14,54	18,99	24,03	—

Продолжение

Скорость воздуха, м/с	Диаметр насадки, мм					
	5	6	7	8	9	10
	показания реометра, дм³/мин					
6,4	—	10,85	14,77	19,29	24,42	—
6,5	—	11,02	15,00	19,59	24,80	—
6,6	—	11,19	15,23	19,89	—	—
6,7	—	11,36	15,46	20,20	—	—
6,8	—	11,53	15,69	20,50	—	—
6,9	—	11,70	15,92	20,80	—	—
7,0	—	11,87	16,15	21,10	—	—
7,1	—	12,04	16,39	21,40	—	—
7,2	—	12,21	16,62	21,70	—	—
7,3	—	12,38	16,85	22,00	—	—
7,4	—	12,55	17,00	22,31	—	—
7,5	8,83	12,71	17,31	22,61	—	—
7,6	8,95	12,89	17,54	22,91	—	—
7,7	9,07	13,06	17,77	23,21	—	—
7,8	9,18	13,22	18,00	23,51	—	—
7,9	9,30	13,39	18,23	23,81	—	—
8,0	9,42	13,56	18,46	24,11	—	—
8,1	9,54	13,73	18,68	—	—	—
8,2	9,65	13,90	18,92	—	—	—
8,3	9,77	14,07	19,16	—	—	—
8,4	9,90	14,24	19,39	—	—	—
8,5	10,01	14,41	19,62	—	—	—
8,6	10,13	14,58	19,85	—	—	—
8,7	10,24	14,75	20,08	—	—	—
8,8	10,36	14,92	20,31	—	—	—
8,9	10,48	15,09	20,54	—	—	—
9,0	10,60	15,26	20,77	—	—	—
9,1	10,72	15,43	21,00	—	—	—
9,2	10,83	15,60	21,23	—	—	—
9,3	10,95	15,77	21,46	—	—	—
9,4	11,07	15,94	21,69	—	—	—
9,5	11,19	16,11	21,92	—	—	—
9,6	11,30	16,28	22,15	—	—	—
9,7	11,42	16,45	22,39	—	—	—
9,8	11,54	16,62	22,62	—	—	—
9,9	11,66	16,79	22,84	—	—	—
10,0	11,77	16,96	23,07	—	—	—
10,1	11,89	17,12	—	—	—	—
10,2	12,01	17,29	—	—	—	—
10,3	12,13	17,46	—	—	—	—
10,4	12,25	17,63	—	—	—	—
10,5	12,36	17,80	—	—	—	—
10,6	12,48	17,97	—	—	—	—
10,7	12,60	18,14	—	—	—	—
10,8	12,72	18,31	—	—	—	—
10,9	12,83	18,48	—	—	—	—

Продолжение

Скорость воздуха, м/с	Диаметр насадки, мм					
	5	6	7	8	9	10
	показания реометра, дм³/мин					
11,0	12,95	18,65	—	—	—	—
11,1	13,07	18,82	—	—	—	—
11,2	13,19	18,99	—	—	—	—
11,3	13,31	19,16	—	—	—	—
11,4	13,42	19,33	—	—	—	—
11,5	13,54	19,50	—	—	—	—
11,6	13,65	19,67	—	—	—	—
11,7	13,78	19,84	—	—	—	—
11,8	13,89	20,00	—	—	—	—
11,9	14,01	20,18	—	—	—	—
12,0	14,13	20,35	—	—	—	—
12,1	14,25	20,52	—	—	—	—
12,2	14,36	20,69	—	—	—	—
12,3	14,48	20,86	—	—	—	—
12,4	14,60	21,02	—	—	—	—
12,5	14,72	21,19	—	—	—	—
12,6	14,84	21,36	—	—	—	—
12,7	14,95	21,53	—	—	—	—
12,8	15,07	21,70	—	—	—	—
12,9	15,19	21,87	—	—	—	—
13,0	15,31	22,04	—	—	—	—
13,1	15,42	22,21	—	—	—	—
13,2	15,54	22,38	—	—	—	—
13,3	15,66	22,55	—	—	—	—
13,4	15,78	22,72	—	—	—	—
13,5	15,90	22,89	—	—	—	—
13,6	16,01	23,06	—	—	—	—
13,7	16,13	23,23	—	—	—	—
13,8	16,25	23,40	—	—	—	—
13,9	16,37	23,57	—	—	—	—
14,0	16,48	23,74	—	—	—	—
14,1	16,60	23,91	—	—	—	—
14,2	16,72	24,08	—	—	—	—
14,3	16,84	24,25	—	—	—	—
14,4	16,96	24,42	—	—	—	—
14,5	17,07	24,59	—	—	—	—

ДАННЫЕ О СУХОМ И ВЛАЖНОМ ВОЗДУХЕ ПРИ ДАВЛЕНИИ 99,31 кПа (745 мм рт. ст.)

Температура, °С	Плотность сухого воздуха, кг/м³	Давление водяного пара		Содержание водяного пара при полном насыщении	
		кПа	мм рт. ст.	кг/м³ влажного воздуха	кг/кг влажного воздуха
−20	1,370	0,128	0,960	0,0010	0,0007
−15	1,340	0,193	1,451	0,0015	0,0010
−10	1,318	0,288	2,159	0,0022	0,0016
−5	1,290	0,422	3,167	0,0032	0,0025
−4	1,289	0,449	3,368	0,0036	0,0028
−3	1,281	0,486	3,644	0,0039	0,0030
−2	1,279	0,625	3,941	0,0042	0,0033
−1	1,272	0,568	4,263	0,0045	0,0035
0	1,269	0,610	4,581	0,0048	0,0038
+1	1,262	0,656	4,924	0,0052	0,0041
+2	1,258	0,705	5,291	0,0055	0,0044
+3	1,250	0,757	5,681	0,0059	0,0047
+4	1,246	0,813	6,097	0,0064	0,0051
+5	1,244	0,872	6,540	0,0068	0,0055
+6	1,240	0,935	7,011	0,0073	0,0059
+7	1,235	1,001	7,510	0,0077	0,0063
+8	1,230	1,072	8,041	0,0083	0,0067
+9	1,226	1,147	8,605	0,0088	0,0072
+10	1,222	1,227	9,202	0,0094	0,0077
+11	1,219	1,297	9,734	0,0099	0,0082
+12	1,212	1,401	10,511	0,0107	0,0088
+13	1,209	1,496	11,225	0,0113	0,0094
+14	1,205	1,587	11,908	0,0120	0,0102
+15	1,201	1,703	12,777	0,0128	0,0108
+16	1,198	1,817	13,630	0,0135	0,0114
+17	1,192	1,936	14,520	0,0143	0,0121
+18	1,189	2,062	15,469	0,0152	0,0129
+19	1,184	2,195	16,470	0,0162	0,0138
+20	1,181	2,337	17,529	0,0173	0,0148
+21	1,177	2,486	18,647	0,0183	0,0156
+22	1,171	2,642	19,824	0,0194	0,0166
+23	1,166	2,807	21,060	0,0205	0,0176
+24	1,163	2,980	22,359	0,0216	0,0188
+25	1,160	3,166	23,752	0,0230	0,0200
+26	1,158	3,359	25,201	0,0242	0,0212
+27	1,152	3,563	26,731	0,0256	0,0225
+28	1,150	3,778	28,342	0,0272	0,0239
+29	1,147	4,003	30,034	0,0286	0,0252
+30	1,141	4,241	31,814	0,0304	0,0270
+35	1,121	5,621	42,171	0,0396	0,0361
+40	1,107	7,373	55,315	0,0512	0,0476
+45	1,089	9,581	71,875	0,0654	0,0623
+50	1,071	12,333	92,523	0,0829	0,0812
+60	1,040	19,915	149,400	0,1302	0,136
+70	1,001	31,162	233,773	0,1979	0,222
+80	0,979	47,331	355,221	0,2934	0,363
+90	0,954	70,100	525,880	0,4231	0,601

Приложение 5

РАЗМЕЩЕНИЕ ТОЧЕК ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ В ВОЗДУХОВОДАХ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Диаметр воздуховода, мм	Расстояния точки измерения от стенки воздуховода, мм			
	первая	вторая	третья	четвертая
100	12	88	—	—
110	13	97	—	—
125	15	110	—	—
140	17	123	—	—
160	19	141	—	—
180	22	158	—	—
200	24	176	—	—
225	27	198	—	—
250	30	220	—	—
280	34	246	—	—
315	17	88	227	298
355	19	99	256	336
400	22	112	288	378
450	24	126	324	426
500	27	140	360	473
560	30	157	403	530
630	34	176	454	596
710	38	199	511	672
800	43	224	576	757
900	47	252	648	853
1000	54	280	720	946

Приложение 6

ЗНАЧЕНИЯ СКОРОСТЕЙ ВОЗДУХА $v_{ср}$ (м/с) ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ДАВЛЕНИЯХ $H_д$, (Па) ДЛЯ СТАНДАРТНОГО ВОЗДУХА (ρ = 1,2 кг/м³)

$H_д$, Па	v, м/с	$H_д$, Па	v, м/с	$H_д$, Па	v, м/с
1	1,29	46	8,76	91	12,32
2	1,83	47	8,85	92	12,38
3	2,24	48	8,94	93	12,45
4	2,58	49	9,04	94	12,52
5	2,89	50	9,13	95	12,58
6	3,16	51	9,22	96	12,58
7	3,42	52	9,37	97	12,71
8	3,65	53	9,40	98	12,78
9	3,87	54	9,49	99	12,85
10	4,08	55	9,57	100	12,91
11	4,28	56	9,66	101	12,97
12	4,47	57	9,75	102	13,04
13	4,65	58	9,83	103	13,10
14	4,83	59	9,92	104	13,17
15	5,00	60	10,00	105	13,23
16	5,16	61	10,08	106	13,29
17	5,32	62	10,17	107	13,35
18	5,48	63	10,25	108	13,41
19	5,63	64	10,33	109	13,48

Продолжение

$H_д$, Па	v, м/с	$H_д$, Па	v, м/с	$H_д$, Па	v, м/с
20	5,77	65	10,41	110	13,54
21	5,92	66	10,49	111	13,60
22	6,06	67	10,57	112	13,66
23	6,19	68	10,65	113	13,72
24	6,32	69	10,72	114	13,78
25	6,45	70	10,80	115	13,84
26	6,58	71	10,88	116	13,90
27	6,71	72	10,95	117	13,96
28	6,83	73	11,03	118	14,02
29	6,95	74	11,10	119	14,08
30	7,07	75	11,18	120	14,14
31	7,19	76	11,25	121	14,20
32	7,30	77	11,33	122	14,26
33	7,42	78	11,40	123	14,32
34	7,53	79	11,47	124	14,38
35	7,64	80	11,53	125	14,43
36	7,75	81	11,62	126	14,49
37	7,85	82	11,69	127	14,55
38	7,96	83	11,76	128	14,61
39	8,06	84	11,83	129	14,66
40	8,16	85	11,90	130	14,72
41	8,27	86	11,97	131	14,78
42	8,37	87	12,04	132	14,83
43	8,47	88	12,11	133	14,89
44	8,56	89	12,18	134	14,94
45	8,66	90	12,25	135	15,00
136	15,06	184	17,51	232	19,66
137	15,11	185	17,56	233	19,71
138	15,17	186	17,61	234	19,75
139	15,22	187	17,65	235	19,79
140	15,28	188	17,70	236	19,83
141	15,33	189	17,75	237	19,87
142	15,38	190	17,79	238	19,92
143	15,44	191	17,84	239	19,96
144	15,49	192	17,89	240	20,00
145	15,55	193	17,93	241	20,04
146	15,60	194	17,98	242	20,08
147	15,65	195	18,03	243	20,12
148	15,71	196	18,07	244	20,17
149	15,76	197	18,12	245	20,20
150	15,81	198	18,17	246	20,25
151	15,86	199	18,21	247	20,29
152	15,92	200	18,26	248	20,33
153	15,97	201	18,30	249	20,37
154	16,02	202	18,33	250	20,41
155	16,07	203	18,39	251	20,45
156	16,12	204	18,44	252	20,49
157	16,18	205	18,48	253	20,53
158	16,23	206	18,53	254	20,57
159	16,28	207	18,57	255	20,62

Продолжение

$H_д$, Па	v, м/с	$H_д$, Па	v, м/с	$H_д$, Па	v, м/с
160	16,33	208	18,62	256	20,66
161	16,38	209	18,66	257	20,70
162	16,43	210	18,71	258	20,74
163	16,48	211	18,75	259	20,78
164	16,53	212	18,80	260	20,82
165	16,58	213	18,84	261	20,86
166	16,63	214	18,89	262	20,90
167	16,68	215	18,93	263	20,94
168	16,73	216	18,97	264	20,98
169	16,78	217	19,02	265	21,02
170	16,83	218	19,06	266	21,06
171	16,88	219	19,10	267	21,09
172	16,93	220	19,15	268	21,13
173	16,98	221	19,19	269	21,17
174	17,03	222	19,24	270	21,21
175	17,08	223	19,28	271	21,25
176	17,13	224	19,32	272	21,29
177	17,18	225	19,36	273	21,33
178	17,22	226	19,40	274	21,37
179	17,27	227	19,45	275	21,41
180	17,32	228	19,49	276	21,43
181	17,37	229	19,54	277	21,47
182	17,41	230	19,58	278	21,52
183	17,46	231	19,62	279	21,56
280	21,60	304	22,49	328	23,40
281	21,64	305	22,53	329	23,43
282	21,68	306	22,57	330	23,47
283	21,72	307	22,60	331	23,50
284	21,76	308	22,64	332	23,54
285	21,79	309	22,68	333	23,58
286	21,83	310	22,71	334	23,61
287	21,87	311	22,75	335	23,65
288	21,91	312	22,79	336	23,68
289	21,95	313	22,82	337	23,72
290	21,98	314	22,86	338	23,75
291	22,02	315	22,89	339	23,79
292	22,06	316	22,97	340	23,82
293	22,10	317	23,00	341	23,86
294	22,14	318	23,04	342	23,89
295	22,17	319	23,08	343	23,93
296	22,21	320	23,11	344	23,96
297	22,25	321	23,15	345	23,99
298	22,29	322	23,18	345	24,03
299	22,32	323	23,22	347	24,06
300	22,36	324	23,26	348	24,10
301	22,38	325	23,29	349	24,13
302	22,42	326	23,33	350	24,17
303	22,45	327	23,36		

ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОЗДУХОВОДОВ КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ (В ЧИСЛИТЕЛЕ — ОБЪЕМНЫЙ РАСХОД ПРОХОДЯЩЕГО ВОЗДУХА, м³/ч; В ЗНАМЕНАТЕЛЕ — ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ НА 1 м ДЛИНЫ ВОЗДУХОВОДА, Па/м)

Таблица 1 (*D* от 80 до 200 мм)

v, м/с	H_1, Па	*D*, мм							
		80	100	110	125	140	160	180	200
		S, м²							
		0,0050	0,0078	0 0095	0,00123	0,0153	0Б0201	0Б0254	0,0314
5,0	15,0	91 / 5,2	141 / 3,95	171 / 3,5	221 / 2,99	277 / 2,59	362 / 2,19	458 / 1,89	565 / 1,65
6,0	22,0	109 / 7,27	170 / 5,52	205 / 4,9	265 / 4,18	332 / 3,62	434 / 3,06	549 / 2,65	678 / 2,31
7,0	30,0	127 / 9,78	198 / 7,34	239 / 6,51	309 / 5,55	388 / 4,82	506 / 4,07	641 / 3,52	791 / 3,08
8,0	39,2	145 / 12,6	226 / 9,4	274 / 8,34	353 / 7,11	443 / 6,17	579 / 5,22	733 / 4,51	904 / 3,94
8,6	44,2	156 / 14,3	243 / 10,8	294 / 9,55	380 / 8,14	476 / 7,06	622 / 5,97	787 / 5,1	972 / 4,51
9,0	49,6	163 / 15,35	254 / 11,7	308 / 10,4	397 / 8,86	499 / 7,69	651 / 6,5	824 / 5,62	1017 / 4,91
9,6	56,3	174 / 17,4	271 / 13,2	328 / 11,7	424 / 10,0	532 / 8,68	695 / 7,34	879 / 6,34	1085 / 5,54
10,0	61,2	181 / 18,85	283 / 14,3	342 / 12,7	442 / 10,8	554 / 9,36	724 / 7,92	916 / 6,84	1130 / 5,98
10,2	63,6	185 / 19,5	288 / 14,8	349 / 13,1	450 / 11,2	565 / 9,72	738 / 8,22	934 / 7,1	1153 / 6,21
10,4	66,2	189 / 20,25	294 / 15,4	356 / 13,6	459 / 11,6	576 / 10,1	752 / 8,53	952 / 7,37	1176 / 6,44
10,6	68,6	192 / 21	300 / 15,9	363 / 14,1	468 / 12	587 / 10,4	767 / 8,84	971 / 7,64	1198 / 6,67
10,8	71,2	196 / 21,65	305 / 16,5	369 / 14,6	477 / 12,5	598 / 10,8	781 / 9,15	989 / 7,91	1221 / 6,91
11,0	74,1	199 / 22,4	311 / 17,1	376 / 15,1	486 / 12,9	609 / 11,2	796 / 9,47	1000 / 8,18	1243 / 7,15
11,2	76,7	203 / 23	317 / 17,6	383 / 15,7	495 / 13,4	620 / 11,6	810 / 9,8	1026 / 8,47	1266 / 7,4
11,4	79,5	207 / 23,7	322 / 18,2	390 / 16,2	503 / 13,8	631 / 12	825 / 10,1	1045 / 8,75	1289 / 7,64
11,6	82,3	210 / 24,45	328 / 18,8	397 / 16,7	512 / 14,3	643 / 12,4	839 / 10,4	1062 / 9,04	1311 / 7,9
11,8	85,2	214 / 25,5	334 / 19,5	404 / 17,3	521 / 14,7	654 / 12,8	854 / 10,8	1080 / 9,34	1334 / 8,16
12,0	88,2	218 / 26,5	339 / 20,1	410 / 17,8	530 / 15,2	665 / 13,2	868 / 11,2	1099 / 9,64	1356 / 8,42
12,2	91,0	222 / 26,8	345 / 20,7	417 / 18,4	539 / 16,7	676 / 13,6	883 / 11,5	1117 / 9,95	1379 / 8,69
12,4	94,0	225 / 27,3	350 / 21,4	424 / 19	548 / 16,2	687 / 14	897 / 11,9	1135 / 10,3	1402 / 8,96

Продолжение табл. 1 (по вертикали)

v, м/с	$H_д$, Па	D, мм							
		80	100	110	125	140	160	180	200
		S, м²							
		0,0050	0,0078	0,0095	0,00123	0,0153	0,0201	0,0254	0,0314
12,6	97,1	228	356	431	556	698	911	1154	1424
		28,1	22,0	19,5	16,7	14,5	12,2	10,6	9,23
12,8	100,2	232	362	438	565	709	926	1172	1447
		29,4	22,7	20,1	17,2	14,9	12,6	10,9	9,51
13,0	103,5	235	367	445	574	720	940	1190	1470
		30,5	23,4	20,7	17,7	15,3	13	11,2	9,8
13,2	106,6	238	373	451	585	731	955	1209	1492
		31,4	24,1	21,4	18,2	15,8	13,4	11,5	10,1
13,4	109,8	243	379	458	592	742	969	1227	1515
		32,3	24,7	22	18,7	16,2	13,7	11,9	10,4
13,6	113,1	246	384	465	600	753	984	1245	1537
		33,6	25,4	22,6	19,3	16,7	14,1	12,2	10,7
13,8	116,5	250	390	472	609	764	998	1264	1560
		34,5	26,2	23,2	19,8	17,2	14,5	12,5	11
14,0	120,0	254	396	479	618	775	1013	1282	1584
		35,6	26,9	23,9	20,4	17,7	14,9	12,9	11,3
14,2	123,3	257	401	486	627	786	1027	1300	1605
		37	27,6	24,5	20,9	18,1	15,3	13,3	11,6
14,4	126,8	261	407	492	636	798	1042	1319	1628
		37,5	28,3	25,2	21,4	18,6	15,7	13,6	11,9
14,6	130,4	265	413	499	645	809	1056	1331	1650
		38,1	29,1	25,8	22	19,1	16,2	14	12,2
14,8	134,0	268	418	506	653	820	1071	1355	1673
		39	29,9	26,5	22,6	19,6	16,6	14,3	12,5
15,0	137,8	272	424	513	662	831	1085	1373	1696
		40,2	30,7	27,2	23,2	20,1	17	14,7	12,8
15,2	141,3	275	429	520	671	842	1100	1392	1718
		41,1	31,4	27,9	23,8	20,6	17,5	15,1	13,2
15,4	145,0	278	435	527	680	853	1114	1410	1741
		42,1	32,2	28,6	24,4	21,1	17,9	15,4	13,5
15,6	148,8	283	441	533	689	864	1129	1428	1763
		43,6	33,0	29,3	25	21,7	18,3	15,8	13,8
15,8	152,7	286	446	540	698	875	1143	1447	1786
		44,8	33,8	30,0	25,6	22,2	18,8	16,2	14,2
16,0	156,8	290	452	547	706	886	1157	1465	1809
		45,9	34,6	30,7	26,2	22,7	19,2	16,6	14,5
16,6	168,5	301	469	568	733	919	1201	1520	1876
		49,3	37,1	33	28,1	24,4	20,6	17,8	15,6
17,0	177,0	308	480	581	751	942	1230	1557	1922
		51,5	38,9	34,5	29,4	25,5	21,6	18,7	16,3
17,6	189,4	318	497	602	777	975	1273	1612	1990
		55,6	41,5	36,9	31,4	27,3	23,1	19,9	17,4
18,0	198,5	327	509	616	795	997	1302	1648	2035
		56,9	43,4	38,5	32,8	28,5	24,1	20,8	18,2

Продолжение табл. 1 (по вертикали)

v, м/с	$H_д$, Па	D, мм							
		80	100	110	125	140	160	180	200
		S, м²							
		0,0050	0,0078	0,0095	0,00123	0,0153	0Б0201	0Б0254	0,0314
18,6	211,5	338 / 60,4	527 / 46,2	636 / 41	821 / 34,9	1030 / 30,5	1346 / 25,6	1706 / 22,2	2103 / 19,4
19,0	221,0	344 / 62,9	537 / 48,1	650 / 42,7	839 / 36,4	1052 / 31,6	1375 / 26,7	1740 / 23,1	2148 / 20,2
19,6	235,0	356 / 66,2	554 / 51	670 / 453	866 / 386	1086 / 335	1418 / 283	1795 / 245	2216 / 21,4
20,0	245,0	363 / 69,1	565 / 53,1	684 / 47,1	883 / 40,2	1108 / 34,8	1447 / 29,5	1831 / 25,5	2261 / 22,2
20,5	257,0	372 / 70,3	579 / 55,6	701 / 49,3	905 / 42,1	1135 / 36,5	1483 / 30,9	1877 / 26,7	2317 / 23,3
21,0	270,0	381 / 73	594 / 58,2	718 / 51,7	927 / 44,1	1163 / 38,2	1519 / 32,3	1923 / 27,9	2374 / 24,4
21,5	282,7	390 / 75,8	608 / 60,9	735 / 54,1	949 / 46,1	1191 / 40	1555 / 33,8	1969 / 29,2	2430 / 25,5
22,0	296,0	398 / 80,2	622 / 63,7	752 / 56,5	971 / 48,2	1219 / 41,8	1592 / 35,4	2014 / 30,6	2487 / 26,7
22,5	309,6	407 / 84,6	636 / 66,5	769 / 59	994 / 50,3	1246 / 43,6	1628 / 36,9	2060 / 31,9	2543 / 27,9
23,0	323,0	417 / 88	650 / 69,4	787 / 61,6	1016 / 52,5	1274 / 45,5	1664 / 38,5	2106 / 33,3	2600 / 29,1
23,5	337,8	426 / 91,4	664 / 72,3	804 / 64,2	1037 / 54,7	1302 / 47,5	1700 / 40,1	2152 / 34,7	2656 / 30,3
24,0	352,0	435 / 96	678 / 75,3	821 / 66,9	1060 / 57	1329 / 49,4	1736 / 41,8	2198 / 36,1	2713 / 31,6
24,5	367,1	445 / 98,6	692 / 78,3	838 / 69,5	1082 / 59,3	1357 / 51,4	1773 / 43,5	2243 / 37,6	2770 / 32,8
25,0	382,0	454 / 102,5	707 / 81,4	855 / 72,3	1104 / 61,6	1385 / 53,5	1809 / 45,2	2289 / 39,1	2826 / 34,1
26,0	405,6	470 / 123	735 / 93	889 / 82,6	1148 / 70,4	1440 / 61,1	1881 / 51,7	2381 / 44,6	2939 / 39,1
27,0	437,4	488 / 132,4	763 / 100,1	923 / 88,9	1192 / 75,8	1495 / 65,7	1953 / 55,6	2472 / 48	3058 / 42,1
28,0	479,4	506 / 144,8	791 / 109,5	957 / 97,2	1236 / 82,9	1551 / 71,9	2025 / 60,9	2564 / 52,5	3165 / 46,1
29,0	504,6	525 / 152,1	820 / 115,1	992 / 102,1	1231 / 87,1	1606 / 75,7	2098 / 64	2655 / 55,2	3278 / 48,4
30,0	540,0	543 / 162,6	848 / 123,0	1026 / 109,2	1325 / 93,1	1662 / 80,8	2170 / 68,4	2747 / 59	3391 / 51,7
31,0	576,0	561 / 173,1	876 / 131	1060 / 116,2	1389 / 99,1	1717 / 86	2243 / 72,8	2838 / 62,8	3504 / 55,1
32,0	614,4	579 / 184,4	904 / 139,5	1094 / 123,9	1413 / 105,6	1772 / 91,6	2315 / 77,5	2930 / 66,9	3617 / 58,7
33,0	653,4	597 / 195,9	933 / 148,2	1128 / 131,6	1457 / 112,1	1828 / 97,3	2387 / 82,4	3022 / 71,1	3730 / 62,3
34,0	693,6	615 / 207,7	961 / 157,1	1163 / 139,5	1501 / 118,9	1883 / 103,2	2460 / 87,3	3113 / 75,4	3843 / 66,7
35,0	735,0	633 / 219,8	989 / 166,3	1197 / 147,6	1545 / 125,8	1939 / 109,2	2532 / 92,4	3205 / 79,8	3956 / 69,9

Таблица 2 (*D* от 225 до 500 мм)

v, м/с	$H_д$, Па	*D*, мм							
		225	250	280	315	355	400	450	500
		S, м²							
		0 0397	0,0491	0,0615	0,0779	0,0989	0,1256	0,159	0,196
5,0	15,0	715	883	1108	1402	1781	2261	2861	3532
		1,43	1,26	1,09	0,94	0,81	0,7	0,6	0,53
6,0	22,0	858	1060	1329	1682	2137	2713	3434	4239
		2	1,76	1,52	1,32	1,13	0,98	0,84	0,74
7,0	30,0	1001	1236	1551	1963	2493	3165	4006	4945
		2,66	2,33	2,03	1,75	1,51	1,3	1,12	0,98
8,0	39,2	11,45	1413	1772	2243	2849	3617	4578	5652
		3,41	2,99	2,6	2,24	1,93	1,68	1,43	1,26
8,6	44,2	1230	1519	1905	2412	3063	3889	4321	6076
		3,9	3,42	2,97	2,56	2,21	1,9	1,64	1,44
9,0	49,6	1288	1590	1994	2504	3205	4069	5150	6359
		4,25	3,73	3,23	2,79	2,41	2,07	1,79	1,57
9,6	56,3	1373	1695	2127	2692	3419	4341	5494	6782
		4,8	4,2	3,65	3,15	2,71	2,34	2,02	1,77
10,0	61,2	1431	1766	2216	2804	3561	4522	5123	7065
		5,17	4,54	3,94	3,4	2,9	2,52	2,18	1,91
10,2	63,6	1459	1802	2260	2860	3633	4612	5831	7206
		5,87	4,71	4,09	3,53	3,04	2,62	2,26	1,98
10,4	66,2	1488	1837	2304	2916	3704	4702	5952	7348
		5,57	4,88	4,24	3,66	3,15	2,72	2,34	2,05
10,6	68,6	1516	1872	2349	2972	3775	4793	6066	7489
		5,77	5,06	4,39	3,79	3,27	2,81	2,43	2,13
10,8	71,2	1545	1908	2393	3028	3845	4883	6180	7630
		5,98	5,24	4,55	3,93	3,38	2,91	2,51	2,2
11,0	74,1	1574	1943	2437	3084	3918	4974	6295	7772
		6,19	5,42	4,71	4,06	3,5	3,01	2,6	2,28
11,2	76,7	1602	1972	2481	3141	3989	5064	6409	7913
		6,4	5,61	4,87	4,2	3,62	3,12	2,69	2,36
11,4	79,5	1631	2014	2526	3197	4060	5155	6524	8054
		6,62	5,8	5,03	4,35	3,74	3,22	2,78	2,44
11,6	82,3	1660	2049	2570	3253	4131	5245	6638	8195
		6,84	6	5,2	4,49	3,87	3,33	2,88	2,52
11,8	85,2	1688	2084	2614	3309	4203	5335	6753	8337
		7,06	6,19	5,37	4,64	3,99	3,44	2,97	2,6
12,0	88,2	1717	2120	2659	3365	4274	5426	6867	8478
		7,29	6,39	5,55	4,79	4,12	3,55	3,06	2,69
12,2	91,0	1745	2155	2703	3421	4345	5516	6982	8619
		7,52	6,59	5,72	4,94	4,26	3,67	3,16	2,77
12,4	94,0	1774	2190	2747	3477	4416	5601	7096	8761
		7,76	6,8	5,9	5,09	4,39	3,78	3,26	2,86
12,6	97,1	1803	2225	2792	3533	4487	5697	7211	8902
		7,99	7	6,08	5,25	4,52	3,89	3,36	2,95
12,8	100,2	1831	2261	2836	3589	4559	5788	7327	9043
		8,23	7,22	6,26	5,41	4,66	4,01	3,46	3,03
13,0	103,5	1860	2296	2880	3645	4630	5878	7439	9125
		8,48	7,44	6,45	5,57	4,8	4,13	3,57	3,13
13,2	106,6	1888	2331	2925	3701	4701	5969	7554	9326
		8,73	7,65	6,64	5,73	4,94	4,25	3,67	3,22

Продолжение табл. 2 по вертикали

v, м/с	$H_д$, Па	D, мм							
		225	250	280	315	355	400	450	500
		S, м²							
13,4	109,8	1917	2367	2969	3757	4772	6059	7668	9467
		8,98	7,87	6,83	5,9	5,08	4,37	3,77	3,31
13,6	113,1	1946	2402	3013	3814	4844	6149	7783	9608
		9,23	8,09	7,03	6,06	5,22	4,5	3,88	3,4
13,8	116,5	1974	2437	3058	3870	4915	6240	7897	9750
		9,49	8,32	7,22	6,23	5,37	4,62	3,99	3,5
14,0	119,9	2003	2473	3102	3926	4986	6330	8012	9891
		9,76	8,55	7,43	6,41	5,52	4,75	4,1	3,6
14,2	123,3	2032	2508	3146	3982	5057	6421	8126	10032
		10	8,78	7,63	6,58	5,67	4,88	4,21	3,69
14,4	126,8	2060	2543	3190	4038	5129	6511	8241	10174
		10,3	9,01	7,83	6,76	5,82	5,01	4,32	3,79
14,6	130,4	2089	2579	3235	4094	5200	6602	8355	10315
		10,6	9,26	8,04	6,94	5,98	5,15	4,44	3,9
14,8	134,0	2117	2614	3279	4150	5271	6692	8470	10456
		10,8	9,51	8,25	7,12	6,14	5,28	4,56	4
15,0	137,6	2146	2649	3323	4206	5342	6782	8584	10598
		11,1	9,75	8,46	7,3	6,29	5,42	4,68	4,1
15,6	148,8	2232	2755	3456	4374	5556	7054	8927	11021
		12	10,5	9,11	7,87	6,77	5,83	5,03	4,41
16,0	156,6	2289	2826	3545	4487	5698	7235	9156	11304
		12,6	11	9,56	8,26	7,11	6,12	5,28	4,63
16,6	168,5	2375	2932	3678	4655	5912	7506	9500	11728
		13,5	11,8	10,8	8,85	7,63	6,57	5,67	4,97
17,0	176,8	2432	3003	3766	4767	6054	7687	9729	12011
		14,1	12,4	10,7	9,27	7,99	6,88	5,94	5,2
17,6	189,4	2518	3109	3899	4935	6268	7958	10072	12434
		15,1	13,2	11,5	9,9	8,53	7,34	6,34	5,55
18,0	198,2	2575	3179	3988	5047	6411	8139	10301	12717
		15,7	13,8	12	10,3	8,91	7,67	6,62	5,8
18,6	211,5	2661	3285	4121	5216	6624	8410	10644	13141
		16,8	14,7	12,7	11	9,48	8,16	7,05	6,18
19,0	220,8	2718	3356	4210	5328	6767	8591	10873	13424
		17,5	15,3	13,3	11,5	9,88	8,51	7,34	6,44
19,6	235,0	2804	3462	4343	5496	6980	8862	11216	13847
		18,5	16,2	14,1	12,2	10,5	9,02	7,79	6,83
20,0	244,6	2861	3533	4431	5608	7123	9043	11445	14130
		19,3	16,9	14,7	12,6	10,9	9,38	8,1	7,1
20,5	257,0	2933	3621	4542	5148	7301	9269	11731	14483
		20,2	17,7	15,3	13,2	11,4	9,83	8,48	7,44
21,0	269,7	3004	3709	4653	5889	7479	9495	12018	14837
		21,1	18,5	16,1	13,9	12	10,3	8,88	7,79
21,5	282,7	3076	3797	4764	6029	7657	9721	12304	15190
		22,1	19,4	16,8	14,5	12,5	10,8	9,3	8,15
22,0	296,0	3147	3886	4874	6169	7835	9948	12590	15543
		23,1	20,3	17,6	15,2	13,1	11,3	9,72	8,52
22,5	309,6	3219	3974	4985	6309	8013	10174	12846	15896
		24,1	21,1	18,4	15,8	13,7	11,8	10,1	8,89
23,0	323,5	3291	4062	5096	6449	8191	10400	13162	16250
		25,2	22,1	19,1	16,5	14,2	11,8	10,6	9,2

Продолжение табл. 2 по вертикали

v, м/с	$H_д$, Па	D, мм							
		225	250	280	315	355	400	450	500
		S, м²							
23,5	337,8	3362	4151	5207	6590	8369	10826	13448	16603
		26,2	23	20	17,2	14,8	12,3	11	9,6
24,0	352,3	3434	4239	5317	6730	8548	10852	13734	16956
		27,3	24	20,8	17,9	15,5	13,3	11,5	10,1
24,5	367	3503	4327	5428	6870	8726	11078	14020	17309
		28,4	24,9	21,6	18,7	16,1	13,8	12	10,5
25,0	382,3	3575	4416	5539	7010	8904	11304	14307	17663
		29,5	25,9	22,5	19,4	16,7	14,4	12,4	10,9
26,0	405,6	3720	4592	5161	7291	9260	11756	14879	18369
		33,8	29,6	25,7	22,2	19,1	16,4	14,2	12,4
27,0	437,4	3863	4769	5982	7571	9616	12206	15451	19076
		36,3	31,8	27,6	23,9	20,5	17,7	15,3	13,4
28,0	479,4	4006	4946	6204	7851	9972	12660	16023	19782
		39,7	34,8	30,2	26,1	22,5	19,4	16,7	14,6
29,0	504,6	4149	5122	6425	8132	10328	13113	16596	20489
		41,8	36,6	31,8	27,4	23,6	20,3	17,6	15,4
30,0	540,0	4292	5299	6647	8412	10684	13565	17168	21195
		44,6	39,1	34	29,3	25,2	21,7	18,8	16,4
31,0	576,0	4435	5475	6868	8693	11040	14017	17740	21902
		47,5	41,7	36,2	31,2	26,9	23,2	20	17,5
32,0	614,4	4578	5652	7090	8973	11397	14469	16319	22608
		50,6	44,4	38,5	33,3	28,6	24,7	21,3	18,7
33,0	653,4	4721	5829	7311	9254	11753	14924	18885	23315
		53,8	47,1	40,9	35,3	30,7	26,2	22,6	19,8
34,0	693,6	4864	6005	7533	9534	12109	15373	19457	24021
		57	50	43,4	37,4	32,2	27,8	24,0	21,0
35,0	735,0	5007	6182	7755	9814	12465	15826	20029	24728
		60,3	52,9	45,9	39,6	34,1	29,4	25,4	22,2

Таблица 3 (*D* от 560 до 1250 мм)

v, м/с	$H_д$, Па	D, мм							
		560	630	710	800	900	1000	1120	1250
		S, м²							
		0,246	0,312	0,3959	0,5027	0,6362	0,7854	0,985	1,227
5,0	15,3	4431	5608	7123	9043	11445	14130	17725	22078
		0,46	0,4	0,34	0,29	0,25	0,22	0,19	0,17
6,0	22,0	5317	6730	8548	10852	13734	16956	21210	26494
		0,64	0,55	0,48	0,41	0,35	0,31	0,27	0,23
7,0	30,0	6204	7851	9972	126601	16023	19782	24815	30910
		0,85	0,74	0,63	0,55	0,47	0,41	0,36	0,27
8,0	39,2	7090	8373	11397	14469	18312	22608	28359	35325
		1,09	0,94	0,81	0,7	0,6	0,53	0,46	0,4
8,6	44,2	7622	9646	12251	15554	19686	24304	30486	37914
		1,25	1,08	0,93	0,8	0,69	0,61	0,53	0,45
9,0	49,5	7976	10095	12821	16277	20622	25434	31904	39741
		1,36	1,17	1,01	0,87	0,75	0,66	0,57	0,5
9,6	56,3	8508	10762	13676	17363	21915	27130	34031	42390
		1,53	1,32	1,14	0,98	0,85	0,74	0,65	0,56

Продолжение табл. 3 по вертикали

Таблица 3 (*D* от 560 до 1250 мм)

v, м/с	H_v, Па	*D*, мм							
		560	630	710	800	900	1000	1120	1250
		S, м²							
		0,246	0,312	0,3959	0,5027	0,6362	0,7854	0,985	1,227
10,0	61,2	8862	11216	14246	18086	22896	28260	35443	44156
		1,65	1,43	1,23	1,06	0,9	0,8	0,7	0,61
10,2	63,6	9040	11441	14531	18448	23348	28825	36158	45039
		1,72	1,48	1,28	1,1	0,95	0,83	0,72	0,63
10,4	66,2	9217	11665	14816	18810	23806	29390	36867	45923
		1,78	1,54	1,32	1,14	0,98	0,87	0,75	0,65
10,6	68,6	9394	11889	15101	19172	24264	23956	37576	46806
		1,85	1,59	1,37	1,18	1,02	0,89	0,78	0,68
10,8	71,2	9571	12114	15386	19533	24722	30521	38285	47689
		1,91	1,65	1,42	1,22	1,06	0,93	0,8	0,7
11,0	74,0	9749	12338	15670	19895	25180	31086	38994	48572
		1,98	1,71	1,47	1,27	1,09	0,96	0,83	0,73
11,2	76,7	9926	12562	15955	20257	25637	31651	39703	49455
		2,05	1,77	1,52	1,31	1,13	0,99	0,86	0,75
11,4	79,5	10103	12787	16240	20618	26095	32216	40412	50338
		2,12	1,83	1,57	1,35	1,17	1,03	0,89	0,78
11,6	82,3	10280	13011	16525	20980	26553	32781	41121	51221
		2,19	1,89	1,63	1,4	1,21	1,06	0,92	0,8
11,8	85,2	10458	13235	16810	21342	27011	33347	41830	52104
		2,26	1,95	1,68	1,45	1,25	1,09	0,95	0,83
12,0	88,1	10635	13440	17095	21704	27460	33912	42539	52988
		2,33	2,01	1,73	1,49	1,29	1,13	0,98	0,86
12,2	91,0	10812	13684	17380	22065	27927	34477	43248	53871
		2,41	2,08	1,79	1,54	1,33	1,17	1,01	0,88
12,4	94,0	10889	13908	17665	22427	28384	35042	43957	54754
		2,48	2,14	1,84	1,59	1,37	1,2	1,04	0,91
12,6	97,1	11167	14133	17950	22789	28842	35607	44666	55637
		2,56	2,21	1,9	1,64	1,41	1,24	1,08	0,94
13,0	103,5	11521	14581	18520	23512	29758	36738	46084	57403
		2,71	2,34	2,02	1,74	1,5	1,31	1,14	1
13,6	113,1	12053	15254	19374	24598	31131	38434	48211	60053
		2,95	2,55	2,19	1,89	1,63	1,43	1,24	1,08
14,0	119,9	12407	15703	19944	25321	32047	39564	49629	61819
		3,12	2,69	2,32	2	1,72	1,51	1,31	1,14
14,6	130,4	12939	16376	20799	26406	33420	41260	51756	64468
		3,38	2,92	2,51	2,16	1,87	1,64	1,42	1,24
15,0	137,6	13294	16825	21369	27130	34336	42390	53174	66234
		3,56	3,07	2,64	2,28	1,97	1,72	1,5	1,3

Примечание к табл. 1—3 приложения 7. Значения даны при условии, что λ определено по формуле Альтшуля с учетом шероховатости воздуховодов.

НОРМЫ РАСХОДА ВОЗДУХА И ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ПРИ АСПИРАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ЗЕРНОПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ (по Указаниям ОАО «ЦНИИпромзернопроект»)

Наименование оборудования	Расход воздуха, м³/ч	Потери полного давления в аспирируемом оборудовании, Па	Примечание
Основное оборудование элеваторов			
Барабанный скальператор А-1Б32-0	720	100	
Сепараторы А1-БЛС-100 А1-БИС-100: ситовой кузов	1200	800	1. Давление за точкой слияния воздушных потоков от сепаратора и пневмосепарирующего канала каждой секции
пневмосепарирующий канал	7300	800	2. Объем воздуха на каждую (из двух секций) составит половину от указанного в графе 2
Сепаратор виброцентробежный А1-БЦС-100	10000	400	
Бункеры (внутри производственного помещения) при загрузке нориями при производительности нории 50 т/ч:			
один бункер	450	60	
группа из двух, трех и четырех бункеров	650, 850, 1050	60	На каждый бункер сверх 4 добавить по 200 м³/ч
при производительности нории 100 т/ч			
один бункер	600	100	
группа из двух, трех и четырех бункеров	900, 1200, 1500	100	То же по 300 м³/ч
при производительности нории 175 т/ч:			
один бункер	900	150	
группа из двух, трех и четырех бункеров	1200, 1500, 1800	150	То же
при производительности нории 350 т/ч:			
один бункер	1200	200	
группа из двух, трех и четырех бункеров	1500, 1800, 2100	200	То же
Бункеры приема:			
с автотранспорта для зернового и мучнистого сырья	6000	50	
с железнодорожного транспорта на один вагон с мучнистым сырьем	6000	50	
то же на один вагон с зерном	11000	100	
Конвейеры ленточные:			
тележка разгрузочная автоматическая для ленты шириной, мм			При клапанной системе аспирации добавлять 100 м³/ч на каждый неработающий клапан
500	1800	400	
650	2000	600	
800	2000	600	
сбрасывающая коробка к барабанам со щеточным механизмом СКСЩ при ширине ленты, мм			
500	650	100	
650	800	100	
800	900	100	

Наименование оборудования	Расход воздуха, $м^3/ч$	Потери полного давления в аспирируемом оборудовании, Па	Примечание
Башмак нории П-350 при подаче зерна:			Отсос осуществляется через норийные трубы, отсос от головки не предусматривается
из силосов или бункеров	2000	120	
со сбрасывающей коробки ленточного конвейера	2900	150	
П-175 при подаче зерна:			
из силосов или бункеров	1400	120	
со сбрасывающей коробки ленточного конвейера	2200	150	
П-100, У21-П-100, У21-П-2×100 (на одну половину) при подаче зерна:			
из силосов или бункеров	900	120	
со сбрасывающей коробки ленточного конвейера	1550	150	
П-50 при подаче зерна:			
из силосов или бункеров	700	120	
со сбрасывающей коробки ленточного конвейера	1200	150	
У21-1-2×20, 1-2×20	720	150	
У16-1-20, 1-20	600	150	
1-2×10	480	60	
1-10	400	60	

Основное оборудование зерноочистительного отделения мукомольных и крупяных заводов, комбикормовых заводов

Сепаратор зерноочистительный А1-БЛС-12 (односекционный):			Давление за точкой слияния воздушных потоков от сепаратора и пневмосепарирующего канала
ситовой кузов	600	800	
пневмосепарирующий канал	3400	800	
Сепараторы зерноочистительные А1-БИС-12 и А1-БЛС-16 (двухсекционные):			1. Давление за точкой слияния воздушных потоков от сепаратора и пневмосепарирующего канала каждой секции 2. Объем воздуха на каждую секцию составляет половину от указанного в графе 2.
ситовой кузов	1200	800	
пневмосепарирующие каналы	7000	800	
Аспиратор РЗ-БАБ	4800	700	
Пневмосепаратор РЗ-БСД	3240	680	
Концентраторы:			
А1-БЗК-9	3900	600	
А1-БЗК-18	4500 × 2 = 9000	600	Давление указано в каждой точке отсоса
Колонки аспирационные			
У1-БКА	1240	80	
А1-БКА	3000	250	
Машины щеточные для зерна			
А1-БЩМ-6	2400	120	
А1-БЩМ-12	3000	200	
Машина обоечная наждачная ЗНМ-5	3000	200	

Продолжение приложения 8

Наименование оборудования	Расход воздуха, м³/ч	Потери полного давления в аспирируемом оборудовании, Па	Примечание
Триеры дисковые:			
А9-УТК-6	600	250	
А9-УТО-6	480	250	
Овсюгоотборник цилиндрический БТС-120	360	50	
Куколеотборник линейный цилиндрический УТК-200	360	50	
Обоечные машины:			
РЗ-БМО-6	300	140	
РЗ-БМО-12	300	100	
РЗ-БГО-6	300	140	
РЗ-БГО-8	600	300	
Аспирационные каналы:			
РЗ-БНА-50	1300	200	
РЗ-БНА-150	7200	250	
Камнеотборники:			
РЗ-БКТ-100	4800	750	
РЗ-БКТ-150	7200	600	
Бурат цельнометаллический	360	50	
Бункеры (от группы в 3—4 бункера):			
для неочищенного зерна	600	100	
для отволаживания	240	50	
для отходов	400	20	
Бункеры:			
для зерна	240	50	
для муки и отрубей	240	50	
для готовой продукции	340	60	
для лузги	340	60	
для мучки	400	60	
Оборудование размольных отделений мукомольных заводов			
Рассевы:			
четырехприемный шкафного типа ЗРШ-6М	1440	300	
четырехприемный шкафного типа ЗРШ-4М	1020	300	
Двухкорпусный ЗРМ:			
для I и II драных систем, для 1—5-й размольных и шлифовочных систем при сортовых помолах пшеницы	240	180	
для остальных драных, размольных и вымольных систем при сортовых помолах пшеницы и для всех систем при обойных помолах пшеницы и ржи	300	250	
Станок вальцовый:			
типа А1-БЗН	600	150	
типа ЗМ на 1 м длины вальцов:			
для I и II драных систем, для 1—5-й размольных и шлифовочных систем при сортовых помолах пшеницы и для крупозаводов при верхней аспирации	360	150	
то же при аспирации из нижней зоны с устройством специального канала внутри станка	360	100	

Продолжение приложения 8

Наименование оборудования	Расход воздуха, м³/ч	Потери полного давления в аспирируемом оборудовании, Па	Примечание
для последних драных систем, начиная с III, и последних размольных систем, начиная с 6-й и вымольных систем при сортовых помолах пшеницы и для всех систем при обойных помолах пшеницы и ржи при верхней аспирации	480	270	
То же при аспирации из нижней зоны с устройством специального канала внутри станка	480	200	
Машины ситовеечные:			
А1-БС2-0 и А1-БСО	4200	350	
ЗМС-2-2 и ЗМС-2-4:			
крупки крупные	4500	250	
крупки средние, мелкие и дунсты	3600	200	
ЗМС-1-4:			
крупки крупные	4200	180	
крупки средние, мелкие и дунсты	2640	180	
Машина вымольная А1-БВГ	420	80	
Машина бичевая одноротор ная МБО	360	60	
Машина просеивающая А1-БПК	960	50	
Оборудование крупозаводов			
Станки шелушильные двухдековые 2ДШС-3А (для проса и 2ДШС-3Б (для гречихи)	700	150	
Машина шлифовальная для риса А1-БШМ-2,5	720	90	
Рассев для крупозаводов А1-БРУ	900	150	
Крупосортировка двухъярусная А1-БКГ-1	720	60	
Пневмостол фирмы «Окрим»	2700	100	
Плющильный станок	720	150	
Падди-машина (Германия):			
ТА-1×10Е и ТА-2×10Е	320	50	
ТА-3×10Е, ТА-3×13Е, ТА-3×16Е	640	50	
Крупоотделитель БКО	600	80	
Оборудование отделения готовой продукции			
Дозатор весовой ДВМ-50П для фасования муки:			
бункер весов	240	60	
чехол	1060	100	
основание мешка	720	60	
Дозатор весовой ДВК-50П для фасования крупы:			
весы	240	60	
кожух мешка	900	60	
Дозатор весовой:			
6.143-АД-50-МЭ	300	60	
6.140-АД3000М	1080	60	
Автомат Т1-БРА для фасования и упаковывания муки	200	30	
Устройство весовое карусельное 6.061, АДК-ВМ для фасования и упаковывания муки			
место загрузки	770	100	
поворотный стол	250	60	
дозатор	390	60	
место сброса мешка	770	100	
уплотнение	2 × 770	100	

Наименование оборудования	Расход воздуха, $м^3/ч$	Потери полного давления в аспирируемом оборудовании, Па	Примечание
Оборудование комбикормовых заводов			
Дробилка молотковая:			
А1-ДМР-6	900	100	
А1-ДМР-12	1200	100	
А1-ДМР-20	2000	100	
А1-ДМ2Р-22	480	100	
А1-ДМ2Р-55	900	100	
А1-ДМ2Р-75	900	100	
А1-ДМ2Р-110	1200	100	
А1-ДМ2Р-160	2000	100	
СМД-112А	900	100	
А1-ДДП	900	100	
А1-ДДР	1200	100	
ДМ440У	360	100	
Машина просеивающая:			
А1-ДМК	600	250	
А1-ДМ-2К	450	200	
А1-ДМП-20	380	100	
А1-ДМП-15	500	650	
А1-ДМП-10	330	250	
А1-ДСМ	400	500	
Смеситель горизонтальный периодического действия:			
СГК-1М, СГК-2,5М	420	60	
А9-ДСГ-0,2	300	80	
А9-ДСГ-0,5	300	80	
А9-ДСГ-1,5	360	80	
Смеситель порционный А9-БСГ-3,0	600	80	
Весовое оборудование			
Весы автоматические порционные для зерна ДН-2000	4000	100	
То же ДН-1000-2:			
от подвесового бункера	1400	100	
от корпуса весов	600	100	
То же ДН-500:			
от подвесового бункера	1000	100	
от корпуса весов	500	100	
Весы ковшовые элеваторные грузоподъемностью 20 т с норией типа П-100 (с норией типа П-175)			
ковш весов	2000 (2000)	200	
надвесовой бункер	1300 (1600)	200	
Весы ковшовые грузоподъемностью 70 т			
ковш весов	3000	200	
надвесовой бункер	2200	200	

Продолжение приложения 8

Наименование оборудования	Расход воздуха, м³/ч	Потери полного давления в аспирируемом оборудовании, Па	Примечание
Весы автоматические.			
Д-100-3	900	50	
ДЛ-80-2	480	50	
Д-50	720	50	
Д-20	480	50	
АВ-50 ЗЭ	600	170	
6.148 АД-50-РКЗ	300	350	
Дозаторы весовые автоматические·			
6ДК-100, 5ДК-200	300	30	
5ДК-500	480	50	
16ДК -1000	720	60	
10ДК-2500	900	80	
Дозатор весовой.			
6 047 АД-500-2К	500	60	
6.048 АД-2000-2К	900	60	
6.049 АД-3000-ГК	960	60	
Дозатор объемный для загрузки зерна в вагоны ОДЗ-2-175	720	60	

Примечание Расход воздуха Q на аспирацию оборудования (по рекомендациям ОАО «ЦНИИ-промзернопроект» определяется по формуле.

$$Q = Q_{п} + Q_{эж} - Q_{ун},$$

где $Q_{п}$ — объем воздуха, поступающего в оборудование через неплотности (принимается по этому приложению), $Q_{эж}$ — объем воздуха, эжектируемого (поступающего) в оборудование с продуктом по самотечному трубопроводу; $Q_{ун}$ — объем воздуха, уносимого с продуктом из оборудования по самотечному трубопроводу.

Объем воздуха, поступающего ($Q_{эж}$) или уносимого ($Q_{ун}$) при величине вертикальной проекции самотечного трубопровода менее 4 м принимают равным нулю и в этом случае $Q = Q_{п}$ (что в основном справедливо для перерабатывающих заводов), а при величине более 4 м указанные объемы воздуха ($Q_{эж}$ и $Q_{ун}$) необходимо брать по другим таблицам, приведенным в литературе.
В зависимости от количества в самотечном трубопроводе секторов с углом более 30° $Q_{эж}$ и $Q_{ун}$ следует рассчитывать путем умножения их значений на коэффициенты, указанные ниже.

Число секторов	1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент	0,8	0,64	0,5	0,4	0,33	0,26	0,2

При числе секторов в самотечном трубопроводе более 7 $Q_{эж}$ и $Q_{ун}$ принимают равными нулю. При подаче продукта из емкостей, ковшовых весов $Q_{эж}$ также следует принимать равным нулю. Его принимают равным нулю при подаче продукта из шлюзовых затворов разгрузителей и пылеуловителей всасывающих пневмотранспортных или аспирационных установок. Для норий и оборудования периодического действия (весов, смесителей и т п) $Q_{ун}$ следует считать равным нулю.

Приложение 9

ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОСЕВЫХ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ТИПА СВМ И ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ «ПРОХОДКА-500-2М»

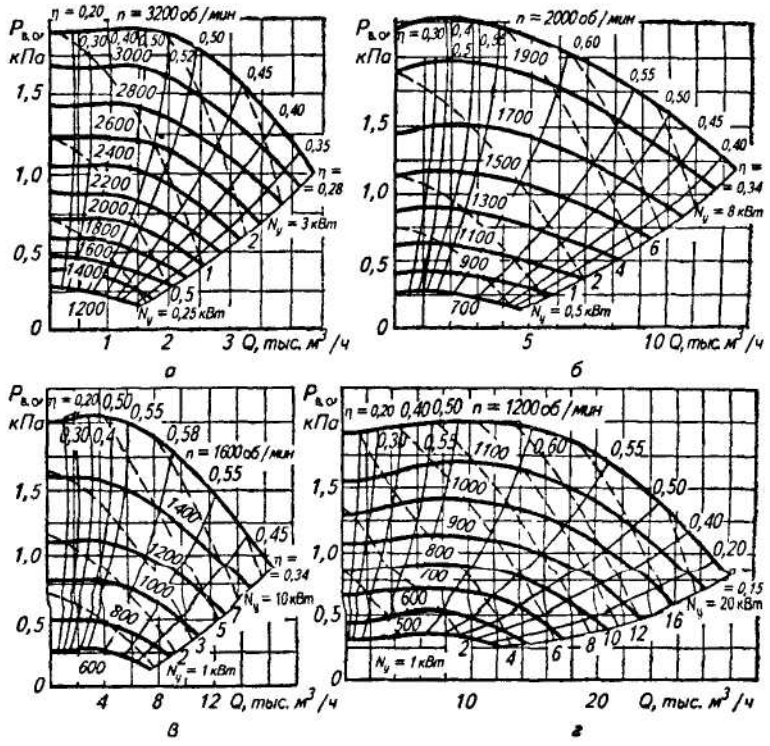
Марка	СВМ-4М	СВМ-5М	СВМ-6М	«Проходка-500-2М»
Внутренний диаметр выходного патрубка, мм	400	500	600	500
Объемный расход воздуха. м³/мин	105	180	305	180
Давление, Па, не менее	850	1250	1950	2100
КПД, не менее	0,57	0,58	0,615	0,6
Максимальная мощность, кВт	2,2	5,5	14	9,5
Напряжение тока, В	380/660	380/660	380/660	380/660
Частота вращения, об/мин	2880	2950	2950	2950
Габаритные размеры. мм:				
длина	538	610	630	873
ширина	530	625	700	640
высота	585	690	770	690
Масса, кг	108	175	265	265

Приложение 10

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РАЗМЕРЫ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

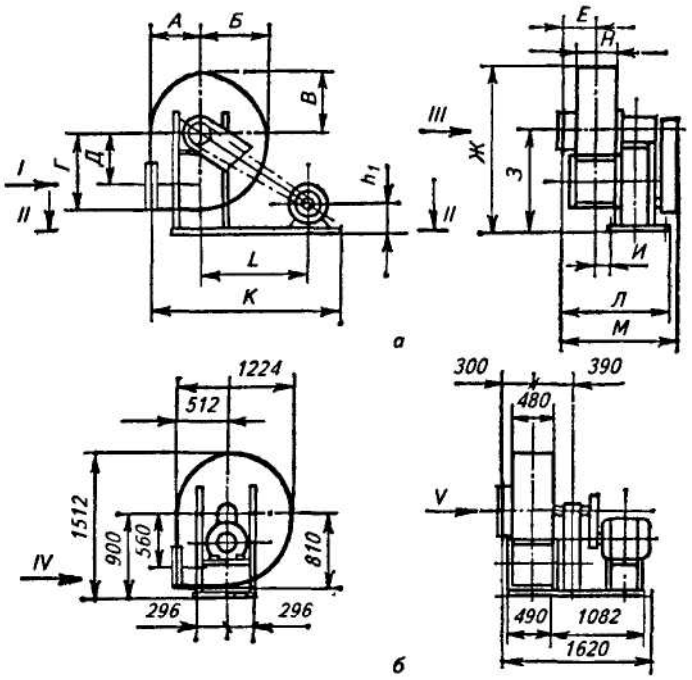
ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ ПЫЛЕВЫЕ (ПО ДАННЫМ ЖИТОМИРСКОГО МЕХАНИЧЕСКОГО ЗАВОДА «ВИБРОСЕПАРАТОР»)

Аэродинамические характеристики вентиляторов ВЦП



Технические данные вентиляторов ВЦП:

а — ВЦП-3, ВЦП-5, ВЦП-6; *б* — ВЦП-8



1. Размеры вентиляторов ВЦП, мм (рис.*а*)

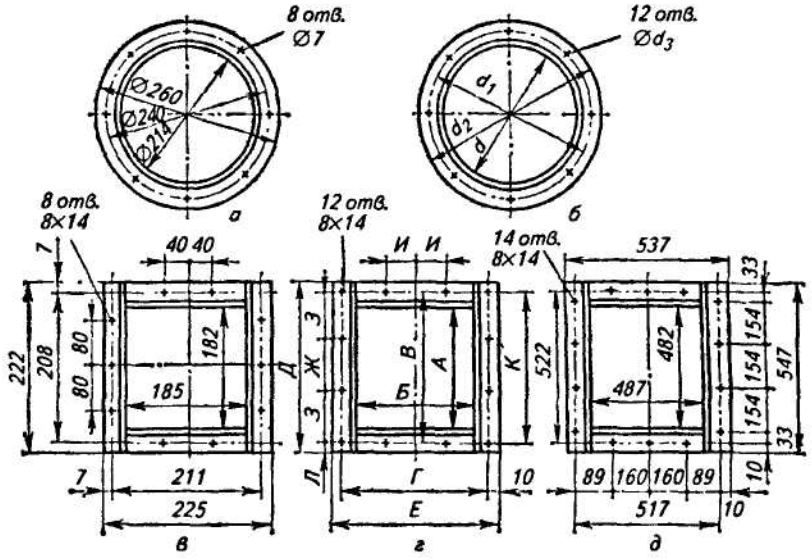
Марка вентилятора	Размеры, мм												
	А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*	*Ж*	*З*	*И*	*К*	*Л*	*М*	*Н*
ВЦП-3	201	227	239	314	214	118	619	380	55	783	475	488	190
ВЦП-5	345	450	388	511	350	192	1073	685	30	1120	692	750	315
ВЦП-6	407	537	463	611	420	238	1147	685	60	1262	838	808	375

Возможные положения кожуха вентилятора: Пр 0°; Пр 90°; Пр 270°; Л 0°; Л 90°; Л 270° (см. рис. 88).

Торцевой зазор между рабочим колесом и входным патрубком не должен превышать 1,5% диаметра рабочего колеса, а зазор между рабочим колесом и противоположной входному патрубку сеткой 5% диаметра рабочего колеса.

Фланцы к вентиляторам ВЦП:

а — ВЦП-3 (вид III); *б* — ВЦП-5, ВЦП-6, ВЦП-8 (вид III); *в* — ВЦП-3 (вид I); *г* — ВЦП-5, ВЦП-6 (вид I); *д* — ВЦП-8 (вид IV).



2. Размеры фланцев к вентиляторам ВЦП

Марка вентилятора	Размеры, мм														
	А	*Б*	*В*	*Г*	*Д*	*Е*	*Ж*	*З*	*И*	*К*	*Л*	*d*	d_1	d_2	d_3
ВЦП-5	302	307	332	357	352	357	140	95	70	330	11	350	385	402	7
ВЦП-6	362	367	388	397	412	417	164	112	82	388	12	420	455	474	8

Примечание. Для вентилятора ВЦП-8 $d = 564$; $d_1 = 590$; $d_2 = 615$; $d_3 = 9$.

Всасывающий и нагнетательный воздуховоды присоединяют к вентилятору на прокладках. Перед включением вентилятора проверяют крепление и затяжку всех болтовых соединений.

3. Комплектация вентиляторов ВЦП

Марка вентилятора	Электродвигатель	Шкив		Частота вращения колеса, об/мин	Размер (рис *а*), мм		Масса с электродвигателем, кг
		на вентиляторе	на электродвигателе		*L*	h_1	
ВЦП-3	4А80В2УПУ3 (*N* = 2,2 кВт, *n* = 2850 об/мин	2Б160	2Б112 2Б125 2Б140	1900 2110 2360	412	130	75,9
ВЦП-5	4А100L4УПУ3 (*N* = 4,0 кВт, *n* = 1430 об/мин	3Б160	3Б112 3Б140 3Б160 3Б180 3Б200	950 1190 1360 1520 1700	488	150	199,2
	4А132S4УПУ3 (*N* = 7,6 кВт, *n* = 1455 об/мин)	4Б160	4Б160 4Б180 46200	1380 1560 1730	488	182	239,0
ВЦП-6	4А112М4УПУ3 (*N* = 5,5 кВт, *n* = 1455 об/мин)	4Б160	4Б125 4Б140 4Б180	1080 1210 1550	488	162	242,0
	4А132S4УПУ3 (*N* = 7,5 кВт, *n* = 1455 об/мин)	4Б160	4Б140 4Б160 4Б180	1210 1390 1560	488	182	266,0
	4А132М4УПУ3 (*N* = 11 кВт, *n* = 1460 об/мин	4Б160	4Б140 4Б160 4Б180	1220 1390 1560	488	182	282,0
ВЦП-8	4А132М4УПУ3 (*N* = 11 кВт, *n* = 1460 об/мин)	6Б200	6Б125 6Б140 6Б160	870 970 1110	—	319	385,0
	4А160S4УПУ3 (*N* = 15 кВт, *n* = 1465 об/мин	6Б200	6Б140 6Б160	970 1110	—	375	420,0
	4А160М4УПУ3 (*N* = 18,5 кВт, *n* = 1465 об/мин)	8Б200	8В200	1110	—	342	450,0
	4А180S4УПУ3 (*N* = 22 кВт, *n* = 1470 об/мин)	8Б200	8Б160	1130	—	360	470,0

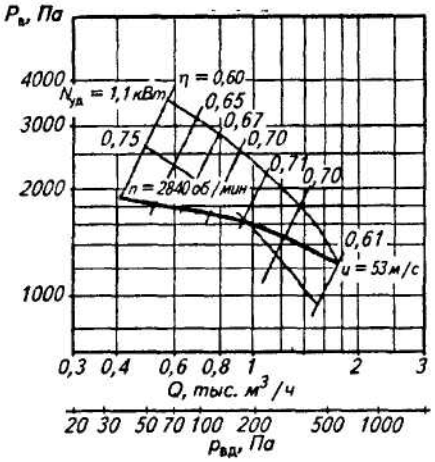
Примечание. Вентиляторы типа ВЦП изготовляют правого и левого вращения со всеми положениями корпуса (ГОСТ 5976—73).

Возможна комплектация вентиляторов ВЦП электродвигателями серии АИР с соответствующими значениями мощности *N* и частоты вращения *n*.

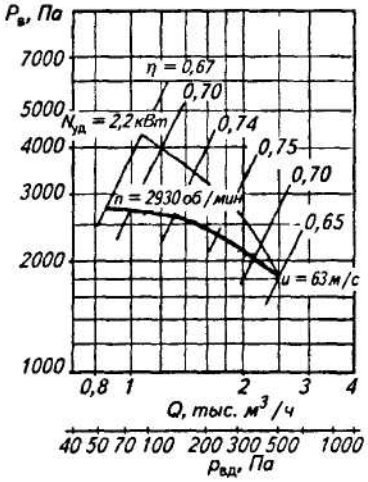
ВЕНТИЛЯТОРЫ РАДИАЛЬНЫЕ В.Ц5

Аэродинамические характеристики вентиляторов В.Ц5
(для асинхронной частоты вращения)

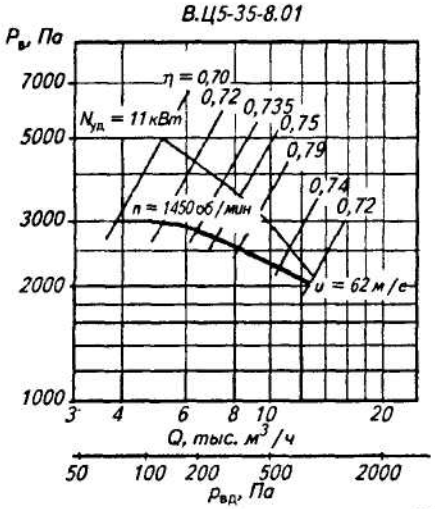
В.Ц5-35-3,55.01



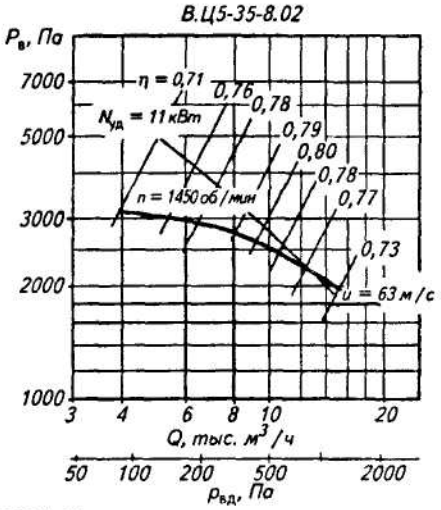
В.Ц5-35-4.01



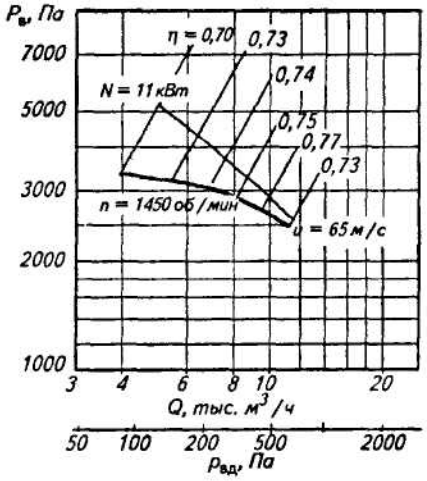
В.Ц5-35-8.01



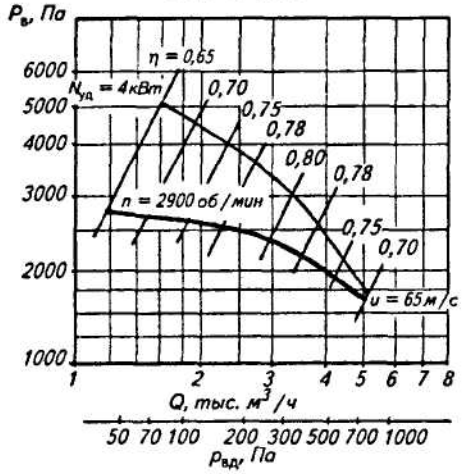
В.Ц5-35-8.02



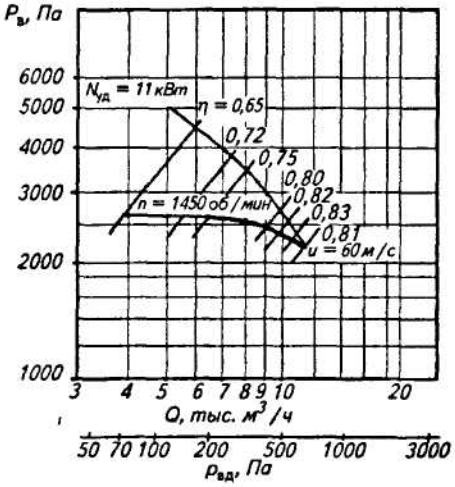
В.Ц5-35-8,5.01



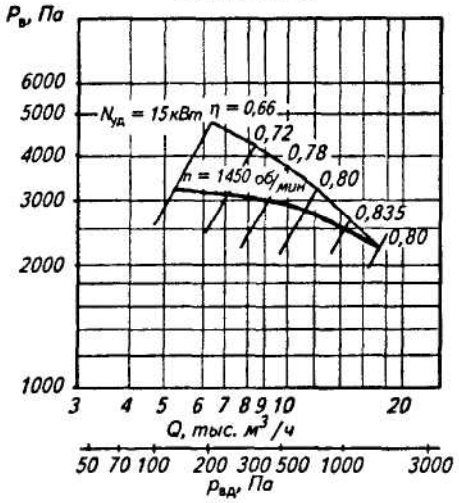
В.Ц5-45-4,25.01



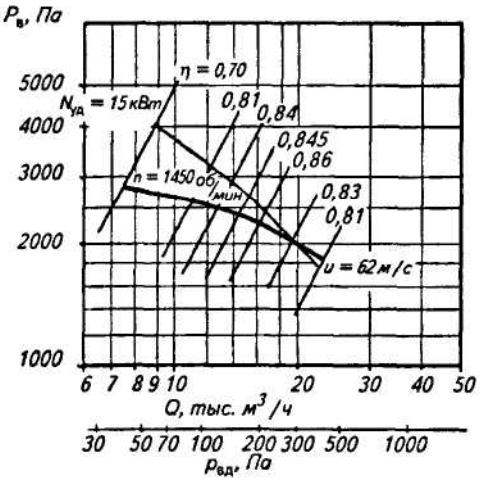
В.Ц5-45-8.01



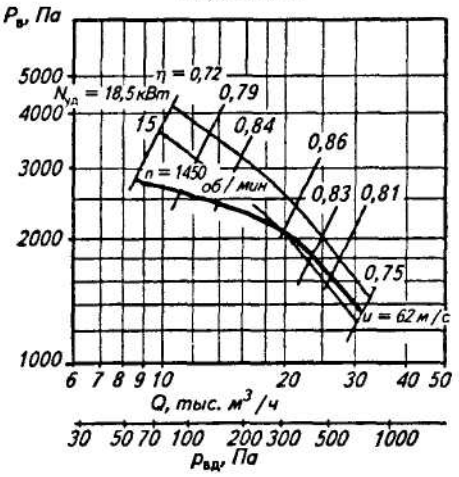
В.Ц5-45-8,5.01



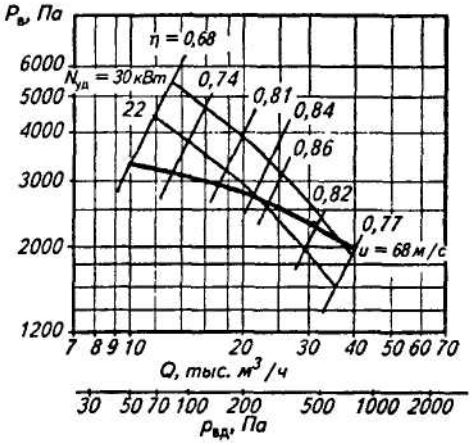
В.Ц5-50-8.01



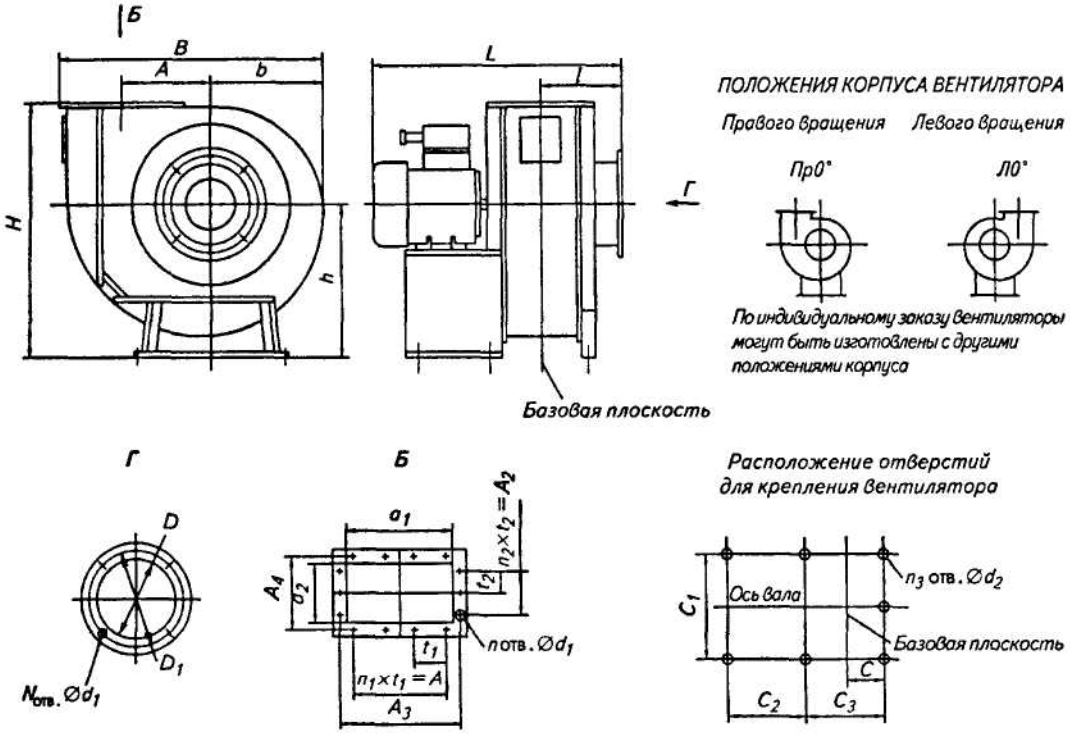
В.Ц5-50-8.02



В.Ц5-50-9.01



Габаритные и присоединительные размеры
(по данным ОАО «Мовен»)



4. Размеры вентиляторов радиальных В.Ц5, мм

Вентилятор	*h*	*H*	*l*	*L*	*A*	*B*	*b*	*D*	D_1	*d*	d_1	d_2	a_1	a_2	A_1
В.Ц5-35-3,55	335	586	142	478	205	580	260	139	182	11,5	11,5	11	156	97	112
В.Ц5-35-4	400	682	165	554	228	638	284	174	219	11,5	11,5	11	175	138	112
В.Ц5-35-8-01	750	1365	217	852	575	1400	643	352	405	11,5	11,5	14	394	246	375
В.Ц5-35-8-02	750	1365	217	852	575	1400	643	352	405	11,5	11,5	14	394	246	375
В.Ц5-35-8,5	750	1365	217	852	575	1400	643	352	405	11,5	11,5	14	394	246	375
В.Ц5-45-4,25	450	765	181	656	268	752	334	220	265	11,5	11,5	11	221	175	112
В.Ц5-45-8	800	1418	270	948	536	1460	658	444	497	11,5	11,5	14	443	351	375
В.Ц5-45-8,5	800	1418	270	1078	536	1460	658	444	497	11,5	11,5	14	443	351	375
В.Ц5-50-8-01	800	1300	316	1160	520	1470	614	557	629	14	14	14	559	443	480
В.Ц5-50-8-02	800	1300	316	1200	520	1470	614	557	629	14	14	14	559	443	480
В.Ц5-50-09	900	1549	343	1265	584	1640	688	626	698	14	14	18	628	497	480

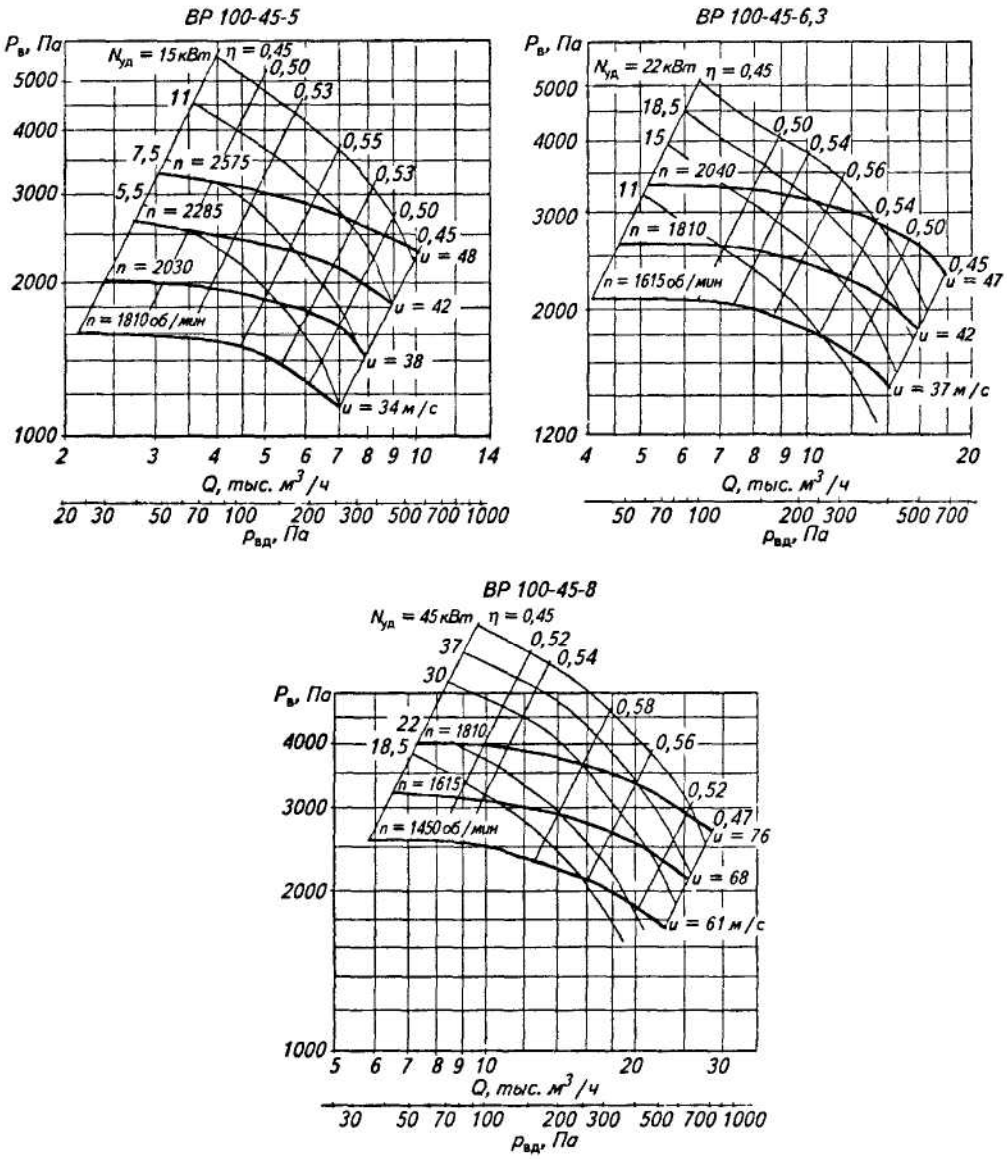
Продолжение табл. 4 по горизонтали

Вентилятор	A_2	A_3	A_4	t_1	t_2	C	C_1	C_2	C_3	N	n	n_1	n_2	n_3
В.Ц5-35-3,55	—	200	141	112	—	69	360	170	146	8	6	1	—	6
В.Ц5-35-4	112	219	182	112	112	92	450	200	189	8	8	1	1	6
В.Ц5-35-8-01	250	448	300	125	125	161	810	330	313	8	12	3	1	7
В.Ц5-35-8-02	250	448	300	125	125	161	810	330	313	8	12	3	1	7
В.Ц5-35-8,5	250	448	300	125	125	161	810	330	313	8	12	3	1	7
В.Ц5-45-4,25	112	265	219	112	112	110	450	230	228	8	8	1	1	7
В.Ц5-45-8	250	497	405	125	125	208	870	320	418	12	14	3	2	7
В.Ц5-45-8,5	250	497	405	152	152	208	870	360	418	12	14	3	2	7
В.Ц5-50-8-01	320	629	513	160	160	254	870	400	510	16	14	3	2	7
В.Ц5-50-8-02	320	629	513	160	160	254	870	400	510	16	14	3	2	7
В.Ц5-50-09	320	698	567	160	160	286	930	400	583	16	14	3	2	7

5. Комплектация и параметры вентиляторов В.Ц5 взрывозащищенных из разнородных металлов (В1)

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг, не более	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс м³/ч	Полное давление, Па		Тип	Число
В.Ц5-35-3,55В1-01	1	АИМ71А2	0,75	2840	0,5—0,9	1870—1600	66	ВР-201	4—6
		АИМ71В2	1,1	2840	0,5—1,75	1870—1300	67	ВР-202	4
В.Ц5-35-4В1-01	1	АИМ80В2	2,2	2930	0,85—2,3	2750—1970	94	ВР-201	4—6
								ВР-202	
В.Ц5-35-8В1-01	1	АИМ132М4	11	1450	5,0—12,0	2900—2060	403	ВР-202	5—6
								ВР-203	4—6
В.Ц5-35-8В1-02	1	АИМ132М4	11	1450	4,5—12,2	3140—2260	403	ВР-202	5—6
								ВР-203	4—6
В.Ц5-35-8,5В1-01	1	АИМ132М4	11	1450	4,5—11,5	3300—2360	403	ВР-202	5—6
								ВР-203	4—6
В.Ц5-45-4,25В1-01	1	АИМ100S2	4	2900	1,7—4,5	2750—1900	145	ВР-201	4—6
								ВР-202	4—5
								ВР-203	4
В.Ц5-45-8В1-01	1	АИМ132М4	11	1450	6,5—12,0	2650—2300	407	ВР-202	5—6
								ВР-203	4—5
В.Ц5-45-95В1-01	1	АИМ160S4	15	1450	8,0—17,0	3140—2300	476	ВР-202	6
								ВР-203	4—6
В.Ц5-50-8В1-01	1	АИМ160S4	15	1450	10,0—20,0	2650—2260	507	ВР-202	6
								ВР-203	4—6
В.Ц5-50-8В1-02	1	АИМ160М4	18,5	1450	11,0—28,0	2750—1500	527	ВР-202	6
								ВР-203	4—6
В.Ц5-50-9В1-01	1	АИМ180М4	30	1450	16,0—35,0	3170—2260	695	ВР-203	5—7

Аэродинамические характеристики вентиляторов ВР-100-45 (для асинхронной частоты вращения)

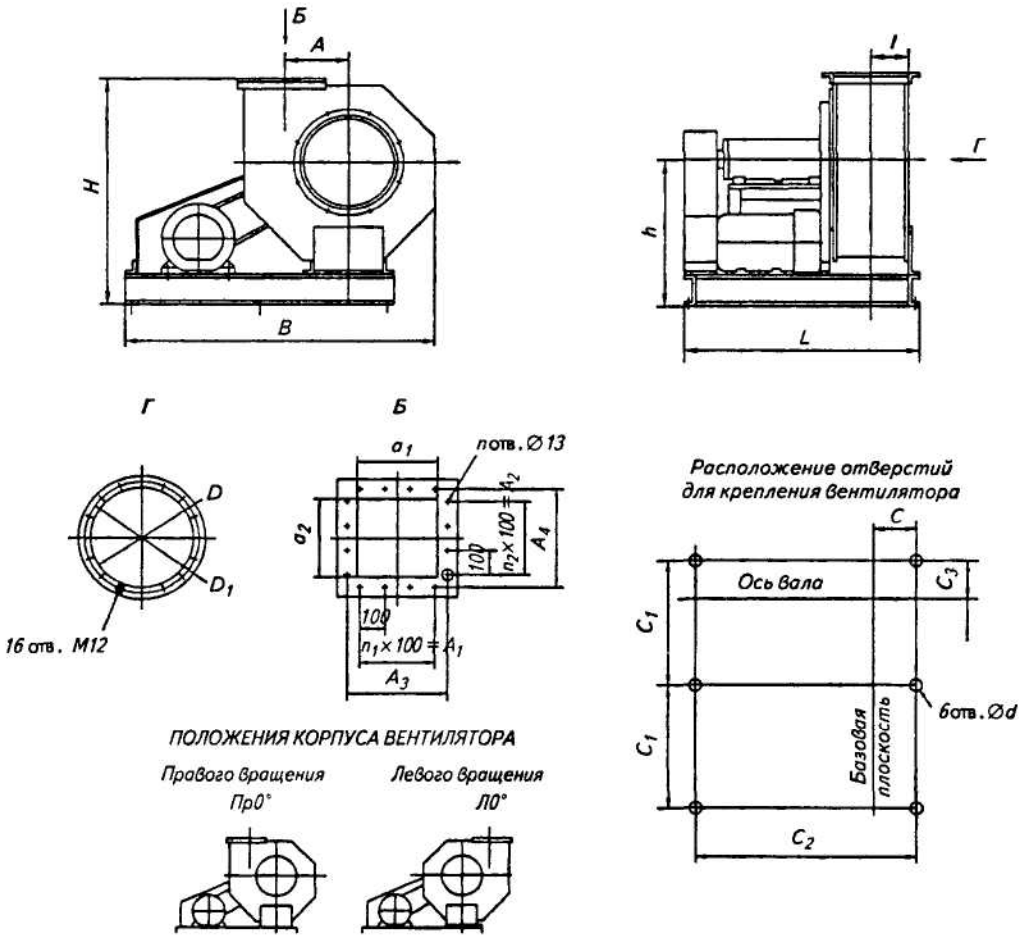


Вентиляторами радиальными ВР-100-45 заменяют вентиляторы В.ЦП7-40, В.ЦП6-45.

Варианты изготовления: пылевые из углеродистой стали, пылевые коррозионностойкие из нержавеющей стали.

Условия эксплуатации: температура окружающей среды от −40 °С до + 40 °С; содержание пыли и других твердых примесей в перемещаемых средах — не более 1 кг/м³.

ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ ВР-100-45



6. Размеры вентиляторов ВР-100-45, мм

Вентилятор	h	l	L_{max}	A	H	B		D	D_1	d	a_1
						Пр0°	Л0°				
ВР 100-45-5-02	550	155	1100	250	877	1260	1360	350	390	15	300
ВР 100-45-6,3-02	740	195	1200	316	1142	1600	1726	440	500	18	380
ВР 100-45-8-01	798	245	1340	400	1308	1876	2026	560	610	18	480

Продолжение табл. 6 по горизонтали

Вентилятор	a_2	A_1	A_2	A_3	A_4	C	C_1	C_2	C_3	n	n_1	n_2
ВР 100-45-5-02	300	200	200	342	342	185	550	1060	233	12	2	2
ВР 100-45-6,3-02	380	300	300	430	430	220	700	1160	275	16	3	3
ВР 100-45-8-01	480	400	400	530	530	271	780	1300	262	20	4	4

Вентиляторами ВР-100-45 заменяют вентиляторы ВЦП7-40; ВЦП5-45 и ВЦП6-45.
Содержание пыли и других твердых примесей в перемещаемых средах не более 1 кг/м^3.

7. Технические характеристики вентиляторов ВР-100-45

Типоразмер вентилятора	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора не более, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м³/ч	Полное давление, Па		Тип	Число
ВР100-45-5-02	5	АИР112М4	5,5	1810	2,7...6,2	1600—1220	354	ДО42	5
ВР100-45-5К		АИР112М4	5,5	2030	3,0...5,2	2000—1840	356		
		АИР132S4	7,5	2030	3,0...7,3	2000—1600	376		
		АИР132S4	7,5	2285	3,4...5,8	2550—2350	377		
		АИР132М4	11	2285	3,4...8	2550—2000	403		
		АИР132М4	11	2575	3,7...7,2	3250—2700	414		
		АИР160S4	15	2575	3,7...9	3250—2450	469		
ВР100-45-6,3-02	5	АИР132М4	11	1615	6,3...10,5	2100—1800	480	ДО42	6
ВР100-45-6,3К		АИР160S4	15	1810	7,0...11	2600—2300	531		
		АИР160М4	18,5	1810	7,0...13,5	2600—2100	546		
		АИР160М4	18,5	2040	8,0...10,4	3300—3100	573		
		АИР180S4	22	2040	8,0...13,2	3300—2900	557		
ВР100-45-8-01	5	АИР160М4	18,5	1450	8,0...16	2600—2200	703	ДО43	5
ВР100-45-8К		АИР180S4	22	1450	8,0...19	2600—1950	721		
		АИР180S4	22	1615	8,7...14	3200...2900	729		
		АИР180М4	30	1615	8,7...22	3200—2450	749		
		АИР180М4	30	1810	10,0...15,5	4000—3600	749		
		АИР200М4	37	1615	8,7...22,5	3200—2350	830	ДО43	6
		АИР200М4	37	1810	10,0...20	4000—3400	832		
		АИР200L4	45	1810	10,0...25	4000—2900	872		

ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ТРЕХФАЗНЫХ АСИНХРОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ЕДИНОЙ СЕРИИ АИР ОСНОВНОГО ИСПОЛНЕНИЯ

Серия электродвигателей АИР — это унифицированная серия асинхронных электродвигателей, отвечающих перспективному уровню развития мирового электромашиностроения. Разработаны совместно со странами Интерэлектро.

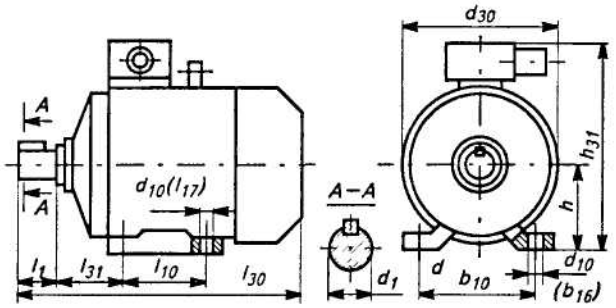
Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	При номинальной нагрузке			$M_{пуск}$	M_{max}	Частота вращения, об/мин	$I_{пуск}$
		Скольжение, %	КПД, %	cos φ	$M_{ном}$	$M_{ном}$		$I_{ном}$
Синхронная частота вращения 3000 об/мин								
АИР71А2	0,75	6,0	78,5	0,83	2,1	2,2	2820	6
АИР71В2	1,1	6,5	79,0	0,83	2,1	2,2	2805	6
АИР80А2	1,5	5,0	81,0	0,85	2,1	2,2	2850	7
АИР80В2	2,2	5,0	83,0	0,87	2,1	2,2	2850	7
АИР90L2	3	5,0	84,5	0,88	2,0	2,2	2850	7
АИР100S2	4	5,0	87,0	0,88	2,0	2,2	2850	7,5
АИР100L2	5,5	5,0	88,0	0,89	2,0	2,2	2850	7,5
АИР112М2 АИРХ112М2	7,5	3,5	87,5	0,88	2,0	2,2	2895	7,5
АИР132М2 АИРХ132М2	11,0	3,0	88,0	0,9	1,6	2,2	2910	7,5
АИР160S2 АИРХ160S2	15,0	3,0	89,0	0,89	1,8	2,7	2910	7
АИР160М2 АИРХ160М2	18,5	3,0	89,5	0,9	1,8	2,7	2910	7
АИР180S2	22,0	2,7	89,5	0,88	1,7	2,7	2920	7
АИР180М2	30,0	2,5	90,5	0,88	1,7	2,7	2925	7,5
Синхронная частота вращения 1500 об/мин								
АИР71В4	0,75	10	73	0,73	2,2	2,2	1350	5
АИР80А4	1,1	7	75	0,81	2,2	2,2	1395	5,5
АИР80В4	1,5	7	78	0,83	2,2	2,2	1395	5,5
АИР90L4	2,2	7	81	0,83	2,1	2,2	1395	6,5
АИР100S4	3,0	6	82	0,83	2,0	2,2	1410	7
АИР100L4	4,0	6	85	0,84	2,0	2,2	1410	7
Синхронная частота вращения 1500 об/мин								
АИР112М4 АИРХ112М4	5,5	4,5	87,5	0,88	2,0	2,2	1430	7
АИР132S4 АИРХ132S4	7,5	4,0	87,5	0,86	2,0	2,2	1440	7,5
АИР132М4 АИРХ132М4	11,0	3,5	87,5	0,87	2,0	2,2	1450	7,5
АИР160S4 АИРХ160S4	15,0	3,0	89,5	0,89	1,9	2,9	1455	7
АИР160М4 АИРХ160М4	18,5	3,0	90	0,89	1,9	2,9	1455	7
АИР180S4	22,0	2,5	90	0,87	1,5	2,4	1460	6,5
АИР180М4	30,0	2,0	91,5	0,86	1,7	2,7	1470	7

Продолжение

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	При номинальной нагрузке			$M_{пуск}$	M_{max}	Частота вращения, об/мин	$I_{пуск}$
		Скольжение, %	КПД, %	cos φ	$M_{ном}$	$M_{ном}$		$I_{ном}$
Синхронная частота вращения 1000 об/мин								
АИР80А6	0,75	8,0	70	0,72	2	2,2	920	4,5
АИР80В6	1,1	8,0	74	0,74	2	2,2	920	4,5
АИР90L6	1,5	7,5	76	0,72	2	2,2	925	6,0
АИР100L6	2,2	5,5	81	0,74	2	2,2	945	6,0
АИР112МА6 АИРХ112МА6	3,0	5,0	81	0,76	2	2,2	950	6,0
АИР112МВ6 АИРХ112МВ6	4,4	5,0	82	0,81	2	2,2	950	6,0
АИР132S6 АИРХ132S6	5,5	4,0	85	0,8	2	2,2	960	7,0
АИР132М6 АИРХ132М6	7,5	4,0	85	0,81	2	2,2	960	7,0
АИР160S6 АИРХ160S6	11,0	3,0	87	0,84	1,7	2,5	970	6,5
АИР160М6 АИРХ160М6	15,0	3,0	88	0,85	1,7	2,6	970	6,5
АИР180М6	18,5	2,0	88	0,85	1,6	2,4	980	6,5
Синхронная частота вращения 750 об/мин								
АИР132S8 АИРХ132S8	4,0	4,5	83	0,7	1,8	2,2	750	6
АИР132М8 АИРХ132М8	5,5	5	83	0,74	1,8	2,2	710	6
Синхронная частота вращения 750 об/мин								
АИР160S8 АИРХ160S8	7,5	3,0	87,0	0,75	1,6	2,4	725	5,5
АИР160М8 АИРХ180М8	11,0	3,0	87,5	0,75	1,6	2,4	725	6
АИР180М8	15,0	2,5	89,0	0,82	1,6	2,2	730	5,5

Примечание По данным "Справочника по электрическим машинам". Под общ. ред. И. П. Копылова и Б. К. Клокова. — М.: Энергоатомиздат, 1988.

ГАБАРИТНЫЕ, УСТАНОВОЧНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ СЕРИИ АИР



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочные и присоединительные размеры, мм							Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/B_{16})	b_{10}	h	
АИР71А	2,4,6	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71	8,6 (10,5)*
АИР71В												9,4 (10,8)*
АИР80А		296,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80	11,9 (13,8)*
АИР80В		320,5										13,8 (15,7)*
АИР90L		337	224,5	210		125	56	24		140	90	18,6 (20,2)*
АИР100S		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100	23 (27,9)*
АИР100L		391				140						29 (33,4)*
АИР112М	2,4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112	49/41**
АИРХ112М												
АИР112МА	6											43/35**
АИРХ112МА	8											43,5/36**
АИР112МВ	6											48/40,5**
АИРХ112МВ	8											48,5/41**
АИР132S	4	460	325	288	80	14	89	38	12	216	132	70/58**
АИРХ132S	6,8											68,5/56,5**
АИР132М	2	498	325	288	80	178	89	38	12	216	132	77,5/6,45
	4											83,5/70,5
АИРХ132М	6											81,5/68,5
	8											82/70
АИР160S	2	630	385	334	110	178	108	42	15	254	160	125/100
АИРХ160S	4							48				130/100
	6,8											125/100
АИР160М	2	660				210		42				140/110
АИРХ160М	4							48				145/110
	6,8											155/120
АИР180S	2	630	448	375	110	203	121	48	15	279	180	160
	4							55				170
АИР180М	2	680				241		48				180
	4											190
	6,8							55				180

*Без скобок указана масса асинхронных двигателей со станиной и щитами из алюминия, в скобках — со станиной из алюминия и щитками из чугуна.

**В числителе приведена масса асинхронных двигателей со станиной и щитками из чугуна, в знаменателе — с алюминиевой станиной и чугунными щитами. (По данным «Справочника по электрическим машинам». Под общ. ред. И. П. Копылова и Б. К.Клокова. — М.: Энергоатомиздат, 1988).

ЗНАЧЕНИЯ ПОПРАВОЧНОГО КОЭФФИЦИЕНТА *m* ДЛЯ ПРИВЕДЕНИЯ ОБЪЕМА ВОЗДУХА К НОРМАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ

Температура воздуха *t*, °С	Давление *p*, мм рт. ст.								
	740	744	748	752	756	760	764	768	770
5	0,9561	0,9613	0,9665	0,9717	0,9768	0,9820	0,9871	0,9923	0,9949
6	0,9527	0,9579	0,9630	0,9682	0,9733	0,9785	0,9836	0,9888	0,9913
7	0,9493	0,9544	0,9596	0,9647	0,9698	0,9750	0,9801	0,9852	0,9878
8	0,9459	0,9510	0,9561	0,9613	0,9664	0,9715	0,9766	0,9817	0,9843
9	0,9426	0,9477	0,9528	0,9578	0,9629	0,9680	0,9731	0,9782	0,9807
10	0,9392	0,9443	0,9494	0,9544	0,9595	0,9646	0,9697	0,9747	0,9773
11	0,9359	0,9410	0,9460	0,9511	0,9562	0,9612	0,9663	0,9713	0,9739
12	0,9326	0,9376	0,9427	0,9477	0,9528	0,9578	0,9629	0,9679	0,9704
13	0,9294	0,9344	0,9394	0,9444	0,9495	0,9545	0,9595	0,9645	0,9670
14	0,9261	0,9311	0,9363	0,9411	0,9461	0,9511	0,9561	0,9612	0,9637
15	0,9229	0,9279	0,9329	0,9378	0,9428	0,9478	0,9528	0,9578	0,9603
16	0,9197	0,9247	0,9296	0,9346	0,9396	0,9445	0,9595	0,9545	0,9570
17	0,9165	0,9215	0,9264	0,9314	0,9363	0,9413	0,9462	0,9512	0,9537
18	0,9134	0,9183	0,9232	0,9282	0,9331	0,9380	0,9430	0,9479	0,9504
19	0,9102	0,9151	0,9200	0,9250	0,9299	0,9348	0,9397	0,9447	0,9471
20	0,9071	0,9120	0,9169	0,9218	0,9267	0,9316	0,9365	0,9414	0,9439
21	0,9040	0,9089	0,9138	0,9187	0,9236	0,9285	0,9333	0,9382	0,9407
22	0,9010	0,9058	0,9107	0,9155	0,9204	0,9253	0,9302	0,9350	0,9375
23	0,8979	0,9028	0,9076	0,9125	0,9173	0,9222	0,9270	0,9319	0,9343
24	0,8949	0,8997	0,9045	0,9094	0,9142	0,9191	0,9239	0,9287	0,9311
25	0,8919	0,8967	0,9015	0,9063	0,9112	0,9160	0,9208	0,9256	0,9280
26	0,8889	0,8937	0,8985	0,9033	0,9081	0,9120	0,9177	0,9225	0,9249
27	0,8859	0,8907	0,8955	0,9003	0,9051	0,9099	0,9146	0,9194	0,9218
28	0,8830	0,8877	0,8925	0,8973	0,9021	0,9068	0,9116	0,9164	0,9187
29	0,8800	0,8848	0,8895	0,8943	0,8990	0,9038	0,9086	0,9133	0,9157
30	0,8771	0,8819	0,8866	0,8914	0,8961	0,9008	0,9056	0,9109	0,9127
31	0,8742	0,8790	0,8837	0,8884	0,8931	0,8979	0,9026	0,9073	0,9097
32	0,8714	0,8761	0,8808	0,8855	0,8902	0,8949	0,8996	0,9043	0,9069
33	0,8685	0,8732	0,8779	0,8826	0,8873	0,8920	0,8967	0,9014	0,9037
34	0,8658	0,8704	0,8750	0,8797	0,8844	0,8891	0,8938	0,8984	0,9008
35	0,8629	0,8675	0,8722	0,8768	0,8815	0,8862	0,8908	0,8955	0,8978
36	0,8601	0,8647	0,8694	0,8740	0,8787	0,8833	0,8880	0,8926	0,8949
37	0,8573	0,8619	0,8665	0,8712	0,8750	0,8804	0,8851	0,8897	0,8920
38	0,8545	0,8591	0,8638	0,8684	0,8730	0,8776	0,8822	0,8869	0,8892
39	0,8518	0,8564	0,8610	0,8656	0,8702	0,8748	0,8794	0,8840	0,8863
40	0,8490	0,8536	0,8582	0,8628	0,8674	0,8720	0,8766	0,8812	0,8835

Организация, проводящая испытания _____

Предприятие _____
Город _____
Цех _____

ПРОТОКОЛ
испытания аспирационной установки

_____
(номер аспирационной установки)

Дата проведения испытания _____
Эксплуатационная производительность предприятия в период испытания _____
Испытания проведены _____
(должность, фамилия, имя и отчество)
Регулирование и наладка установки проведены _____
_____
(должность, фамилия, имя и отчество)
Организация _____

Скорректированная плоскостная схема аспирационной установки прилагается.

I. Метеорологические условия при испытании:

Наружный воздух:	Воздух в помещении:
p = Па	p = Па
t = °С	t = °С
φ = %	φ = %
	Скорость воздуха на высоте 1,5...2 м от пола, м/с

Поправка на плотность воздуха для приведения его к стандартным условиям:

$$k_{пл}=\frac{\rho_{ст}}{\rho_{изм}}=345\frac{273+t}{B\mp H}=...$$

II. Давление в сети (Па)

Номер		По проекту		Фактически					
				при испытании		после регулирования			
						первого		второго	
участка	контрольной точки	H_0	$H_д$	H_0	$H_д$	H_0	$H_д$	H_0	$H_д$
1	1								
.	2								
.	.								
.	.								

Выход из сети

III. Скорость (v, м/с) и расход воздуха (Q, м³/с)

Номер		По проекту		Фактически					
				при испытании		после регулирования			
						первого		второго	
участка	контрольной точки	v, м/с	Q, м³/с	v, м/с	Q, м³/с	v, м/с	Q, м³/с	v, м/с	Q, м³/с
1	1								
.	2								
.	.								
.	.								

Выход из сети

IV. Использование и экономичность работы аспирационного оборудования

1. Электродвигатель_____(тип, исполнение)

По проекту			Достигнутое в результате регулирования установки		
Мощность		cos φ	Мощность		cos φ
$N_{ск}$, кВт	$N_э$, кВт		$N_{ск}$, кВт	$N_э$, кВт	

2. Вентилятор_____ (тип, номер, частота вращения, об/мин)

По проекту		Фактически							
		при испытании		после регулирования					
				первого		второго		КПД	
$p_в$, Па	$Q_в$, м³/ч	$p_в$, Па	$Q_в$, м³/ч	$p_в$	$Q_в$	$p_в$	$Q_в$	η_1	η_2

3. Герметичность установки

Расход на входе в фильтр (сеть), м³/ч		На выходе из фильтра (вентилятора), м³/ч		Подсос, %	
при испытании	после наладки	при испытании	после наладки	при испытании	после наладки

4. Пылеуловители

Всасывающий фильтр _____ (марка)			Циклон _____ (марка		
$\eta_ф$, %	$Q_{уд}$, м³/(ч м²)	$H_ф$, Па	$\eta_ц$, %	$v_{вх}$, м/с	$H_ц$, Па

5. Оценка санитарно-гигиенической эффективности аспирационной установки

Запыленность воздуха, мг/м³		
в рабочей зоне производственного помещения	возвращаемого на рециркуляцию	выбрасываемого в атмосферу

6. Общие заключения о результатах испытаний и регулировочно-наладочных работ

V. Краткий перечень работ, выполненных при регулировании и наладке аспирационной установки

VI. Общая характеристика работы отрегулированной аспирационной установки.

1. Наблюдается ли выделение пыли от аспирируемого оборудования?

2 Каков технологический эффект машин, работающих воздушными потоками?

3. Наблюдается ли конденсация влаги в аспирируемом оборудовании, пылеуловителях и в воздуховодах (где?)

4. Наблюдаются ли в воздуховодах отложения пыли, зерна, продуктов размола или шелушения (где?)

5. Какова виброакустическая характеристика аспирационной установки?

При оформлении результатов виброакустических испытаний аспирационной установки указывают: а) аэродинамический режим при испытании; б) характеристику применяемых приборов, в) величину измеренных вибраций и шума, г) число и расположение контрольных точек для измерения и усреднения октавных уровней звукового давления и уровней звука

VII. Краткий перечень и сроки выполнения основных организационно-технических мероприятий для повышения технико-экономической эффективности аспирационной установки.

ПАСПОРТ
Аспирационной установки №

Объект _____
Цех (отделение) _____
схема аспирационной установки по чертежу № _____
_____
(наименование проектной организации)

Режим работы _____

Форма 1

Характеристика аспирационного оборудования

№ п п	Наименование технологического и транспортного оборудования	Этаж установки	Характеристика оборудования				Запыленность на этаже, мг/м³	Примечание
			По проекту		Фактически (после регулировки)			
			Расход воздуха Q, м³/ч	Аэродинамическое сопротивление H, Па	Расход воздуха Q, м³/ч	Аэродинамическое сопротивление H, Па		

Форма 2

Вентилятор

Данные	Тип и номер	Диаметр всасывающего отверстия D_1, м	Размер выхлопного отверстия $a \times b$, мм	Подача $Q_в$, м³/ч	Частота вращения n, об/мин	Полное давление, Па			Диаметр шкива, мм
						всасывания $H_{п.в}$	нагнетания $H_{п.н}$	суммарное $H_п$	
По проекту									
Фактически									
Примечание									

Форма 3

Электродвигатели

Данные	Тип	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр шкива, мм	Вид передачи
По проекту					
Фактически					
Примечание					

Пылеуловители

Технические характеристики и эксплуатационные показатели пылеуловителей отмечают в «Паспорте установки очистки газа».

Паспорт установки очистки газа

1. Наименование предприятия и его адрес _____
_____
_____
_____
(министерство, ведомство)

2. Наименование и назначение установки очистки газа, автор проекта, год ввода в эксплуатацию ___
_____

3. Схема установки очистки газа (указывается схематически газоотводящий тракт от технологического агрегата до места выброса газов в атмосферу).

Например. Двухступенчатая очистка воздуха, в процессе предварительной очистки зерна (до мойки зерна), в батарейном циклоне 4БЦШ-500 и всасывающем фильтре типа РЦИЭ.

4. Эксплуатационные показатели работы установки очистки газа

Наименование оптимальных (регламентируемых) параметров	Показатели работы					
	Проектные		После пусконаладки	Фактические		
	приведенные к нормальным условиям	рабочие		Дата	Дата	Дата
1	2	3	4	5	6	7
Производительность по газу (воздуху)[1], тыс. м³/ч:						
на входе						
на выходе						
Гидравлическое сопротивление, кПа						
Температура очищаемого газа (воздуха), °С:						
на входе						
на выходе						
Давление (разрежение) очищаемого газа (воздуха) на входе, кПа						
Влагосодержание газа (воздуха), г/м³						
Концентрация[2] вредных веществ в очищаемом газе (воздухе), г/м³:						
на входе						
на выходе						
Другие характерные показатели						

[1]Единицы измерения, приведенные к нормальным атмосферным условиям: 20 °С, 101,3 кПа, φ = 50 %.
[2]Графы 3—7 заполняют по рабочим показателям.

5. Аппараты установки очистки газа (см. приведенную выше схему)

Наименование и тип аппарата	Завод-изготовитель	Дата ввода в эксплуатацию

6. Сведения о проведенных ремонтах, замене или модернизации отдельных узлов оборудования установки очистки газа

Дата	Название аппарата, узла	Характер повреждения	Причина выхода из строя аппарата, узла	Выполненная работа

Паспорт составлен «_____» _____ 19 г.

Руководитель монтажа (подпись) _____
ф. и. о

Подпись лица, производящего монтаж (подпись) _____
Главный инженер мукомольного завода (подпись) _____
Инженер по вентиляции (подпись) _____

М. П.

Отметка о регистрации установки очистки газа в региональных Госинспекциях газоочистки

Дата регистрации	Фамилия и подпись представителя Госинспекции, печать	Дата снятия с регистрации	Причина	Фамилия и подпись представителя Госинспекции, печать

Продолжение приложения 14

Заключение Госинспекции газоочистки о техническом состоянии установки очистки газа (см. раздел 2 п. п. 2.4, 2.5, 2.6)

Председатель региональной
Госинспекции газоочистки _____
(фамилия и подпись)

М. П.

Замечания по аспирационной установке

Составные части паспорта:

утвержденный проект аспирационной установки с рабочими чертежами, монтажными схемами и пояснительной запиской, а также плоскостная схема, снятая с натуры при наружном осмотре установки перед ее сдачей. На все допущенные в процессе монтажа согласованные отступления от утвержденного проекта должны быть изготовлены исполнительные чертежи и внесены соответствующие дополнения либо исправления в пояснительную записку. В паспорте указывают изменения, внесенные при реконструкции аспирационных установок;

карта смазки установки с указанием мест смазки, ее способа и периодичности, наименования, марки и норм расхода смазочного материала;

технические данные о вибро- и звукоизолирующих рамах.

В тех случаях, когда проводят реконструкцию предприятия, коренное изменение технологического процесса либо коренное изменение режима работы машин, присоединяемых к аспирационной сети, и в связи с этим реконструируют установку, изменения должны быть указаны в паспорте в виде дополнений к нему с приложением необходимых обоснований, чертежей, схем и расчетов.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алешковская В. В., Краюшкин Б. А.* Вентиляционные и аспирационные установки. — М.: Агропромиздат, 1986.
2. *Алешковская В. В.* Практическое руководство по эксплуатации аспирационных и пневмотранспортных систем на предприятиях перерабатывающей промышленности. — М.: ДеЛи, 2000.
3. *Алешковская В. В.* Совершенствование работы аспирационных установок на предприятиях системы хлебопродуктов. — М.: Хлебпродинформ, 1995.
4. *Алешковская В. В., Краюшкин Б. А., Коломенский С. В.* Системы пневмотранспорта и аспирации мукомольных заводов. — М.: Колос, 1992.
5. *Веденьев В. Ф.* Совершенствование пневмосепарирующего оборудования зерноперерабатывающих предприятий. — М.:ЦНИИТЭИ Минхлебопродуктов СССР, 1988.
6. *Веденьев В. Ф.* Пособие для наладчика оборудования предприятий системы хлебопродуктов. — М.: Агропромиздат, 1991.
7. *Веселов С. А.* Проектирование вентиляционных установок предприятий по хранению и переработке зерна. — М.: Колос, 1974.
8. *Веселов С. А.* Практикум по вентиляционным установкам. Издание второе. — М.: Колос, 1982.
9. *ВНИИЗ* Методика определения параметров газовых потоков и расчета выбросов пыли из стационарных источников предприятий Министерства заготовок СССР. — М.: ЦНИИТЭИ, 1983.
10. *ВНИИЗ* Правила технической эксплуатации аспирационных установок на мукомольных заводах. — М.: ЦНИИТЭИ, 1987.
11. *Володин Н. П., Касторчых М. Г., Кривошеин А. И.* Справочник по аспирационным и пневмотранспортным установкам. — М.: Колос, 1984.
12. *Демский А. Б., Птушкина Г. Е., Борискин М. А.* Комплектное оборудование мукомольных заводов. — М.: Агропромиздат, 1985.
13. *Правила* взрывобезопасности для опасных производственных объектов по хранению и переработке зерна. ПБ-14-159-97. — М.: Госгортехнадзор России, 1998.
14. *Птушкина Г. Е., Товбин Л. И.* Высокопроизводительное оборудование мукомольных заводов. — М.: В. О. Агропромиздат, 1987.
15. *Системы* вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. / В. А. Ананьев, Л. Н. Балуева, А. Д. Гальперин и др. — М.: «Евроклимат», Изд-во «Арина», 2000.
16. *Указания* по проектированию аспирационных установок комбикормовых заводов. — М.: ЦНИИпромзернопроект, 1984.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие ... 3

Введение ... 4

Глава 1. Состав, классификация и назначение вентиляционных установок ... 7
1.1. Состав и классификация вентиляционных установок ... 7
1.2. Назначение вентиляционных и аспирационных установок ... 14
1.2.1. Санитарно-гигиеническое назначение ... 14
1.2.2. Технологическое назначение ... 17
1.2.3. Обеспечение взрывобезопасности ... 25

Глава 2. Пыль и пылевоздушные смеси ... 27
2.1. Состав, основные свойства и характеристика пыли ... 27
2.2. Законы осаждения пыли в воздухе ... 28
2.3. Особые свойства пыли ... 30
2.4. Способы определения запыленности воздуха ... 34

Глава 3. Теоретические основы вентиляционных установок ... 39
3.1. Состав и параметры воздуха ... 39
3.1.1. Давление ... 39
3.1.2. Плотность, температура и влажность ... 47
3.1.3. Удельная энтальпия и вязкость ... 47
3.1.4. Скорость воздуха ... 48
3.2. Основные законы движения воздушного потока ... 53
3.2.1. Закон сохранения массы, или уравнение неразрывности воздушного потока ... 53
3.2.2. Закон сохранения энергии и уравнение Д. Бернулли для воздушного потока ... 54
3.3. График распределения давлений в вентиляционных воздуховодах. Выводы из графика ... 55
3.4. Потери давления в воздуховодах ... 60
3.4.1. Потери давления в прямых воздуховодах ... 60
3.4.2. Потери давления на местные сопротивления ... 62
3.4.3. Потери давления при внезапном расширении ... 62
3.4.4. Потери давления на выхлоп ... 63
3.4.5. Потери давления в диффузоре ... 63
3.4.6. Потери давления на вход в воздуховод ... 64
3.4.7. Потери давления в конфузоре ... 65
3.4.8. Потери давления в колене и отводе ... 66
3.4.9. Потери давления в тройнике ... 67
3.4.10. Потери давления в каналах прямоугольного сечения ... 73
3.5. Потери давления в сетках и диафрагмах ... 73
3.6. Потери давления при пересечении воздушным потоком слоя зерна и продуктов его размола ... 74
3.7. Потери давления в аспирируемом оборудовании ... 75
3.8. Теоретическое обоснование выбора скоростей движения воздуха в воздуховодах ... 76
3.9. Теоретическое обоснование норм расхода воздуха на аспирацию оборудования ... 78

Глава 4. Пылеуловители ... 80
4.1. Назначение и классификация пылеуловителей ... 80
4.2. Методы оценки эффективности работы пылеуловителей ... 80
4.3. Гравитационные пылеуловители ... 82
4.4. Центробежные пылеуловители (циклоны) ... 85
4.4.1. Принцип работы циклона ... 85
4.4.2. Циклоны, применяемые на предприятиях хлебопродуктов ... 87
4.4.3. Модернизированные циклоны ... 96
4.5. Матерчатые фильтры ... 98
4.5.1. Характеристика фильтровальных тканей ... 99
4.5.2. Устройство всасывающих фильтров ... 99

4.6. Рециркуляционные аппараты ... 112
4.7. Кондиционеры ... 113

Глава 5. Вентиляторы ... 117
5.1. Назначение и классификация ... 117
5.2. Устройство радиальных (центробежных) вентиляторов ... 121
5.3. Теоретическое и действительное давления вентилятора ... 122
5.4. Мощность, необходимая для привода вентилятора ... 124
5.5. Законы пропорциональности в работе вентилятора ... 125
5.6. Аэродинамическая характеристика вентилятора ... 125
5.7. Параллельная и последовательная работа вентиляторов в сети ... 126
5 8. Характеристика вентиляционной сети и влияние ее изменений на работу вентилятора ... 126
5.9. Расчет размеров вентилятора ... 127

Глава 6. Проектирование аспирационных установок ... 129
6.1. Содержание и объем проекта ... 129
6.2. Основные требования к проектируемым установкам ... 129
6.3. Этапы проектирования ... 131
6.3.1. Выявление оборудования, подлежащего аспирации (первый этап) ... 132
6.3.2. Расчет воздухообмена и обоснование выбора типов проектируемых сетей (второй этап) ... 132
6.3.3. Компоновка аспирационных сетей (третий этап) ... 134
6.3.4. Расчет, подбор пылеуловителей и определение их сопротивления (четвертый этап) 136
6 3.5. Предварительный подбор вентилятора к сети (пятый этап) ... 137
6.3.6. Расстановка пылеуловителей и вентиляторов (шестой этап) ... 137
6.3.7. Проектирование трассы воздуховодов (седьмой этап) ... 138
6.3 8. Расчет аспирационной установки (восьмой этап) ... 139
6.3.9. Проектирование монтажных схем аспирационных сетей (девятый этап) ... 157
6.4. Проектирование узлов аспирации оборудования ... 170
6 5. Примеры проектов аспирационных установок ... 175
6.6. Проектирование и расчет выброса в атмосферу очищенного воздуха аспирационных сетей ... 177

Глава 7. Монтаж, наладка и эксплуатация аспирационных установок ... 180
7.1. Монтаж аспирационных установок ... 180
7.1.1. Контроль поставок и хранения оборудования аспирационных установок. Предмонтажная ревизия ... 180
7.1.2. Подготовительные работы ... 180
7.1 3. Монтаж вентиляторов ... 181
7.1.4. Монтаж воздуховодов ... 182
7.1.5. Монтаж пылеуловителей ... 184
7.2. О борьбе с шумом и вибрациями ... 185
7 3. Наладка, испытания и прием в эксплуатацию аспирационных установок ... 191
7.4. Правила технической эксплуатации аспирационных установок ... 195

Приложения ... 197

Список рекомендуемой литературы ... 239