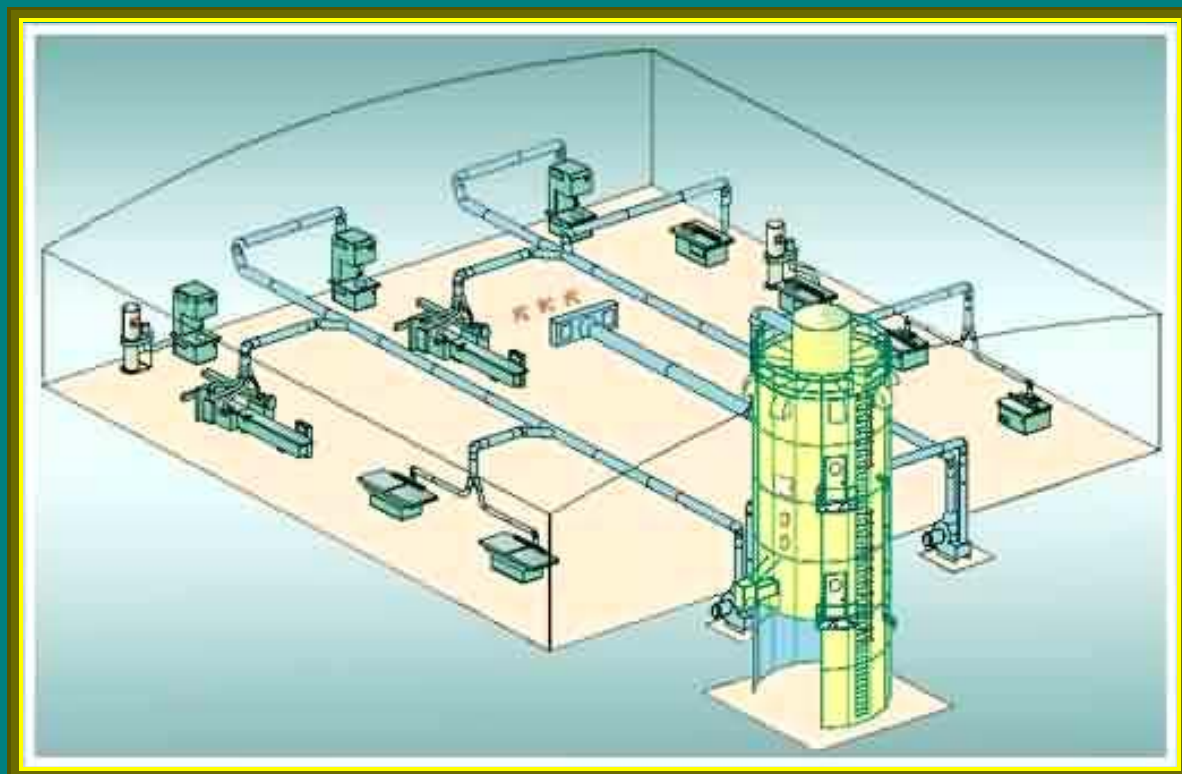




И.Т. Глебов

Подъемно-транспортные машины отрасли

Аспирация и пневмотранспорт
деревообрабатывающих предприятий



Министерство образования и науки Российской Федерации

**ГОУ ВПО «Уральский государственный
лесотехнический университет»**

И.Т. Глебов

Подъемно-транспортные машины отрасли

**Аспирация и пневмотранспорт
деревообрабатывающих предприятий**

Лекции и методы решения задач

Екатеринбург
2010

УДК 674.8 : 21.867.8

Рецензенты:

Комиссаров А.П. – д-р техн. наук, академик РАЕН, профессор, зав. кафедрой графики и деталей машин Уральской государственной сельскохозяйственной академии,

Гороховский А.Г. – д-р техн. наук, профессор, директор ОАО УралНИИПдрев

Глебов И.Т.

Подъемно-транспортные машины отрасли. Аспирация и пневмотранспорт деревообрабатывающих предприятий. Лекции и методы решения задач. – Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2010. – 138 с.

ISBN 978-5-94984-293-5

Изложены основы теории аспирации и пневмотранспорта, даны классификация, сведения о материалах, воздуховодах, оборудовании, приведены справочные материалы для проектирования и расчета пневмотранспортных систем, а также примеры решения задач.

Книга адресована студентам по направлению подготовки 250300 специальности 250403, а также специалистам лесопромышленного комплекса.

Ил. 69. Табл.51. Библиогр.: 36 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Уральского государственного лесотехнического университета.

УДК 674.8 : 21.867.8

ISBN 978-5-94984-293-5

© И.Т. Глебов, 2010

© ГОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический университет», 2010

Предисловие

Лекции предназначены для студентов специальностей 250403 лесотехнических вузов, изучающих учебную дисциплину "Подъемно-транспортные машины отрасли" с разделом "Аспирация и пневмотранспорт деревообрабатывающих предприятий". Эта дисциплина позволяет обучающимся получить знания, умения и навыки при выборе типа пневмотранспортных установок, их проектировании и эксплуатации.

В настоящее время для изучения указанной дисциплины используется учебное пособие "Аспирационные и транспортные пневмосистемы деревообрабатывающих предприятий" (авторы: Глебов И.Т., Рысев В.Е., 2004 г.). Однако оборудование аспирационных и пневмотранспортных систем быстро изменяется, на российском рынке появилось много импортного оборудования, и это побудило автора к подготовке новых лекций, излагаемых в предлагаемой книге. Обобщение передового научно-технического опыта в области пневматического транспорта стало основной задачей лекций. Применение новых знаний позволило кардинально изменить подход в проектировании аспирационных и транспортных пневмосистем.

Предлагаемая книга полностью соответствует учебной программе дисциплины. Она содержит авторский текст и полномасштабный аппарат. Формулировки, подлежащие запоминанию, выделены в тексте жирным шрифтом. Для повторения пройденного материала в главах приведены контрольные вопросы и задания. Термины и обозначения, используемые в учебном пособии, унифицированы, единицы измерения физических величин приведены в соответствие с действующими стандартами. Использован многолетний опыт преподавания дисциплины по аспирации и пневмотранспорту в УГЛТУ.

Введение

Пневмотранспортные системы на деревообрабатывающих предприятиях начали применяться с конца XIX столетия. При этом в теоретических исследованиях движения потока чистого воздуха в трубопроводах использовались законы Дарси-Вейсбаха, Л. Эйлера, Д. Бернулли и др.

Первые экспериментальные исследования по перемещению воздушным потоком твердых измельченных частиц были выполнены И. Гастерштадтом в 1927 г. Им была предложена формула для определения потерь давления [1]:

$$\Delta p = \Delta p_в (1 + K\mu),$$

где Δp – потеря давления в трубопроводе при движении аэросмеси, Па;

$\Delta p_в$ – потеря давления в трубопроводе при движении чистого воздуха, Па;

K – коэффициент сопротивления аэросмеси;

μ – концентрация твердых частиц в аэросмеси, кг/кг.

Другие ученые, такие как Г. Зеглер, П. Шредер (Германия, 1937 г.), М.П. Калинушкин и др., сопротивление движению аэросмеси учитывали по изменению коэффициента гидравлического сопротивления $\lambda_{см}$:

$$\lambda_{см} = \lambda(1 + K\mu),$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления чистого воздуха.

При изучении движения пылевоздушной смеси в отводах К.И. Страховичем (1934 г.) была создана ударная теория. Согласно этой теории, частицы материала, проходя по отводу, несколько раз ударяются о стенку, теряя при этом часть кинетической энергии. За отводом кинетическая энергия частиц восстанавливается за счет энергии воздушной струи.

С.Н. Святков, А.Ф. Зайцев и др., показали, что сопротивление движению материала в отводах зависит от радиуса и диамет-

ра трубы в отводах, угла поворота, коэффициента трения и входной скорости материала.

В 60-е годы прошлого столетия благодаря работам Л.С. Клячко, С.Н. Шемякина, Г.Я. Трайгельмана, С.Н. Святкова и разработкам научно-исследовательских и проектных институтов ЦНИИМЭ, Гипродрев, Гипродревпром, Гипролеспром с учетом достижений эксплуатационников на деревообрабатывающих предприятиях была создана научно-теоретическая база, позволившая создать расчетные методики для проектирования пневмотранспортных систем.

Российские ученые Л.С. Клячко, С.Н. Шемякин, Г.Я. Трайгельман, С.Н. Святков, М.П. Калинушкин, К.И. Страхович, А.Ф. Зайцев и другие – основоположники отечественной школы пневмотранспорта.

Интенсивный рост промышленности в последние годы существенно изменил условия эксплуатации деревообрабатывающего оборудования. Эти новые условия характеризуются следующими главными факторами [2]:

- быстрым обновлением парка технологического оборудования, выпускаемого отечественными и зарубежными производителями;
- разнообразием деревообрабатывающих предприятий по объему производства;
- увеличением объема измельченных отходов деревообработки и удельного содержания в них пыли;
- частой сменой технологического процесса и оборудования в пределах производственных помещений;
- ужесточением требований к охране окружающей природной среды, а также к экономии энергоресурсов.

С учетом перечисленных факторов в последние годы существенно изменились условия проектирования и расчета пневмотранспортных систем.

Лекция 1. Основные понятия и определения

План лекции. Общие сведения. Предмет науки, достоинства и недостатки пневмотранспорта. Основные понятия и определения. Классификация пневмотранспортных установок. Схемы установок. Запыленность воздуха, характеристика пыли, вентиляция цехов.

1. Общие сведения

1.1. Предмет науки

Теория пневматического транспорта есть раздел прикладной науки, базирующийся на законах гидроаэродинамики и развивающий их применительно к практике путем разработки режимов транспортирования и расчетных методик.

Гидроаэродинамикой называется раздел гидроаэромеханики, в котором изучаются законы движения жидкостей и газов и их взаимодействие с твердыми телами [3].

Гидроаэромеханикой называют раздел физики, в котором изучаются законы равновесия и движения жидкостей и газов, а также взаимодействие движущихся жидкостей и газов с омываемыми или твердыми телами. При этом жидкости и газы рассматриваются как сплошная среда, непрерывно распределенная в пространстве.

Гидромеханику делят на два раздела - гидроаэростатики и гидроаэродинамики. Отдел гидроаэродинамики занимается изучением законов движения жидкостей и газов и их взаимодействия с твердыми телами.

1.2. Достоинства и недостатки пневмотранспортных систем

На современном деревообрабатывающем предприятии используются различные виды внутрицехового или межцехового транспорта (транспортеры с гибким тяговым органом, автомо-

бильный, пневматический и др.). Основные достоинства пневматического транспорта заключаются в следующем [4]:

– **гибкость трассы:** транспортный трубопровод может быть проложен в любом направлении, может легко обходить препятствия;

– **высокая маневренность:** по одному трубопроводу можно перемещать транспортируемый материал из разных мест в один пункт назначения или по нескольким адресам;

– **легкость автоматизации:** с одного пульта можно дистанционно управлять всеми элементами установки;

– **компактность:** транспортная установка имеет простую конструкцию, так как ее тяговый орган (воздух) взят из окружающей среды;

– **герметичность:** при транспортировании материала исключается его потеря, что предотвращает загрязнение окружающей среды;

– **сопутствующие возможности:** одновременно с транспортированием измельченного материала возможно выполнять другие технологические и санитарно-гигиенические операции: аспирацию цехов, сушку материала, его фракционирование;

– **экономичность:** при дальности транспортирования материала свыше 100 м пневматический транспорт в большинстве случаев экономичнее механического.

В качестве недостатков пневмотранспорта отмечают большой удельный расход энергии, повышенный шум, создаваемый вентиляторами и движущимся материалом в трубах, измельчение материала и необходимость очистки отработавшего воздуха.

1.3. Основные понятия и определения

В теории и практике аспирации и пневмотранспорта за многолетнюю историю сложился конкретный язык общения. Основные термины и определения [5] приведены в прил. А.

1.4. Классификация пневмотранспортных систем

1.4.1. Общая классификация

Все пневмотранспортные системы условно делят на два класса: аспирационные и транспортные (рис. 1).

Аспирационные системы используются в деревообрабатывающих цехах, оснащенных станками, и предназначены для удаления стружки и пыли от станков и создания нормативных санитарно-гигиенических условий труда в рабочих зонах станков. Количество отсасываемого воздуха от станка определяется, прежде всего, выполнением главной функции аспирации, а не из условия надежности транспортирования отходов по трубопроводам.

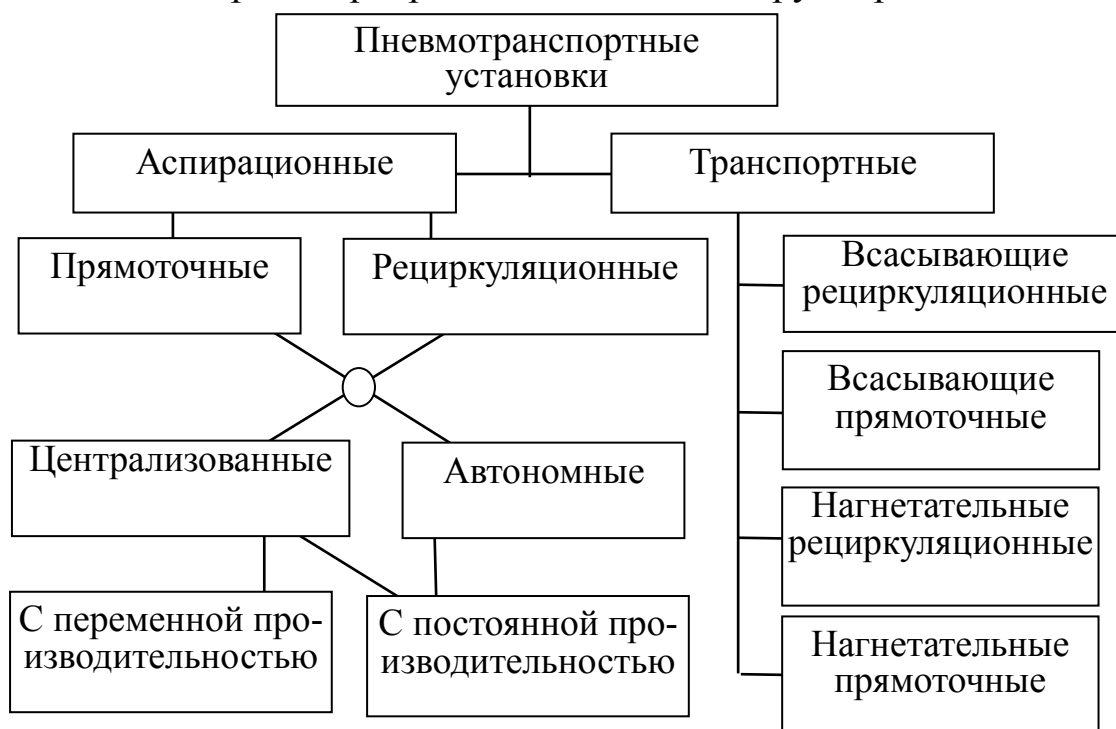


Рис. 1. Схема классификации аспирационных систем

Аспирационные системы могут быть прямоточные, рециркуляционные, централизованные, автономные, с переменной и постоянной производительностью.

Транспортные пневмосистемы применяются на деревообрабатывающих предприятиях для перемещения измельченной

древесины в места кратковременного хранения или к технологическому оборудованию от аспирационных систем, рубительных машин и т.д.

1.4.2. Схемы аспирационных систем

Принципиальные схемы аспирационных систем показаны на рис. 2.

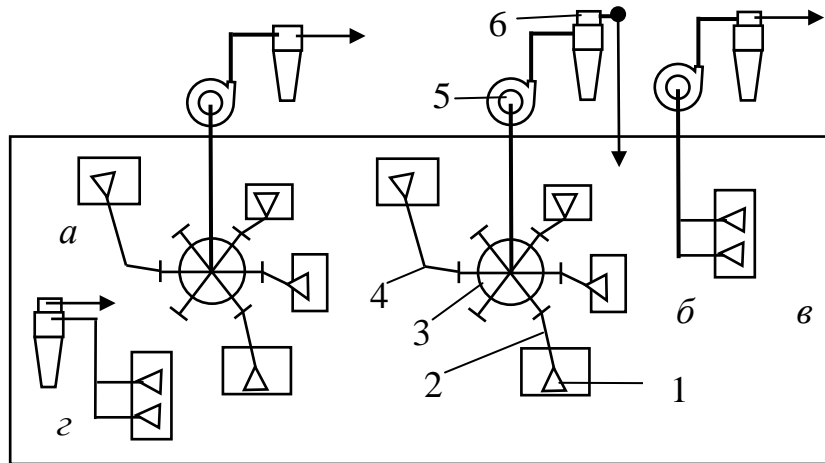


Рис. 2. Принципиальные схемы систем аспирационных:
 а – прямоточно-централизованная; б – рециркуляционно-централизованная; в – прямоточно-автономная;
 г – рециркуляционно-автономная

В прямоточно-централизованной системе пылевоздушная смесь отсасывается от группы станков, объединяется в один поток и направляется в пылеулавливающий аппарат, где происходит отделение воздуха от твердых частиц. Очищенный воздух выбрасывается в атмосферу.

Такие установки имеют большой недостаток, особенно в зимнее время, когда они выкачивают теплый воздух из цеха на улицу.

В рециркуляционно-централизованной системе воздух после очистки в пылеулавливающем аппарате полностью или частично возвращается в производственное помещение.

В прямоточно-автономной системе пылевоздушная смесь отсасывается от одного станка и после очистки в пылеулавливающем аппарате выбрасывается в атмосферу.

В рециркуляционно-автономной системе воздух после очистки в пылеулавливающем аппарате полностью возвращается в производственное помещение.

1.4.3. Схемы пневмотранспортных систем

В зависимости от аэродинамических условий работы узла загрузки и характера циркуляции воздуха транспортные системы делят на всасывающие рециркуляционные, всасывающие прямоточные, нагнетательные рециркуляционные и нагнетательные прямоточные (рис. 3).

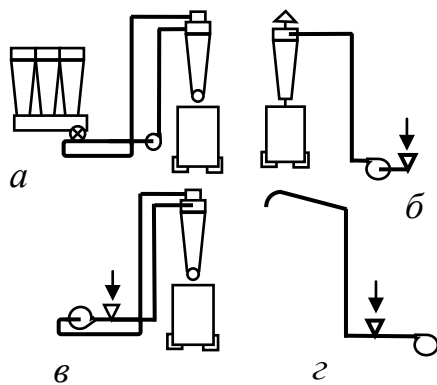


Рис. 3. Схемы транспортных пневмосистем:

- а* – всасывающая рециркуляционная;
- б* – всасывающая прямоточная;
- в* – нагнетательная рециркуляционная;
- г* – нагнетательная прямоточная

1.5. Запыленность воздуха цеха

Пыль. При механической обработке древесины на станках, особенно древесины твердых пород, МДФ, волокнистых и стружечных плит, образуется много пыли. Пыль – это аэрозоль двухфазной системы (твёрдое тело - газ). Размеры твердых частиц пыли изменяются до 300 мкм. Условно твердые выбросы по размерам делят на пять подгрупп: менее 1 мкм; мелкодисперсная пыль размером 1...10 мкм, среднедисперсная пыль 10...50 мкм; крупнодисперсная пыль 50...140 мкм; очень крупная пыль размером более 140 мкм [6].

Пыль имеет высокую адсорбционную способность, может растворяться в различных средах, накапливает статическое электричество, легко воспламеняется. Она адсорбирует из воздуха ядовитые газы и становится ядовитой, электростатические заряды облегчают осаждение пыли в легких людей.

Особенно опасны для здоровья людей частицы размером 1...10 мкм. Они проникают глубоко в легкие и острыми краями травмируют слизистую оболочку, приводя к заболеванию пневмокониозами. Предельно допустимая концентрация (ПДК) пыли в воздухе цеха, установленная органами санэпиднадзора России, составляет 6 мг/м³ [7, 8, 9, 10] (в странах западной Европы – 2 мг/м³).

Измерение содержания пыли в воздухе. Запылённость воздуха характеризуется массой пыли, взвешенной в единице объёма воздуха. Степень запылённости воздуха определяют весовым [8] или счетным способом, используя различные пылемеры, счетчики, датчики.

При весовом способе определенное количество запыленного воздуха пропускают через фильтр и массовую концентрацию пыли в воздухе определяют по формуле, мг/м³

$$M = \frac{1000(m_2 - m_1)}{Q}, \quad (1)$$

где m_1, m_2 – масса фильтра, г, до и после отбора проб; Q – количество воздуха, пропущенного через фильтр.

При счетном способе заданное количество запыленного воздуха в виде струи, вытекающей из сопла, направляют на стеклянную пластинку, покрытую клеящим составом. Запылённость оценивается подсчётом под микроскопом числа пылинок к объёму протянутого воздуха.

Устройство для определения концентрации пыли. Устройство (рис. 4) включает фильтр 1 (АФА-ХП-20, АФА-Х-10) в виде диска из перхлорвиниловой ткани ФПП, вложенного в защитные кольца из плотной бумаги, воронку 2 для фильтра, ре-

зиновый шланг 3, трубки со штуцерами 4, реометрами 5 и кранами-дросселями 8, которые подключены к аспиратору (вентилятору) 7, включаемому тумблером 6.

Два реометра градуированы от 0 до 20 л/мин и служат для отбора проб воздуха на запыленность, остальные – для отбора проб воздуха при проведении газовых анализов и градуированы от 0 до 3 л/мин. Необходимая скорость потока воздуха настраивается кранами 8.

При протягивании воздуха через фильтр стремятся осадить на нем пыль в количестве 2-3 мг.

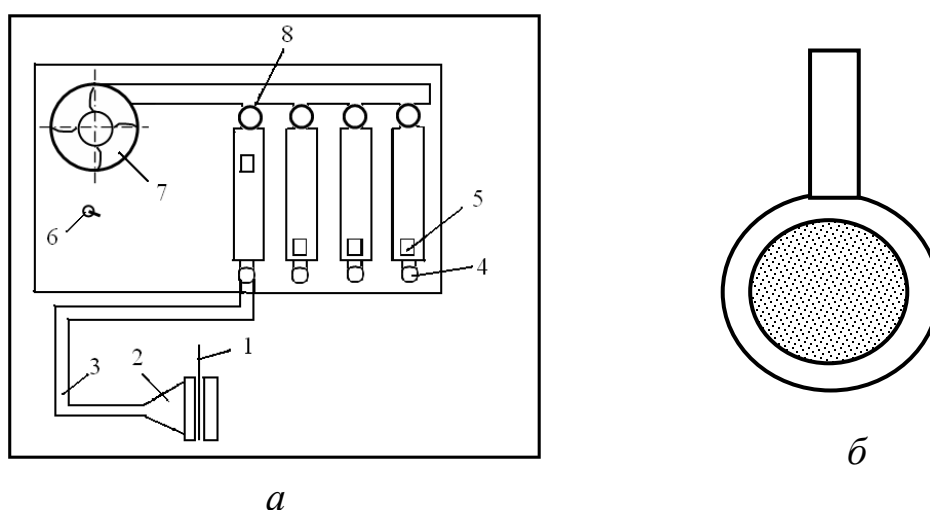


Рис. 4. Устройство для определения концентрации пыли в воздухе: *а* – общий вид; *б* – фильтр АФА-ХП-20

1.6. Характеристика древесной пыли

Для эффективного улавливания древесной пыли из воздуха необходимо иметь сведения о ее дисперсности.

Дисперсность - степень измельчения вещества. Под дисперсным составом понимают распределение частиц аэрозолей по размерам. Он показывает, из частиц какого размера состоит данный аэрозоль, и массу или количество частиц соответствующего размера. Весь диапазон размеров древесных частиц разбивают на фракции. Под фракцией понимают массовые доли частиц, содержащихся в определенном интервале размеров частиц.

В табл. 1 приведен фракционный состав пыли, образующейся на шлифовальных станках по данным Санкт-Петербургской лесотехнической академии [2].

Таблица 1

Характеристика пыли, полученной при шлифовании древесины

d , мкм	6,67	7,64	8,37	9,63	10,6	10,8	11,4
m , мг·10 ⁻⁹	202,4	303,8	404,7	607,6	809,4	865,8	1011,2
d , мкм	12,1	13,1	14,4	16,4	17,2	18,1	19,2
m , мг·10 ⁻⁹	1213,0	1516,8	2024,6	3038,0	3463,3	4051,4	4860,8
d , мкм	20,7	21,5	22,3	22,8	23,3	23,9	24,6
m , мг·10 ⁻⁹	6076,0	6744,3	7595,0	8100,6	8677,8	9346,2	10127,4
d , мкм	25,3	26,1	27,0	28,1	29,3	30,9	32,9
m , мг·10 ⁻⁹	11038,8	12152,0	13469,2	15190,0	17214,0	20252,6	24304,0
d , мкм	35,4	39,1	42,1	44,7	48,1	50,0	-
m , мг·10 ⁻⁹	30380,0	40507,4	50632,6	60760,0	75950,0	85604,0	-

В шлифовальной пыли содержатся частицы с поперечным диаметром 6,67...50,0 мкм. Данные табл. 1 обрабатываем так, что для каждого размера частиц найдем нарастающее содержание массы. Так, для $d = 7,64$ мкм $\sum m = 0,2024 + 0,3038 = 0,5062 \cdot 10^{-9}$ г; для $d = 8,37$ мкм $\sum m = 0,5062 + 0,4047 = 0,91 \cdot 10^{-9}$ г и т.д. Полученные результаты сведены в табл. 2.

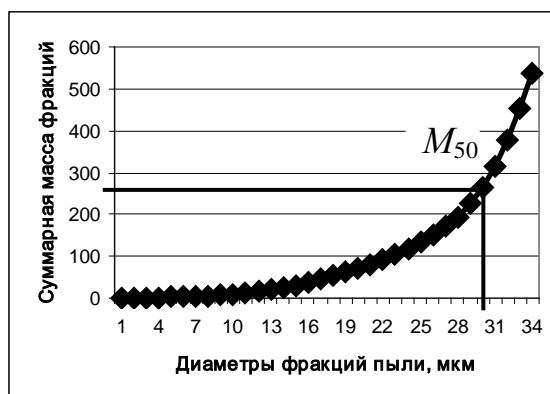
По данным табл. 2 построен график (рис. 5, а), где по оси абсцисс отложен диаметр фракций, а по оси ординат - их нарастающее суммарное содержание. В табл. 2 и на рисунке цифрами 5, 8, 11, 15, 22, 28, 30, 34 отмечены порядковые номера произвольно взятых фракций.

Точно так же обработаны данные [2] и построен график (рис. 5, б) для пыли, полученной при пилении и фрезеровании. Пыль, образующаяся при пилении и фрезеровании древесины и древесных материалов, содержит частицы с поперечным диаметром 34,2...100,0 мкм. Их нарастающая суммарная масса изменяется в диапазоне $(27,25 \dots 4442) \cdot 10^{-9}$ г.

Таблица 2

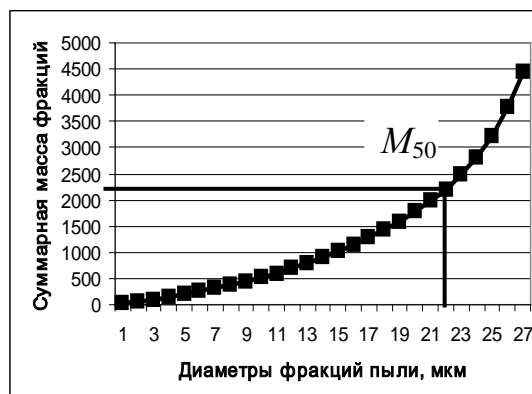
Нарастающее суммарное массовое содержание фракций смеси шлифовальной пыли

№п/п фракции	5						
d, мкм	6,67	7,64	8,37	9,63	10,6	10,8	11,4
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	0,2024	0,5062	0,91	1,52	2,33	3,19	4,2
	8						
d, мкм	12,1	13,1	14,4	16,4	17,2	18,1	19,2
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	5,42	6,93	8,96	11,99	15,5	19,5	24,37
	15						
d, мкм	20,7	21,5	22,3	22,8	23,3	23,9	24,6
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	30,45	37,19	44,79	52,89	61,57	70,9	81,04
	22						
d, мкм	25,3	26,1	27	28,1	29,3	30,9	32,9
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	92	104,2	117,7	132,9	150,1	170,3	194,7
	30						
d, мкм	35,4	39,1	42,1	44,7	48,1	50	-
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	225	265,5	316,2	376	452,9	538,49	-



а

Диаметры фракций, мкм; 5– 10,6;
8–12,1; 11–16,4; 15–20,7; 22–25,3;
28– 2,9; 30–39,1; 34–50.



б

Диаметры фракций, мкм; 4–40,5;
11–49,3; 19–62,1; 24–78,3; 27–100.

Рис. 5. Зависимость нарастающего суммарного массового содержания фракций смеси, полученного при:

а – шлифовании; б – пилении и фрезеровании

Точки на кривых графиков M_{50} , где суммарная масса составляет 50%, называются медианами, а соответствующие им диаметры – медианными диаметрами d_{50} , т.е. средними для дан-

ной пыли. Так, для пыли, полученной при шлифовании, $d_{50}=39,2$ мкм; для пыли, полученной при пилении и фрезеровании, $d_{50} = 69,8$ мкм.

Таким образом, шлифовальную пыль следует отнести к среднedisперсной пыли, $d = 10...40$ мкм. Она содержит особо опасные для здоровья людей частицы размером до 10 мкм в количестве до 0,43%. Пыль, образующуюся при пилении и фрезеровании, следует отнести к крупнодисперсной, $d = 40...140$ мкм.

1.7. Приточно-вытяжная вентиляция

Вентиляция в деревообрабатывающем цехе применяется в следующих случаях:

– при использовании приточной системы аспирации, когда воздух, отсасываемый от станков с пылью и стружкой, после очистки выбрасывается в атмосферу. Для поддержания требуемого микроклимата в цехе (давление, температура, влажность) применяется приточная вентиляция;

– при использовании рециркуляционной системы аспирации, когда воздух, очищенный в фильтрах на 99%, возвращается в цех, и ПДК пыли в очищенном потоке воздуха превышает 6 мг/м^3 . Кроме того, в результате жизнедеятельности работающих в цехе накапливаются запахи, повышается влажность. Для поддержания необходимого микроклимата и заданной концентрации пыли воздух цеха разбавляют (смешивают) чистым воздухом, используя приточно-вытяжную вентиляцию [9, 10].

1.8. Расчет объема подмешиваемого воздуха

Массовую концентрацию пыли в воздухе деревообрабатывающего цеха, мг/м^3 , определяют по формуле

$$M = \frac{1000t}{Q} = \text{ПДК}, \quad (2)$$

где t – масса пыли, витающей в воздухе, г;

Q – объем воздуха, м³;

ПДК – предельно допустимая концентрация пыли, мг/м³.

Массу пыли в воздушных потоках различной концентрации можно найти из следующего выражения:

$$M_o Q_o = ПДК(Q_o + Q_{чв}) = 1000m,$$

где M_o – концентрация пыли в очищенном потоке воздуха, мг/м³;

$Q_o, Q_{чв}$ – объемные потоки очищенного и добавленного чистого воздуха, м³/ч.

Пример 1. В цехе установлены шлифовальные станки – ШлК6, ШлПС-7, ШлПС-7, подключенные к рециркуляционной системе аспирации с тканевым фильтром.

Определить необходимое количество чистого воздуха, подмешиваемого в цех для поддержания ПДК = 6 мг/м³.

Решение. 1. Масса пыли, получаемой при работе указанных станков [2]

$$m = 45,5 + 6,7 + 6,7 = 58,9 \text{ кг/ч} = 58900 \text{ г/ч.}$$

Медианный диаметр пыли, полученной при шлифовании $d_{50} = 39,2$ мкм. Содержание наиболее опасной для здоровья пыли размером до 10,0 мкм равно 0,43 %.

Количество мелкодисперсной пыли

$$M_{nm} = 0,0043 m = 0,0043 \cdot 58900 = 253,27 \text{ г/ч.}$$

2. Объемный поток воздуха, отсасываемого от станков

$$Q = 5087 + 3000 + 3000 = 11087 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

3. Концентрация пыли в воздушном потоке на входе в фильтр

$$M = \frac{1000m}{Q} = \frac{1000 \cdot 58900}{11087} = 5312,53 \text{ мг/м}^3.$$

4. При степени очистки воздуха в фильтре 99,9% концентрация пыли в очищенном потоке воздуха на выходе из фильтра

$$M_o = 5312,53 \cdot 0,001 = 5,3 \text{ мг/м}^3 < 6 \text{ мг/м}^3.$$

На выходе из фильтра запыленность потока воздуха находится в пределах ПДК.

Пример 2. В цехе установлены станки – ЦА-2А, Ц6, Ф4, С16-4А, ШПА40, подключенные к рециркуляционной системе аспирации с тканевым фильтром.

Определить необходимое количество чистого воздуха, подмешиваемого в цех для поддержания ПДК = 6 мг/м³.

Решение. 1. Массовый поток пыли, получаемой при работе указанных станков [2]

$$m = 32,5 + 2,13 + 1,35 + 18,9 + 4,59 = 59,47 \text{ кг/ч} = 59470 \text{ г/ч.}$$

2. Объемный поток отсасываемого воздуха

$$Q = 850 + 840 + 1350 + 3648 + 1907 = 8595 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

3. Концентрация пыли в воздушном потоке на входе в фильтр

$$M = \frac{1000m}{Q} = \frac{1000 \cdot 59470}{8595} = 6919,1 \text{ мг/м}^3.$$

4. При степени очистки воздуха в фильтре 99,9% концентрация пыли в очищенном потоке воздуха на выходе из фильтра равно

$$M_o = 6919,1 \cdot 0,001 = 6,919 \text{ мг/м}^3.$$

На выходе из фильтра запыленность потока воздуха превышает норму ПДК = 6,0 мг/м³.

5. Необходимое количество подмешиваемого чистого воздуха для разбавления запыленного потока

$$Q_{чв} = \frac{M_o Q_o}{ПДК} - Q_o = \frac{6,919 \cdot 8595}{6} - 8595 = 1316,5 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Контрольные вопросы и задания

1. Изобразите схемы пневмотранспортных систем: прямоточной автономной и централизованной, рециркуляционной автономной и централизованной, рециркуляционной всасывающей и нагнетательной, прямоточной всасывающей и нагнетательной.

2. Дайте характеристику пыли деревообрабатывающего цеха.

3. Определите степень запыленности воздуха, если при пропускании через фильтр 10 м³ воздуха на фильтре осело 2,3 г пыли.

Лекция 2. Потери давления в воздуховодах

План лекции. Параметры воздушного потока. Закон Бернулли. Потери давления в горизонтальном и вертикальном воздуховодах: коэффициент гидравлического сопротивления, динамический коэффициент, число Рейнольдса. Потери давления в отводах, местных сопротивлениях, на разгон пылевоздушной смеси. Потери давления в высоконапорной сети. Мощность пневмотранспортной системы.

2. Пневматические параметры течения воздуха

2.1. Параметры воздушного потока

Под действием вентилятора в трубопроводе создается воздушный поток. Важными параметрами воздушного потока являются его скорость, давление, плотность, массовый и объемный расходы воздуха. Расходы воздуха объемный Q , м³/с, и массовый M , кг/с, связаны между собой следующим образом:

$$Q = Fv; \quad M = Fv\rho, \quad (3)$$

где F – площадь поперечного сечения трубы, м²;

v – скорость воздушного потока в заданном сечении, м/с;

ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Давление в воздушном потоке различают статическое, динамическое и полное.

Статическим давлением $P_{ст}$ принято называть давление частиц движущегося воздуха друг на друга и на стенки трубопровода. Статическое давление отражает потенциальную энергию воздушного потока в том сечении трубы, в котором оно измерено.

Динамическое давление воздушного потока $P_{дин}$, Па, характеризует его кинетическую энергию в сечении трубы, где оно измерено:

$$P_{дин} = \rho \frac{v^2}{2}.$$

Полное давление воздушного потока определяет всю его энергию и равно сумме статического и динамического давлений, измеренных в одном и том же сечении трубы, Па:

$$P = P_{ст} + P_{д}.$$

Отсчет давлений можно вести либо от абсолютного вакуума, либо относительно атмосферного давления. Если давление отсчитывается от нуля (абсолютного вакуума), то оно называется абсолютным P . Если давление измерять относительно давления атмосферы, то это будет относительное давление H .

$$H = H_{ст} + P_{\delta}.$$

Атмосферное давление равно разности полных давлений абсолютного и относительного

$$P_{атм} = P - H.$$

Давление воздуха измеряют Па (Н/м^2), мм водяного столба или мм ртутного столба:

1 мм вод. ст. = 9,81 Па; 1 мм рт. ст. = 133,322 Па.
Нормальное состояние атмосферного воздуха соответствует следующим условиям: давление 101325 Па (760 мм рт. ст.) и температура 273К.

Плотность воздуха есть масса единицы объема воздуха. По уравнению Клайперона плотность чистого воздуха при температуре 20°C

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{101325}{286,7 \cdot 293} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

где R – газовая постоянная, равная для воздуха $286,7 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; T – температура по шкале Кельвина.

Уравнение Бернулли. По условию неразрывности воздушного потока расход воздуха постоянен для любого сечения трубы. Для сечений 1, 2 и 3 (рис. 6) это условие можно записать так:

$$M_1 = M_2 = M_3;$$

$$F_1 v_1 \rho_1 = F_2 v_2 \rho_2 = F_3 v_3 \rho_3. \quad (4)$$

При изменении давления воздуха в пределах до 5000 Па плотность его остается практически постоянной. В связи с этим

$$F_1 v_1 = F_2 v_2 = F_3 v_3;$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3.$$

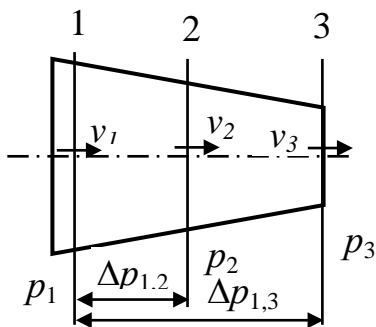


Рис. 6. Схема к анализу движения потока воздуха

Изменение давления воздушного потока по длине трубы подчиняется закону Бернулли. Для сечений 1, 2 можно написать

$$\begin{aligned} p_{cm1} + \rho v_1^2 / 2 &= p_{cm2} + \rho v_2^2 / 2 + \Delta p_{1,2}, \\ p_1 &= p_2 + \Delta p_{1,2}, \\ p_1 - \Delta p_{1,2} &= p_{cm2} + \rho v_2^2 / 2, \end{aligned} \quad (5)$$

где $\Delta p_{1,2}$ – потери давления, вызванные сопротивлением потока о стенки трубы на участке между сечениями 1 и 2, Па.

С уменьшением площади поперечного сечения 2 трубы скорость воздуха в этом сечении увеличится, так что объемный расход останется неизменным. Но с увеличением v_2 возрастет динамическое давление потока. Для того чтобы равенство (5) выполнялось, статическое давление должно упасть ровно на столько, на сколько увеличится динамическое давление.

При увеличении площади сечения динамическое давление в сечении упадет, а статическое ровно на столько же увеличится. Полное же давление в сечении останется величиной неизменной.

2.2. Потери давления в горизонтальном воздуховоде

Потеря давления на трение пылевоздушного потока в прямом воздуховоде с учетом концентрации смеси определяется по формуле Дарси-Вейсбаха, Па

$$\Delta p_{тр} = l \frac{\lambda}{d} p_{дин} (1 + K\mu), \quad (6)$$

где l – длина прямолинейного участка трубопровода, м;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления (трения);

d – внутренний диаметр трубы, м;

$p_{дин}$ – динамическое давление, исчисляемое по средней скорости воздуха и его плотности, Па;

μ – коэффициент концентрации пылевоздушной смеси.

$\mu = \frac{M}{Q\rho}$, где M – массовый поток опилок, стружек, пыли, кг/ч;
 Q – объемный поток воздуха, м³/ч; ρ – плотность воздуха,
 $\rho = 1,2$ кг/м³;

K – комплексный коэффициент; для трасс с частыми поворотами $K = 1,4$; для трасс прямолинейных с небольшим количеством поворотов $K = K_{mm} \sqrt{\frac{d}{0,3}}$, где d – диаметр трубопровода, м;

K_{mm} – коэффициент, учитывающий вид транспортируемого материала, значения которого приведены ниже:

Опилки	Стружка	Технологическая щепка	Измельченная кора
0,82	0,78	0,7	0,8

Коэффициент гидравлического сопротивления λ в инженерных расчетах определяют по формуле А.Д. Альтшуля [11, 12]

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_s}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

где K_s – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности, $K_s = (0,0001 \dots 0,00015)$ м;

d – внутренний диаметр трубы, м;

Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса для воздуха [12]

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu_1}, \quad (8)$$

где v – средняя скорость воздуха в трубе, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

μ_1 – коэффициент динамической вязкости, Н·с/м²;

Значение динамического коэффициента вязкости для воздуха находят по формуле Милликена, Н·с/м² [13]

$$\mu_1 = 17,11845 \cdot 10^{-6} + 49,3443 \cdot 10^{-9}t, \quad (9)$$

где t – температура воздуха, °С.

При $t = 16$ °С $\mu_1 = 17,11845 \cdot 10^{-6} + 49,3443 \cdot 10^{-9} \cdot 16 = 17,9 \cdot 10^{-6}$.

2.3. Потери давления в вертикальном воздуховоде

Потери давления при перемещении аэросмеси в вертикальном трубопроводе, Па:

$$\Delta p_{под} = g\rho\Delta h\left(1 + \mu\frac{v}{v_m}\right), \quad (10)$$

где ρ - плотность воздуха, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$;

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

Δh – высота подъема транспортируемого материала, м.

При расчете аспирационных систем, в которых концентрация аэросмеси $\mu \leq 0,2 \text{ кг/кг}$, значение $\Delta p_{под}$ учитывают только при $\Delta h \geq 10 \text{ м}$. Для наклонного трубопровода $\Delta h = l\sin\alpha$, где l – длина наклонного участка, м; α - угол наклона трубопровода.

2.4. Потери давления в отводах

В зависимости от ориентации отвода (поворота воздуховода на некоторый угол) в пространстве различают два вида отводов: вертикальные и горизонтальные.

Вертикальные отводы обозначают начальными буквами слов, отвечающих на вопросы по схеме: из какого трубопровода, куда и в какой трубопровод направляется аэросмесь. Различают следующие отводы:

– Г-ВВ – транспортируемый материал движется из горизонтального участка вверх в вертикальный участок трубопровода;

– Г-НВ – то же из горизонтального вниз в вертикальный участок;

– ВВ-Г – то же из вертикального вверх в горизонтальный;

– ВН-Г – то же из вертикального вниз в горизонтальный.

Горизонтальные отводы бывают только одного типа Г-Г.

В практике инженерных расчетов потерю давления в отводе сети находят по следующим формулам.

При значениях расходной концентрации $\mu \leq 0,2$ кг/кг

$$\Delta p_{отв} = \sum \xi_o P_{дин} (1 + 1,4\mu), \quad (11)$$

где $\sum \xi_o$ - сумма коэффициентов местного сопротивления отводов ветви (табл. 3) при $R/d = 2$, где R – радиус поворота осевой линии отвода; d – диаметр трубопровода; динамическое давление воздушного потока $P_{дин} = \rho \frac{v^2}{2}$.

При значениях $\mu > 0,2$ кг/кг

$$\Delta p_{отв} = \sum \xi_{оусл} P_{дин} (1 + K\mu), \quad (12)$$

где $\sum \xi_{оусл}$ - сумма условных коэффициентов, учитывающих потери давления на поворот и разгон материала за отводом.

Таблица 3

Коэффициенты местного сопротивления отводов ξ_o при $R/d = 2$

Конструкция отводов	Угол поворота, α°			
	30	45	60	90
Отводы гнутые, штампованные, сварные из 5 звеньев и 2 стаканов	0,07	0,09	0,13	0,15
Отводы сварные из 3 звеньев и 2 стаканов	0,15	0,2	0,3	0,35

Значения $\xi_{о усл}$ находят по величине табличных ξ_m (табл. 4) с учетом коэффициента на угол поворота K_n

$$\xi_{о усл} = \xi_m K_n. \quad (13)$$

Поправочные коэффициенты K_n берут в зависимости от угла поворота отводов α :

α	$< 15^\circ$	$15^\circ \dots 45^\circ$	$45^\circ \dots 60^\circ$	$60^\circ \dots 90^\circ$
K_n	0	$\alpha^\circ/90^\circ$	$1,5\alpha^\circ/90^\circ$	1

Таблица 4

Значения табличных условных коэффициентов местного сопротивления отводов ξ_m с углом поворота 90° и радиусом поворота $R = 5d$

Концентрация μ	Отвод Г-ВВ				Отвод ВВ-Г			Г-НВ	ВН-Г	Г-Г
	Опилки	Стружка	Щепа	Щепа R=2d	Опилки	Стружка		Щепа		
0,5	0,48	0,48	0,49	0,69	0,71	0,71	0,67	0,42	0,37	0,47
1,0	0,60	0,61	0,62	0,96	0,95	0,95	0,91	0,50	0,45	0,61
2,0	0,72	0,74	0,77	1,14	1,23	1,22	1,18	0,56	0,54	0,74
3,0	0,79	0,82	0,85	1,19	1,37	1,37	1,32	0,55	0,54	0,82
4,0	0,83	0,85	0,90	-	1,45	1,45	1,42	-	-	-
5,0	0,86	0,89	0,94	-	1,51	1,52	1,48	-	-	-
6,0	0,88	0,91	0,96	-	1,56	1,56	1,53	-	-	-
7,0	0,90	0,93	0,98	-	1,58	1,62	1,56	-	-	-
8,0	0,91	0,94	1,00	-	1,61	1,63	1,60	-	-	-

2.5. Потери давления в местных сопротивлениях

При прохождении воздушного потока через переходные патрубки, диффузоры, конфузоры, коллектор, диафрагмы, переключатели потоков, задвижки, тройники барабанных питателей и другие сопротивления трубы (рис. 7) воздух преодолевает местные сопротивления. Воздушный поток в местных сопротивлениях теряет скорость. Потери давления в них называются **местными потерями**.

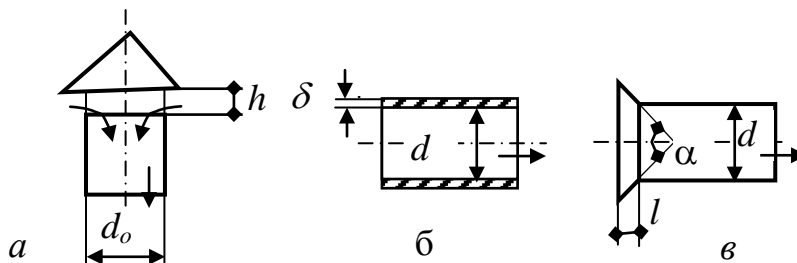


Рис. 7. Местные сопротивления трубопроводов:
 а – воздухозаборной шахты с зонтом; б – всасывающей трубы; в – воронки всасывающей трубы

Потеря давления в местном сопротивлении находится так:

$$\Delta p_{м.с} = \xi_{м.с} \frac{\rho v^2}{2} (1 + K\mu), \quad (14)$$

где $\xi_{м.с}$ – гидравлический коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь).

Величина гидравлического коэффициента местного сопротивления определяется экспериментально [13].

Значения гидравлического коэффициента местного сопротивления $\xi_{м.с}$ в воздухозаборной шахте с зонтом зависят от отношения h/d_o :

h/d_o	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_{м.с}$	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05

Величина $\xi_{м.с}$ для всасывающей трубы зависит от отношения δ/d :

δ/d	0	0,004	0,008	0,012	0,016
$\xi_{м.с}$	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77
δ/d	0,020	0,024	0,030	0,040	0,050
$\xi_{м.с}$	0,72	0,68	0,61	0,54	0,50

Величина $\xi_{м.с}$ для воронки всасывающей трубы зависит от отношения l/d и угла скоса стенок воронки (табл. 5).

Таблица 5

Значения коэффициента местного сопротивления $\xi_{м.с}$
для воронки всасывающей трубы

l/d	$\xi_{м.с}$ при α , град								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	1,0	0,96	0,93	0,90	0,86	0,80	0,69	0,59	0,50
0,050	1,0	0,93	0,86	0,80	0,75	0,67	0,58	0,53	0,50
0,075	1,0	0,87	0,75	0,65	0,58	0,50	0,48	0,49	0,50
0,10	1,0	0,80	0,67	0,55	0,48	0,41	0,41	0,44	0,50
0,15	1,0	0,76	0,58	0,43	0,33	0,25	0,27	0,38	0,50
0,25	1,0	0,68	0,45	0,30	0,22	0,17	0,22	0,34	0,50
0,60	1,0	0,46	0,27	0,18	0,14	0,13	0,21	0,33	0,50
1,0	1,0	0,32	0,20	0,14	0,11	0,10	0,18	0,30	0,50

2.6. Потери давления на разгон материала

Материал, загружаемый в пневмотранспортную систему, часто имеет скорость, равную нулю. Под воздействием воздушного потока материал разгоняется. На это расходуется часть энергии воздушного потока. Участок разгона за любым местным сопротивлением должен быть прямым и иметь длину до 10 м.

Потери давления на разгон материала за местными сопротивлениями, Па:

$$\Delta p_{раз} = 2\mu \frac{v_M}{v} P_{дин}. \quad (15)$$

В системах пневмотранспорта щепы потери давления на разгонном участке труб диаметром более 0,3 м рекомендуется находить по эмпирической формуле [1]

$$\Delta p_{раз} = 9,8(6v - 130d)\mu^{2d}, \quad (16)$$

где v – скорость движения воздуха, м/с;

d – диаметр трубопровода, м.

Потери давления на разгон щепы за отводами с поворотом $15^\circ - 90^\circ$ с осесмещенными патрубками для трубопроводов диаметром более 0,3 м можно найти по формуле, Па

$$\Delta p_{раз} = 9,8\alpha^{1,5} d^2 (0,0165v - 0,3)\mu^{1,3}. \quad (17)$$

2.7. Потери давления в высоконапорной транспортной системе

Пневмотранспортные системы делят на низконапорные ($\Delta p \leq 10000$ Па) и высоконапорные ($\Delta p > 10000$ Па). В низконапорных системах допускают возможным пренебречь сжимаемостью воздуха и считают, что плотность воздуха неизменна по длине трубопровода.

В высоконапорных системах пренебрегать сжимаемостью воздуха нельзя. Сжатый воздух в начале трубопровода (рис. 8) занимает меньший объем. По мере приближения к выходу давление воздуха в трубе падает, приближаясь к атмосферному. В результате этого объем воздуха увеличивается, что приводит к уменьшению плотности и увеличению скорости его движения.

Скорость воздуха v_k и плотность ρ_k в конечном сечении трубопровода связаны со скоростью и плотностью в начальном сечении v_n и ρ_n уравнением неразрывности:

$$v_k = v_n \frac{\rho_n}{\rho_k}. \quad (18)$$

С уменьшением плотности воздуха в конце трубопровода постоянного сечения скорость его увеличивается. Причем, если в начале трубопровода транспортирующая скорость $v_{тр} = v_n$, то в конце трубы $v_{тр} < v_n$.

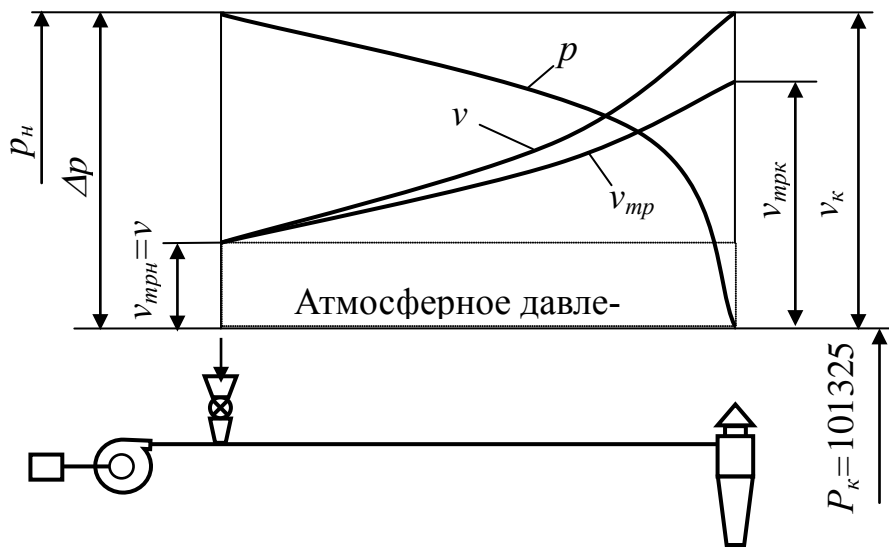


Рис. 8. Схема изменения давления и скорости воздушного потока по длине трубопровода

Потерю давления в высоконапорной транспортной трубе для сжимаемого чистого воздуха находят по уравнению Альтшуля А.Д. [11]

$$\Delta p = \frac{\lambda \rho v_n^2}{(2 - \frac{\Delta p}{P_n}) d}. \quad (19)$$

2.8. Расчет потери давления и мощности

Потеря давления в воздуховоде равна сумме потерь давлений на отдельных его участках (участке течения чистого воздуха, если он есть, горизонтальном, вертикальном, отводов, местных сопротивлений).

В высоконапорных установках при расчете потерь давления используют средние значения плотности и скорости воздуха. Средняя плотность воздуха ρ_{cp} , кг/м³

$$\rho_{cp} = \frac{\rho_n + \rho_k}{2} = \frac{\rho_n + 1,2}{2}, \quad (20)$$

где ρ_n - плотность сжатого воздуха в начале трубопровода, т.е. сразу же за воздуходувной машиной

$$\rho_n = \frac{p_p + B}{29,27 g (273 + t_n)}, \quad (21)$$

где p_p – нормальное рабочее давление воздуходувки по каталогу, Па; принимается не более 0,8 максимального рабочего давления для всех типов воздуходувок;

t_n – температура воздуха в трубопроводе за воздуходувной машиной; при температуре наружного воздуха в летний период +10...+15°C ($t_n = 30...40^\circ\text{C}$);

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2;$$

B – атмосферное давление, $B = 101325$ Па.

Средняя скорость воздушного потока, м/с

$$v_{cp} = v_n \frac{\rho_n}{\rho_{cp}}, \quad (22)$$

где v_{cp}, v_n – соответственно средняя транспортирующая скорость воздуха и скорость воздуха в начале трубопровода.

Скорость воздушного потока в начале трубопровода

$$v_n = v_{opt} \sqrt{\frac{1,2}{\rho_n}}, \quad (23)$$

где v_{opt} – оптимальная транспортирующая скорость воздуха, м/с .

$$v_{opt} = 1,1 \left(4\mu \frac{v}{v_m} + 0,01\rho_d + b \right). \quad (24)$$

Объемный расход воздуха Q , м³/ч, в начале трубопровода

$$Q = \frac{1,2}{\rho_n} Q_v, \quad (25)$$

где Q_v – каталожная (паспортная) производительность воздуходувки, м³/ч. По этой величине Q находят внутренний диаметр воздуховода

$$d_T = 0,0188 \sqrt{\frac{Q_{\min}}{v_{\text{онм}}}}. \quad (26)$$

Потребная мощность электродвигателя для привода вентилятора находится с 10%-ным запасом на пусковой момент, кВт:

$$P = \frac{1,1QH}{1000 \cdot 3600 \eta_g \eta_{np}}. \quad (27)$$

где Q – суммарный расход воздуха в установке, м³/ч;

H – напор вентилятора, Па;

η_g – КПД вентилятора;

η_{np} – КПД передачи; для клиноременной передачи $\eta_{np} = 0,95$; для муфтовой $\eta_{np} = 0,98$; для вентилятора с рабочим колесом на валу электродвигателя $\eta_{np} = 1$.

Контрольные вопросы и задания

1. В сечениях трубы 1 и 2 давления воздушного потока равны соответственно 4,6 Па и 4,0 Па. Определите скорость воздушного потока.
2. Напишите формулы для определения потерь давления на различных участках трубы.
3. Напишите аббревиатуры обозначений вертикальных отводов.

Лекция 3

Оборудование пневмотранспортных систем

План лекции. Воздуховоды, их типы, герметичность, соединения, диаметры, гибкие воздуховоды. Отводы, тройники, крестовины. Коллекторы. Диафрагмы. Приемники стружки. Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры.

3. Воздуховоды**3.1. Типы воздуховодов**

Для нужд аспирации и пневмотранспорта используют трубопроводы круглого поперечного сечения. Они более прочны, менее трудоемки в изготовлении и дешевле труб прямоугольного сечения. Производство круглых трубопроводов серийно налажено на фирме Евросфера (г. Новоуральск, Свердловской обл.) по швейцарской технологии компании SPIRO International S. A.

По материалам, из которых они изготавливаются, различают *воздуховоды металлические, металлопластиковые и неметаллические*. Конструктивно они могут быть прямошовными и спиральными. Соединения воздуховодов бывают фланцевые, бесфланцевые и сварные. Кроме того, воздуховоды могут быть гибкими, полугибкими, теплоизолированными и звукопоглощающими. Для изготовления воздуховодов используют оцинкованную сталь, алюминий, медь и нержавеющей сталь.

3.2. Герметичность круглых воздуховодов

В европейских странах введена классификация по герметичности. Современный стандарт CEN/Eurovent 2.2 устанавливает три класса герметичности:

А – низший класс с коэффициентом утечки $1,32 \text{ (л/с)/м}^2$ при 400 Па;

В – средний класс с коэффициентом утечки $0,44 \text{ (л/с)/м}^2$ при 400 Па;

С – высший класс с коэффициентом утечки $0,15 \text{ (л/с)/м}^2$ при 400 Па.

3.3. Соединения воздуховодов

Воздуховоды собирают из унифицированных стандартных серийно выпускаемых прямолинейных и фасонных составных частей (отводов, тройников, питателей и др.). Длина прямого участка воздуховода может быть $1,0 \dots 12,0$ м. Иногда части собирают с помощью фланцев и прокладок между ними. Такой способ требует несколько соединительных элементов (два фланца, прокладку, болты, гайки) и не обеспечивает надежной герметизации. В последние годы широко используется ниппельный способ соединения, обеспечивающий легкий и быстрый монтаж трубопроводов (рис. 9).

Соединяемые трубы 1 и 3 герметизируются резиновой прокладкой 2 U-образной формы и фиксируются заклепками 5 с вытяжным стержнем 4.

В качестве герметизирующего элемента используют также фасонный вставной соединительный ниппель (рис. 10), наружный диаметр которого D равен внутреннему диаметру трубы d . Общая длина ниппеля диаметром до 500 мм – 140 мм; для диаметров до 900 мм – 180 мм; для диаметров до 1250 мм – 200 мм. Использование герметика и фиксирующих заклепок обеспечивает герметичное соединение труб.

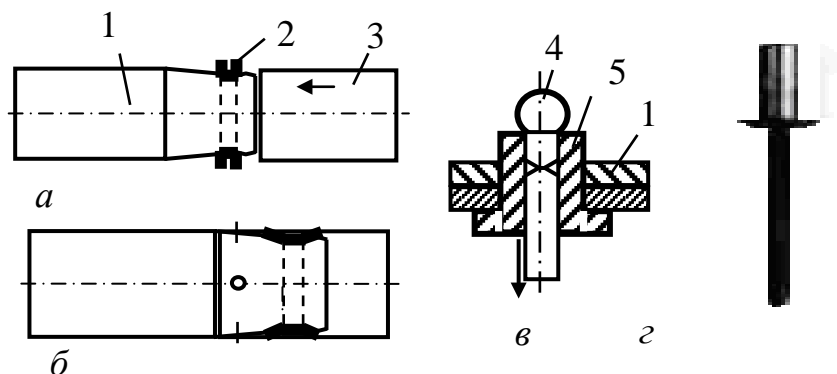


Рис. 9. Способ соединения труб по длине:
a – подготовка труб для сборки; *б* – труба после сборки;
в – способ установки заклепок; *г* – типовая заклепка

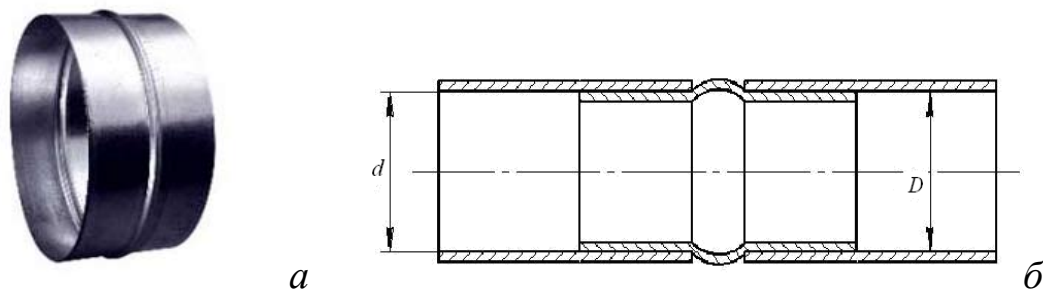


Рис. 10. Ниппельное соединение труб:
a – ниппель; *б* – соединение

Заклепки выполнены из алюминия, а вытяжные стержни, частично надкушенные, из стали. Заклепки ставятся механическими заклепочниками, например двуручными клещевыми (рис. 11). Заклепочник вытягивает стальной стержень с усилием до 13000 Н, стержень расклепывает мягкую алюминиевую заклепку и обрывается.

При соединении прямой трубы с фасонной деталью, отводом например, соединительный элемент не нужен, так как в конструкции фасонной детали предусмотрен сопрягаемый с трубой элемент. При монтаже на торцовую кромку трубы наносят герметик, отвод вставляют в трубу, плотно прижимают и фиксируют заклепками или саморезами (рис. 12).



Рис. 11. Заклепочник клещевой

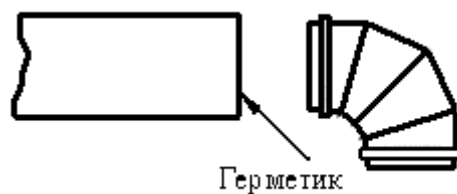


Рис. 12. Соединение прямой трубы с отводом

3.4. Диаметры прямых воздухопроводов

Для аспирационных и пневмотранспортных систем должны применяться воздухопроводы следующих диаметров, мм: 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450,

500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

В системах аспирации применяют воздуховоды из тонколистовой стали. Толщина стали δ приведена ниже.

	δ , мм
Диаметр воздуховода $d \leq 200$ мм	1,4/2,0
Диаметр воздуховода $d > 200$ мм при скорости воздуха:	
$v \leq 23$ м/с	1,4/2,0
$v > 23$ м/с	2,0/3,0

Примечание. В числителе указаны значения δ при прокладке воздуховода внутри помещений, в знаменателе – при наружной прокладке.

Толщину стального листа для воздуховодов систем вентиляции следует принимать в зависимости от диаметра.

Трубопроводы диаметром более 315 мм, работающие на всасывающем участке с большим разрежением, под действием внешнего атмосферного давления часто складываются. Для повышения жесткости такие трубопроводы снабжают кольцевыми ребрами. Жесткость трубы можно повысить при изготовлении ее спирально-навивной.

3.5. Гибкие воздуховоды

Гибкие воздуховоды круглого сечения (рис. 13) не нуждаются в специальных поворотах, в результате чего они имеют меньше соединений и удобны при монтаже. Часто их используют для соединения подвижного приемника стружки станка с неподвижной частью воздуховода аспирационной системы. Воздуховоды делают из силикона, виниуретана, полиуретана, поливинилхлорида и других материалов. Воздуховоды имеют гладкую внутреннюю поверхность, стойкую к истиранию. Стенка воздуховода армирована упругой стальной спиралью, ударопрочная.

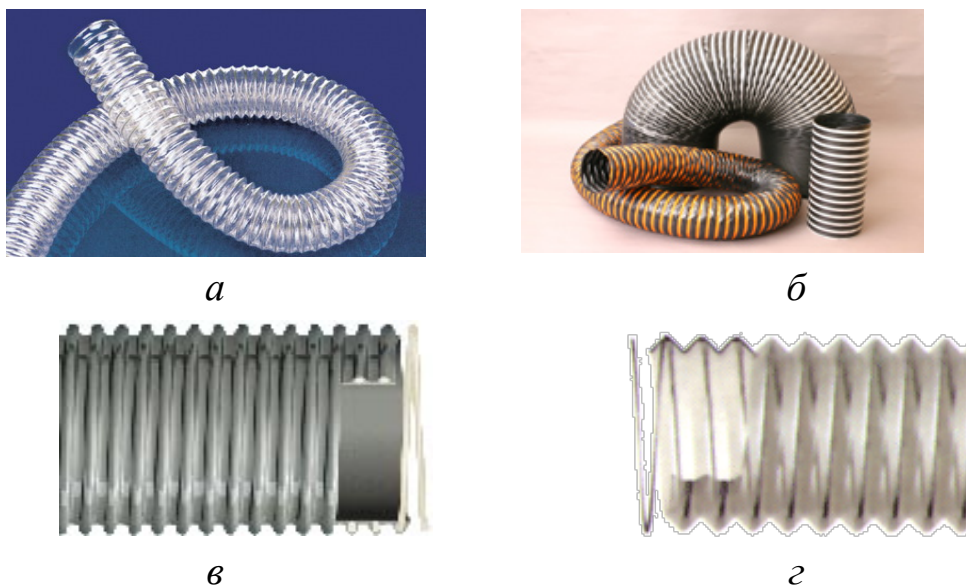


Рис. 13. Гибкие воздуховоды:
а – силиконовые *PO*; *б* – виниуретановые *UV*;
в – поливинилхлоридные *Eolo*; *г* – полиуретановые *Vulcano PU Z*

На рынок России поставляются многообразные гибкие воздуховоды различных производителей:

– силиконовые: *PO125*, *PO140*, *PO160*, *PO80* (производитель Италия – Россия);

– виниуретановые воздуховоды на основе ПВХ композиций выпускаются с марками *UV 100*, *UV 125*, *UV 140*, *UV 160*, *UV 80* (цифра указывает на диаметр воздуховода, мм).

– поливинилхлоридные *EO01*, *EL01* диаметром до 300 мм (ООО "ГУМИС - 2000");

–полиуретановые *VZ01* диаметром до 400 мм и др.

При выборе гибкого воздуховода необходимо проверить, чтобы он мог работать при разрежении потока воздуха, возникающего при скорости 30 м/с, иначе воздуховод будет складываться и сопротивление его увеличится.

3.6. Отводы, тройники и крестовины воздуховодов

Отводы для систем аспирации с углом поворота на 90° (рис. 14, табл. б), как правило, собирают из пяти звеньев и двух стаканов. Каждое звено обеспечивает поворот воздуховода на 15°.

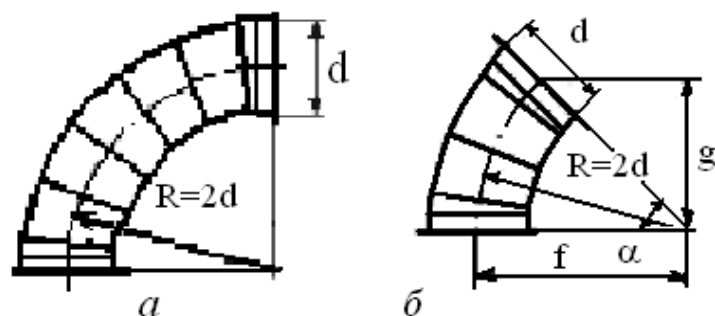


Рис. 14. Отводы

Соединение звеньев и стаканов осуществляется методом фальцевания, если толщина листового материала не превышает 1 мм. При толщине листа 1,5...2 мм применяют сварку. Средний радиус кривизны колена R принимают равным $2d$, где d - диаметр проходного сечения трубы.

Узловые элементы воздуховодов. Узловые элементы воздуховодов, в которых происходит слияние или разделение двух потоков (рис. 15, табл. 6), называют тройниками или крестовинами (для трех потоков).

Таблица 6

Размеры отводов и тройников для систем аспирации

α	f			g			Угол, град.	А, мм	В, мм	С, мм
	75°	60°	45°	75°	60°	45°				
d, мм										
100	145	131	105	111	75	44	30	310	155	265
110							30	320	160	275
125		150	125	90			30	360	180	310
140	204	183	149	155	105	61	30	380	190	330
160	218	195	160	167	113	65	30	420	210	360
180							30	460	230	400
200	283	255	208	218	147	85	30	520	260	450
225		280	230		161	94	30	560	280	485
250		335	277		190	113	30	610	305	530
280	414	370	304	318	214	124	30	680	330	570
315		430	350		252	145	30	720	360	620
355	542	487	413	417	291	168	30	840	420	725
400		530	441		310	180	30	930	465	805
450	638	573	469	491	330	191	30	1020	510	880
500			525			218	30	1120	560	970

Тройники с симметричным расположением ответвлений называют штанообразными.

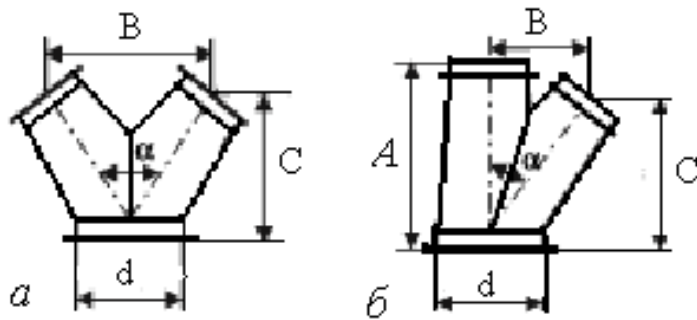


Рис. 15. Тройники:
a – штанообразный;
б – несимметричный;
в – общий вид модели ТК;
г – крестовина ХК

в

г

3.7. Коллектор

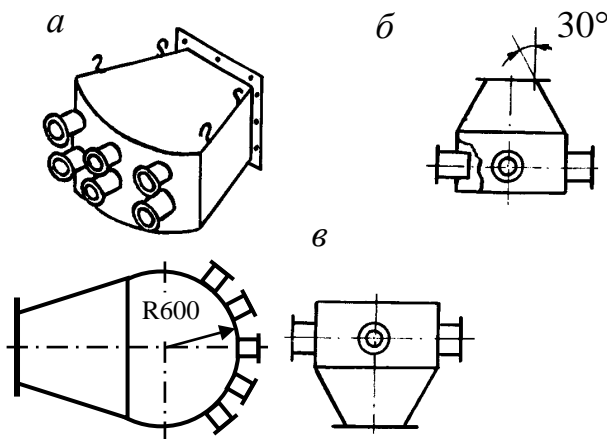


Рис. 16. Коллекторы:
a - горизонтальный типа КГ;
б - вертикальный типа КВВ;
в - вертикальный типа КВН

Узловые элементы воздуховодов, обеспечивающие слияние более двух воздушных потоков в один, называются коллекторами.

Наибольшее распространение получили коллекторы конструкции Гипродрев (рис. 16, табл. 7). **Горизонтальные коллекторы**, например типа КГ, удобны для применения в

случае одностороннего расположения обслуживаемого оборудования.

Таблица 7

Характеристики коллекторов конструкции Гипродрев

Обозначение	Q , м ³ /ч	Входные патрубки		Размеры сечения выходного пат- рубка, мм
		Количе- ство, шт.	Коэффициент сопротивления $\xi_{вх}$	
Коллекторы горизонтальные $\xi_{вых} = 0,32$				
КГ4.180	5500	4	0,32	300 × 300
КГ8.180	7340	8	0,32	400 × 300
КГ10.180	8570	10	0,32	400 × 350
Коллекторы вертикальные с верхним выходом $\xi_{вых} = 0,18$				
КВВ6.125	5800	6	0,5	339
КВВ8.125	7300	8	0,5	379
КВВ10.125	8900	10	0,5	419
КВВ6.140	6700	6	0,5	365
КВВ8.140	9380	8	0,5	429
Коллекторы вертикальные с нижним выходом $\xi_{вых} = 0,445$				
КВН6.180	6750	6	0,445	375
КВН8.180	9750	8	0,445	450
КВН10.180	12000	10	0,445	500

Вертикальные коллекторы с верхним выходом в сборную трубу отличаются высокой надежностью в работе, так как в них реже возникают отказы по причине засорения сборного воздуховода. Однако для размещения сборной трубы в этом случае потребуется дополнительный запас высоты потолка.

Вертикальный коллектор с нижним выходом в сборную трубу менее надежен из-за возможного засорения в конусной части коллектора.

Коллекторы изготавливают из листовой стали толщиной $\delta = 1,5 \dots 2$ мм. Для удобства обслуживания в коллекторах рекомендуется устанавливать смотровые лючки для устранения возможного засорения. Частным случаем конструктивного исполнения коллектора является коллектор в виде трубы большого диа-

метра с ленточным конвейером и входными отверстиями по бокам для подсоединения отдельных воздухопроводов.

3.8. Диафрагма

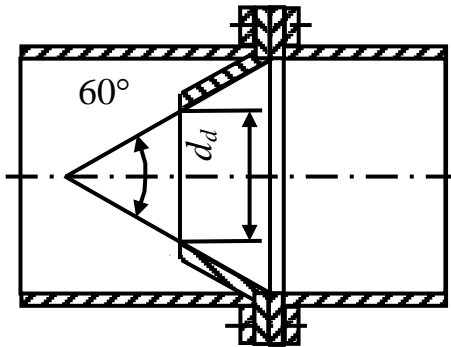


Рис. 17. Диафрагма

Диафрагмы (рис. 17) устанавливают в воздуховодах на прямых участках для выравнивания сопротивлений ответвлений, подсоединенных к одному коллектору. Диаметр диафрагмы d_d определяется расчетом.

3.9. Приемники стружки

Каждый деревообрабатывающий станок снабжается приемником стружки в виде обтекаемого кожуха, максимально закрывающего нерабочую зону режущего инструмента с возможностью быть подсоединенным к аспирационной системе. Конструкция приемника стружки должна быть такой, чтобы вся стружка и пыль, образующиеся при резании древесины на станке, попадали в воздухопровод аспирационной системы. Пыль не должна попадать в рабочее пространство цеха.

Приемник для улавливания стружки и пыли должен являться частью станка (ГОСТ 12.2.026.0-93). В паспорте станка должны быть указаны количество отбираемого воздуха, скорость потока в выходном патрубке, коэффициент аэродинамического сопротивления приемника и способ подключения отсасывающего устройства. Сечение присоединительного отверстия патрубка должно быть установлено с учетом оптимального безопасного эффекта отсасывания.

Содержание пыли или других вредных веществ в воздухе рабочей зоны, выделяемых при работе станков, не должно превышать предельно допустимых концентраций, установленных

ГОСТ 12.1.005, и определяется по методикам, разработанным в соответствии с требованиями указанного стандарта.

3.10. Сборка воздуховодов

Сети металлических воздуховодов рекомендуется компоновать из унифицированных стандартных деталей: прямых участков, отводов, переходов, ниппелей, заглушек, тройников, крестовин и др.

4. Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры

4.1. Общие сведения

Выбор типа воздуходувной машины зависит от количества транспортируемого материала и требуемого давления. Обычно для установок низкого давления (до 10000 Па) устанавливают центробежные вентиляторы [14], для установок среднего давления (до 30000 Па) – воздуходувки, для установок высокого давления (до 90000 Па) – компрессоры.

Вентилятор это механическое устройство, предназначенное для перемещения воздуха по воздуховодам и создающее необходимый для этого перепад давлений.

По конструкции и принципу действия вентиляторы делятся на осевые (аксиальные), радиальные (центробежные) и канальные (тангенциальные).

По величине создаваемого полного давления – низкого (до 1 кПа), среднего (до 3 кПа), высокого давления (до 12 кПа).

По направлению вращения рабочего колеса, если смотреть со стороны всасывания, вентиляторы могут быть: правого вращения (колесо вращается по часовой стрелке), левого вращения (колесо вращается против часовой стрелки).

В зависимости от состава перемещаемой среды и условий – обычные (для воздуха, газов с температурой до 80 °С), коррозионно-стойкие (для коррозионных сред), термостойкие (для воздуха с температурой выше 80 °С), взрывобезопасные (для

взрывоопасных сред), пылевые (для запыленного воздуха с содержанием твердых частиц не более 100 мг/м^3).

По месту установки – обычные, устанавливаемые на специальной опоре (раме, фундаменте), канальные, устанавливаемые непосредственно в воздуховоде, крышные, размещаемые на кровле.

Основными характеристиками вентиляторов являются *расход воздуха*, $\text{м}^3/\text{ч}$, *полное давление*, Па, *частота вращения*, мин^{-1} , *потребляемая мощность*, кВт, *КПД* - коэффициент полезного действия вентилятора, *аэродинамические потери* в проточной части вентилятора, *уровень звукового давления*, дБ.

Лопаточное колесо вентилятора может быть закреплено непосредственно на валу электродвигателя (исполнение 1), может быть соединено с валом электродвигателя муфтой (исполнения 2, 3, 5) и может быть соединено с валом электродвигателя ременной передачей (исполнения 4, 6, 7).

В аспирационных и пневмотранспортных системах применяют вентиляторы радиальные (центробежные).

Номер вентилятора. Вентиляторы различают по номерам. За номер вентилятора принимается величина номинального диаметра рабочего колеса D , выраженная в дециметрах и округленная до целого числа. Например, вентилятор №6 имеет диаметр рабочего колеса 630 мм, №8 – 810 мм и т.д.

Положение вентилятора в пространстве. Корпус вентилятора правого "Пр0°" или левого "Л0°" вращения может быть установлен в любом положении (рис. 18).

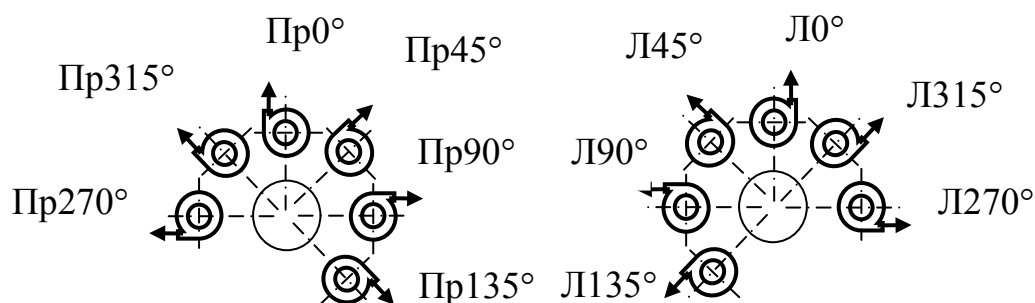


Рис. 18. Схема положений корпуса вентиляторов

4.2. Вентиляторы радиальные пылевые

Вентиляторы ВПР. Для перемещения невзрывоопасных неабразивных пылегазовоздушных смесей в системах аспирации деревообрабатывающих цехов ЗАО “Консар” выпускает вентиляторы ВПР №5, №8, №10 (рис. 19). Содержание древесных частиц в воздушной смеси не должно превышать 1 кг/м^3 (табл. 8).



Рис. 19. Вентилятор серии ВПР

Аэродинамические характеристики вентиляторов приведены на рис. 20, 21, 22.

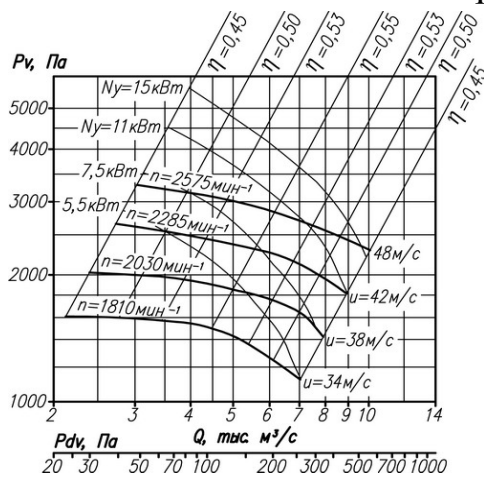


Рис. 20. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВПР100-45-5

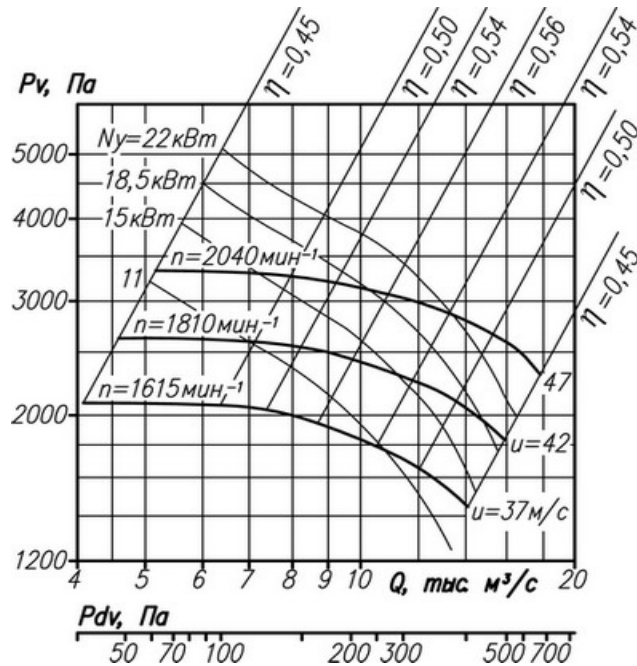


Рис. 21. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВПР100-45-6,3

Таблица 8

Технические характеристики вентиляторов ВПР

Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, мин ⁻¹	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг
Тип	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м ³ /час	Полное давление, Па	
ВПР 115-49-8					
5A160S4	15	1230 1300 1400 1460	4,8-15 5-13,5 5,5-11 6-9,2	1890-1800 2120-2060 2460-2430 2670-2680	757
5A160M4	18,5	1230 1300 1400 1460 1540	4,8-19 5-17,1 5,5-14,8 5,7-13,6 6-10,2	1900-1700 2120-1990 2460-2390 2670-2640 2980-2980	770
АИР180S4	22	1230 1300 1400 1460 1540 1650	11-22 9-20,2 5,5-17,7 5,7-16,2 6-14,4 6,4-10,5	1880-1610 2120-1900 2460-2330 2670-2590 2970-2930 3420-3430	800
АИР180M4	30	1300 1400 1460 1540 1650	13-24 12,5-23,5 11,5-22,5 9,5-20,5 6,6-17,5	2070-1780 2440-2150 2660-2420 2980-2790 3420-3320	820
ВПР 100-45-10					
5A200M4	37	1400 1460 1540 1650	16-26 15-26,6 13-25,2 10-21,3	2400-2000 2600-2250 2950-2630 3420-3220	875
5F200L4	45	1540 1650	17-28 15-25	2870-2480 3360-3000	900
5A225M4	55	1650	20-30	3200-2850	975
ВПР 100-45-10					
5A200L4	45	1230 1300 1400 1460	10,8-32,1 11,4-28,8 12,3-25 12,8-17,2	3100-2420 3460-2980 4010-3740 4360-4350	1270
5A225M4	55	1300 1400 1460 1540	11,4-35,5 12,3-30,4 12,8-28,3 13,6-20,4	3460-2620 4010-3430 4360-3930 4860-4810	1345
5AM250S4	75	1400 1460 1540	12,3-39,1 12,8-38,1 13,6-34,1	4010-3010 4360-3380 4860-4170	1480
5AM250M4	90	1460 1540	12,8-40,8 13,6-41,3	4360-3270 4860-3770	1515

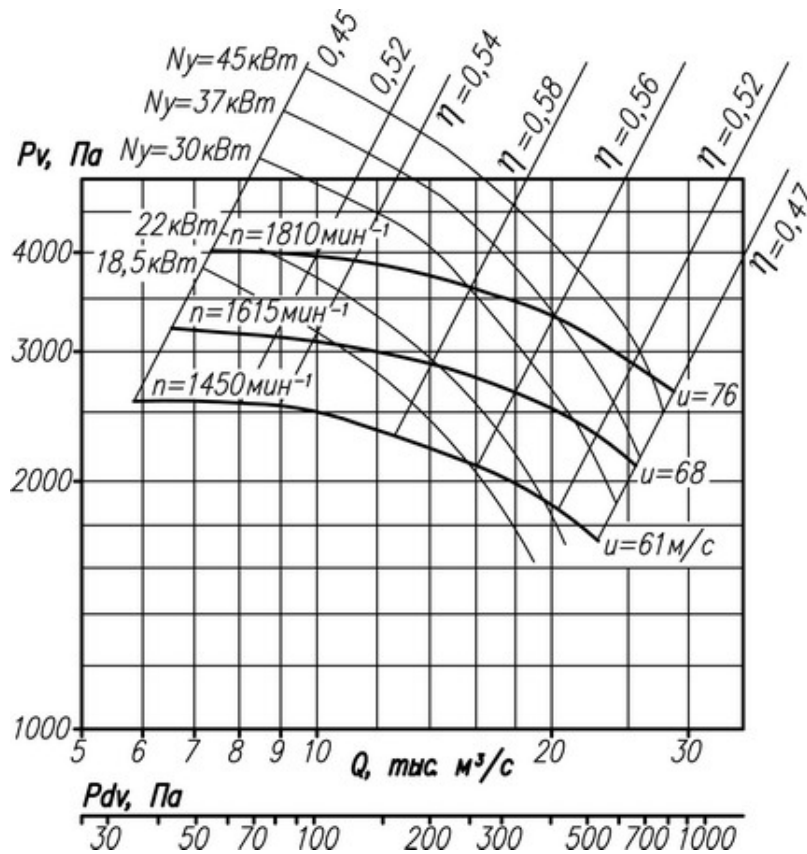


Рис. 22. Аэродинамическая характеристика вентилятора ВПР100-45-8

Вентиляторы пылевые ВЦП. Вентиляторы центробежные пылевые ВЦП (рис. 23 и табл. 9) применяются в системах аспирации деревообрабатывающих цехов и пневмотранспорта.



Рис. 23. Общий вид вентиляторов ВЦП №5-8

Таблица 9

Технические характеристики вентиляторов ВЦП

Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, мин ⁻¹	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг
Тип	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м ³ /ч	Полное давление, Па	
ВЦП2,5					
5A80MA2	1,5	2800	1,2	900	23
5A80MB2	2,2	2850	1,25	950	24,5
ВЦП3,15					
5A80MB2	2,2	2800	2,2	1500	36
АИР100S2	4,0	2850	2,4	1550	38
ВЦП4					
АИР100S2	4,0	2800	4,2	2300	54
ВЦП5					
АИРМ132S4	7,5	2030	3,0-7,3	2000...1600	376
		2285	3,5-5,5	2550...2350	377
АИРМ132M4	11,0	2285	3,5-8,0	2550...2000	403
		2575	3,5-7,0	3250...2700	414
5A160S4	15,0	2575	3,7-9,0	3250...2450	469
ВЦП6,3					
АИРМ132M4	11,0	1615	6,0-10,0	2100...1800	480
5A160S4	15,0	1810	7,0-11,0	2600...2300	531
5A160M4	18,5	1810	7,0-13,5	2600...2100	546
		2040	8,0-10,5	3300...3100	573
АИР180S4	22,0	2040	8,0-13,0	3300...2900	597
ВЦП8					
АИР180S4	22,0	1465	8,0-19,0	2600...1950	650
		1615	8,5-14,0	3200...2900	675
АИР180M4	30,0	1615	8,5-22,0	3200...2450	680
		1810	10,0-15,5	4000...3600	700
5A200M4	37,0	1615	8,5-22,5	3200...2350	712
		1810	10,0-20,0	4000...3400	745
5A200L4	45,0	1810	10,0-24,0	4000...2900	780

4.3. Воздуходувки

Для перемещения древесных частиц в системах пневмотранспорта применяют либо сдвоенные вентиляторы высокого давления, создающие давление до 10000 Па, либо воздуходувки типа ТВ-80-1,6, ТВ-50-1,6 (производительностью соответственно 80 и 50 м³/мин), ротационные *DT* и др.

Ротационная воздуходувка включает два параллельно установленных трезубых ротора, вращающихся в противоположных направлениях (рис. 24) и выполняющих функцию поршня. Характеристики некоторых воздуходувок серии *DT* приведены в табл. 10.



Рис. 24. Воздуходувка роторная серии *DT*

Таблица 10
Технические характеристики воздуходувок *DT*

Марка	Производительность по воздуху мах, м ³ /ч	Давление мах, кПа	Мощность мах, кВт
DT 50/102	1011	100	45
DT 60/102	1215	100	45
DT 65/102	1390	100	45
DT 66/202	2128	100	55
DT 70/202	2450	90	55
DT 70/302	3126	100	90
DT 90/302	4184	100	90
DT 90/552	5750	100	132
DT 100/552	6978	100	132
DT 100/802	6835	100	250
DT 110/802	8312	80	250
DT 120/1002	10284	80	250

Контрольные вопросы и задания

1. Изобразите схему ниппельного соединения труб.
2. Из каких материалов делаются гибкие воздуховоды?
3. Изобразите схему отвода из пяти звеньев и двух стаканов с поворотом на 90°.
4. Изобразите схему горизонтального коллектора и укажите его гидравлическое сопротивление на входе и выходе.
5. В каких случаях применяются вентиляторы, воздуходувки и компрессоры?

Лекция 4

Устройства для улавливания стружки и пыли

План лекции. Циклоны. Фильтрование. Кассетные фильтры. Тканевые фильтры. Ткани фильтров. Расчет фильтрующей поверхности, сопротивления тканевого фильтра. Способы регенерации ткани фильтра. Стружкоотсосы. Стационарные фильтры внутренние и внешние. Экономическая эффективность использования фильтров.

5. Пылеотделители и фильтры

5.1. Циклоны

Циклоны предназначены для отделения транспортируемого материала и пыли от воздуха в пункте назначения.

Циклоны состоят из двух цилиндров – наружного и внутреннего. В верхней части кольцевое пространство между этими цилиндрами закрыто. Наружный цилиндр в нижней части прижимается к конусу, имеющему внизу разгрузочное отверстие, соединенное с бункером. Над циклоном можно установить зонт.

Попав в циклон, поток материаловоздушной смеси начинает вращаться, прижимаясь к стенкам циклона. Возникающие силы трения тормозят крупные древесные частицы, которые теряют свою скорость и, двигаясь по спирали вниз, попадают к разгрузочному отверстию.

Воздух и частицы пыли размером менее 10 мкм, вращаясь, выходят через внутренний цилиндр в атмосферу или воздухопровод. Аэродинамическое сопротивление циклона зависит от величины диаметра этого внутреннего цилиндра (прил. Б).

На рис. 25 приведены схемы циклонов типа УЦ. Основные размеры циклонов указаны в табл. 11.

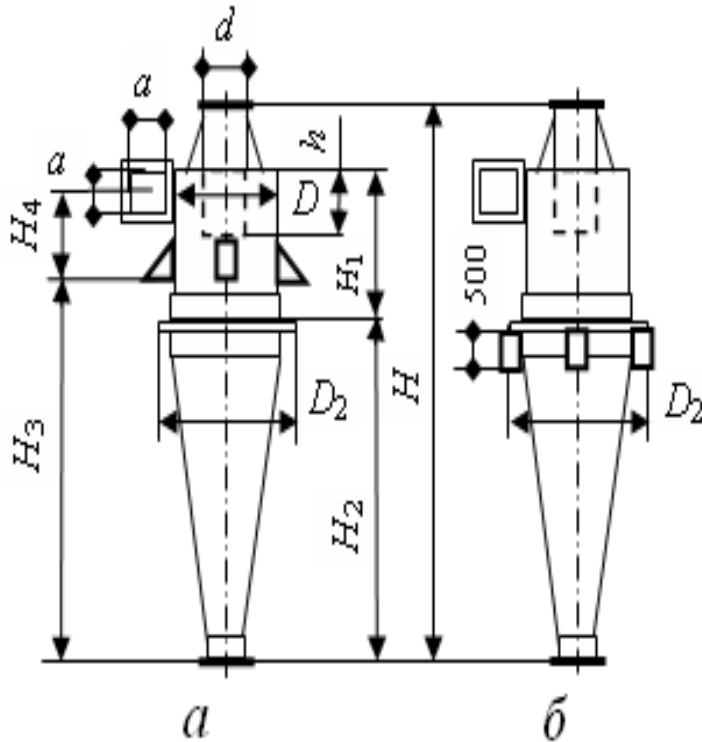


Рис. 25. Циклоны УЦ
 а - № 500, 630, 1200, 1400;
 б - № 560, 710, 800, 900, 1100, 1300, 1500, 1600, 1800, 2000

Преимущества циклонов. Простота конструкции, надежность в эксплуатации при сравнительно небольших капитальных и эксплуатационных затратах.

Недостатки:

- унос тепла из помещения цеха с аспирационным воздухом;
- используется мощный вентилятор, начиная с №5 и выше;
- низкая степень очистки воздуха, особенно от пыли (93...97%); циклоны УЦ модификации №1 пылят меньше, чем №4, но имеют высокое гидравлическое сопротивление.

Циклоны, как правило, используют для грубой и средней очистки воздуха от сухой неслипающейся пыли. Они малоэффективны при улавливании пыли размером до 5 –10 мкм, что является основным их недостатком.

Размеры циклонов типа УЦ

Циклон (калибр)	Размеры, мм			<i>d</i> , мм № модификации				Размеры, мм									Масса, кг	
	D	D ₁	D ₂	1	2	3	4	H	H ₁	H ₂	H ₃	h	k	a	R	c		x
УЦ500	500	100	644	190	225	264	300	2040	395	1400	1409	250	250	125	250	63	313	70
УЦ560	560	112	704	213	252	294	336	2257	443	1568	1577	280	280	140	280	70	350	83
УЦ630	630	126	774	239	284	331	378	2504	499	1764	1735	315	315	158	315	79	394	96
УЦ710	710	142	710	270	320	373	426	2698	568	1988	1562	355	355	178	355	89	444	121
УЦ800	800	160	800	304	360	420	480	3040	640	2240	1760	400	400	200	400	100	500	141
УЦ900	900	180	900	342	405	4730	540	3370	700	2900	2000	450	450	225	450	112	562	184
УЦ1000	1000	200	1000	384	450	525	600	3800	800	2800	2300	500	500	250	500	125	625	227
УЦ1100	1100	220	1100	424	495	573	660	4220	900	3100	2600	550	550	275	550	137	687	294
УЦ1200	1200	240	1354	456	540	630	720	4570	950	3360	3370	600	600	300	600	152	754	318
УЦ1300	1300	260	1454	494	585	683	780	4930	1040	3640	3650	650	650	325	650	164	816	372
УЦ1400	1400	280	1554	532	630	735	840	5290	1120	3920	3930	700	700	350	700	177	879	422
УЦ1500	1500	300	1500	574	675	788	900	5720	1200	4200	3700	750	750	375	750	187	937	471
УЦ1600	1600	320	1600	608	720	840	960	6010	1280	4480	3980	800	800	400	800	202	1004	521
УЦ1800	1800	360	1800	684	810	945	1080	6880	1450	5050	4550	900	900	450	900	225	1125	680
УЦ2000	2000	400	2000	760	960	1050	1200	7450	1600	5600	5100	1000	1000	500	1000	252	1254	805

5.2. Фильтры

5.2.1. Фильтрование

Отделение пыли от воздуха эффективно осуществляется фильтрованием пылегазового потока, который пропускают через слой пористого материала.

В процессе фильтрации задействованы многие физические явления [6]:

- эффект зацепления, в том числе ситовый эффект, когда аэрозольные частицы задерживаются в порах и каналах, имеющих сечение меньше, чем размеры частиц;

- действие сил инерции, в результате чего при изменении направления движения запыленного потока частицы отклоняются от этого направления и осаждаются;

- броуновское движение, обеспечивающее перемещение высокодисперсных субмикронных частиц;

- действие гравитационных сил, электростатических сил – аэрозольные частицы и материал фильтра могут иметь электрические заряды или быть нейтральными.

По мере накопления в фильтрующем слое задержанных частиц режим фильтрации меняется. Для поддержания его в требуемых пределах производят регенерацию фильтра, которая заключается в периодическом или систематическом удалении задержанных частиц.

Известно четыре вида фильтров: грубой очистки, тонкой очистки, высокой эффективности и сверхвысокой эффективности. Фильтры высокой и сверхвысокой эффективности обеспечивают степень очистки воздуха более 99 %.

5.2.2. Кассетные фильтры

Кассетные фильтры предназначены для очистки воздуха от мелкодисперсной сухой, не слипающейся пыли. Фильтрующими элементами являются большие кассеты (патроны) из гофриро-

ванной фильтровальной бумаги. Фильтры могут работать при давлении (разрежении) в корпусе до 4500 Па и температуре очищаемого воздуха от -40° до $+60^{\circ}\text{C}$. Их можно устанавливать на бункере-накопителе или в стружкоотсосе.

Технические характеристики фильтров модели ФКБ приведены в табл. 12.

Таблица 12

Технические характеристики фильтров кассетных больших

Параметры	ФКБ-4	ФКБ-9	ФКБ-12	ФКБ-16	ФКБ-20	ФКБ-30
Производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$	5000	11250	15000	20000	25000	37500
Гидравлическое сопротивление, Па	600	600	600	600	600	600
Срок службы фильтровальных кассет, ч	8000	8000	8000	8000	8000	8000
Эффективность очистки от пыли не менее, % ($d_m \geq 10 \text{ мкм}$)	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9	99,9

Кассеты имеют большую фильтрующую поверхность и значительно более высокую производительность при малых габаритах, их регенерация производится импульсной продувкой. Их недостаток – низкая концентрация пыли на входе (до $2 \text{ г}/\text{м}^3$).

5.2.3. Тканевые фильтры

Фильтрующие элементы фильтра могут быть выполнены в виде тканевых рукавов, мешков, полотен. Запыленный газ пропускается через ткань, в результате чего на ее поверхности и в порах осаждается пыль. По мере увеличения толщины слоя пыли возрастает сопротивление фильтра, поэтому осевшую на ткани пыль периодически удаляют.

Процесс фильтрации газа зависит от типа ткани и вида пыли. *Гладкие и неворсистые ткани* сравнительно легко пропускают запыленный газ. В порах таких тканей задерживаются толь-

ко крупные частицы пыли. Фильтр начинает хорошо задерживать мелкую пыль только после накопления на поверхности фильтрующих элементов слоя пыли. *Для ворсистых, шерстяных тканей* с мелкими порами влияние начального слоя пыли менее заметно. Ворсистые ткани целесообразно применять при улавливании зернистой гладкой пыли, а при улавливании волокнистой пыли – лучше гладкие ткани.

Тканевые фильтры применяются для очистки больших объемов воздуха со значительной концентрацией пыли на входе (до 60 г/м^3). В качестве фильтрующих элементов в этих аппаратах часто используются тканевые рукава, которые обеспечивают тонкую очистку воздуха от пылевых частиц, имеющих размер менее 1 мкм. Известны всасывающие и нагнетательные рукавные фильтры.

Всасывающие фильтры устанавливаются до вентилятора, т. е. на его всасывающей линии, нагнетательные – на нагнетательной линии. Воздух, очищенный в рукавах нагнетательных фильтров, поступает непосредственно в помещение, где установлены фильтры.

В настоящее время выпускается и эксплуатируется много разнообразных конструкций тканевых фильтров. По форме фильтровальных элементов и тканей они могут быть рукавные и плоские (полотняные), по виду опорных устройств - каркасные, рамные и т.д., по наличию корпуса и его форме – цилиндрические, прямоугольные, открытые (бескамерные), по числу секций - одно- и многосекционные. Фильтры могут также различаться по способу регенерации (чистки) и ряду других признаков.

5.2.4. Фильтровальные ткани

Для тканевых фильтров применяются тканые или валяные материалы. Ткани для фильтров изготавливают из натуральных или синтетических волокон диаметром 10...30 мкм, скручивае-

мых в нити диаметром около 0,5 мм. Размеры пор между нитями обычно составляют 100...200 мкм.

При прохождении запыленного воздуха через ткань пылевые частицы задерживаются между нитями и ворсом. Наличие ворса повышает эффективность фильтрации.

Ворс должен быть обращен навстречу запыленному потоку. При движении запыленного потока воздух прижимает ворсинки к ткани. При обратной продувке происходит выпучивание ворсинок, и накопившиеся пылевые частицы удаляются.

Фильтровальные ткани, используемые в фильтрах, должны отличаться высокой пылеемкостью, воздухопроницаемостью, механической прочностью, стойкостью к истиранию, антистатическими свойствами, стабильностью свойств при повышенной температуре и агрессивном воздействии химических примесей, а также минимальным влагопоглощением и способностью к легкому удалению накопленной пыли.

Не все фильтровальные ткани удовлетворяют перечисленным требованиям, поэтому каждую ткань используют для определенных, наиболее благоприятных для нее условий. В фильтрах для улавливания древесных частиц, наиболее часто используют следующие фильтровальные ткани: “Ланит К”, “Смог” (старое название “Ланит 500”) плотностью 460 ± 23 г/м², “Искра”, “Искра 2”. Это иглопробивной лавсановый материал. Ткань “Искра” – антистатический материал, имеющий металлические вкрапления для снятия статического электричества. Рукава из этой ткани используют для фильтрования пылевоздушной смеси, содержащей пыль, образующуюся при шлифовании древесины или лаковых покрытий. Материал “Искра 2” – каркасный, более долговечный. Каркасная основа повышает прочность ткани и сохраняет размеры изделия в течение всего срока службы. Физические параметры фильтровальных тканей, такие как плотность, толщина, объем пор варьируются в широких пределах, что позволяет эффективно фильтровать газопылевые смеси с различными характеристиками. Швы рукавных фильтров могут быть

как тройными сшивными, так и термосварными. В зависимости от конструкции фильтра, рукавный фильтр снабжается металлическими кольцами, усилениями, донышком и прочими элементами.

Фильтровальные рукава имеют диаметр 90...450 мм и длину 2...10 м.

5.2.5. Надежность фильтра

Тканевые рукава – это наиболее изнашиваемые элементы фильтра, периодически требующие их замены. Заводы-изготовители пылеулавливающих аппаратов гарантируют степень очистки воздуха до 99,9%, а срок эксплуатации фильтровальной ткани устанавливают до 1...5 лет.

Ткань фильтра в процессе работы изнашивается: истирается проникающим воздухом, прилипшими древесными частицами, прокалывается иглообразными стружками, истирается налипшей “шубой” при регенерации фильтра встряхиванием или продувом, изнашивается при изменении влажности древесных частиц и температуры воздуха. По мере износа сопротивление ткани фильтра проникновению воздуха уменьшается, и ткань пропускает большее количество пыли, особенно после регенерации. Нормальная фильтрация наступит только после того, как на поверхности ткани осядет слой пыли. Чем толще слой осевшей пыли, тем выше степень очистки воздуха, тем выше сопротивление фильтра.

Изношенный фильтр, особенно после регенерации, пропускает мелкодисперсную пыль, которая возвращается и накапливается в цехе. Это можно обнаружить, если в цехе налажен контроль запыленности воздуха. Однако деревообрабатывающие предприятия не оснащены диагностическим оборудованием и не контролируют ни состояние воздуха, ни состояние ткани рукавов. Более того, конструкции выпускаемых фильтров таковы, что использовать современные средства диагностики невозможно. Не-

исправный рукав можно обнаружить только визуально и тогда, когда он фонтанирует крупную пыль, а чтобы заменить неисправный рукав, надо демонтировать почти все рукава. Для удобства диагностики и эксплуатации фильтры должны иметь блочную (секционную) конструкцию.

5.2.6. Расчет фильтрующей поверхности ткани

Технологические расчеты фильтров сводятся к определению площади фильтровальной ткани, гидравлического сопротивления фильтровальной перегородки и аппарата в целом.

Фильтрующая поверхность ткани, м²:

$$F_{\phi} = Q / 60q, \quad (28)$$

где Q – объем воздуха, поступающего на очистку, м³/ч;

q – удельная газовая нагрузка фильтровальной ткани, скорость фильтрации, м³/(м²·мин) = м/мин;

Удельную газовую нагрузку тканевых фильтров для древесных стружек, опилок, пыли можно определить так [6]:

$$q = q_n c_1 c_2 c_3 c_4 c_5, \quad (29)$$

где q_n – начальная удельная газовая нагрузка, м³/(м²·мин);

c_1 – коэффициент, характеризующий особенность регенерации фильтрующих элементов;

c_2 – коэффициент, учитывающий концентрацию пыли;

c_3 – коэффициент, учитывающий влияние дисперсного состава пыли в газе (определяется по данным, приведенным ниже);

c_4 – коэффициент, учитывающий влияние температуры газа (определяется по данным, приведенным ниже);

c_5 – коэффициент, учитывающий требования к качеству очистки.

Для тканевого рукавного фильтра с импульсной продувкой сжатым воздухом $c_1 = 1$; при регенерации путем обратной продувки и одновременного встряхивания или покачивания рукавов $c_1 = 0,7 \dots 0,85$ (меньшее значение принимается для более плотной

ткани); при регенерации путем только обратной продувки $c_1 = 0,55 \dots 0,70$.

Значение c_2 принимают в зависимости от величины концентрации древесных частиц пыли по следующим данным:

$\mu, \text{г/м}^3$	100	80	60	40	20	10
c_2	0,83	0,85	0,87	0,9	0,96	1,0

Значение коэффициента c_3 принимают в зависимости от значения медианного диаметра частиц улавливаемой пыли

$d_{50}, \text{мкм}$	<3	3...10	10...50	50...100	>100
c_3	0,7...0,9	0,9	1,0	1,1	1,2...1,4

Значение коэффициента c_4 принимают в зависимости от температуры газа

$t, \text{°C}$	20	40	60	80	100	120	140	160
c_4	1	0,9	0,84	0,78	0,75	0,73	0,72	0,70

Для получения ПДК пыли 6 мг/м^3 принимают $c_5 = 0,95$.

Определение начальной удельной газовой нагрузки. Исследование пылеулавливающих аппаратов УВП-СЦ и УВП-СТ, выпускаемых ЗАО “КОНСАР”, а также стружкоотсосов серии УВП-ИН позволило установить зависимость значений удельной газовой нагрузки тканевых фильтров от их производительности по воздуху. На основании этих исследований можно рекомендовать следующие выражения для определения значений начальной удельной газовой нагрузки $q_n, \text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин})$:

– для рукавных тканевых фильтров, работающих с древесными опилками, стружками $q_n = 1,27(1,8178 + 5 \cdot 10^{-8} Q)$;

– для рукавных тканевых фильтров, работающих с шлифовальной пылью $q_n = 1,012(1,1163 + 2 \cdot 10^{-9} Q)$;

– для тканевых фильтров стружкоотсосов $q_n = 1,27(18,473 - 0,0017Q)$.

Пример. Стружкоотсос, подключенный к станку ЦА-2А, имеет производительность по воздуху $Q = 1200 \text{ м}^3/\text{ч}$. Определить поверхность фильтровального тканевого мешка.

Решение. 1. Удельная газовая нагрузка для лавсановой фильтровальной ткани

$$q = q_n c_1 c_2 c_3 c_4 c_5.$$

Значения

$$q_n = 1,27(18,473 - 0,0017Q) = 1,27(18,473 - 0,0017 \cdot 1200) = \\ = 20,87 (\text{м}^2 \cdot \text{мин}),$$

$c_1 = 0,8$; при обслуживании станка ЦА-2А образуется пыли $32,5 \text{ кг/ч}$ или концентрация пыли в воздушном потоке равна $\mu^3 = 32,5 \cdot 1000 / 1200 = 27,1 \text{ г/м}^3$, тогда $c_2 = 0,94$; $c_3 = 1,1$; $c_4 = 1,0$; $c_5 = 0,95$.

$$q = 20,87 \cdot 0,8 \cdot 0,94 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,95 = 16,4 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин}).$$

2. Фильтрующая поверхность ткани, м^2 :

$$F_\phi = Q / 60q = 1200 / (60 \cdot 16,4) = 1,22 \text{ м}^2.$$

У существующего стружкоотсоса $F_\phi = 1,6 \text{ м}^2$.

5.2.7. Гидравлическое сопротивление фильтра

Гидравлическое сопротивление фильтра складывается из сопротивления корпуса Δp_k , сопротивления ткани Δp_m и сопротивления осевшей на ткань пыли $\Delta p_{пл}$, Па [6]:

$$\Delta p_\phi = \Delta p_k + \Delta p_m + \Delta p_{пл}. \quad (30)$$

Гидравлическое сопротивление корпуса аппарата определяется величиной местных сопротивлений, Па:

$$\Delta p_k = 0,5 \xi_{мс} \rho V^2, \quad (31)$$

где $\xi_{мс}$ – гидравлический коэффициент местного сопротивления; при конструировании фильтров принимают $\xi_{мс} = 1,0 \dots 1,2$;

V – скорость воздуха во входном патрубке, м/с (принимается по скорости, необходимой для транспортирования крупных частиц потока);

ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Гидравлическое сопротивление ткани фильтра Δp_m вычисляют по выражению, Па:

$$\Delta p_m = K_n \mu_1 q / 60, \quad (32)$$

где K_n – коэффициент сопротивления экспериментальный, зависимый от размеров частиц и проницаемости ткани; для рукавных фильтров из лавсановой ткани и твердых частиц можно принять:

– для древесной пыли с медианным диаметром $d_{50}=39,2$ мкм

$$K_n \approx 600 \cdot 10^6 \text{ м}^{-1}; \quad (33)$$

– для $d_{50}=69,8$ мкм

$$K_n \approx 400 \cdot 10^6 \text{ м}^{-1}; \quad (34)$$

– для стружкоотсосов

$$K_n \approx 50 \cdot 10^6 \text{ м}^{-1}. \quad (35)$$

μ_1 – коэффициент динамической вязкости воздуха, Па·с; его значение для воздуха находят по формуле *Милликена*, Н·с/м²

$$\mu_1 = 17,11845 \cdot 10^{-6} + 49,3443 \cdot 10^{-9}t,$$

при $t = 20$ °С

$$\mu_1 = 17,11845 \cdot 10^{-6} + 49,3443 \cdot 10^{-9} \cdot 20 = 18,1 \cdot 10^{-6} \text{ Н·с/м}^2.$$

q – удельная газовая нагрузка, равная скорости фильтрования, м/мин.

Потери напора в осевшей на ткань пыли Δp_{nl} рассчитывается по уравнению, Па:

$$\Delta p_{nl} = \mu_1 T \mu_2 q^2 K_1, \quad (36)$$

где T – продолжительность фильтровального цикла (продолжительность работы до момента регенерации), с;

μ_2 – объемная концентрация пыли на входе в фильтр, кг/м³;

K_1 – экспериментальный параметр сопротивления слоя пыли м/кг. В зависимости от объемной концентрации пыли в воздухе μ_2 и продолжительности работы фильтра до регенерации $T = 3600$ с можно принять значение K_1 приблизительно так:

$\mu_2, \text{кг/м}^3$	0,025	0,0625	0,09375	0,125	0,1563	0,1875	0,21875
$d_{50}=69,8$ мкм							
$K_1, \text{м/кг}$	$3,63 \cdot 10^8$	$1,45 \cdot 10^8$	$9,69 \cdot 10^7$	$7,3 \cdot 10^7$	$6 \cdot 10^7$	$4,8 \cdot 10^7$	$4,15 \cdot 10^7$
$d_{50}=39,2$ мкм							
$K_1, \text{м/кг}$	$1,06 \cdot 10^9$	$4,23 \cdot 10^8$	$2,82 \cdot 10^8$	$2,1 \cdot 10^8$	$2 \cdot 10^8$	$1,4 \cdot 10^8$	$1,21 \cdot 10^8$

Для стружкоотсосов $K_{1ст} = 0,014K_1$.

Пример 1. Стружкоотсос для удаления опилок и пыли от станка ЦА-2А имеет производительность по воздуху $Q = 1200$ м³/ч. Продол-

жительность фильтровального цикла $T = 30$ мин. Определить мощность вентилятора при его КПД $\eta = 0,6$.

Решение. 1. Для транспортирования опилок принимают $V = 18$ м/с. Гидравлическое сопротивление на входе в стружкоотсос

$$\Delta p_k = 0,5 \xi_{mc} \rho V^2 = 0,5 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 18^2 = 194,4 \text{ Па.}$$

2. Гидравлическое сопротивление ткани мешка при удельной газовой нагрузке $q = 16,4$ м³/(м²·мин).

$$\Delta p_m = K_n \mu_1 q / 60 = 50 \cdot 10^6 \cdot 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot 16,4 / 60 = 247,4 \text{ Па.}$$

3. На станке ЦА-2А образуется пыли 32,5 кг/ч; концентрация пыли равна $\mu_n = 32,5 / 1200 = 0,0271$ кг/м³; гидравлическое сопротивление слоя пыли на ткани

$$\Delta p_{nl} = \mu_1 T \mu_2 (q / 60)^2 K_1 = 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot (30 \cdot 60) \cdot 0,0271 \cdot (16,4 / 60)^2 \cdot 350 \cdot 10^6 \cdot 0,014 = 323,2 \text{ Па.}$$

4. Гидравлическое сопротивление стружкоотсоса

$$\Delta p_o = 194,4 + 247,4 + 323,2 = 765,0 \text{ Па.}$$

Мощность вентилятора

$$P = \Delta p_o Q / 1000 \eta = 765,0 \cdot 1200 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,6) = 0,425 \text{ кВт.}$$

В действующем стружкоотсосе использован пылевой вентилятор с электродвигателем мощностью 1,1 кВт, $n = 3000$ мин⁻¹.

Пример 2. Рассчитать фильтр аспирационной установки УВП-СЦ-4 (ЗАО «Консар»), к которой подсоединены круглопильные деревообрабатывающие станки. Производительность по воздуху $Q = 32000$ м³/ч, количество перемещаемой пыли $M = 374,5$ кг/ч, скорость пылевоздушного потока при входе в фильтр $V = 18,5$ м/с. Период встряхивания рукавов $T = 1$ ч.

Определить площадь фильтровальной поверхности тканевых рукавов и гидравлическое сопротивление фильтра.

Решение. 1. Удельная газовая нагрузка для лавсановой фильтровальной ткани

$$q = q_n c_1 c_2 c_3 c_4 c_5.$$

Для рукавных тканевых фильтров, работающих с древесными опилками

$$q_n = 1,27(1,8178 + 5 \cdot 10^{-8} Q) = 1,27(1,8178 + 5 \cdot 10^{-8} \cdot 32000) =$$

$= 2,31$ м³/(м²·мин); $c_1 = 0,8$; при концентрации пыли в воздушном потоке равна $\mu_2 = 374,5 \cdot 1000 / 32000 = 11,7$ г/м³, $c_2 = 0,99$; $c_3 = 1,1$; $c_4 = 1,0$; $c_5 = 0,95$.

$$q = 2,31 \cdot 0,8 \cdot 0,99 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,95 = 1,91 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин}).$$

2. Фильтрующая поверхность ткани рукавов, м²:

$$F_{\phi} = Q / 60q = 32000 / (60 \cdot 1,91) = 279 \text{ м}^2.$$

У действующего фильтра $F_{\phi} = 282 \text{ м}^2$.

3. Гидравлическое сопротивление на входе в корпус рукавного фильтра $\Delta p_{\kappa} = 0,5 \xi_{mc} \rho V^2 = 0,5 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 18,5^2 = 205,4 \text{ Па}$.

4. Гидравлическое сопротивление ткани фильтра $\Delta p_m = K_n \mu_1 q = 400 \cdot 10^6 \cdot 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot 1,91 / 60 = 230,5 \text{ Па}$.

5. Гидравлическое сопротивление слоя пыли на ткани; при концентрации пыли в потоке $\mu_{2п} = 374,5 / 32000 = 0,0117 \text{ кг/м}^3$

$$\Delta p_{nl} = \mu_1 T \mu_2 q^2 K_1 = 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot (60 \cdot 60) \cdot 0,0117 \cdot (1,91 / 60)^2 \cdot 580 \cdot 10^6 = 448 \text{ Па}.$$

6. Гидравлическое сопротивление установки УВП-СЦ-4 $\Delta p_o = 205,4 + 230,5 + 448 = 883,9 \text{ Па}$.

Пример 3. Рассчитать фильтр установки УВП-СТ-14-ПН (ЗАО «Консар») [3], работающей с пылью деревообрабатывающих шлифовальных станков (ШЛПС-7 – 3 станка, ШЛДБ-5 – 1 станок). Объем отсасываемого воздуха от станков $Q = 14000 \text{ м}^3/\text{ч}$, количество перемещаемой пыли $M = 25,077 \text{ кг/ч}$, скорость пылевоздушного потока при входе в фильтр $V = 16,5 \text{ м/с}$. Период встряхивания рукавов $T = 1 \text{ ч}$.

Определить площадь фильтровальной поверхности тканевых рукавов и гидравлическое сопротивление фильтра.

Решение. 1. Удельная газовая нагрузка для лавсановой фильтровальной ткани

$$q = q_n c_1 c_2 c_3 c_4 c_5.$$

Для рукавных тканевых фильтров, работающих с пылью шлифовальных станков

$$q_n = 1,012(1,1163 + 2 \cdot 10^{-9} Q) = 1,27(1,1163 + 2 \cdot 10^{-9} \cdot 14000) = 1,13 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{мин});$$

$c_1 = 0,8$; при концентрации пыли в воздушном потоке равна $\mu_2 = 25,077 \cdot 1000 / 13524 = 1,85 \text{ г/м}^3 = 0,00185 \text{ кг/м}^3$, $c_2 = 1,3$; для медианного диаметра пыли $d_{50} = 39,1 \text{ мкм}$ $c_3 = 1$; $c_4 = 1,0$; $c_5 = 0,95$.

$$q = 1,13 \cdot 0,8 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,95 = 1,12 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{мин}).$$

2. Фильтрующая поверхность ткани рукавов, м^2 :

$$F_{\phi} = Q / 60q = 14000 / (60 \cdot 1,12) = 208,3 \text{ м}^2.$$

У действующего фильтра $F_{\phi} = 209 \text{ м}^2$.

3. Гидравлическое сопротивление на входе в корпус рукавного фильтра $\Delta p_{\kappa} = 0,5 \xi_{mc} \rho V^2 = 0,5 \cdot 1,0 \cdot 1,2 \cdot 16,5^2 = 163,4 \text{ Па}$.

4. Гидравлическое сопротивление ткани фильтра

$$\Delta p_m = K_n \mu_1 q = 400 \cdot 10^6 \cdot 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot 1,12 / 60 = 135,1 \text{ Па.}$$

5. Гидравлическое сопротивление слоя пыли на ткани; при концентрации пыли в потоке $\mu_{2п} = 0,00185 \text{ кг/м}^3$;

$$\Delta p_{nl} = \mu_1 T \mu_2 q^2 K_1 = 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot (60 \cdot 60) \cdot 0,00185 \cdot (1,12 / 60)^2 \cdot 14100 \cdot 10^6 = 592,3 \text{ Па.}$$

6. Гидравлическое сопротивление установки УВП-СТ-14-ПН

$$\Delta p_o = 163,4 + 135,1 + 592,3 = 890,8 \text{ Па.}$$

5.2.8. Регенерация ткани рукавов

Очистку тканевых рукавов производят несколькими способами: механическим встряхиванием, обратной струйной и импульсной продувкой рукавов.

Механическое встряхивание вертикальных рукавов осуществляют волнообразным изменением натяжения ткани рукавов с помощью механических вибраторов. Изготовители фильтров рекомендуют выполнять встряхивание через каждый час работы в течение 15 с.

При обратной струйной продувке, применяемой при отложении пыли на внутренней поверхности рукава, изменяют направление дутья, подавая на регенерацию свежий или очищенный воздух. Для выполнения обратной продувки фильтр отключают посекционно или полностью. Расход воздуха на обратную продувку принимают до 10% от количества очищаемого газа.

Для продувки воздух от высоконапорного вентилятора подается в трубку-кадетку с кольцевой щелью (рис. 26), надетой на рукав и перемещаемой вдоль него. Воздух, выходящий из щели со скоростью 10...30 м/с, проникает внутрь рукава, разрушает слой пыли, выдувает пыль.

Из-за сложности конструкции струйная продувка используется для регенерации только толстых фильтрующих материалов – войлоков, фетров.

При импульсной регенерации, применяемой в случае отложения пыли на внешней поверхности рукавов, струя сжатого воздуха подается из сопла в рукав. Под воздействием избыточного давления рукав раздувается, происходит разрушение слоя осевшей пыли и ее выпадение в бункер.

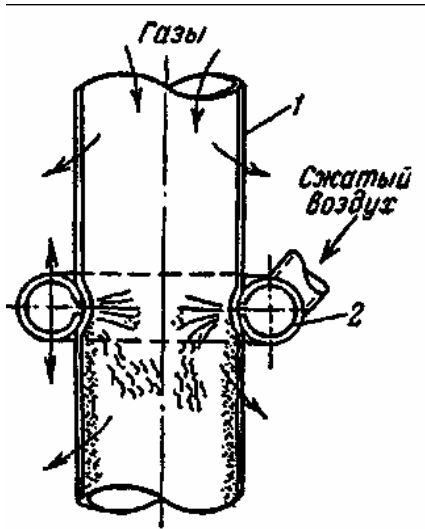


Рис. 26. Схема струйной продувки рукава

Для регулирования степени регенерации с целью сохранения на поверхности рукава необходимого фильтрующего слоя пыли давление сжатого воздуха, продолжительность и частоту импульсов варьируют. Рекомендуемый режим регенерации: продолжительность импульса 0,1...0,2 с, частота – 10 импульсов в минуту, давление сжатого воздуха 500...600 кПа. Расход сжатого воздуха составляет 0,1...0,2 % от количества очищенного газа.

5.3. Стружкоотсосы

Стружкоотсос – это аспирационная установка рециркуляционного типа, обеспечивающая очистку загрязненного воздуха фильтром до санитарных норм и возврат его в рабочее помещение цеха.

Подключается стружкоотсос к одному или нескольким станкам и позволяет сократить потери тепловой энергии до 100% и электроэнергии до 40% [16].

На раме отсоса смонтированы вентилятор с одним или несколькими патрубками и мешки (рис. 27, 28). Нижние мешки сделаны из брезента. В них собирается станочная стружка. Верхние мешки служат фильтрами. Они сделаны из фильтровальной

ткани. Мешки крепятся на раме хомутами, которые фиксируются замками.

При работе поток воздуха и стружки вентилятором подается в мешки. Стружка оседает в нижних мешках, а воздух проходит через фильтровальную ткань верхних мешков, очищается и попадает в рабочую зону станка. Степень очистки воздуха достигает 99,9% при улавливании частиц с медианным диаметром не менее 5 мкм (ОАО «Консар», см. рис. 27) и 96,4% (ОАО "Эвента", см. рис. 28).

После заполнения нижних мешков стружкой они снимаются с установки, и стружка выносятся. Очищенные мешки ставятся на место. Технические характеристики стружкоотсосов приведены в табл. 13, 14.

Таблица 13

Технические характеристики стружкоотсосов ОАО "КОНСАР"

Параметры	УВП-ИН-1200	УВП-ИН-2000	УВП-ИН-3000	УВП-ИН-5000	УВП-ИН-7000
Производительность, м ³ /ч	1200	2000	3000	5000	7000
Скорость воздушного потока на входе, м/с	24	28	26	26	28
Создаваемое разрежение, Па	1200	1500	1500	1800	1900
Количество и диаметр воздухопроводов, шт.	1×120	1×160	2×160	3×160	4×160
Мощность электродвигателя, кВт	1,1	2,2	2,2	5,5	5,5
Масса, кг	50	60	87	140	160
Габаритные размеры, мм	850×550×1800	970×580×2300	1600×580×2300	2500×1100×2300	3000×1100×2300



a



б



в



г

Рис. 27. Стружкоотсосы ОАО "КОНСАР":
a – УВП-ИН-1200, УВП-ИН-2000; *б* – УВП-ИН- 3000;
в – УВП-ИН-5000; *г* – УВП-ИН-7000



a



б

Рис. 28. Стружкоотсосы ОАО "Эвента":
a – УВП-2000К; *б* – УВП- 3000К

Таблица 14

Технические характеристики стружкоотсосов ОАО "Эвента"

Параметры	УВП-2000К	УВП-3000К
Производительность, м ³ /ч	2000	3000
Скорость воздушного потока на входе, м/с	36	33
Создаваемое разрежение, Па	1800	1700
Степень очистки воздуха, %	96,4	96,4
Мощность электродвигателя, кВт	1,5	1,5
Диаметр присоединительного патрубку, мм	140	180 (2×160)
Количество и объем накопительных бункеров, л	1×270	2×270
Масса, кг	43	53
Габаритные размеры, мм	2150×590×1020	2150×590×1390

Стружкоотсосы ООО "Эковент К". В настоящее время выпускаются пылеулавливающие аппараты ПФЦ-1250, ПФЦ-1500 и



Рис. 29. Стружкоотсос ПФЦ

и ПФЦ-2000, в которых используется кассетный фильтр из гофрированной фильтровальной бумаги (рис.29). Фильтрующая поверхность касетного фильтра в 10 раз превышает поверхность тканевого фильтра и улавливает до 99% пыли.

Регенерацию (очистку от пыли) касетного фильтра можно многократно выполнять с помощью мягкой щетки и продувкой сжатым воздухом.

Срок эксплуатации аппаратов с кассетами типа АПРК-1200 или ПУАК, изготавливаемых ООО "Эковент К" составляет более двух лет.

5.4. Пыле-газоуловители

Пылеуловители типа УВП-1200А. Пылеуловители предназначены для очистки воздуха от абразивной, металлической, стеклянной пыли, мелкой стружки, образующейся при работе точных, шлифовальных станков (рис. 30, табл. 15).

В пылеуловителе выполняется двухступенчатая очистка воздуха в сухом циклоне и блоке рукавных фильтров с ручной регенерацией. Очищенный воздух возвращается обратно в помещение цеха. Отходы накапливаются в металлическом коробе.

Таблица 15

Техническая характеристика пылеуловителя УВП-1200А

Параметры	Значение параметров	 <p>Рис. 30. УВП-1200А</p>
Производительность, м ³ /ч	1200	
Среднемедианный размер улавливаемых частиц, мкм	10	
Создаваемое разрежение, Па	1200	
Степень очистки воздуха, %	99	
Диаметр входа в вентилятор, мм	120	
Площадь фильтрования, м ²	1,22	
Номинальная потребляемая мощность, кВт	1,1	
Габаритные размеры, мм	820×540×1670	
Масса не более, кг	65	

Установки серии ФВУ. Установки предназначены для очистки воздуха от сварочных газов, аэрозолей, тумана СОЖ, масляного тумана и других тонкодисперсных аэрозолей с размерами частиц до 0,1 мкм. Установки конструктивно состоят из воздухозаборного устройства и фильтра с трехступенчатой очисткой – фильтра грубой очистки, электростатического фильтра и фильтра-адсорбера.

Фильтр-адсорбер производит очистку воздушного потока от вредных газовых компонентов: СО, NO, HF, O₃ (рис. 31, табл. 16).

Таблица 16

Технические характеристики установок серии ФВУ

Параметры	Значение параметров	
	ФВУ - 1200	ФВУ- 2400
Производительность, м ³ /ч	1200	2400
Степень очистки, %:		
твёрдой фазы сварочного аэрозоля, не менее	97%	97%
газообразной фазы сварочного аэрозоля, не менее	90%	90%
Потребляемая мощность, кВт	2,2	2,2
Габаритные размеры, мм	590×860 ×1500	600×250 ×1500
Масса, кг	160	210



Рис. 31. ФВУ - 1200

5.5. Стационарные фильтры

5.5.1. УВП “Эвента”

Установки вентиляционные пылеулавливающие рукавные “Эвента 6”, “Эвента 9”, “Эвента 12” предназначены для обслуживания четырёхсторонних продольно-фрезерных станков, обрабатывающих сухой пиломатериал (рис. 32).

Установка состоит из корпуса 1, двух бункеров 2 для сбора стружки и пыли, на которых смонтированы тканевые рукава 3. В верхней части корпуса имеется полость, в которую по воздуховодам 5 с помощью двух вентиляторов 4 подается пылевоздушная смесь.

Смесь попадает в рукава 3, при этом стружка падает в бункеры 2, пыль оседает на внутренних стенках рукавов, а воздух фильтруется, проходя через слой осевшей пыли и стенки рукавов, и возвращается в зоны резания станка.

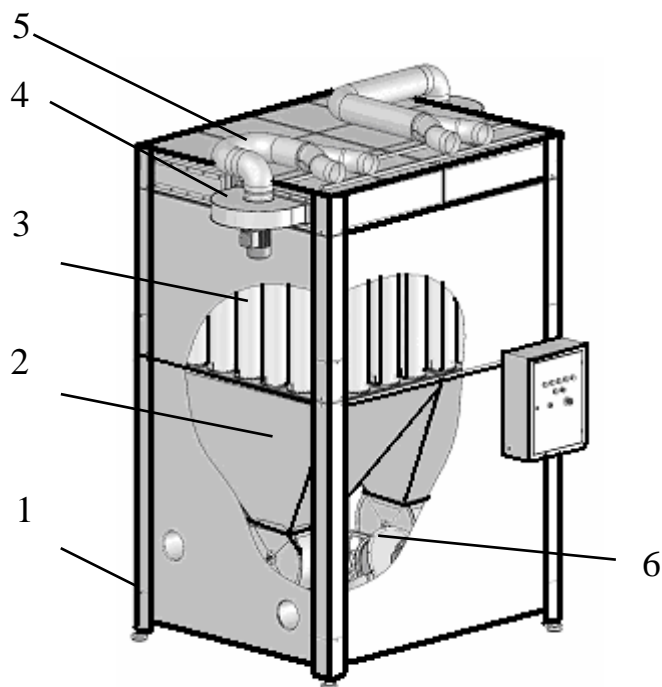


Рис. 32. УВП “Эвента 6”

Объем бункеров 2 небольшой, поэтому они непрерывно опорожняются двумя приводными шлюзовыми питателями 6. Выгруженная стружка далее транспортируется к месту сбора пневмотранспортом или скребковым или ленточным транспортерами.

УВП предпочтительно устанавливать в цехе.

Техническая характеристика УВП “Эвента 9”

Производительность по воздуху, м ³ /ч	8610
Установленная мощность, кВт	7,5
Диаметр присоединительных патрубков, мм ...	140
Количество патрубков, шт.	6
Габаритные размеры <i>L×B×H</i> , мм	2875×1975×3650
Масса, кг	640

5.5.2. УВП для шлифовальных станков

Для обеспыливания воздуха в рабочей зоне шлифовальных станков ОАО "КОНСАР" выпускает аспирационные рециркуляционные установки типа УВП-ВБ. Установка УВП-ВБ может использоваться одновременно для обслуживания одного или нескольких станков, где суммарный объем отсасываемого воздуха не превышает 3000-12000 м³/ч.

Очистка воздуха происходит рукавными фильтрами (рис. 33). Степень очистки достигает 99%.

На раме 1 установки смонтирован воздуховод 2, соединенный с вентилятором 5. На воздуховоде на фланцах хомутами закреплены рукавные фильтры 3, сшитые из фильтровальной ткани. Площадь поверхности рукавов достигает 21-83 м². Рукава соединены между собой рамой встряхивания 4, на которой может

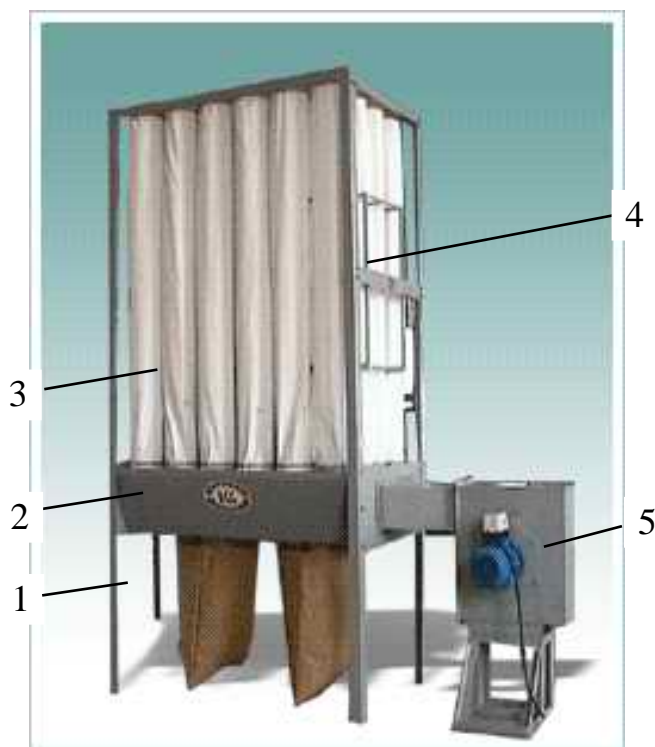


Рис. 33. Пылеулавливающая установка УВП-ВБ с рукавными фильтрами

быть установлен вибратор. Под установкой для сбора пыли закреплены пластиковые емкости.

При работе поток воздуха и пыли от шлифовального станка подается вентилятором в воздуховод и рукавные фильтры. Пыль оседает в емкости накопителя, а также оседает на стенках рукавов. Воздух проходит через ткань рукавов и попадает в рабочую зону станка.

Для очистки рукавов от пыли производят их встряхивание вручную или с помощью вибратора на раме встряхивания. Встряхивание достаточно проводить в течение 15 с через каждый час работы. В конце рабочей смены пылесборники освобождаются от пыли.

Основные технические характеристики установок УВП-ВБ приведены в табл. 17.

Технические характеристики УВП-ВБ

Параметры	Модели установок			
	УВП-ВБ 3000	УВП-ВБ 6000	УВП-ВБ 9000	УВП-ВБ 12000
Производительность, м ³ /ч	3000	6000	9000	12000
Площадь фильтров, м ²	21	41	62	83
Объем накопителей, м ³	1×0,1	2×0,1	3×0,1	4×0,1
Габаритные размеры, мм	1000×750× 3500	1000×1500× 3500	1000×2250× 3500	1000×3000× 3500

5.5.3. Фильтры ФР

Для центральных систем аспирации выпускаются рукавные фильтры внутреннего и наружного исполнения модели ФР. Фильтр (рис. 34) включает фильтровальную секцию, вентилятор в шумоизолирующем корпусе, механизм регенерации с электроприводом, пылесборный бункер емкостью 1 м³ или 1,7 м³, шкаф управления. Фильтры ФР-9; ФР-12 могут поставляться как с ручным включением регенерации, так и автоматическим. Фильтры ФР-16; ФР-20 – только с автоматической системой регенерации.



Рис. 34. Фильтр рукавный ФР

Для механизации опорожнения бункера фильтр может быть оборудован шлюзовым питателем.

Фильтры наружного исполнения снабжены утепленным корпусом и системой пожаротушения, устанавливаемой внутри. Кроме того они могут снабжаться бункером емкостью до 12 м³.

Технические характеристики фильтров приведены в табл. 18.

Таблица 18

Технические характеристики рукавных фильтров ФР "Эковент"

Параметры	Модель фильтра			
	ФР-9	ФР-12	ФР-16	ФР-20
Производительность по воздуху, м ³ /ч	9 000	12 000	16 000	20 000
Гидравлическое сопротивление, Па	400	400	400	400
Степень очистки при медианном диаметре частиц пыли 15 мкм, %	99,7	99,7	99,7	99,7
Мощность механизма регенерации, кВт	1,5	1,5	2,2	3,0
Мощность вентилятора, кВт	18,5	22	37	45
Габаритные размеры, м:				
– внутреннего исполнения	1,7×3,3×4,9	2,0×3,4×4,9	2,1×4,3×5,2	2,3×4,6×5,4
– наружного исполнения	1,7×2,3×3,7	1,8×2,8×3,9	2,1×3,0×4,4	2,3×3,5×4,6

5.5.4. Эффективность пылеулавливания

Эффективность пылеулавливания циклонами и тканевыми фильтрами характеризуется степенью очистки η , %

$$\eta = \frac{m_{\text{вх}} - m_{\text{вых}}}{m_{\text{вх}}} 100,$$

где $m_{\text{вх}}$ – массовый поток пыли, поступающий в фильтр, кг/ч;

$m_{\text{вых}}$ – массовый поток пыли на выходе из фильтра, кг/ч;

$$m_{\text{вых}} = m_{\text{вх}}(100 - \eta)/100 = m_{\text{вх}}(1 - K),$$

где K – коэффициент очистки; $K = (m_{\text{вх}} - m_{\text{вых}})/m_{\text{вх}}$.

Для оценки запыленности очищенного воздуха пользуются коэффициентом проскока

$$E = \frac{m_{\text{вых}}}{m_{\text{вх}}} = \frac{C_2}{C_1},$$

где Q_v – объемный поток воздуха, м³/ч;

C_2 – расходная концентрация пыли в воздушном потоке на выходе из фильтра, г/м³;

C_1 – расходная концентрация пыли в воздушном потоке на входе в фильтр, г/м³.

Пример 1. К стружкоотсосу УВП-ИН-3000 (ОАО “Консар”) с производительностью $Q_v = 3000$ м³/ч подключены деревообрабатывающие станки ЛС80-6 и ФСШ-1. Количество образующейся на станках пыли $m_{\text{вх}} = 21,5$ кг/ч. Степень очистки $\eta = 99,9\%$.

Определить расходную концентрацию пыли в воздушном потоке на выходе из фильтра, г/м³.

Решение. 1. Найдем расходную концентрацию пыли в воздушном потоке на входе в фильтр

$$C_1 = \frac{1000m_{\text{вх}}}{Q_v} = \frac{1000 \cdot 21,5}{3000} = 7,17 \text{ г/м}^3.$$

2. Определим массовый поток пыли на выходе из фильтра
 $m_{\text{вых}} = m_{\text{вх}}(100 - \eta)/100 = 21,5(100 - 99,9)/100 = 0,0215$ кг/ч.

3. Найдем расходную концентрацию пыли в воздушном потоке на выходе из фильтра

$$C_2 = \frac{1000m_{\text{вых}}}{Q_v} = \frac{1000 \cdot 0,0215}{3000} = 0,00717 \text{ г/м}^3 = 7,17 \text{ мг/м}^3.$$

Этот результат можно получить так

$$C_2 = C_1(100 - \eta)/100 = 7,17(100 - 99,9)/100 = 0,00717 \text{ г/м}^3 = 7,17 \text{ мг/м}^3.$$

Вывод. Полученное значение $C_2 = 7,17$ мг/м³ превышает ПДК рабочей зоны для древесной пыли – 6 мг/м³, и это превышение должно быть устранено приточно-вытяжной вентиляцией цеха.

Пример 2. К УВП “Эвента 6” (ОАО “Эвента”) с производительностью $Q_v = 5740$ м³/ч подключен четырехсторонний продольно-фрезерный станок С16-4А. Количество образующейся на станке пыли $m_{\text{вх}} = 18,85$ кг/ч. Степень очистки $\eta = 99,6\%$.

Определить расходную концентрацию пыли в воздушном потоке на выходе из фильтра, г/м³.

Решение. 1. Найдем расходную концентрацию пыли в воздушном потоке на входе в фильтр

$$C_1 = \frac{1000m_в}{Q_v} = \frac{1000 \cdot 18,85}{5740} = 3,28 \text{ г/м}^3.$$

4. Найдем расходную концентрацию пыли в воздушном потоке на выходе из фильтра

$$C_2 = C_1(100 - \eta)/100 = 3,28(100 - 99,6)/100 = \\ = 0,01312 \text{ г/м}^3 = 13,12 \text{ мг/м}^3.$$

Вывод. Полученное значение $C_2 = 13,12 \text{ мг/м}^3$ превышает ПДК рабочей зоны для древесной пыли – 6 мг/м³.

5.5.5. Внешние стационарные цеховые установки

Для очистки больших объемов воздуха от древесных опилок, стружки, пыли и сбора отходов в бункере-накопителе ОАО "КОНСАР" выпускает аспирационные рециркуляционные стационарные цеховые установки типа УВП-СЦ. Установки выпускаются с производительностью 20000 ... 105000 м³/ч и объемом бункера-накопителя отходов 10 ... 70 м³. Установки обеспечивают очистку воздуха до санитарных норм (степень очистки достигает 99,9%), что позволяет возвращать очищенный воздух в рабочее помещение. В результате этого сокращаются затраты на приточную вентиляцию и в зимнее время экономия тепловой энергии достигает 80%.

Установка собрана из семи одинаковых секций 1 (рис. 35). Нижние две секции образуют основание, следующие две секции образуют бункер-накопитель древесных отходов, затем две секции занимает блок фильтров, верхняя секция формирует крышу и емкость для сбора очищенного воздуха.

Дно бункера поддерживается колонной 12, на дне установлено разгрузочное устройство, включающее шлюзовый питатель 2, шнековый конвейер 4 с мотор-редуктором 3, редуктором 11 и

разрушителем сводов 10. Бункер имеет патрубок 9 для приема пылевоздушный смеси.

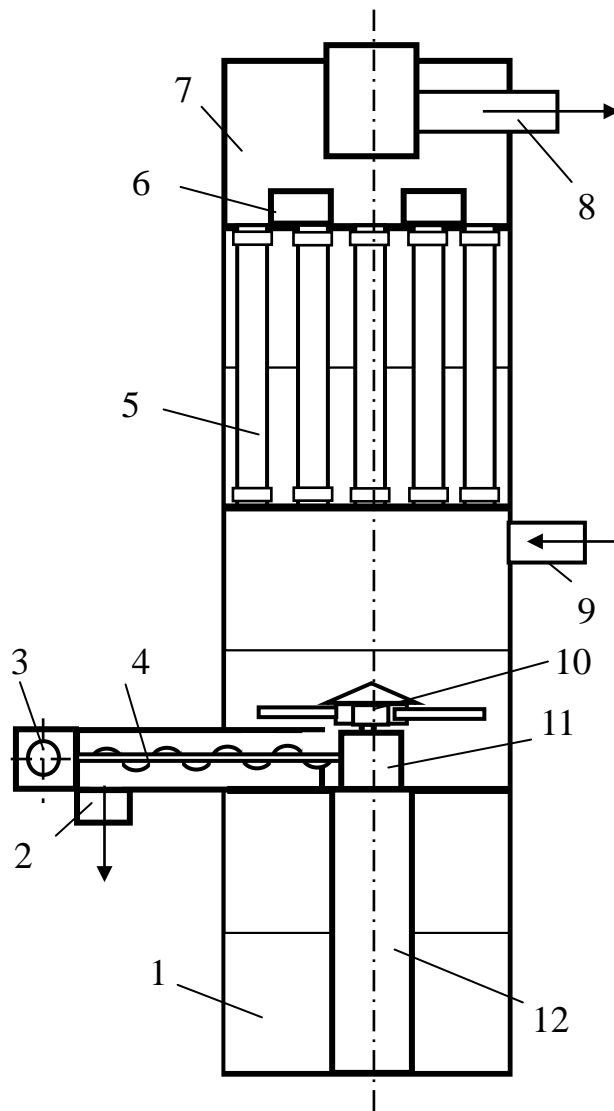


Рис. 35. Схема установки УВП-СЦ

возвращается обратно в цех.

Для удаления отходов из бункера включается привод шнека, лопастного разрушителя сводов и шлюзового питателя. Шнек выносит древесные частицы из бункера, подает их в шлюзовый питатель, который загружает транспортное средство, поставленное под погрузку.

Основные технические характеристики УВП-СЦ приведены в табл. 19. Цифра в модели установки указывает на количество сторон в многоугольнике основания (4 – основание в виде прямо-

Блок фильтров состоит из набора тканевых рукавов 5 (до 200 шт. и более). Для встряхивания рукавов на решетчатой площадке смонтированы вибраторы 6. Для возврата очищенного воздуха из емкости 7 имеется патрубок 8.

Работает установка следующим образом. Поток воздуха и древесных частиц подается вентиляторами из цеха через патрубок 9 в бункер. Крупные древесные частицы, теряя скорость, оседают на дне бункера, а запыленный воздух устремляется в рукава фильтров. Пыль оседает на внутренних стенках рукавов, а очищенный воздух проходит через стенки и по воздуховоду 8

угольника, 24 – количество сторон в многоугольнике, вписанном в окружность основания).

Конструктивно установки выполняются по-разному. Централизованная цеховая обеспыливающая установка, показанная на рис. 36, состоит из фильтра 1 с тканевыми рукавами, бункера для сбора древесных частиц и шнекового разгрузочного устройства.

Таблица 19

Модификации и основные характеристики УВП-СЦ

Модели	Параметры			
	Производительность, м ³ /ч	Объем бункера, м ³	Высота, мм	Основание, мм
УВП-СЦ 4	До 40 000	20	12 300	5200×3100
УВП-СЦ 14	До 24 000	28	10 950	Ø 3550
УВП-СЦ 16	До 28 000	36	10 950	Ø 4000
УВП-СЦ 18	До 36 000	45	10 950	Ø 4500
УВП-СЦ 20	До 45 000	56	10 950	Ø 5000
УВП-СЦ 22	До 54 000	68	10 950	Ø 5500
УВП-СЦ 24	До 67 000	82	10 950	Ø 6000
УВП-СЦ 14	До 48 000	28	12 950	Ø 3550
УВП-СЦ 16	До 56 000	36	12 950	Ø 4000
УВП-СЦ 18	До 72 000	45	12 950	Ø 4500
УВП-СЦ 20	До 90 000	56	12 950	Ø 5000
УВП-СЦ 22	До 108 000	68	12 950	Ø 5500
УВП-СЦ 24	До 134 000	82	12 950	Ø 6000

Под бункером смонтированы шлюзовый питатель и воздуходувка, соединенная воздуховодом 2 пневмотранспорта с бункером 3 для хранения стружки и пыли. На крыше бункера установлен рукавный фильтр, который очищает воздух, поступающий в бункер по системе пневмотранспорта, и выбрасывает его в атмосферу. Воздух, очищенный в фильтре 1, частично возвращается в деревообрабатывающий цех.



Рис. 36. Централизованная цеховая обеспыливающая установка:

1 – рукавный фильтр с бункером;
 2 – воздухопровод пневмотранспорта;
 3 – бункер для хранения стружки, пыли

5.6. Экономическая эффективность использования установок УВП

Рециркуляционные пылеулавливающие установки с тканевыми и кассетными фильтрами позволяют возвращать очищенный воздух в цех. В результате этого в отопительный (зимний) период года сокращаются затраты на отопление помещения цеха.

Пример. В деревообрабатывающем цехе установлено 7 станков, подсоединенных к централизованной аспирационной системе производительностью $Q_v = 7000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Среднесуточная температура наружного воздуха в отопительный период $t_2 = -10^\circ\text{C}$, а рабочая температура в цехе $t_1 = +18^\circ\text{C}$. Длительность работы цеха в отопительный период $T = 175$ суток, режим работы цеха – 2 смены по 8,2 (41/5) часов. До модернизации станки цеха были подключены к прямоточной аспирационной системе с циклоном, установленным на бункере, и очищенный теплый воздух зимой выбрасывался в атмосферу. После модернизации аспирационная система стала рециркуляционной с рукавным фильтром, и очищенный теплый воздух зимой возвращается в цех.

Определить прибыль цеха при переходе на рециркуляцию очищенного теплого воздуха.

Решение. 1. Определим массу выкачиваемого воздуха за 1 ч работы цеха

$$m = \rho Q_v,$$

где ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

$$m = 1,2 \cdot 7000 = 8400 \text{ кг.}$$

2. Находим величину тепловой энергии, необходимой для поддержания рабочей температуры в цеха в течение часа

$$Q = mC(t_1 - t_2),$$

где C – теплоемкость воздуха, $C = 1 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}$.

$$Q = 8400 \cdot 1(18 - (-10)) = 235200 \text{ кДж/ч.}$$

3. Определим количество тепловой энергии, необходимой на отопительный период работы цеха при двухсменной работе

$$Q_2 = 235200 \cdot (8,2 \cdot 2 \cdot 175) = 675024000 \text{ кДж/г.}$$

4. Для производства такого количества тепла потребуется купить дизельного топлива массой

$$M = Q_m / q,$$

где q – теплота сгорания дизельного топлива, $q = 42700 \text{ кДж/кг}$.

$$M = 675024000 / 42700 = 15808,5 \text{ кг.}$$

5. Определим расход денежных средств для обеспечения функционирования аспирационной системы с циклоном при стоимости 1 т дизельного топлива 18000 р

$$\text{Ц} = 18000 \cdot 15,8085 = 284553 \text{ р.}$$

6. Прибыль цеха. Потери тепла в воздуховодах, а также затраты на использование приточной вентиляции для поддержания в норме концентрации возвращенной в цех мелкой пыли, паров, газов учтем коэффициентом потерь $K_n = 0,8$. Тогда прибыль цеха будет равна

$$\text{П} = 0,8 \cdot 284553 = 227\,642,4 \text{ р.}$$

Контрольные вопросы и задания

1. Изобразите схему циклона и поясните, как он работает.
2. Расскажите о тканях рукавного фильтра.
3. Как рассчитывают площадь фильтрующей поверхности фильтра?
4. Поясните, из каких трех сопротивлений складывается гидравлическое сопротивление фильтра.
5. Расскажите о методах регенерации рукавов фильтра.
6. Расскажите о назначении и принципе работы стружкоотсосов.
7. Расскажите о стационарных фильтрующих внутренних и внешних установках.
8. Как рассчитывается экономическая эффективность аспирационной рециркуляционной системы?

Лекция 5

Расчет аспирационных систем

План лекции. Подготовка исходных данных. Документы, необходимые для проектирования. Выбор схемы аспирационной системы. Определение количества групп системы. Типы и схемы систем. Прокладка трассы воздухопроводов. Ведомость исходных данных. Методики расчета систем с разветвленной трубопроводной сетью и с кустовой сетью.

6. Подготовка исходных данных для расчета

6.1. Документы, необходимые для проектирования

К заданию на проектирование аспирационной системы цеха обычно прилагается схема технологического процесса, планировка и разрезы цеха. На генеральном плане предприятия указывается место расположения вентиляторов и бункера для временного хранения измельченных отходов. Приводятся данные о категории производства по взрывной, взрывопожарной и пожарной опасности.

6.2. Выбор принципиальной схемы

В задании на проектирование аспирационной системы деревообрабатывающего цеха обычно требуется удалить стружку и пыль от станков к месту их временного хранения и обеспечить нормативные санитарно-гигиенические условия труда в цехе.

Для решения такой задачи можно использовать различные аспирационные системы: прямоточные, рециркуляционные, централизованные, автономные. Выбор той или иной схемы осуществляется с учетом требований к производственным зданиям по взрывной, взрывопожарной и пожарной опасности.

При проектировании аспирационных систем в настоящее время руководствуются указаниями главы СНиП II-33-75 "Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха", согласно ко-

торым *рециркуляция воздуха не допускается по взрывной, взрывопожарной и пожарной опасности в помещениях категорий А и Б.*

К помещениям категории А (взрывопожароопасная категория производств, где используются горючие газы и легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки не более 28°С) относятся:

– *производство мебели* (отделения лакирования и сушки; лакоприготовительное отделение; лаборатории с отделочными материалами; отделения крашения, грунтования при размещении в отдельном помещении; отделения выдержки стульев после отделки; склад хранения лакокрасочных материалов);

– *производство фанеры* (склад спирторастворимых фенолформальдегидных смол);

– *производство древеснослоистых пластиков* (цехи приготовления смолы, пропитки и сушки шпона);

– *производство древесноволокнистых плит (ДВП)* (цех отделки ДВП лакокрасочными материалами и сушка их; лакокраскоприготовительное отделение; склад хранения лакокрасочных материалов).

К помещениям категории Б (взрывопожароопасная категория, где используются горючие пыли или волокна, легковоспламеняющиеся жидкости с температурой вспышки 28°С) относятся:

– отделение облагораживания лаковых покрытий;

– отделение крашения и грунтования при размещении в отдельном помещении;

– отделение снятия ворса после грунтования при размещении в отдельном помещении;

– участок шлифования панелей по фанере при размещении в отдельном помещении;

– склад серы;

– склад водорастворимых фенолоформальдегидных смол;

- отделение шлифования лакокрасочных покрытий в приспособленном помещении;
- участок измельчения в производстве древесной муки;
- склад древесной муки;
- отделение зарядки аккумуляторов.

Не следует также предусматривать рециркуляцию аспирационного воздуха для помещений, в которых имеются резко выраженные неприятные запахи.

В этих случаях применяются только прямоточные системы.

В помещениях категории В (производства лесопильное, древесно-стружечных плит, мебельное) рециркуляционная система аспирации допускается, и она должна обеспечить очистку воздуха от древесной пыли до концентрации не более $1,8 \text{ мг/м}^3$.

6.3. Подготовка исходных данных

6.3.1. Определение количества аспирационных систем

Объем отсасываемого воздуха. Подготовка исходных данных следует начать с составления перечня объемов отсасываемого воздуха каждым станком. Для этого, используя план размещения станков в цехе, составляется перечень станков, а, используя аспирационные характеристики станков (прил. В), указывается объем отсасываемого воздуха для них. Полученные данные можно представить в следующей форме.

Пример.

Перечень станков и объем отсасываемого воздуха Q_{min} , $\text{м}^3/\text{ч}$

Станки	ЦА-2А	ЦДК4-3	ЦПА40	ФСШ-1	Ф4
Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	850	1000	633	1350	1350

Выделение групп станков. Предполагая возможность применения в цехе автономных и централизованных систем аспирации, можно поступить так.

1. Станки с объемом отсасываемого воздуха $Q < 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ и скоростью воздуха в отсосе более 20 м/с предпочтительно подключить к стружкоотсосам. В централизованной системе аспира-

ции длинные ответвления от таких станков получаются небольшого диаметра, создают большое гидравлическое сопротивление.

2. Централизованные системы аспирации хорошо работают в случае, когда их производительность по воздуху $Q_c = 7 \dots 10$ тыс. м³/ч. Такие системы легко настраивать. Количество централизованных систем в цехе должно быть равно

$$n = \sum_{i=1}^m Q_{\min i} / (7000 \dots 10000),$$

где $Q_{\min i}$ – минимальный объем отсасываемого воздуха отдельного механизма резания станка (прил. В);

m – количество отсосов механизмов резания станков.

Количество отсосов (приемников) станков, объединенных в одну аспирационную систему, должно равняться 7 – 10. Система с большим числом приемников трудно поддается регулировке и более склонна к разладке.

Значение $\sum_{i=1}^m Q_{\min i}$ находят из указанного выше перечня

станков за вычетом объемов отсасываемого воздуха станков, подключаемых к стружкоотсосам.

Каждая централизованная аспирационная система обслуживает одну группу станков, имеет свой коллектор, вентилятор и свою сеть воздухопроводов.

Зная количество систем, на плане цеха формируют соответствующее количество групп станков с общей производительностью по 7...10 тыс. м³/ч. Станки каждой группы должны быть расположены на плане цеха близко друг к другу.

6.3.2. Выбор схемы трубопроводной сети

В деревообрабатывающих цехах используют две конструктивные схемы трубопроводных сетей: разветвленную или кустовую. Разветвленная сеть (рис. 37, а) трубопроводов проста в изготовлении, но она не позволяет в процессе эксплуатации изменять расположение станков и подключать новые станки. Если положе-

ние станков меняется, то разветвленная сеть рассчитывается и изготавливается заново.

Аспирационную систему с разветвленной сетью рекомендуется использовать для технологических линий.

Кустовая сеть (рис. 37, б) конструктивно более сложна, но она при незначительных переделках, настройках позволяет производить изменения в расположении станков, добавлять новые станки. Расчеты такой сети более просты.

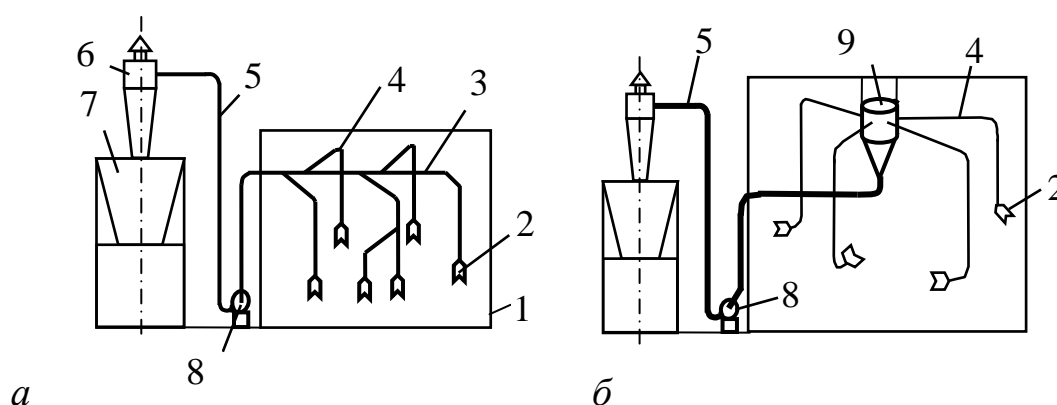


Рис. 37. Схемы трубопроводных сетей:

а – разветвленная; б – кустовая

На рис. 37 показаны: 1 – коробка цеха; 2 – отсосы станков; 3 – сборный воздухопровод переменного поперечного сечения, соединенный с вентилятором; 4 – ответвление; 5 – магистральный воздухопровод; 6 – пылеуловитель (циклон, фильтр); 7 – бункер; 8 – вентилятор; 9 – коллектор.

6.3.3. Прокладка трассы трубопроводной сети

Прокладку воздухопроводов в цехе осуществляют двумя способами: с верхней разводкой или с нижней разводкой.

В первом случае воздухопроводы прокладывают на высоте 2,5 ... 4,0 м над полом и соединяют вертикальными стояками с отсосами станков. Трубы должны быть надежно закреплены на

трапециях, подвесках к балкам перекрытия, потолку и не мешать движению транспортных средств, кран-балки, например. Однако большое количество труб, расположенных над головами работающих, затеняет помещение, делает его неудобным.

При нижней разводке все трубы располагаются под полом и соединяются с отсосами станков вертикальными стояками. Трубы прокладываются в штольнях или подвальном помещении. Обслуживание таких воздухопроводов затруднено.

Все горизонтальные воздухопроводы желательно размещать в двух направлениях – вдоль и поперек цеха. Надо избегать расположения труб наклонно, стараясь прокладывать их только горизонтально и вертикально. При этом надо стремиться получить меньшее количество отводов (колен).

Разводку труб рекомендуется выполнить в нескольких вариантах и выбрать из них более рациональный, который затем вычерчивается на плане цеха.

Место расположения коллектора. Коллектор должен быть расположен:

– по возможности ближе к отсосу станка с минимальным объемом отсасываемого воздуха и скоростью воздуха в отсосе более 20 м/с;

– в эпицентре отсосов станков данной группы;

– на стене цеха ближе к вентилятору.

Измерение линейных и угловых параметров трассы. Параметры трассы измеряют по чертежу плана цеха и разрезов с учетом масштаба чертежа. Измеряют длины всех *ответвлений* в отдельности. Длина ответвления равна сумме длин стояка и горизонтального участка от стояка до коллектора. Измеряют развернутую длину *магистрального воздухопровода* постоянного сечения, проходящего от коллектора через вентилятор до ввода в пылеотделитель. Измеряют количество и *углы поворота* ответвлений, сборного воздухопровода, магистрального воздухопровода. Углы поворота округляют до значений следующего ряда, град.: **30 – 45 – 60 – 90.**

6.3.4. Ведомость исходных данных

Данные для выполнения последующего расчета трубопроводной сети выбранной группы станков представляются в виде ведомости по форме табл. 20. Аспирационные характеристики станков берутся по прил. В.

Таблица 20

Ведомость исходных данных трубопроводной сети №1

№ отсоса, модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) М, кг/ч
1. ЦКБ- 40	Пила А	0,08	840	35(17)	1,0	68,64/7,47
Количество отводов ответвления $n_o = 3$ с углами поворота 90°, 30°, 60°; высота отсоса над полом – 0,325 м; длина ответвления – 6 м.						
2. ЦДК5-2	Пила А	0,155	1200	17,7(17)	1,0	351,0/32,5
Количество отводов ответвления $n_o = 2$ с углами поворота 90° и 30°; высота отсоса над полом – 1,575 м; длина ответвления $l = 7,5$ м.						
Магистральный воздуховод: $l_m = 17,7$ м; $n_m = 4$ с углами поворота 90°, 30°, 90°, 60°.						
Воздуховод для возврата очищенного воздуха в цех: $l_b = 11,7$ м; $n_b = 4$ с углами поворота 90°, 90°, 90°, 60°.						

7. Пример расчета трубопроводной сети с разветвленной сетью

7.1. Подготовка исходных данных

Дано. На участке цеха по производству решетчатой мебели установлена линия торцевания и двустороннего фрезерования заготовок модели СТ 404.

Разработать проект прямоточной аспирационной системы с разветвленной сетью трубопроводов.

Исходные данные. План размещения оборудования показан на рис. 38.

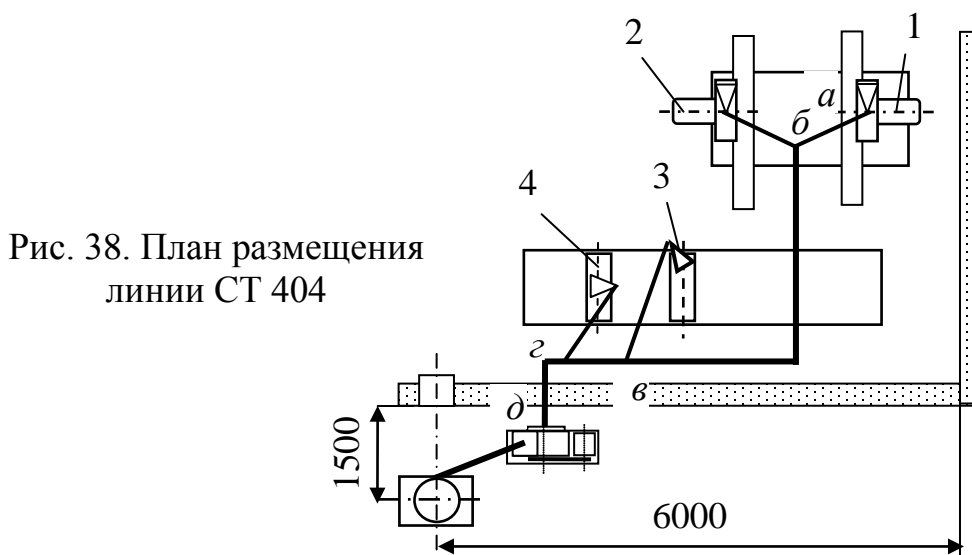


Рис. 38. План размещения линии СТ 404

Линия СТ 404 включает двусторонний концевик с торцовочными станками 1 и 2 и фуговально-рейсмусовый станок с фуговальной головкой 3 и рейсмусовой головкой 4.

Проложим трассу. Всасывающий трубопровод представляет собой сборный воздуховод переменного сечения с ответвлениями от станков. Для расчетов удобно первое ответвление представить в виде начального участка магистрального воздуховода. Тогда сборный воздуховод будет состоять из участков *аб*, *бв*, *вг*, *гд*.

Без масштаба вычертим расчетную схему (рис. 39) с указанием высотных отметок. По плану цеха и рис. 39 сделаем измерения линейных и угловых параметров трассы и заполним ведомость исходных данных трубопроводной сети (табл. 21).

Таблица 21

Ведомость исходных данных трубопроводной сети

№ отсоса, модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
1.ЦПА	Пила А	0,14	840	15,2(17)	1,0	68,64/7,45
Количество отводов ответвления $n_o = 1$ с углом поворота 90° ; высота отсоса над полом – 0,8 м; длина ответвления – 3,5 м; $l_{a\bar{o}} = 3,5$ м;						
2.ЦПА	Пила А	0,14	840	15,2(17)	1,0	68,64/7,45
Количество отводов ответвления $n_o = 1$ с углом поворота 90° ; высота отсоса над полом – 0,8 м; длина ответвления $l = 3,5$ м. Участок $b\bar{v}$: $l_{\bar{o}b} = 4,5$ м; $n_m = 1$ с углом поворота 60° .						
3.СФ4-1	Фреза А	0,175	1500	17,3(18)	1,0	149,5/26,0
Количество отводов ответвления $n_o = 2$ с углами поворота 90° ; 90° ; высота отсоса над полом – 0,3 м; длина ответвления $l = 5,2$ м. Участок $v\bar{z}$: $l_{\bar{z}v} = 0,5$ м; $n_m = 0$ с углом поворота 0° .						
4.СР6-10	Фреза А	0,115	1600	19(18)	1,0	191/26,0
Количество отводов ответвления $n_o = 1$ с углом поворота 90° ; высота отсоса над полом – 0,8 м; длина ответвления $l = 4,2$ м. Участок $z\bar{d}$: $l_{\bar{d}z} = 3,7$ м; $n_m = 2$ с углом поворота 90° , 90° .						
Магистральный воздуховод: $l_m = 10,5$ м; $n_m = 1$ с углом поворота 90° .						

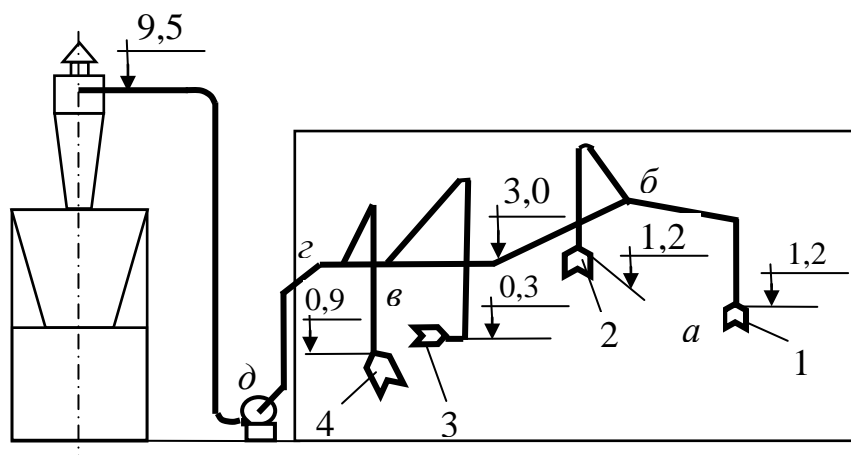


Рис. 39. Расчетная схема трубопроводной сети

7.2. Гидравлический расчет

Расчет выполняют в следующем порядке.

1. Сначала находят диаметры трубопроводов всех ответвлений сети (см. рис. 39):

$$d_{p1} = 0,0188\sqrt{Q_{\min 1} / v_{\min 1}} = 0,0188\sqrt{840/17} = 0,132 \text{ м};$$

$$d_{p2} = 0,132 \text{ м}; \quad d_{p3} = 0,172 \text{ м}; \quad d_{p4} = 0,177 \text{ м}.$$

Расчетный диаметр округляют в меньшую сторону до стандартного значения из следующего ряда d , м:

0,100; 0,110; 0,125; 0,140; 0,160; 0,180; 0,200; 0,225; 0,250; 0,280; 0,315; 0,355; 0,400; 0,450; 0,500; 0,560; 0,630; 0,710.

Округленные значения диаметров ответвлений:

$$d_1 = 0,125 \text{ м}; \quad d_2 = 0,125 \text{ м}; \quad d_3 = 0,16 \text{ м}; \quad d_4 = 0,16 \text{ м}.$$

2. Находят поток воздуха в точках врезки ветвей в сборный трубопровод (участок от отсоса ветви 1 до вентилятора). Тогда поток воздуха в сборном трубопроводе $Q_{cm i}$, можно найти следующим образом:

в начале в точке a (см. рис. 39):

$$Q_{cm a} = Q_{\min 1} = 840 \text{ м}^3/\text{ч};$$

в точке b врезки ветви 2:

$$Q_{cm b} = Q_{cm a} + Q_{\min 2} = 840 + 840 = 1680 \text{ м}^3/\text{ч};$$

в точке b врезки ветви 3

$$Q_{cm b} = Q_{cm b} + Q_{\min 3} = 1680 + 1500 = 3180 \text{ м}^3/\text{ч};$$

в точке c врезки ветви 4

$$Q_{cm c} = Q_{cm b} + Q_{\min 4} = 3180 + 1600 = 4780 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Определяют массовый поток перемещаемых древесных частиц в точках врезки ветвей в сборный трубопровод:

в начале в точке a :

$$M_a = M_1 = 68,64 \text{ кг/ч};$$

в точке b врезки ветви 2:

$$M_b = M_a + M_2 = 68,64 + 68,64 = 137,26 \text{ кг/ч};$$

в точке b врезки ветви 3

$$M_b = M_b + M_3 = 137,26 + 149,5 = 286,78 \text{ кг/ч};$$

в точке z врезки ветви 4

$$M_z = M_6 + M_4 = 286,78 + 191 = 477,78 \text{ кг/ч};$$

4. Минимально допустимая скорость воздуха в сборном трубопроводе на участках ab , $бв$, $вz$, zd (принимается максимальное значение из двух объединенных потоков):

$$v_{ab} = v_{max 1} = 17 \text{ м/с};$$

$$v_{бв} = \text{MAX}(17; 17) = 17 \text{ м/с};$$

$$v_{вz} = \text{MAX}(17; 18) = 18 \text{ м/с};$$

$$v_{zd} = \text{MAX}(18; 18) = 18 \text{ м/с};$$

5. Расчетный диаметр сборного трубопровода на участках ab , $бв$, $вz$, zd :

$$d_{ab} = 0,132 \text{ м};$$

$$d_{бв} = 0,0188 \sqrt{Q_{\min б} / v_{\min бв}} = 0,0188 \sqrt{1680 / 17} = 0,187 \text{ м};$$

$$d_{вz} = 0,0188 \sqrt{Q_{\min в} / v_{\min вz}} = 0,0188 \sqrt{3180 / 18} = 0,250 \text{ м};$$

$$d_{zd} = 0,0188 \sqrt{Q_{\min z} / v_{\min zd}} = 0,0188 \sqrt{4780 / 18} = 0,306 \text{ м}.$$

Расчетные диаметры округляют в меньшую сторону до стандартных значений:

$$d_{ab} = 0,125 \text{ м}; \quad d_{бв} = 0,18 \text{ м}; \quad d_{вz} = 0,25 \text{ м}; \quad d_{zd} = 0,28 \text{ м}.$$

6. С округлением диаметров трубопроводов до стандартных значений скорость воздуха в трубопроводах изменяется. В связи с этим находят уточненную скорость воздуха:

– в ветвях, м/с

$$v_1 = 3,54 \cdot 10^{-4} Q_{\min 1} / d_1^2 = 3,54 \cdot 10^{-4} 840 / 0,125^2 = 19,03 \text{ м/с};$$

$$v_2 = 19,03 \text{ м/с}; \quad v_3 = 20,74 \text{ м/с}; \quad v_4 = 22,13 \text{ м/с};$$

– в сборном трубопроводе на участках ab , $бв$, $вz$, zd

$$v_{ab} = 3,54 \cdot 10^{-4} Q_{сма} / d_{ab}^2 = 3,54 \cdot 10^{-4} 840 / 0,125^2 = 19,03 \text{ м/с};$$

$$v_{бв} = 18,36 \text{ м/с}; \quad v_{вz} = 18,01 \text{ м/с}; \quad v_{zd} = 21,58 \text{ м/с}.$$

7. Массовая концентрация древесных частиц в аэросмеси:

– в ветвях:

$$\mu_1 = M_1 / (1,2 Q_{\min 1}) = 68,64 / (1,2 \cdot 840) = 0,068 \text{ кг/кг};$$

$$\mu_2 = 0,068 \text{ кг/кг}; \quad \mu_3 = 0,083 \text{ кг/кг}; \quad \mu_4 = 0,099 \text{ кг/кг};$$

– в сборном трубопроводе на участках *аб*, *бв*, *вг*, *гд*:

$$\mu_{аб} = M_a / (1,2 Q_{ста}) = 68,64 / (1,2 \cdot 840) = 0,068 \text{ кг/кг};$$

$$\mu_{бв} = 0,068 \text{ кг/кг}; \quad \mu_{вг} = 0,075 \text{ кг/кг}; \quad \mu_{гд} = 0,083 \text{ кг/кг}.$$

8. Число Рейнольдса для воздуха:

– в ветвях:

$$Re_1 = 10^6 v_1 d_1 / 14,9 = 10^6 \cdot 19,03 \cdot 0,125 / 14,9 = 159656,4;$$

$$Re_2 = 159656,4; \quad Re_3 = 222734,9; \quad Re_4 = 237583,9;$$

– в сборном трубопроводе на участках *аб*, *бв*, *вг*, *гд*:

$$Re_{аб} = 10^6 v_{аб} d_{аб} / 14,9 = 10^6 \cdot 19,03 \cdot 0,125 / 14,9 = 159656,4;$$

$$Re_{бв} = 221745; \quad Re_{вг} = 302206,7; \quad Re_{гд} = 405589,6.$$

9. Коэффициент сопротивления трения воздуха на прямолинейных участках:

– в ветвях:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0,11(0,0001/d_1 + 68/Re_1)^{0,25} = \\ &= 0,11(0,0001/0,125 + 68/159656,4)^{0,25} = 0,021; \end{aligned}$$

$$\lambda_2 = 0,021; \quad \lambda_3 = 0,019; \quad \lambda_4 = 0,019;$$

– в сборном трубопроводе на участках *аб*, *бв*, *вг*, *гд*:

$$\begin{aligned} \lambda_{аб} &= 0,11(0,0001/d_{аб} + 68/Re_{аб})^{0,25} = \\ &= 0,11(0,0001/0,125 + 68/159656,4)^{0,25} = 0,021; \end{aligned}$$

$$\lambda_{бв} = 0,019; \quad \lambda_{вг} = 0,017; \quad \lambda_{гд} = 0,017;$$

10. Динамическое давление воздуха:

– в ветвях, Па:

$$P_{дин1} = 0,6v_1^2 = 0,6 \cdot 19,03^2 = 217,3; \quad P_{дин2} = 217,3; \quad P_{дин3} = 258,1;$$

$$P_{дин4} = 293,7$$

– в сборном трубопроводе на участках *аб*, *бв*, *вг*, *гд*, Па:

$$P_{дин аб} = 0,6v_{аб}^2 = 0,6 \cdot 19,03^2 = 217,3; \quad P_{дин бв} = 202,2;$$

$$P_{дин вг} = 194,6; \quad P_{дин гд} = 279,5.$$

11. Потери давления на трение воздуха на прямых участках:

– в ветвях, Па:

$$\Delta p_{m1} = l_1 \lambda_1 P_{дин1} / d_1 = 3,5 \cdot 0,021 \cdot 217,3 / 0,125 = 125,2;$$

$$\Delta p_{m2} = 125,2; \quad \Delta p_{m3} = 161,2; \quad \Delta p_{m4} = 147,3;$$

– в сборном трубопроводе на участках *аб*, *бв*, *вг*, *гд*, Па:

$$\Delta p_{m \text{ аб}} = l_{аб} \lambda_{аб} P_{дин \text{ аб}} / d_{аб} = 3,5 \cdot 0,021 \cdot 217,3 / 0,125 = 125,2;$$

$$\Delta p_{m \text{ бв}} = 95,3; \quad \Delta p_{m \text{ вг}} = 6,8; \quad \Delta p_{m \text{ гд}} = 61,5.$$

12. Потери давления в отсосах ветвей, Па:

$$\Delta p_{омс1} = 0,6 v_{омс1}^2 \xi_{омс1} = 0,6 \cdot 15,2^2 \cdot 1 = 207,9;$$

$$\Delta p_{омс2} = 207,9; \quad \Delta p_{омс3} = 269,4; \quad \Delta p_{омс4} = 324,9.$$

13. Потери давления в отводах. Для аспирационной системы, когда расходная концентрация аэросмеси $\mu \leq 0,2$ кг/кг, значения коэффициентов местного сопротивления отводов принимают по табл. 3 при $R/d = 2$, где R – радиус поворота осевой линии отвода; d – диаметр трубопровода.

Потери давления в отводах, Па:

– для ветвей:

$$\Delta p_{отв1} = P_{дин1} \sum \xi_{отв1} = 217,3 \cdot 0,15 = 32,6;$$

$$\Delta p_{отв2} = 32,6; \quad \Delta p_{отв3} = 77,4; \quad \Delta p_{отв4} = 44,1;$$

– в сборном трубопроводе на участках *аб*, *бв*, *вг*, *гд*, Па:

$$\Delta p_{отв \text{ аб}} = P_{дин \text{ аб}} \sum \xi_{отв \text{ аб}} = 217,3 \cdot 0,15 = 32,6;$$

$$\Delta p_{отв \text{ бв}} = 26,3; \quad \Delta p_{отв \text{ вг}} = 0; \quad \Delta p_{отв \text{ гд}} = 83,8.$$

14. Потери давления в тройниках (в точках врезки). Значения коэффициентов местного сопротивления тройников принимаются по табл. 22.

Таблица 22

Коэффициенты местного сопротивления $\xi_{тр}$
штанообразных тройников

Угол врезки, град.	15	30	45
Значение $\xi_{тр}$	0,1	0,28	0,56

Потери давления в тройниках при угле врезки 30° и $\xi_{тр} = 0,28$, Па:

$$\Delta p_{mp a} = P_{дин a} \sum \xi_{mp a} = 217,3 \cdot 0 = 0;$$

$$\Delta p_{mp б} = 56,6; \Delta p_{mp в} = 54,5; \Delta p_{mp г} = 78,3.$$

15. Полная потеря давления:

– в ветвях, Па:

$$\begin{aligned} \Delta p_{в1} &= (\Delta p_{отс1} + \Delta p_{m1} + \Delta p_{отв1} + \Delta p_{mp б})(1 + 1,4\mu_1) = \\ &= (207,9 + 125,2 + 32,6 + 56,6)(1 + 1,4 \cdot 0,068) = 467,3; \end{aligned}$$

$$\Delta p_{в2} = 467,3; \Delta p_{в3} = 642,7; \Delta p_{в4} = 681,9;$$

– в сборном трубопроводе в конце участков *аб*, *бв*, *вг*, *гд*, Па:

$$\Delta p_{аб} = \Delta p_{в1} = 467,3;$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{бв} &= \Delta p_{аб} + (\Delta p_{m бв} + \Delta p_{отв бв})(1 + 1,4\mu_{бв}) = \\ &= 467,3 + (95,3 + 26,3)(1 + 1,4 \cdot 0,068) = 600,4; \end{aligned}$$

$$\Delta p_{вг} = 607,9; \Delta p_{гд} = 770,2.$$

Примечание. За ветвь с номером 1 следует принять ту из первых двух, для которой потеря давления $\Delta p_{в}$ будет максимальной.

16. Потери давления в точках вреза для соответствующих ветвей и участков сборного трубопровода должны быть одинаковы ($\Delta p_{в2} = \Delta p_{аб}$; $\Delta p_{в3} = \Delta p_{бв}$; $\Delta p_{в4} = \Delta p_{вг}$). Находят погрешность в потерях давления в точках вреза ветвей в сборный трубопровод

$$P_{б} = 100(\Delta p_{в2} - \Delta p_{аб}) / \Delta p_{в2} = 100(467,3 - 467,5) / 467,3 = 0\%;$$

$P_{в} = 7,3\%$; $P_{г} = 10,9\%$ (в ветвях 3 и 4 потери давления больше, чем в точках врезки).

Погрешность не должна превышать 5%.

Для каждой точки вреза надо добиться указанного соотношения. Для уменьшения потери давления в ветви можно несколько увеличить объем отсасываемого воздуха (до 2%) и увеличить диаметр трубопровода. При этом надо следить, чтобы уточненная скорость воздуха не стала бы меньше минимального допустимого значения. Для увеличения потери давления в ветви можно уменьшить диаметр трубопровода или поставить диафрагму.

Увеличив в отсосах 3 и 4 расход воздуха до 1650 м³/ч и выполнив перерасчет, получают потери давления при $d_3 = 0,18$ м и $d_4 = 0,18$ м; $P_{дин3} = 195$ Па; $P_{дин4} = 195$ Па:

– в ветвях, Па:

$$\Delta p_{e1} = 467,3; \Delta p_{e2} = 467,3; \Delta p_{e3} = 540,5; \Delta p_{e4} = 561,5;$$

– в сборном трубопроводе в конце участков *аб*, *бв*, *вг*, *гд*, Па:

$$\Delta p_{ab} = 467,3; \Delta p_{be} = 600,4; \Delta p_{eg} = 608,6; \Delta p_{gd} = 783,7.$$

Получили погрешности $\Pi_{\delta} = 0$ %; $\Pi_e = -11,1$ %; $\Pi_z = -8,4$ %.

Сейчас в ветвях 3 и 4 потери давления стали меньше, чем в точках врезки. Для выравнивания давлений в ветвях 3 и 4 следует поставить диафрагмы.

17. Диаметр одинарной диафрагмы d_{1D} , м:

$$d_{1D3} = 1,1d_{e3} \sqrt{\frac{1}{1 + \sqrt{(\Delta p_{be} - \Delta p_{e3}) / P_{дин3}}}} =$$

$$= 1,1 \cdot 0,18 \sqrt{\frac{1}{1 + \sqrt{(608,6 - 540,5) / 195}}} = 0,159; \quad d_{1D4} = 0,162 \text{ м.}$$

Магистральный воздуховод

18. Производительность системы Q :

$$Q = Q_{стз} = 4980 \text{ м}^3/\text{ч};$$

19. Скорость воздуха принимается так:

$$v_m = v_{zd} + 0,5 = 18 + 0,5 = 18,5 \text{ м/с.}$$

20. Расчетный диаметр трубопровода d_m :

$$d_m = 0,0188 \sqrt{Q / v_m} = 0,0188 \sqrt{4980 / 18,5} = 0,308 \text{ м.}$$

Расчетный диаметр округляют до стандартного $d_m = 0,28$ м.

21. Уточненная скорость воздуха

$$v_m = 3,54 \cdot 10^{-4} Q / d_m^2 = 3,54 \cdot 10^{-4} 4980 / 0,28^2 = 22,49 \text{ м/с};$$

22. Массовая концентрация воздушной смеси

$$\mu_m = \mu_{zd} = 0,08 \text{ кг/кг.}$$

23. Число Рейнольдса

$$Re_m = 10^6 v_m d_m / 14,9 = 10^6 \cdot 22,49 \cdot 0,28 / 14,9 = 422560.$$

24. Коэффициент трения воздуха в трубе

$$\lambda_m = 0,11(0,0001/d_m + 68/Re_m)^{0,25} =$$

$$= 0,11(0,0001/0,28 + 68/422560)^{0,25} = 0,0166.$$

25. Потеря давления в магистральном трубопроводе

$$\Delta p_m = 0,6v_m^2(l_m \lambda_m / d_m + \sum \xi_{отв})(1 + 1,4\mu_m) =$$

$$= 0,6 \cdot 22,49^2(10,5 \cdot 0,0166 / 0,28 + 0,15)(1 + 1,4 \cdot 0,08) = 260,5 \text{ Па}.$$

26. Полная потеря давления в аспирационной системе

$$\Delta p_c = \Delta p_m + \Delta p_{зд} + \Delta p_\phi,$$

где Δp_m , $\Delta p_{зд}$, Δp_ϕ - потери давления соответственно в магистральном, сборном трубопроводах и фильтре, Па.

$$\Delta p_c = 260,5 + 783,7 + 700 = 1744,3 \text{ Па}.$$

Примечание. После перерасчета получилось $\Delta p_{зд} = 770,2 \text{ Па}$.

27. Напор вентилятора Н, Па

$$H = 1,1 \Delta p_c = 1,1 \cdot 1744,3 = 1918,7 \text{ Па}.$$

28. Потребная мощность электродвигателя вентилятора

$$P = QH / (3600 \cdot 1000 \cdot \eta_v \eta_{пр}),$$

где η_v , $\eta_{пр}$ – КПД вентилятора и его привода.

$$P = 4980 \cdot 1918,7 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 0,95) = 4,7 \text{ кВт}.$$

8. Пример расчета кустовой аспирационной системы

8.1. Подготовка исходных данных

Дано. В деревообрабатывающем цехе установлены станки: торцовочный ЦКБ-40, прирезной ЦДК-5, фуговальный СФ-4А, рейсмусовый СР-8 и фрезерный шипорезный с кареткой ФСШ-1.

Выполнить расчет кустовой рециркуляционной аспирационной системы с рукавным фильтром.

Исходные данные. План размещения оборудования показан на рис. 40, схема поперечного сечения цеха приведена на рис. 41.

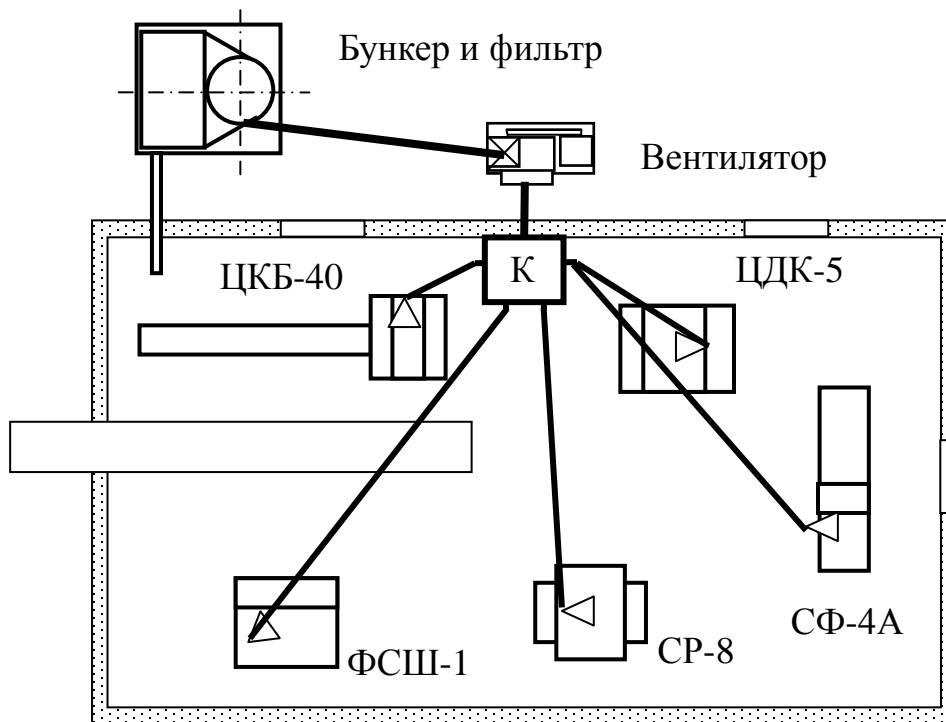


Рис. 40. План размещения оборудования цеха

Бункер 2 для временного хранения древесных частиц смонтирован на раме 1 (рис. 41). На крыше бункера установлен фильтр тонкой очистки с тканевыми рукавами 3, рамой встряхивания с вибратором 4. Рядом смонтирован циклон 7 грубой очистки с входным патрубком, нижним разгрузочным отверстием для древесных частиц и верхним выходным отверстием 6 для воздушного потока. Отверстие 6 циклона соединено воздуховодом 5 с входом в рукава фильтра.

Фильтр двухступенчатой очистки работает следующим образом. Станочная стружка и пыль воздушным потоком подаются в циклон. Крупные древесные частицы под действием кинетической энергии напора и центробежных сил вращаются в циклоне, прижимаясь к его конической стенке, тормозятся и падают на дно бункера. Мелкая пылевоздушная смесь устремляется вверх через широкое выходное отверстие 6 и попадает в тканевые проходные рукава 3 фильтра. Отдельные частицы, пройдя через рукава, падают в бункер, а воздух просачивается через стенки рукавов и

попадает в пространство между рукавами. Пыль оседает на внутренних стенках рукавов. Для удаления осевшего слоя пыли периодически включают вибратор 4, рама встряхивания начинает вибрировать и слой пыли, отваливаясь, падает в бункер. Очищенный воздух из корпуса фильтра по трубе 8 возвращается в цех.

При расчете предлагаемого пылеулавливающего устройства

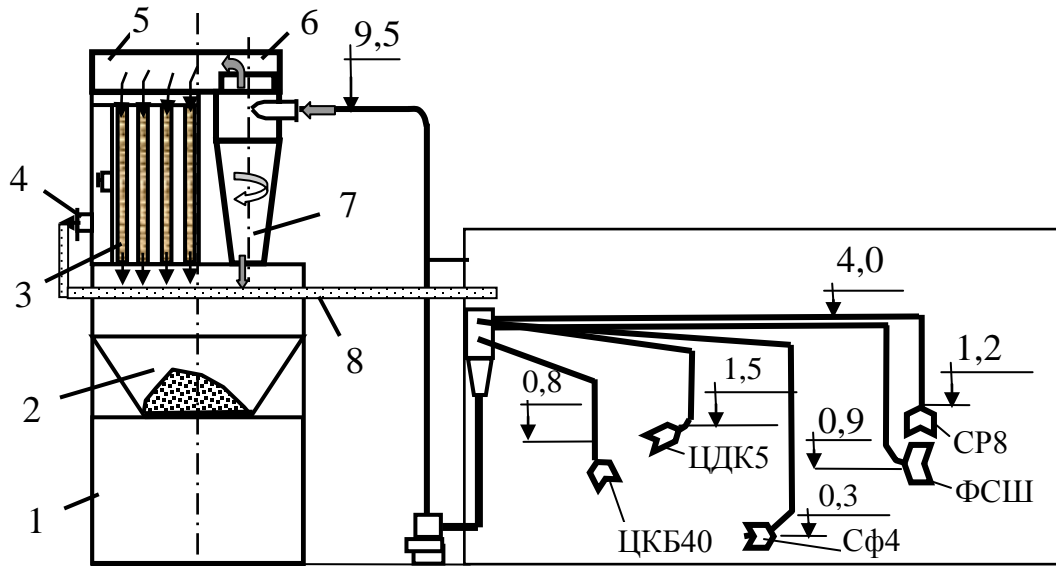


Рис. 41. Схема поперечного разреза аспирационной системы

следует учитывать, что сопротивление циклона и фильтра рекомендуется принимать 800...1200 Па, но не более 1500 Па.

Прокладка трассы воздухопроводов. На плане размещения оборудования (см. рис. 40) выберем место расположения коллектора К и проложим трассу трубопроводов.

Коллектор удобно закрепить на стене поближе к станку ЦКБ-40, так как у этого станка большая скорость воздуха в отсосе при малом его выходном диаметре патрубка. Трубопроводы проложим на высоте 4 м. По чертежу с учетом масштаба его выполнения и высоты прокладки труб найдем развернутые длины ветвей от станков до коллектора, магистрального воздуховода от коллектора до циклона и трубы для возврата воздуха в цех. Результаты измерений и аспирационные характеристики станков (см. прил. В) приведены в табл. 23.

Таблица 23

Ведомость исходных данных трубопроводной сети

№ отсоса, модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
1. ЦКБ- 40	Пила А	0,08	840	35(17)	1,0	68,64/7,47
Количество отводов ответвления $n_o = 3$ с углом поворота по 90° ; длина ответвления – 6 м; сопротивления $\Sigma\xi_o=0,45$.						
2. ЦДК5-2	Пила А	0,155	1200	17,7(17)	1,0	351,0/32,5
Количество отводов ответвления $n_o = 2$ с углами поворота 30° и 90° ; длина ответвления $l = 7,5$ м; сопротивления $\Sigma\xi_o=0,22$.						
3. СФА-4	Фреза А	0,175	1500	17,3(18)	1,0	149,5/26,0
Количество отводов ответвления $n_o = 3$ с углами поворота 90° , 90° , 45° ; длина ответвления $l = 14,3$ м; сопротивления $\Sigma\xi_o=0,39$.						
4. СР8-1	Фреза А	0,115	1600	19(18)	1,0	191/26,0
Количество отводов ответвления $n_o = 2$ с углами поворота 90° и 45° ; длина ответвления $l = 14,1$ м; сопротивления $\Sigma\xi_o=0,24$.						
5. ФСШ-1	Фреза А	0,164	1350	17,9(18)	1,5	33,8/2,6
Количество отводов ответвления $n_o = 3$ с углами поворота 90° , 90° , 60° ; длина ответвления $l = 15,8$ м; сопротивления $\Sigma\xi_o=0,43$. Магистральный воздуховод: $l_m = 17,7$ м; $n_m = 4$ по 90° , сопротивления $\Sigma\xi_m=0,6$. Трубопровод для возврата очищенного воздуха $l_{\text{вов}} = 16,5$ м; $n_{\text{вов}} = 4$ с углами поворота 90° , 90° , 60° , 30° ; сопротивления $\Sigma\xi_{\text{вов}}=0,6$. Суммарный минимальный объем отсасываемого воздуха $Q = \sum Q_{\min i} = 6490$ м ³ /ч; Масса пыли в составе стружки $M = \sum M_{\min i} = 94,57$ кг/ч.						

8.2. Гидравлический расчет фильтра

Расчет циклона. Для грубой очистки пылевоздушной смеси на первой ступени фильтра выбираем циклон УЦ1200 с последующей модернизацией. Сечение патрубка на входе в циклон $a \times a = 300 \times 300 \text{ мм}^2$.

1. Для уменьшения сопротивления циклона УЦ1200 принимаем отношение диаметра $d = 950 \text{ мм}$ выходного патрубка циклона к диаметру $D = 1200 \text{ мм}$ корпуса [2]

$$M = \frac{d}{D} = \frac{950}{1200} = 0,79.$$

2. Определим расчетную величину скорости воздуха в сечении входного патрубка циклона

$$V_{\text{вх}} = \frac{Q}{3600a^2} = \frac{6490}{3600 \cdot 0,3 \cdot 0,3} = 20,03 \text{ м/с}.$$

3. Потеря давления в циклоне при плотности воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ определяется по формуле

$$\Delta p_{\text{ц}} = 0,716 \frac{D \rho V_{\text{вх}}^2}{M^{1,712}} = 0,716 \frac{1,2 \cdot 1,2 \cdot 20,03^2}{0,79^{1,712}} = 617,1 \text{ Па}.$$

Расчет рукавного фильтра. 1. Концентрация пыли в воздушном потоке

$$\mu_n = \frac{1000M_n}{Q} = \frac{1000 \cdot 94,57}{6490} = 14,6 \text{ г/м}^3.$$

2. Находим удельную газовую нагрузку для лавсановой фильтровальной ткани

$$q = 3,5c_1c_2c_3c_4c_5.$$

Принимаем: при регенерации рукавов встряхиванием $c_1 = 0,8$; при концентрации пыли в воздушном потоке $\mu_n = 14,6 \text{ г/м}^3$ $c_2 = 0,96$; при пилении и фрезеровании на станках образуется пыль с медианным диаметром $d_{50} = 69,7 \text{ мкм}$, поэтому $c_3 = 1,1$; при температуре воздуха в цехе 20°C $c_4 = 1,0$; для получения ПДК пыли 6 мг/м^3 принимают $c_5 = 0,95$.

$$q = 3,5 \cdot 0,8 \cdot 0,96 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,95 = 2,8 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{мин}).$$

3. Фильтрующая поверхность ткани рукавов:

$$F_{\phi} = Q/60q = 6490/(60 \cdot 2,8) = 38,63 \text{ м}^2.$$

4. Скорость воздуха, вытекающего из циклона в фильтр

$$V = \frac{4Q}{3600\pi d^2} = \frac{4 \cdot 6490}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,95^2} = 2,54 \text{ м/с}.$$

5. Гидравлическое сопротивление корпуса аппарата определяется величиной местных сопротивлений:

$$\Delta p_{\kappa} = 0,6\xi_{\text{мс}} V^2 \quad \Delta p_{\kappa} = 0,6 \cdot 1,1 \cdot 2,54^2 = 4,3 \text{ Па}$$

6. Гидравлическое сопротивление ткани фильтра Δp_m вычисляют по выражению, Па:

$$\Delta p_m = K_n \mu_1 W^n,$$

где K_n – коэффициент сопротивления экспериментальный, м^{-1} , зависимый от размеров частиц и проницаемости ткани; для лавсановой ткани и твердых частиц с медианным диаметром $d_{50}=10\dots 20$ мкм $K_n = (1100\dots 1500) \cdot 10^6$; для $d_{50}=69,7$ мкм принимаем $K_n = (300\dots 400) \cdot 10^6$;

μ_1 – коэффициент динамической вязкости, определяемый по формуле *Милликена*; при $t = 20$ °С $\mu_1 = 18,1 \cdot 10^{-6}$ Па·с;

W – скорость фильтрования, $W=0,042\dots 0,1$ м/с;

n – показатель степени, для ламинарного режима $n = 1$.

$$\Delta p_m = K_n \mu_1 W^n = 300 \cdot 10^6 \cdot 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot 0,05 = 271,5 \text{ Па}.$$

7. Потери напора в осевшей на ткань пыли $\Delta p_{\text{пл}}$ рассчитывают по уравнению, Па:

$$\Delta p_{\text{пл}} = \mu_1 T \mu_n W^2 K_1,$$

где T – продолжительность фильтровального цикла (продолжительность работы до момента регенерации), с; $T = 3600$ с;

μ_n – объемная концентрация пыли на входе в фильтр, кг/м^3 ;
 $\mu_n = 14,6 \text{ г/м}^3 = 0,0146 \text{ кг/м}^3$;

K_1 – экспериментальный параметр сопротивления слоя пыли, м/кг ; для твердых частиц с медианным диаметром $d_{50}=12\dots 20$ мкм можно принять $K_1 = (2\dots 4) \cdot 10^6$ м/кг, при $d_{50}=69,7$ мкм $K_1 = (0,1\dots 0,4) \cdot 10^6$ м/кг.

$$\Delta p_{nl} = 18,1 \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \cdot 0,0146 \cdot 0,05^2 \cdot 0,1 \cdot 10^9 = 237 \text{ Па.}$$

8. Находим полную потерю давления в фильтре

$$\Delta p_{\phi} = \Delta p_{\psi} + \Delta p_{\kappa} + \Delta p_m + \Delta p_{nl} = 617,1 + 4,3 + 271,5 + 237 = 1129,9 \text{ Па.}$$

8.3. Гидравлический расчет трубопроводов сети

1. Находим диаметры трубопроводов всех ответвлений, соединяющих отсосы станков с коллектором по формуле, м:

$$d_{pi} = 0,0188 \sqrt{Q_{\min i} / v_{\min i}},$$

где $Q_{\min i}$ – минимальный объем воздуха, отсасываемого через отсос, м³/ч;

$v_{\min i}$ – минимальная скорость воздуха в ветви, м/с; $i = 1, m$, где m – количество ветвей системы.

$$d_p = 0,0188 \sqrt{840/17} = 0,132 - 0,158 - 0,172 - 0,177 - 0,166.$$

Расчетный диаметр округляют в меньшую сторону до стандартного значения из следующего ряда d , м:

0,100; 0,110; 0,125; 0,140; 0,160; 0,180; 0,200; 0,225; 0,250; 0,280; 0,315; 0,355; 0,400; 0,450; 0,500; 0,560; 0,630; 0,710.

Округленные диаметры ветвей, м:

$$d = 0,125 - 0,14 - 0,16 - 0,16 - 0,16.$$

2. Находим уточненную скорость воздуха v_i , м/с:

$$\begin{aligned} v_i &= 3,54 \cdot 10^{-4} Q_{\min i} / d_i^2 = 3,54 \cdot 10^{-4} \cdot 840 / 0,14^2 = \\ &= 19,03 - 21,67 - 20,74 - 22,13 - 18,67. \end{aligned}$$

3. Массовая концентрация древесных частиц в аэроsmеси в ветвях μ_i , кг/кг

$$\mu_i = M_i / (1,2 Q_{\min i}),$$

где M_i – массовый поток материала, кг/ч:

$$\mu_i = 68,64 / (1,2 \cdot 840) = 0,068 - 0,244 - 0,083 - 0,099 - 0,021.$$

4. Число Рейнольдса для воздуха в ветвях Re_i

$$Re_i = 10^6 v_i d_i / 14,9 = 10^6 \cdot 19,03 \cdot 0,125 / 14,9 = 159656,4 \text{ и т.д.}$$

5. Коэффициент сопротивления трения воздуха на прямолинейных участках λ_i :

$$\lambda_i = 0,11 (K_9 / d_i + 68 / Re_i)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,0001 / 0,125 + 68 / 159656,4)^{0,25} =$$

$$= 0,021 - 0,020 - 0,019 - 0,019 - 0,019.$$

6. Динамическое давление воздуха в ветвях $P_{дин i}$, Па:

$$P_{дин i} = 0,6v_i^2 = 0,6 \cdot 19,03^2 = 217,3 - 281,8 - 258,1 - 293,7 - 209,1.$$

7. Потери давления на трение воздуха на прямых участках ветвей $\Delta p_{тр i}$, Па:

$$\begin{aligned} \Delta p_{тр i} &= l_i \lambda_i P_{дин i} / d_i = 6 \cdot 0,021 \cdot 217,3 / 0,125 = \\ &= 214,7 - 298,8 - 443,2 - 494,7 - 400,2. \end{aligned}$$

8. Потери давления в отсосах ветвей $\Delta p_{отс i}$, Па:

$$\Delta p_{отс i} = 0,6v_{отс i}^2 \xi_{отс i} = 0,6 \cdot 35^2 \cdot 1 = 735,0 - 188,0 - 179,6 - 216,6 - 288,4.$$

9. Потери давления в отводах ветвей $\Delta p_{отв i}$, Па:

$$\Delta p_{отв i} = P_{дин i} \sum \xi_{отв i} = 217,3 \cdot 0,45 = 97,8 - 62,0 - 100,7 - 70,5 - 89,9.$$

10. Потеря давления на входе в коллектор $\Delta p_{кол i}$, Па:

$$\Delta p_{вх ki} = P_{дин i} \xi_{вх k} = 217,3 \cdot 0,445 = 96,7 - 125,4 - 114,9 - 130,7 - 93,0.$$

11. Потеря давления на выходе из коллектора $\Delta p_{кол i}$, Па:

$$\Delta p_{вых ki} = P_{дин i} \xi_{вых k} = 217,3 \cdot 0,445 = 96,7 - 125,4 - 114,9 - 130,7 - 93,0.$$

12. Полная потеря давления в ветвях $\Delta p_{в i}$, Па

$$\begin{aligned} \Delta p_{в i} &= (\Delta p_{тр i} + \Delta p_{отс i} + \Delta p_{отв i} + \Delta p_{вх ki} + \Delta p_{вых ki})(1 + 1,4\mu_i) = \\ &= (214,7 + 735,0 + 97,8 + 96,7 + 96,7)(1 + 1,4 \cdot 0,068) = \\ &= 1359,2 - 1072,6 - 1064,1 - 1188,4 - 992,8. \end{aligned}$$

13. Разрежение воздуха в коллекторе принимается равным максимальной потере давления в ветвях, $H_k = 1359,2$ Па. При этом погрешности потерь давления в ветвях относительно разрежения воздуха в коллекторе не должны превышать 5%. Находим значения указанных погрешностей Π , %:

$$\begin{aligned} \Pi_i &= 100(H_k - \Delta p_{в i}) / H_k = 100(1359,2 - 1359,2) / 1359,2 = \\ &= 0 - 21,0 - 21,7 - 12,6 - 27,0. \end{aligned}$$

Для каждой ветви надо добиться минимального значения погрешности. Для уменьшения потери давления в ветви можно несколько увеличить объем отсасываемого воздуха и увеличить диаметр трубопровода до следующего значения стандартного ряда. При этом надо следить, чтобы уточненная скорость воздуха не стала бы меньше минимального допускаемого значения.

Например, для первой ветви увеличим расход отсасываемого воздуха до 940 м³/ч, тогда диаметр трубопровода ветви будет равен 0,14 мм. Проведем полный перерасчет параметров для этой ветви и получим полное сопротивление в ней $\Delta p_{e1} = 1211,7$ Па. Тогда давление в коллекторе $H_k = 1211,7$ Па, а значения погрешностей $\Pi_i, \%$: 0 – 11,48 – 12,2 – 1,9 – 18,1.

Для увеличения потери давления в ветви можно уменьшить диаметр трубопровода или поставить диафрагму.

14. Диаметр одной диафрагмы в ветви, м:

$$\begin{aligned} d_{1Di} &= 1,1d_{ei} \sqrt{\frac{1}{1 + \sqrt{H_k - \Delta p_{ei}} / P_{dini}}} \\ &= 1,1 \cdot 0,14 \sqrt{\frac{1}{1 + \sqrt{1211,7 - 1211,7} / 172,94}} = \\ &= 0,154 - 0,118 - 0,133 - 0,155 - 0,124. \end{aligned}$$

Магистральный воздуховод. Магистральный воздуховод соединяет коллектор с вентилятором и далее с циклоном фильтра. Он состоит из двух участков: всасывающего, соединяющего коллектор с вентилятором, и напорного, расположенного между вентилятором и циклоном. Трубы обоих участков выполняются одинакового диаметра.

15. Производительность магистрального воздуховода с учетом непроизводительного подсоса воздуха $Q, \text{ м}^3/\text{ч}$

$$\begin{aligned} Q &= 1,15 \sum (Q_{\min 1} + Q_{\min 2} + \dots + Q_{\min m}) = \\ &= 1,15(940 + 1200 + 1500 + 1600 + 1350) = 7578,5. \end{aligned}$$

16. Расчетная скорость воздуха в магистральном воздуховоде $v_{mp}, \text{ м/с}$

$$v_{mp} = \text{MAX}(v_{\min i}) + 0,5 = 18,5.$$

17. Расчетный диаметр магистрального воздуховода $d_{pm}, \text{ м}$:

$$d_{mp} = 0,0188 \sqrt{Q / v_{mp}} = 0,0188 \sqrt{7578,5 / 18,5} = 0,381.$$

Округляем это значение до стандартного из ряда диаметров $d_m = 0,355 \text{ м}$.

18. Уточненная скорость воздуха, м/с:

$$v_m = 3,54 \cdot 10^{-4} Q / d_m^2 = 3,54 \cdot 10^{-4} 7578,5 / 0,355^2 = 21,29.$$

19. Массовый поток древесных частиц $M_\partial, \text{ кг/ч}$:

$$M_o = \Sigma(M_1 + M_2 + \dots + M_m) = 68,64 + 351,0 + 149,5 + 191,0 + 33,8 = 793,9.$$

20. Массовая концентрация воздушной смеси μ_m , кг/кг:

$$\mu_m = M_o / (1,2Q) = 793,9 / (1,2 \cdot 7578,5) = 0,087.$$

21. Число Рейнольдса Re_m

$$Re_m = 10^6 v_m d_m / 14,9 = 10^6 \cdot 21,29 \cdot 0,355 / 14,9 = 507191,4.$$

22. Коэффициент трения воздуха в трубе λ_m

$$\lambda_m = 0,11(K_g / d_m + 68 / Re_m)^{0,25} = 0,11 \cdot (0,0001 / 0,355 + 68 / 507191,4)^{0,25} = 0,0157.$$

23. Потеря давления в магистральном трубопроводе, Па:

$$\Delta p_m = 0,6 v_m^2 (l_m \lambda_m / d_m + \Sigma \xi_{отв}) (1 + 1,4 \mu_m) =$$

$$0,6 \cdot 18,5^2 (17,7 \cdot 0,0157 / 0,355 + 0,6) (1 + 1,4 \cdot 0,087) = 422,0.$$

Воздуховод для возврата очищенного воздуха в цех. Порядок расчета полностью повторяет расчет магистрального воздуховода. Производительность $Q = 7578,5 \text{ м}^3/\text{ч}$, диаметр трубы берут на один-два калибра больше магистрального воздуховода, т.е. $d_{воз} = 0,45 \text{ м}$. Потеря давления в такой трубе $\Delta p_{воз} = 112,4 \text{ Па}$.

24. Полная потеря давления в аспирационной системе Δp_c , Па:

$$\Delta p_c = H_k + \Delta p_m + \Delta p_f + \Delta p_{воз} = 2876.$$

24. Напор вентилятора H , Па:

$$H = 1,1 \Delta p_c = 1,1 \cdot 2876 = 3163,7.$$

25. Потребная мощность электродвигателя вентилятора P , кВт

$$P = QH / (3600 \cdot 1000 \eta_v \eta_{пр}) = 7578,5 \cdot 3163,7 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,5 \cdot 0,9) = 14,8.$$

Контрольные вопросы и задания

1. Как выбирается принципиальная схема аспирационной системы?
2. Объем отсасываемого воздуха от деревообрабатывающих станков цеха равен $22000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Сколько групп централизованных аспирационных систем следует проектировать?
3. Начертите схемы централизованной аспирационной системы с разветвленной трубопроводной сетью и кустовой.
4. Как прокладывается трасса трубопроводов с разветвленной сетью?
5. Приведите образец ведомости исходных данных для проектирования.
6. Как выравнивают давление в узлах разветвленной сети и на входе в коллектор?

Лекция 6

Транспортирование измельченной древесины

План лекции. Общая характеристика пневмотранспортных систем: типы установок (всасывающие, нагнетательные, смешанные, низкого, среднего и высокого давления), характеристика трубопроводов, загрузочно-разгрузочных устройств. Подготовка исходных данных для проекта установки: общие требования и рекомендации, характеристика транспортируемого материала (плотность массивной древесины и древесных частиц, выбор массовой концентрации транспортируемого материала). Пример гидравлического расчета.

9. Транспортные пневматические системы**9.1. Типы установок**

В лесопильно-деревообрабатывающей промышленности транспортные пневматические системы применяются для различных целей. Они служат транспортными связями в технологическом процессе производства стружечных плит, для передачи стружки от места выполнения одной технологической операции к месту выполнения другой. Они широко применяются при погрузочно-разгрузочных работах, для транспортирования щепы, стружек, опилок от цехов, где получают эти отходы, в пункт назначения – на склад, в котельные, в цеха переработки отходов. Внешние транспортные установки могут иметь длину до 1 км и более.

Установки всасывающего типа. В таких установках воздуходувная машина устанавливается в конце трассы [19]. Давле-

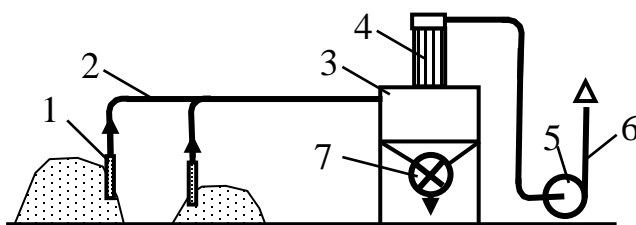


Рис. 42. Схема всасывающей транспортной установки

ние воздуха в трассе ниже атмосферного. В связи с этим установки обеспечивают сбор и улавливание измельченного материала из различных точек и транспортирование его в

один пункт (рис. 42). Концентрация смеси в таких системах принимается в пределах $0,2 \dots 1$. При небольшой концентрации смеси

перемещаемые древесные частицы в процессе транспортирования удается несколько подсушить.

Транспортная установка всасывающего типа включает сопла 1 с гибкими рукавами 2, трубопроводы, бункер 3 с фильтром 4 и шлюзовым затвором 7, вентилятор 5 и шахту 6 с зонтом для выброса очищенного воздуха в атмосферу.

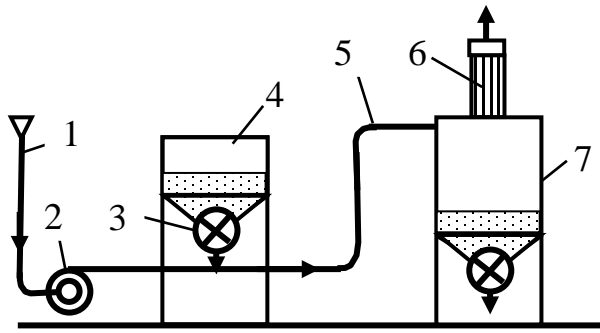


Рис. 43. Схема нагнетательной транспортной установки

В нагнетательных пневмотранспортных системах воздуходувная машина устанавливается в начале трассы (рис. 43). Применяются они для транспортирования древесных частиц из одного пункта к одному или нескольким потребителям по

разветвленной трубопроводной сети на значительные расстояния. Концентрация перемещаемой смеси в них принимается от 1 до 6.

Установка включает воздухозаборную шахту 1 с зонтом, вентилятор 2, бункер 4 с шлюзовым 3 или эжекционным питателем, напорную трубопроводную сеть 5, приемный бункер 7 с фильтром 6, в котором отработанный воздух фильтруется от пыли и подается в атмосферу. Схема и общий вид эжекционного питателя показаны на рис. 44.

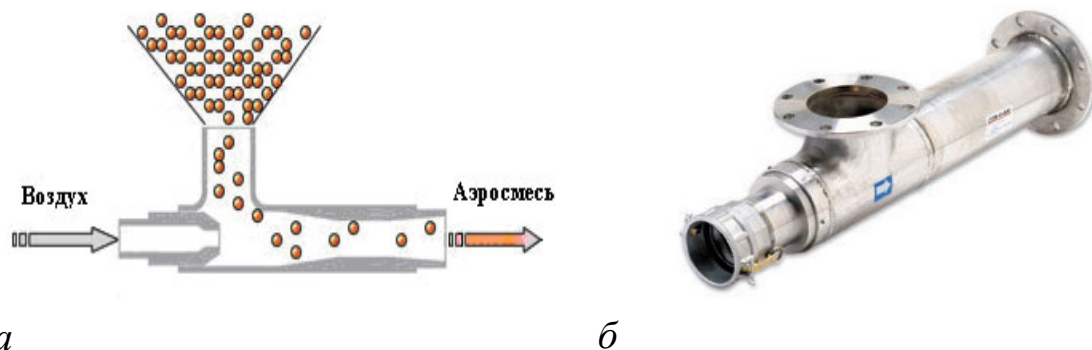


Рис. 44. Эжекционный питатель: а – схема работы; б – общий вид

В комбинированных (всасывающе-нагнетательных) системах воздуходушная машина устанавливается в середине трассы (рис. 45). Транспортируемые древесные частицы сначала двигаются по трубопроводам всасывающей части установки и попадают в промежуточный циклон с шлюзовым или эжекционным питателем, который загружает

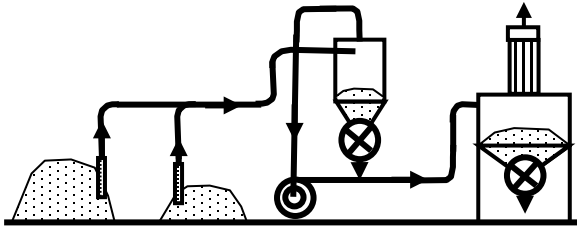


Рис. 45. Схема комбинированной транспортной установки

тателем, который загружает измельченную древесину в трубопровод нагнетательной части. В смешанных установках продукт из разных точек загрузки может быть подан в несколько пунктов разгрузки.

По величине перепада давления системы пневмотранспорта условно делятся на **установки низкого давления**, в которых потери давления в сети не превышают 5000 Па, **установки среднего давления** с потерей давления в пределах до 10000 Па и **установки высокого давления** с потерями давления свыше 10000 Па.

При расчете установок с перепадом давления в сети более 10000 Па необходимо учитывать термодинамические свойства воздуха (изменение плотности и объема воздуха при изменении давления).

9.2. Воздуховоды, загрузочно-разгрузочные устройства

Трубопроводы. Надежность и эффективность работы пневмотранспортной установки зависит от правильного выбора воздуховодов. Трубопроводы должны быть герметичны, износостойчивы, иметь гладкую внутреннюю поверхность.

В пневмотранспортных установках низкого давления трубопроводы выполняются так же, как в системах аспирации. При значениях концентрации смеси $\mu > 0,5$ кг на 1 кг воздуха применяют сварные трубы с толщиной стенки 3 мм.

В установках среднего и высокого давления используют стальные бесшовные трубы по ГОСТ 10704-76 и со спиральным швом по ГОСТ 8732-78. Наружный диаметр труб, мм, берется из ряда: 219; 245; 273; 299; 325; 351; 377; 402; 426; 480; 530; 630. Возможно применение трубопроводов из винипласта и полиэтилена, органического и неорганического стекла.

Питатели предназначены для ввода материала или аэро-смеси в трубопроводы. В зависимости от принципа действия и конструкций питатели бывают камерными, шлюзовыми, винтовыми, эжекционными.

В установках низкого давления применяют эжекционные, шлюзовые, в установках среднего давления – шлюзовые и шнековые, в установках высокого давления – шнековые питатели.

Эжекционный питатель (см. рис. 44) состоит из конфузора (передней сужающейся части), смесительной камеры, диффузора (задней расширяющейся части) и загрузочной воронки, расположенной над смесительной камерой. В идеальном случае динамическое давление за конфузуром должно быть равно полному сопротивлению транспортного воздухопровода. Если это равенство не соблюдается, то возможен либо выброс воздуха через загрузочную воронку, либо подсос воздуха через нее.

Шлюзовые барабанные питатели получили широкое распространение для подачи в транспортный трубопровод технологической щепы, коры, опилок и других древесных материалов. На рис. 46 показан шлюзовой питатель конструкции Санкт-Петербургской ЛТА. Питатель состоит из корпуса, образованного двумя цилиндрами, при этом в верхнем цилиндре установлен приводной ротор с обрезиненными лопастями. Ячейки между лопастями ротора имеют форму полуцилиндра.

Воздушный поток продувает ячейки ротора и очищает их от материала. Для сокращения утечки воздуха ротор питателя должен устанавливаться в корпусе с минимальным зазором 0,05 мм. Коэффициент гидравлического сопротивления шлюзового питателя равен 0,45...1,0.

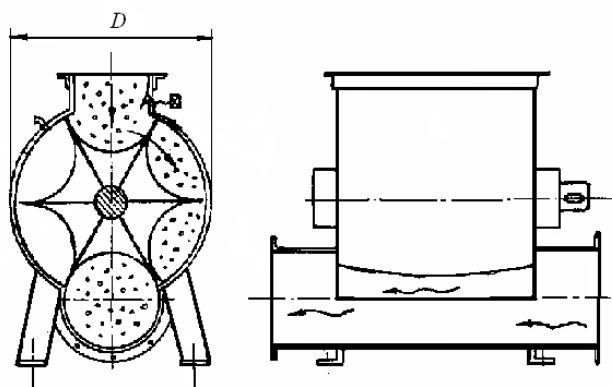


Рис. 46. Шлюзовый барабанный питатель

Длину ротора рекомендуется принимать в пределах $(0,8...1,2)D$, где D - диаметр ротора. Число ячеек ротора обычно принимают от 6 до 10. Частота вращения ротора может быть принята в пределах от 10 до 30 мин^{-1} .

Производительность шлюзовых барабанных питателей определяется по формуле, кг/ч:

$$M = 60 i \gamma_m \alpha \varphi n,$$

где i – объем всех ячеек, м^3 ;

γ_m – объемная масса материала, для щепы и опилок $\gamma_m \approx 200 \text{ кг/м}^3$;

α – поправочный коэффициент, для стружки и опилок $\alpha = 0,8$, для щепы – 0,9;

φ – коэффициент заполнения ячеек питателя материалом, $\varphi = 0,4...0,6$;

n – частота вращения ротора питателя.

9.3. Подготовка исходных данных

9.3.1. Общие требования и рекомендации

Для проектирования транспортной пневматической системы необходимо иметь информацию о технологическом назначении пневмотранспортера, характеристике перемещаемого материала и производительности системы. Кроме того, необходимо иметь генплан или топографическую съемку территории предприятия, а также архитектурно-строительные чертежи зданий и сооружений, с которыми соприкасаются элементы системы. Для

проектирования внутрицеховых технологических пневмотранспортеров требуются технологические планы производства с указанием на них точек загрузки материала и выгрузки его из пневмотранспортера, а также чертежи (планы, разрезы) производственного здания.

На генплане или плане цеха прокладывают трассу пневмотранспортера. Трасса должна иметь по возможности минимальную протяженность и небольшое количество поворотов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. При повороте трубы отношение радиуса кривизны к диаметру трубы $R/d = 5$ и более. После отводов, питателей и других местных сопротивлений надо предусматривать прямолинейные участки длиной не менее 10...15 м для разгона материала. Трасса должна максимально совпадать с трассами других коммуникаций. Для крепления трубопроводов надо использовать существующие несущие конструкции.

По чертежу трассы определяют длину участка загрузки, длину транспортного и обратного трубопроводов, количество и характеристику отводов в них.

9.3.2. Характеристика транспортируемого материала

Для характеристики древесного материала ниже приведены данные плотности массивной древесины (табл. 24) при различной влажности, а также плотность измельченной неутрамбованной древесины (табл. 25) [2].

Таблица 24

Плотность пород плотной древесины

Порода	Плотность ρ_0 , кг/м ³ при влажности W , %					
	10	20	30	40	50	60
Лиственница	660	690	710	770	820	880
Береза	640	660	690	740	800	850
Осина	490	510	540	580	620	660
Сосна	500	520	550	590	640	680
Ель	440	460	590	520	560	600

Окончание табл. 24

Порода	Плотность ρ , кг/м ³ при влажности W , %					
	70	80	90	100	110	120
Лиственница	930	990	1040	1100	1150	1210
Береза	900	960	1010	1060	1110	1160
Осина	710	750	790	830	870	910
Сосна	720	760	810	850	890	930
Ель	640	670	710	750	790	820

Таблица 25

Плотность и полндревесность пород измельченной древесины

Древесный материал	Влажность W , %	Плотность $\rho_{нас}$, кг/м ³	Коэффициент полндревесности $K_v = \rho_{нас} / \rho_d$
Щепа технологическая хвойных пород	70	260	0,4
	100	300	
	120	360	
Пыль шлифовальная	–	150-200	0,25
Стружка станочная	18	110	0,2
Опилки от лесопиления	80	150-200	0,22

9.3.3. Выбор концентрации аэросмеси

Концентрацию смеси выбирают так, чтобы диаметр трубопровода был не менее 150...200 мм. Рекомендуемая концентрация смеси назначается в следующих пределах, кг/кг:

- в низконапорных системах на базе вентиляторов 0,8...1,5
- в средненапорных системах на базе воздуходувок 1,6...5,0
- в высоконапорных системах на базе компрессоров 3,0...6,0

9.4. Пример расчета низконапорной системы пневмотранспорта

Дано. В фильтр централизованной аспирационной системы деревообрабатывающего цеха подается поток воздуха $Q = 15157$ м³/ч и массовый поток стружек и опилок $M = 1588$ кг/ч, полученных при фрезеровании и пилении. Очищенный в фильтре

воздух частично возвращается в цех. Стружки и опилки, собранные в бункере фильтра, системой пневмотранспорта подаются в бункер котельной. Расчетная схема установки приведена на рис. 47.

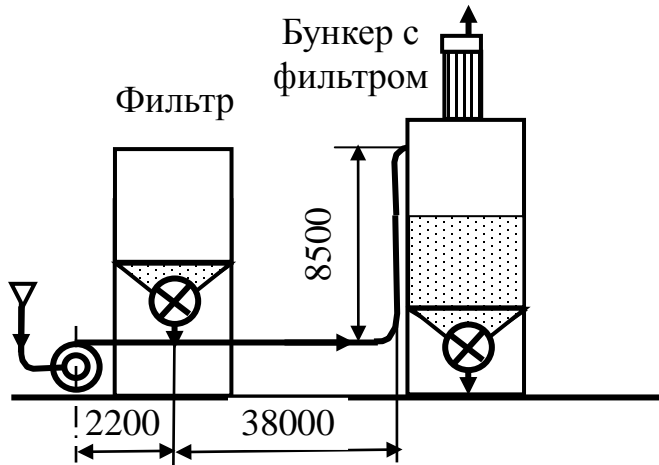


Рис. 47. Расчетная схема пневмотранспортной установки

Выполнить расчет пневмотранспортной установки, если длина воздухозаборного участка $l_g = 1,4$ м с одним отводом в 90° , а количество отводов на нагнетательном участке $n_{отв} = 2$ с углами поворота по 90° и местными сопротивлениями (при $\mu = 1,0$ кг/кг Г-ВВ = 0,61; ВВ-Г = 0,95). Потеря

давления в фильтре, установленном на бункере, $\Delta p_\phi = 700$ Па.

Решение. 1. Задаемся значением расходной массовой концентрации $\mu = 1,0$ кг/кг.

2. Определяем расход воздуха Q , м³/ч, необходимый для работы системы:

$$Q = \frac{M_\partial}{\mu\rho},$$

где M_∂ — поток транспортируемых древесных частиц, кг/ч;

ρ — плотность воздуха по условиям всасывания, $\rho = 1,2$ кг/м³.

$$Q = \frac{M_\partial}{\mu\rho} = \frac{1588}{1 \cdot 1,2} = 1323,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Находим оптимальную скорость воздуха v_{opt} , м/с, в транспортном трубопроводе:

$$v_{opt} = 1,1(4\mu \frac{v}{v_m} + 0,01\rho_m + b),$$

где $\frac{v}{v_m}$ – коэффициент опережения воздушного потока (принимается в зависимости от вида частиц по данным прил. А), $v/v_m = 1,18$;

ρ_m – плотность массивной древесины, из которой получены измельченные частицы, кг/м³;

b – эмпирическая величина, зависящая от типа частиц.

$$v_{onm} = 1,1(4 \cdot 1,0 \cdot 1,18 + 0,01 \cdot 510 + 9) = 20,7 \text{ м/с.}$$

4. Рассчитывают диаметр транспортного трубопровода по формуле, м:

$$d_T = 0,0188 \sqrt{Q/v_{onm}} = 0,0188 \sqrt{1323,3/26,3} = 0,143 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр транспортного участка трубы 0,14 м. Для участка трубы, где перемещается только воздух (от точки забора воздуха до загрузочной воронки), диаметр принимают на один-два калибра больше. Для транспортирования воздуха принимаем трубу диаметром $d_g = 0,16$ м.

5. При известных скорости транспортирования материала и диаметре трубопровода уточняем расход воздуха

$$Q = \frac{10^4 V_{onm} d_m^2}{3,54} = \frac{10^4 \cdot 20,7 \cdot 0,14^2}{3,54} = 1146,2 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

6. Скорость потока на участке для чистого воздуха, м/с:

$$v_g = 3,54 \cdot 10^{-4} Q / d_g^2 = 3,54 \cdot 10^{-4} \cdot 1146,2 / 0,16^2 = 15,85.$$

7. Число Рейнольдса для воздуха:

для транспортного участка

$$Re_m = 10^6 v_{onm} d_m / 14,9 = 10^6 \cdot 20,7 \cdot 0,14 / 14,9 = 194515,4;$$

для участка с чистым воздухом

$$Re_g = 10^6 v_g d_g / 14,9 = 10^6 \cdot 15,85 \cdot 0,16 / 14,9 = 170201.$$

8. Коэффициент сопротивления трения:

для транспортного участка

$$\begin{aligned} \lambda_m &= 0,11(0,0001/d_m + 68/Re_m)^{0,25} = \\ &= 0,11(0,0001/0,14 + 68/194515,4)^{0,25} = 0,020; \end{aligned}$$

для участка с чистым воздухом

$$\lambda_g = 0,11(K_g / d_g + 68 / \text{Re}_g)^{0,25} = \\ = 0,11(0,0001 / 0,16 + 68 / 170201)^{0,25} = 0,020.$$

9. Динамическое давление воздуха, Па:

для транспортного участка

$$P_{\text{дин.т}} = 0,6v_m^2 = 0,6 \cdot 20,7^2 = 257,1;$$

для участка с чистым воздухом

$$P_{\text{дин.в}} = 0,6v_g^2 = 0,6 \cdot 15,85^2 = 150,7.$$

10. Находим значение комплексного коэффициента, учитывающего наличие в трубопроводе измельченного материала:

$$K = K_m \sqrt{\frac{d_m}{0,3}},$$

где табличное значение K_m приведено ниже в зависимости от вида материала:

Опилки.....	0,82	Технологическая щепка	0,7
Стружка.....	0,78	Измельченная кора....	0,8

$$K = K_m \sqrt{\frac{d_m}{0,3}} = 0,82 \sqrt{\frac{0,14}{0,3}} = 0,56.$$

11. Потери давления на прямых участках трубопровода (горизонтальных и вертикальных вместе), Па:

для транспортного участка

$$\Delta p_{\text{тр}} = l_m \frac{\lambda_m}{d_m} P_{\text{дин.т}} (1 + K\mu) = (38 + 8,5) \frac{0,02}{0,14} \cdot 257,1 \cdot (1 + 0,56 \cdot 1) = 2647,2 ;$$

для участка с чистым воздухом

$$\Delta p_{\text{прв}} = l_g \frac{\lambda_g}{d_g} P_{\text{дин.в}} = (1,4 + 2,2) \frac{0,02}{0,16} 150,7 = 66,7.$$

12. Потери давления в отводах (на поворотах трассы), Па:

для транспортного участка

$$\Delta p_{\text{отв}} = P_{\text{дин}} \sum \xi_{\text{отсл}} (1 + K\mu),$$

где $\xi_{o\text{ усл}}$ – условный коэффициент гидравлического сопротивления отводов; $\xi_{o\text{ усл}} = \xi_m K_n$; табличное значение ξ_m берут по табл. 3;

$$\Delta p_{\text{отв}} = 257,1 \cdot (0,61 + 0,95)(1 + 0,56 \cdot 1) = 625,9;$$

для участка с чистым воздухом

$$\Delta p_{\text{отвв}} = P_{\text{динв}} \sum \xi_{\text{отв}} = 150,7 \cdot 0,15 = 22,6.$$

13. Потери давления в местных сопротивлениях (переключателях потока, задвижках, компенсаторах, тройниках барабанных питателей, в воздухозаборной шахте и др.), Па:

для транспортного участка

$$\Delta p_{\text{мст}} = 0;$$

для участка с чистым воздухом

$$\Delta p_{\text{мсв}} = P_{\text{динв}} \sum \xi_{\text{мсв}} = 150,7 \cdot 1,08 = 162,8.$$

14. Потери давления на разгон материала за питателями, Па:

$$\Delta p_{\text{разг}} = 2\mu P_{\text{дин}} / (v / v_m) = 2 \cdot 1 \cdot 257,1 / 1,18 = 435,8.$$

15. Потери давления на подъем материала, Па:

$$\Delta p_{\text{под}} = 9,81\rho\Delta h (1 + \mu v / v_m) = 9,81 \cdot 1,2 \cdot 8,5 \cdot (1 + 1 \cdot 1,18) = 69,9.$$

16. Потери давления при выгрузке материала $\Delta p_{\text{выгр}}$, Па:

при выгрузке материала с помощью:

– циклона $\Delta p_{\text{выгр}} = \Delta p_{\text{ц}}$;

– фильтра $\Delta p_{\text{выгр}} = \Delta p_{\text{ф}}$; $\Delta p_{\text{выгр}} = 700$ Па;

– дефлектора $\Delta p_{\text{выгр}} = P_{\text{дин}}$ в выходном сечении.

17. Суммарные потери давления, Па:

для транспортного участка

$$\begin{aligned} \Sigma \Delta p &= \Delta p_{\text{трз}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{отв}} + \Delta p_{\text{мс}} + \Delta p_{\text{разг}} + \Delta p_{\text{под}} + \Delta p_{\text{выгр}} = \\ &= 0 + 2647,2 + 625,9 + 0 + 435,8 + 69,9 + 700 = 4478,7 \text{ Па}; \end{aligned}$$

для участка с чистым воздухом

$$\Sigma \Delta p_{\text{в}} = \Delta p_{\text{трв}} + \Delta p_{\text{отвв}} + \Delta p_{\text{мс}} = 66,7 + 22,6 + 162,8 = 252,1 \text{ Па}.$$

18. Общие потери давления в системе, Па:

$$\Delta p_o = \Sigma \Delta p + \Sigma \Delta p_{\text{в}} = 4478,7 + 252,1 = 4730,8 \text{ Па}$$

19. Мощность электродвигателя вентилятора, кВт:

$$P = Q_v P_v / (3600 \cdot 1000 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{тр}}),$$

где $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{пр}}$ – КПД вентилятора и его привода; КПД вентилятора находится по его аэродинамической характеристике; КПД привода: для клиноременной передачи $\eta_{\text{пр}} = 0,95$, для муфтовой – $\eta_{\text{пр}} = 0,98$.

$$P = \frac{1146,2 \cdot 4730,8}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,6 \cdot 0,95} = 2,6 \text{ кВт.}$$

20. Выбираем вентилятор по $\Delta p_o = 4730,8$ Па и $Q=1146,2$ м³/ч: вентилятор ВВД-5, частота вращения колеса $n = 2680$ мин⁻¹.

Библиографический список

1. **Воронин Ю.Б.** Пневмотранспорт измельченной древесины / Ю.Б. Воронин М.: Лесн. пром-сть, 1977. 208 с.
2. **Александров А.Н.** Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях / А.Н. Александров, Г.Ф. Козориз. М.: Лесн. пром-сть, 1988. 248 с.
3. **Яворский Б.М.** Справочник по физике / Б.М. Яворский, А.А. Детлаф. М.: Наука, 1974. 942 с.
4. **Таубер Б.А.** Внутривзаводский транспорт/ Б.А. Таубер, Р.Е. Калитеевский, Е.К. Громцов. М.: Лесн. пром-сть, 1978. 238 с.
5. **СНиП 41-01-2003.** Отопление, вентиляция и кондиционирование. Термины и определение.
6. **Ветошкин А.Г.** Процессы и аппараты пылеочистки / А.Г. Ветошкин. Пенза: Пензенский гос. ун-т, 2005. 210 с.
7. **ГОСТ 12.1.005-76.** Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования.
8. **ГОСТ 17.2.4.05 – 83.** Охрана природы. Атмосфера. Гравиметрический метод определения взвешенных частиц пыли.
9. **ГОСТ 12.1.005 – 88.** ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.
10. **ГОСТ 12.1.016 – 79.** ССБТ. Воздух рабочей зоны. Требования к методикам измерений концентраций вредных веществ.
11. **Альтшуль А.Д.** Гидравлические потери на трение в трубопроводах / А.Д. Альтшуль. М.;Л., 1963. 170 с.
12. **Альтшуль А.Д.,** Гидравлика и аэродинамика (основы механики жидкости)/ А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселев. М.: Изд-во лит-ры по строит-ву, 1965. 273 с.
13. **Глебов И.Т.** Аспирационные и транспортные

пневмосистемы деревообрабатывающих предприятий / И.Т. Глебов, В.Е. Рысев. Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2004. 180 с.

14. Воскресенский В.Е. Системы пневмотранспорта, пылеулавливания и вентиляции на деревообрабатывающих предприятиях. Теория и практика: В 2 т. – Т.1: Аспирационные и транспортные пневмосистемы / В.Е. Воскресенский. СПб.: Политехника, 2008. 480 с.

15. Чекалов Л. В. Экотехника. Защита атмосферного воздуха от выбросов пыли, аэрозолей и туманов / Л. В. Чекалов. Ярославль: Русь, 2004.

16. Мазус М. Г. Фильтры для улавливания промышленных пылей / М. Г. Мазус, А. Д. Мальгин, М. А. Моргулис. М.: Машиностроение, 1985.

17. Ярошик Н.В. Меньше пыли на производстве / Н.В. Ярошик, Б.В. Проневич, С.М. Горелов // Мебельное обозрение – 2001, №1.

18. Штокман Е.А. Очистка воздуха / Е.А. Штокман. М.: Изд. АСВ, 1999.

19. Коробов В.В. Пневматический транспорт и погрузка технологической щепы / В.В. Коробов. М.: Лесн. пром-сть, 1974. 176 с.

Приложения

Приложение А

Термины и определения

Анемометр - прибор для определения скорости движения воздуха. Бывают дисплейные, струйные А., чашечные А. и др.

Анемометр комбинированный – А показывающий кроме скорости другие параметры воздуха, например его температуру, направление ветра и т. д.

Армированные воздуховоды – гибкие воздуховоды, в спиральные утолщения которых вставлена проволока различной толщины.

Аспирация деревообрабатывающего цеха – удаление стружки и пыли от станков с последующим их сбором и вывозом и создание при этом нормативных санитарно-гигиенических условий труда в рабочей зоне станков [4, 5].

Аэродинамическая характеристика вентилятора – главные параметры работы данного вентилятора и взаимозависимость изменения одних параметров от изменения других: частота вращения рабочего колеса в мин^{-1} , минимальная, оптимальная и максимальная подача воздуха в тыс. $\text{м}^3/\text{мин}$, полное давление в Па при данной подаче воздуха и максимальный КПД при ней. Строятся по данным аэродинамических испытаний, проведенных в соответствии с требованиями ГОСТ 10921.

Аэродинамический шум – шум, вызываемый вибрацией стенок воздуховодов, из-за движения воздуха, местными сопротивлениями и т. д.

Батарейные циклоны – циклоны, устанавливаемые группами из двух и более циклонов с общим бункером для отходов.

Вентилятор – гидравлическая машина с рабочим органом в виде приводного лопаточного колеса, предназначенная для перемещения воздуха или пылевоздушной смеси.

Вентиляция – обмен воздуха в помещениях для удаления из-

бытков теплоты, влаги, вредных и других веществ с целью обеспечения допустимых метеорологических условий и чистоты воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне.

Взрывоопасная смесь – смесь горючих газов, паров, пыли, аэрозолей или волокон с воздухом при нормальных атмосферных условиях (давлении 760 мм рт. ст. и температуре 20 °С), у которой при воспламенении горение распространяется на весь объем несгоревшей смеси и развивается давление взрыва, превышающее 5 кПа. Взрывоопасность веществ, выделяющихся при технологических процессах, следует принимать по заданию на проектирование.

Воздух – 78, 03% азота, 20, 99% кислорода, 0, 94% аргона, 0,03% углекислоты, 0,01% водорода, водяные пары.

Вредные вещества – вещества, для которых органами санэпиднадзора установлена предельно допустимая концентрация (ПДК) вредного вещества.

Гидравлическое сопротивление фильтра – падение давления на фильтре при прохождении через него фильтруемого газа. Сопротивление фильтра равно сумме гидравлических сопротивлений входа, фильтровальной перегородки и слоя осадка, образовавшегося на фильтровальной перегородке в процессе фильтрации.

Давление статическое $P_{ст}$, Па – давление частиц движущегося воздуха друг на друга и на стенки трубопровода. Статическое давление отражает потенциальную энергию воздушного потока в том сечении трубы, в котором оно измерено.

Давление динамическое $P_{дин}$, Па – давление воздушного потока, характеризующее его кинетическую энергию в сечении трубы, где оно измерено:

$$P_{дин} = \rho \frac{v^2}{2},$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³;

v – скорость потока воздуха, м/с.

Давление полное воздушного потока – давление, определяющее

всю его энергию, равно сумме статического и динамического давлений, измеренных в одном и том же сечении трубы, Па:

$$P_v = P_{cm} + P_{\partial}.$$

Диафрагма – узел трубопроводной сети, устанавливаемый для выравнивания гидравлического сопротивления в ответвлении сети. Устанавливается обычно в аспирационных системах. Выполняются в форме полого усеченного конуса.

Дисбаланс – разность расходов воздуха, подаваемого в помещение (здание) и удаляемого из него системами вентиляции с искусственным побуждением, кондиционирования воздуха и воздушного отопления.

Дисперсность - степень измельчения вещества. Под дисперсным (зерновым, гранулометрическим) составом понимают распределение частиц аэрозолей по размерам. Он показывает, из частиц какого размера состоит данный аэрозоль, и массу или количество частиц соответствующего размера.

Зона дыхания – пространство радиусом 0,5 м от лица работающего.

Коллектор – это узел трубопроводной сети, обеспечивающий слияние более двух материаловоздушных потоков в один суммарный поток. Для слияния двух потоков в один суммарный используют **тройник**.

Коэффициент полндревесности (коэффициент заполнения) – отношение массы 1 м³ разрыхленных древесных частиц к плотности массивной древесины той же породы и влажности

$$K_v = \frac{M_{\partial}}{\rho_{\partial}},$$

где K_v – коэффициент полндревесности;

M_{∂} – масса 1 м³ древесных частиц, кг/м³;

ρ_{∂} – плотность массивной древесины, кг/м³.

Коэффициенты полндревесности для некоторых типов частиц имеют следующие значения:

Тип частиц: всех классов	Щепа	Щепа-дробленка	Стружка лиственная	Стружка хвойная	Опилки жавшиися
K_v	0,338	0,375	0,110	0,130	0,250

Плотность массивной древесины при влажности 15 % для некоторых пород приведена ниже:

Порода	Береза	Бук	Дуб	Ель	Лиственница
$\rho_v, \text{кг/м}^3$	640	690	740	450	670
Порода	Липа	Ольха	Осина	Пихта	Сосна
$\rho_v, \text{кг/м}^3$	490	530	490	380	510

Крестовина - сложный воздуховод, плавно соединяющий три воздуховода (ответвления) в один общий и большой - ствол.

Местный отсос (приемник, укрытие станка) – устройство для улавливания вредных и взрывоопасных газов, пыли, аэрозолей и паров (зонты, вытяжной шкаф, кожух-воздухоприемник и т.п.) у мест их образования (станок, аппарат, ванна, рабочий стол, камера, шкаф и т.п.), присоединяемое к воздуховодам и являющееся, как правило, составной частью технологического оборудования.

Муфта nippleного соединения - короткий патрубок с вогнутым зигом посередине для *nippleного соединения*.

Ниппель - короткий патрубок с зигобразной выпуклостью (наружным зигом) по окружности, для соединения с муфтой при врезках новых деталей в существующий воздуховод.

Ниппельное соединение (воздуховодов) - при изготовлении в них устанавливаются прокладки из резины для герметизации места соединения.

Номер вентилятора – определяется по диаметру крыльчатки (лопаток или "беличьего колеса"), выраженному в дециметрах, например, №4 имеет диаметр крыльчатки 400 мм и т.д. Обычно диаметр округляют до целых чисел в сторону уменьшения например: у вентилятора №6 диаметр крыльчатки равен 630 мм, у №8– 810 мм.

Нормальное состояние атмосферного воздуха соответствует следующим условиям: давление 101325 Па (760 мм рт. ст.) и температура 273К; 1 мм вод. ст. = 9,81 Па; 1 мм рт. ст. = 133,322 Па.

Обслуживаемая зона – пространство в помещении высотой 2 м с постоянным пребыванием людей, стоящих или двигающихся, и высотой 1,5 м - людей сидящих.

Огнестойкий воздуховод – плотный воздуховод со стенками, имеющими нормируемый предел огнестойкости.

Отвод – узел трубопровода, обеспечивающий его поворот на некоторый угол.

Перепад давления на фильтре – разность давлений на входе и выходе фильтра.

Переход - короткий воздуховод для соединения между собой деталей вентиляции разной формы или размера, например, переход с круглого на квадратный.

Плотность воздуха – масса единицы объема воздуха. Для идеального газа, т. е. газа, в котором отсутствуют силы межмолекулярного взаимодействия, соотношение плотности, давления и температуры описано уравнением Клайперона

$$\rho = \frac{p}{RT},$$

где ρ - плотность, кг/м³; R – газовая постоянная, равная для воздуха 286,7 Дж/(кг · К) ; T – температура по шкале Кельвина.

Для стандартного состояния воздуха при температуре 20°С и относительной влажности $\varphi = 0,5$

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{101325}{286,7 \cdot 293} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Пневмотранспортная система рассматривается как совокупность взаимосвязанных параметров оборудования, трубопроводов, строительных конструкций и режимов транспортирования измельченного материала. Все элементы системы взаимосвязаны и неотделимы друг от друга. Пневмотранспортная система включает в себя приемник, сеть трубопроводов, коллектор, отводы, тягодутьевую машину и пылеулавливающий аппарат, емкость для временного хранения материала.

Пыль – дисперсионная аэрозоль с твердыми частицами, независимо от дисперсности. Пылью называют также совокупность осевших частиц (гель или аэрогель).

Пылеулавливающий аппарат – устройство (циклон, фильтр), предназначенное для отделения транспортируемых древесных частиц и пыли от воздушного потока.

Пожароопасная смесь – смесь горючих газов, паров, пыли, волокон с воздухом, если при ее горении развивается давление, не превышающее 5 кПа. Пожароопасность смеси должна быть указана в задании на проектирование.

Поток воздуха массовый – масса воздуха, пересекающего определенную поверхность за единицу времени.

Поток воздуха объемный – объем воздуха при указанных температуре и давлении, пересекающего определенную поверхность за единицу времени.

Расходная концентрация смеси μ – отношение массы древесных частиц к массе воздуха, проходящих по трубопроводу в единицу времени

$$\mu = \frac{M_{\partial}}{M_{\epsilon}} = \frac{\rho_{\partial} v_{\partial}}{\rho v},$$

где M_{∂} – масса измельченной древесины, перемещаемой по трубопроводу в единицу времени, кг/с; M_{ϵ} – массовый поток воздуха, кг/с; ρ , v – плотность, кг/м³, и скорость движе-

ния, м/с, для воздуха; ρ_m , v_m – то же для древесных частиц.

Для аспирационных систем $\mu \leq 0,2$ кг/кг; для транспортных систем: низконапорных – $\mu = 0,8 \dots 1,5$ кг/кг; средненапорных – $\mu = 1,6 \dots 5,0$ кг/кг; высоконапорных – $\mu = 3 \dots 6$ кг/кг.

Режим фильтрации – совокупность технологических параметров (перепад давления, производительность фильтрации, температура фильтруемого газа), поддержание которых обеспечивает соответствие очищенного воздуха предъявляемым критериям (качество, себестоимость и т.п.).

Рециркуляция воздуха – подмешивание воздуха помещения к наружному воздуху и подача этой смеси в данное или другие помещения; рециркуляцией не является перемешивание воздуха в пределах одного помещения, в том числе сопровождаемое нагреванием (охлаждением) отопительными агрегатами (приборами) или вентиляторами-веерами.

Сборный воздуховод – участок воздуховода, к которому присоединяются воздуховоды, проложенные на одном этаже.

Сеть трубопроводов (иногда одна труба) – предназначена для создания в ней воздушного потока и перемещения материала. Трубопроводная сеть на участках от места всасывания до тягодутьевой машины называется **всасывающей**.

На этих участках давление воздуха ниже атмосферного. Трубопровод на участке от тягодутьевой машины до узла разгрузки называется **нагнетательным**. В нем давление воздуха выше атмосферного. Трубопровод, по которому перемещается материал, называется **транспортным трубопроводом**.

Скорость витания частиц – скорость восходящего воздушного потока в вертикальной трубе, при которой твердые частицы оказываются во взвешенном состоянии.

Скорость трогания материала – минимальная скорость воздушного потока, при которой древесные частицы, лежащие на дне трубы, сдвигаются с места.

Транспортирующая скорость воздушного потока – минимальная скорость, которая обеспечивает надежное и устойчивое перемещение материала. В транспортном воздуховоде скорость воздуха всегда больше скорости движения твердых частиц и отношение $(\frac{v_m}{v}) < 1$. Транспортирующая скорость v_{ont} , м/с,

$$v_{ont} = 1,1(4\mu \frac{v}{v_m} + 0,01\rho_d + b),$$

где μ - массовая концентрация смеси; v/v_m – параметр опережения воздушного потока; ρ_d – плотность древесины, кг/м³; b – коэффициент формы и размеров частиц.

Значения коэффициента формы и размера частиц b и параметра v/v_m

Транспортируемый материал	b	v/v_m
Опилки: мелкие	7	1,11
- крупные	8	1,18
Стружка: мелкая	9	1,18
- крупная	10	1,25
Сортированная технологическая щепка	11	1,43
Несортированная щепка, дробленка	13	1,67

Для щепы, коры, древесных отходов, транспортируемых по трубам диаметром 300...720 мм с концентрацией смеси более 0,5 кг/кг, рекомендуется скорость, м/с:

$$v_{ont} = \sqrt{500 + N\mu^{0,6}d^{0,5}},$$

где N – опытный коэффициент, $N = 525$ для технологической щепы; $N = 665$ для измельченной коры и $N = 570$ для древесных отходов, опилок; d – диаметр трубопровода, м.

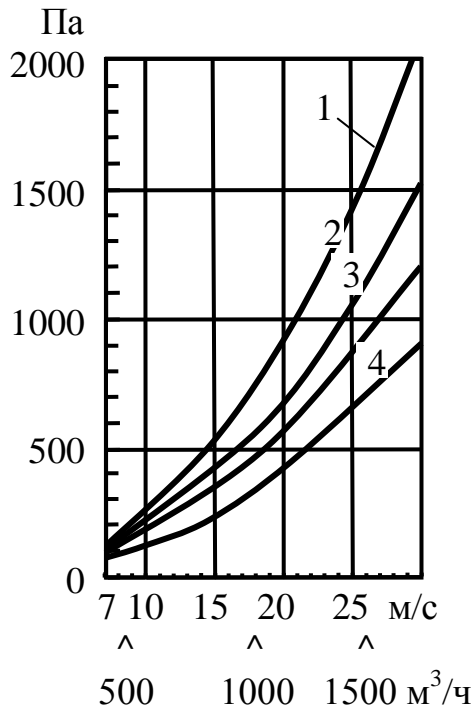
Тройник - воздухопровод, соединяющий два ответвления в один большой воздухопровод-ствол, но при этом диаметр ответвлений разный в отличие от штанов (штанообразного тройника). Три воздухопровода, соединённые вместе.

Тягодутьевая машина – машина (вентилятор), предназначенная для создания воздушного потока в трубопроводной сети.

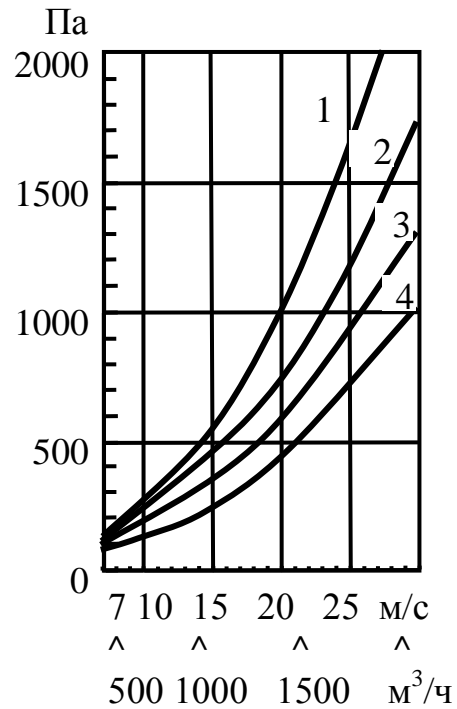
Удельная воздушная нагрузка тканевого фильтра – количеством воздуха, которое проходит через 1 м² фильтрующей поверхности за 1 час.

Циклон – устройство, в котором происходит отделение твердых частиц от воздуха за счет использования центробежной силы, развивающейся при вращательном движении материаловоздушного потока.

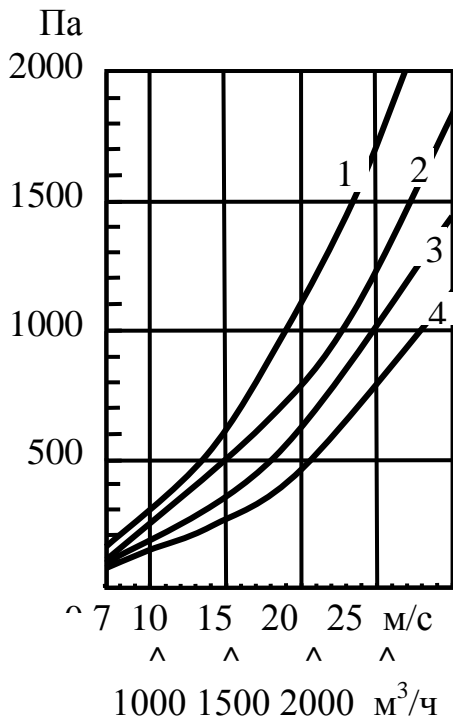
**Аэродинамические характеристики циклонов УЦ
модификаций 1...4**



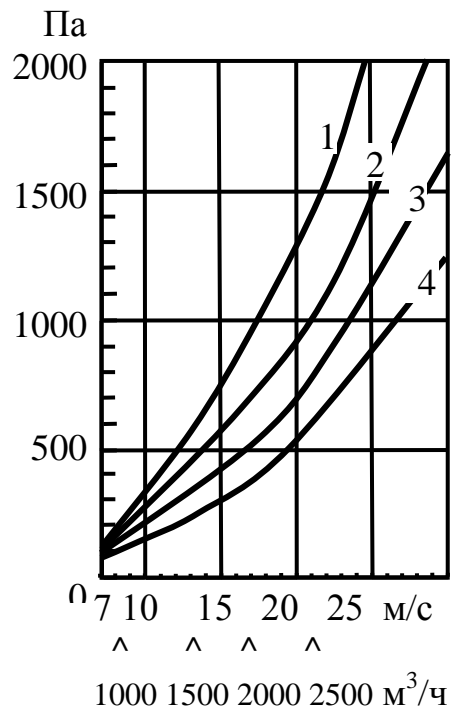
УЦ500



УЦ560

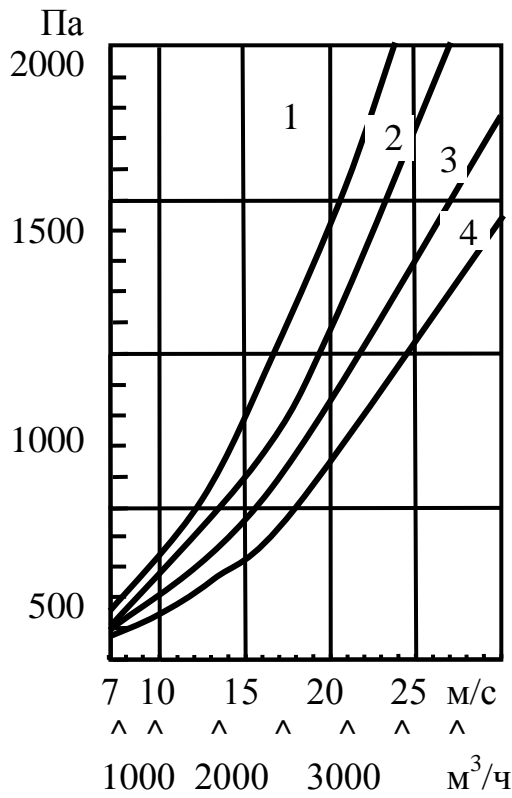


УЦ630

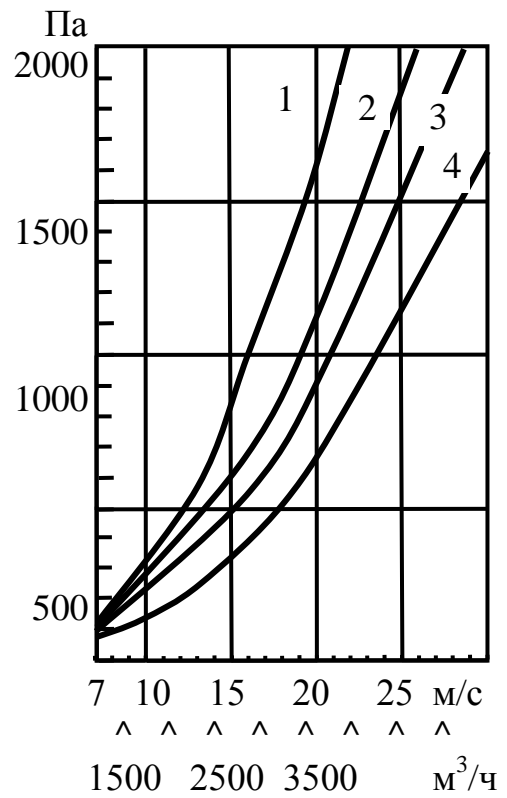


УЦ710

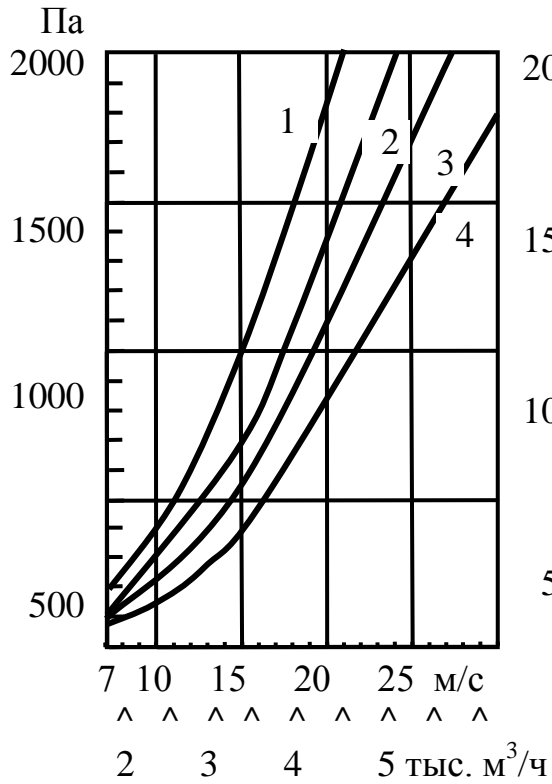
Продолжение прил. Б



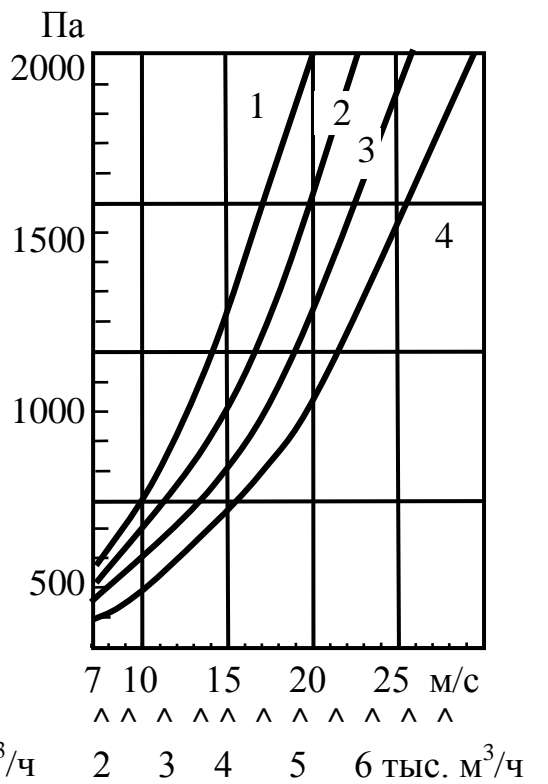
УЦ800



УЦ900

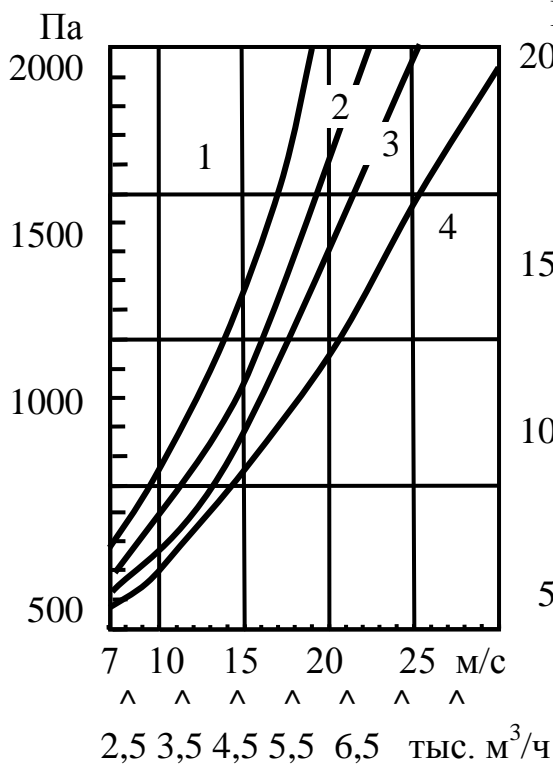


УЦ1000

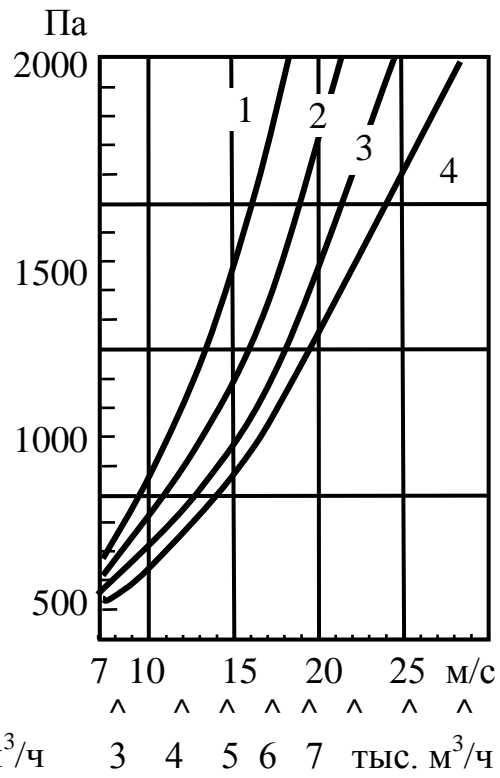


УЦ1100

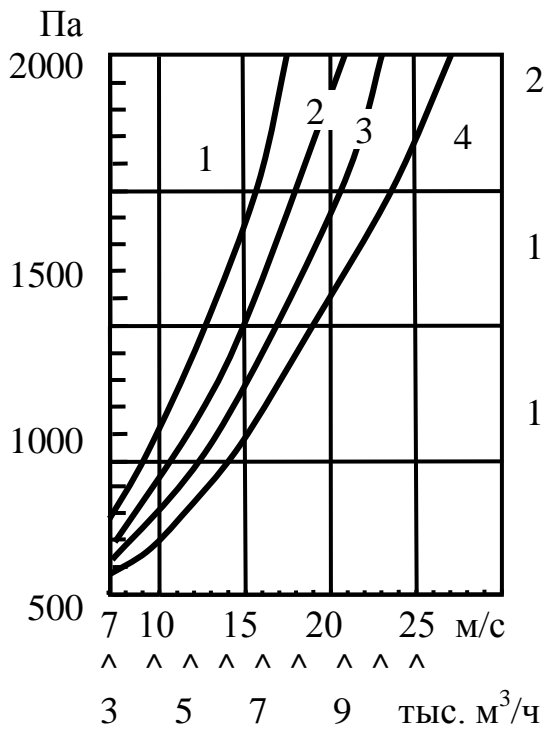
Окончание прил. Б



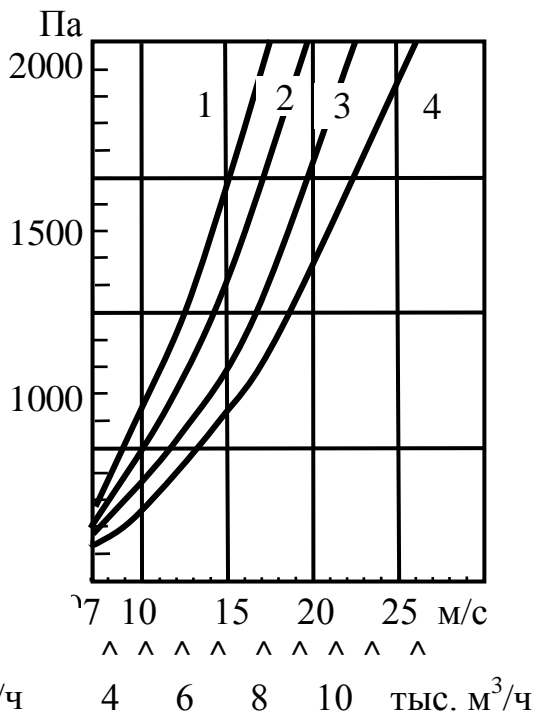
УЦ1200



УЦ1300



УЦ1400



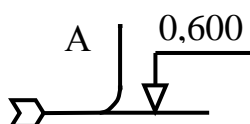
УЦ1500

**Аспирационные характеристики
деревообрабатывающих станков [2]**

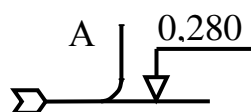
Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздуховода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
---------------	--------------------	---	---	--	---	---

Станки круглопильные

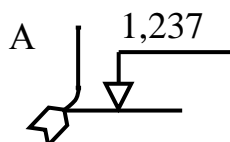
ЦА-2А | Пила А | 0,1 | 850 | 30,1(17) | 1,0 | 357,5/32,5



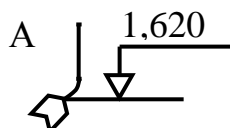
Ц6-2 | Пила А | 0,11 | 840 | 24,8(17) | 1,0 | 36,4/2,13



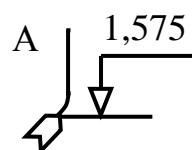
ЦДК4-2 | Пила А | 0,084 | 698 | 35,0(17) | 1,0 | 122,9/9,75



ЦДК4-3 | Пила А | 0,13 | 1000 | 20,9(17) | 1,2 | 122,9/9,75



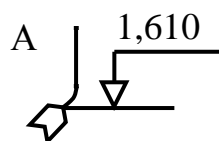
ЦДК5-2 | Пила А | 0,155 | 1200 | 17,7(17) | 1,0 | 351,0/32,5



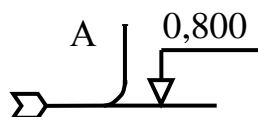
Продолжение прил. В

Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
---------------	--------------------	---	---	---	---	---

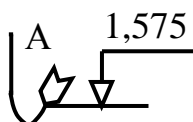
ЦМР-2 | 10 пил А | 0,234 | 5004 | 32,3(17) | 0,6 | 265,2/32,5



ЦПА-2 | Пила А | 0,14 | 840 | 15,2(17) | 1,0 | 68,64

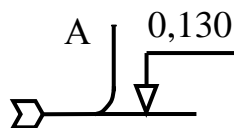


ЦПА-40 | Пила А | 0,08 | 633 | 35,0(17) | 1,0 | 68,64/7,47

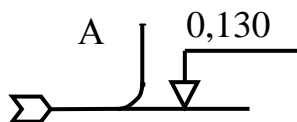


Станки ленточнопильные

ЛС40-01 | Пила А | 0,1 | 435 | 15,4(17) | 0,8 | 42,25/18,9



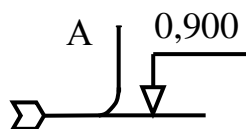
ЛС80-6 | Пила А | 0,15 | 1272 | 20,0(17) | 0,8 | 42,25/18,9



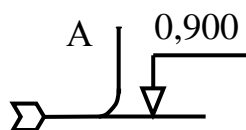
Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры при соединительных патрубках отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
---------------	--------------------	--	---	---	---	---

Станки фрезерные

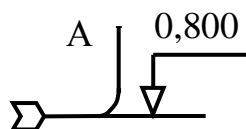
Ф-4, Ф-6	Фреза А	0,13	1350	28,8(18)	0,8	33,8/1,35
Ф-5	Фреза А	0,13	1500	23,6(18)	0,8	33,8/1,35



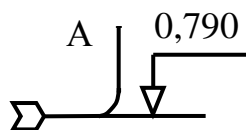
ФС-1	Фреза А	0,164	1350	17,9(18)	1,5	57,2/2,29
------	---------	-------	------	----------	-----	-----------



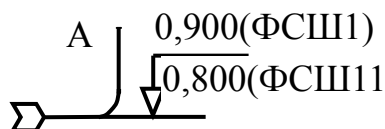
ФСА	Фреза А	0,151	1160	18(18)	1,5	40,3/2,6
-----	---------	-------	------	--------	-----	----------



ФСА-1	Фреза А	0,164	1350	18(18)	1,5	40,3/2,6
-------	---------	-------	------	--------	-----	----------

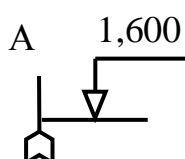


ФСШ-1	Фреза А	0,164	1350	17,9(18)	1,5	33,8/2,6
ФСШ-11	Фреза А	0,164	1350	17,9(18)	1,5	40,3/2,6

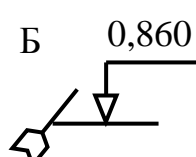
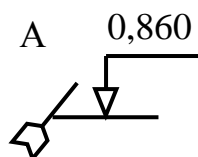


Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры при соединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
---------------	--------------------	--	---	---	---	---

ВФК-1 | Фреза А | 0,071 | 400 | 27,8(18) | 1,6 | 32,5/2,11

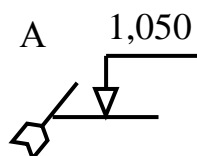


Ф1К-2	Фреза А	0,114	1000	27,2(18)	1,5	40,3/2,6
Ф1К-2А	Фреза А	0,114	1000	27,2(18)	1,5	43,94/6,24
	Фреза Б	0,114	1000	27,2(18)	1,5	

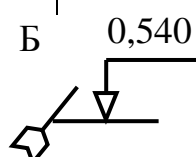
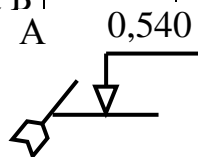


Станки сверлильные, сверлильно-пазовальные

СВА-2М,
СВА-2,
СВП-2 | Сверло А | 0,04 | 150 | 33,2(18) | 0,5 | 31,2/2,03

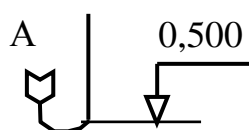


СВПГ-2,
СВПГ-2В | Фреза А | 0,089 | 475 | 21,2(18) | 1,0 | 39,0/3,25



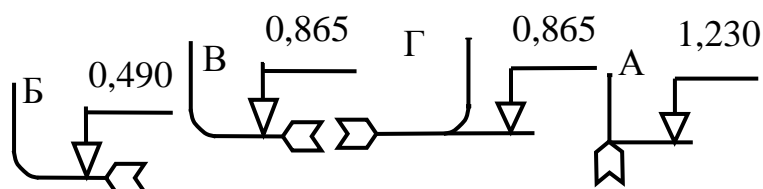
Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры при соединительных патрубках отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
---------------	--------------------	--	---	---	---	---

СВПГ-3 | Фреза А | 0,1 | 513 | 18,0(18) | 1,0 | 39/3,25

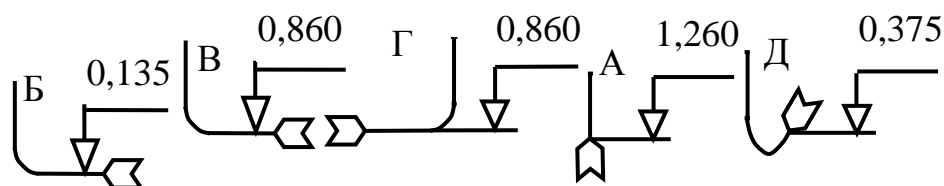


Станки продольно фрезерные четырехсторонние, фуговальные, рейсмусовые

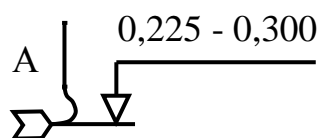
С16-4А	Фрезы:	5690, в т.ч.:				409,5/18,9
	верхняя А	0,186	1956	20	0,8	
	нижняя Б	0,155	1358	20	0,8	
	вертикальные В, Г	0,145	1188	20	0,8	



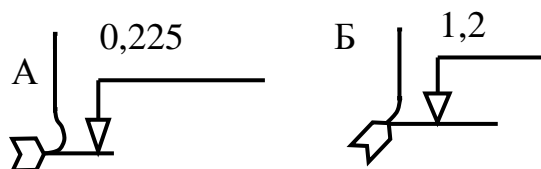
С26-2М	Фрезы:	4104, в т.ч.:				871,0/37,7
	верхняя А	0,127	912	20	0,8	
	нижняя Б	0,127	912	20	0,8	
	вертик. В, Г	0,11	684	20	0,8	
	калевочная Д	0,127	912	20	0,8	



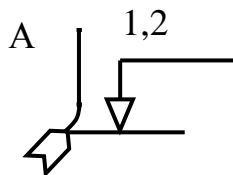
Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздуховода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
СФ4-1, СФА4-1	Ножевой вал А	0,175	1500	17,3(18)	1,0	149,5/26,0
СФ6	Ножевой вал А	0,16	1320	18,2(18)	0,8	191,1/19,5
СФ6-1, СФК6-1	Ножевой вал А	0,175	1600	18,5(18)	1,0	191,1/19,5



С2Ф4-1, (С2Ф3-3)	Ножевой вал А	0,175	1500	17,3(18)	1,0	223,6/16,2
	То же Б	0,075	264 (176,4)	16,6 (18)	1,0	



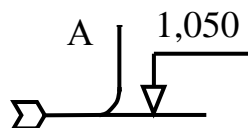
СР6	Ножевой вал А	0,16	1440	17,3(18)	1,0	294/10,3
СР12	Ножевой вал А	0,16	2160	18,2(18)	1,0	402/12



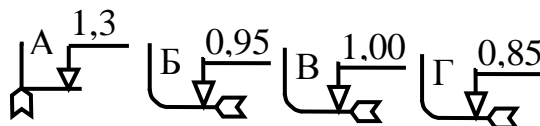
Модель станка	Режущий инструмент	Диаметры при соединительных патрубках отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха Q_{min} , м ³ /ч	Скорость воздуха в сечении патрубка отсоса и (воздухо-вода) v , м/с	Коэффициент гидравлического сопротивления отсосов ξ	Выход отходов всего и в том числе пыли (в знаменателе) M , кг/ч
---------------	--------------------	--	---	---	---	---

Станки шипорезные, шлифовальные

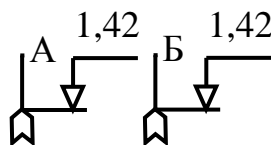
ШПА-40	Фреза А	0,15	1907	30(18)	1,0	45,9/4,59
--------	---------	------	------	--------	-----	-----------



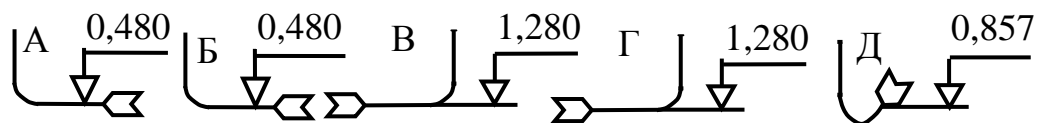
ШО10-А,	Пила А	0,07	415	30(18)	1,0	Всего: 117,0/13,0
ШО15-А	Проушечный диск Б	0,12	1221	30(18)	1,0	
	Фреза В, Г	0,1	848	30(18)	1,0	



ШлПС-7	Лента А, Б	0,18	А-1500 Б-1500	16,4(16)	1,2	6,695/6,695
--------	------------	------	------------------	----------	-----	-------------



ШлДБ-5	Шлифовальные диски А, Б, В, Г	0,138	1080, 1080, 1080, 1080	20	1,1	Всего: 4,992/4,992
	Бобина Д	0,06	204			



Оглавление

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Лекция 1. Основные понятия и определения.....	6
1. Общие сведения.....	6
1.1. Предмет науки.....	6
1.2. Достоинства и недостатки пневмотранспортных систем.....	6
1.3. Основные понятия и определения	7
1.4. Классификация пневмотранспортных систем.....	8
1.4.1. Общая классификация.....	8
1.4.2. Схемы аспирационных систем.....	9
1.4.3. Схемы пневмотранспортных систем	10
1.5. Запыленность воздуха цеха.....	10
1.6. Характеристика древесной пыли.....	12
1.7. Приточно-вытяжная вентиляция.....	15
1.8. Расчет объема подмешиваемого воздуха	15
Лекция 2. Потери давления в воздуховодах	18
2. Пневматические параметры течения воздуха	18
2.1. Параметры воздушного потока.....	18
2.2. Потери давления в горизонтальном воздуховоде.....	20
2.3. Потери давления в вертикальном воздуховоде	22
2.4. Потери давления в отводах.....	22
2.5. Потери давления в местных сопротивлениях	24
2.6. Потери давления на разгон материала.....	26
2.7. Потери давления в высоконапорной транспортной системе	26
2.8. Расчет потери давления и мощности.....	27
Лекция 3. Оборудование пневмотранспортных систем	30
3. Воздуховоды.....	30
3.1. Типы воздуховодов.....	30
3.2. Герметичность круглых воздуховодов....	30
3.3. Соединения воздуховодов.....	31

3.4. Диаметры прямых воздухопроводов.....	32
3.5. Гибкие воздухопроводы.....	33
3.6. Отводы, тройники и крестовины воздухопроводов.....	34
3.7. Коллектор.....	36
3.8. Диафрагма.....	38
3.9. Приемники стружки.....	38
3.10. Сборка воздухопроводов.....	39
4. Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры	39
4.1. Общие сведения.....	39
4.2. Вентиляторы радиальные пылевые.....	41
4.3. Воздуходувки.....	44
Лекция 4. Устройства для улавливания стружки и пыли	46
5. Пылеотделители и фильтры.....	46
5.1. Циклоны.....	46
5.2. Фильтры.....	49
5.2.1. Фильтрование.....	49
5.2.2. Кассетные фильтры.....	49
5.2.3. Тканевые фильтры.....	50
5.2.4. Фильтровальные ткани.....	51
5.2.5. Надежность фильтра.....	53
5.2.6. Расчет фильтрующей поверхности ткани.....	54
5.2.7. Гидравлическое сопротивление фильтра.....	56
5.2.8. Регенерация ткани рукавов.....	60
5.3. Стружкоотсосы.....	61
5.4. Пыле-газоуловители.....	65
5.5. Стационарные фильтры.....	66
5.5.1. УВП “Эвента”.....	66
5.5.2. УВП для шлифовальных станков.....	67
5.5.3. Фильтры ФР.....	69
5.5.4. Эффективность пылеулавливания.....	70
5.5.5. Внешние стационарные цеховые установки.....	72

5.6. Экономическая эффективность использования установок УВП.....	75
Лекция 5. Расчет аспирационных систем.....	77
6. Подготовка исходных данных для расчета.....	77
6.1. Документы, необходимые для проектирования.....	77
6.2. Выбор принципиальной схемы.....	77
6.3. Подготовка исходных данных.....	79
6.3.1. Определение количества аспирационных систем.....	79
6.3.2. Выбор схемы трубопроводной сети.....	80
6.3.3. Прокладка трассы трубопроводной сети	81
6.3.4. Ведомость исходных данных.....	83
7. Пример расчета трубопроводной сети с разветвленной сетью.....	83
7.1. Подготовка исходных данных.....	83
7.2. Гидравлический расчет.....	86
8. Пример расчета кустовой аспирационной системы.....	92
8.1. Подготовка исходных данных.....	92
8.2. Гидравлический расчет фильтра.....	96
8.3. Гидравлический расчет трубопроводов сети	98
Лекция 6. Транспортирование измельченной древесины.....	102
9. Транспортные пневматические системы.....	102
9.1. Типы установок.....	102
9.2. Воздуховоды, загрузочно-разгрузочные устройства.....	104
9.3. Подготовка исходных данных.....	106
9.3.1. Общие требования и рекомендации....	106
9.3.2. Характеристика транспортируемого материала.....	107
9.3.3. Выбор концентрации аэроsmеси.....	108
9.4. Пример расчета низконапорной системы пневмотранспорта.....	108
Библиографический список.....	114
Приложения.....	116
Оглавление.....	134

Учебное издание

Подъемно-транспортные машины отрасли

Аспирация и пневмотранспорт деревообрабатывающих предприятий

Лекции и методы решения задач

Редактор Р.В. Сайгина

Подписано в печать	Формат 60 x 84 1/16
Бумага тип. №1	Печать офсетная Уч.– изд. л. 9,5
Усл. печ. л. 11,2	Тираж 300 экз. С№16. Заказ

Уральский государственный лесотехнический университет
620032, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37.

Глебов Иван Тихонович



Родился в Билимбаевском районе Свердловской области в семье работников лесной отрасли, которая в последующем оказала влияние на выбор профессии. В 1956 г. поступил и в 1961 г. успешно закончил факультет механической технологии древесины Уральского лесотехнического института.

В 1969 г. успешно защитил кандидатскую диссертацию, темой которой стало исследование процесса фрезерования лигно-углеводных древесных пластиков.

Теоретическая значимость исследования заключалась в том, что была раскрыта взаимосвязь процессов, происходящих по зонам лезвия режущего инструмента. Эта идея получила дальнейшее развитие в работах автора в период 2000-2010 гг.

Автором получено 111 патентов и свидетельств, опубликовано 156 научных статей.

Научные достижения И.Т. Глебова нашли свое воплощение в организации учебного процесса. 26 учебных пособий и справочников, написанных автором, широко используются студентами в курсовом и дипломном проектировании.

Награжден знаком Почетный работник высшей школы.