

Глебов И.Т. Аспирационные системы деревообрабатывающих цехов. Презентация

Учебно-наглядное издание

Приведена классификация аспирационных и транспортных систем. Потери давления воздуха динамические и статические. Расчетные формулы. Конструкция воздухопроводов, соединение воздухопроводов. Коллекторы, диафрагмы, вентиляторы, циклоны, тканевые фильтры, стружкоотсосы. Аспирационные системы кустовые и с разветвленной сетью. Методика их расчетов.

Ключевые слова: пылевоздушная смесь, воздухопровод, вентилятор, фильтр тканевый, методика расчета аспирационной системы

Объем 70 слайдов

Екатеринбург, 2017

**Подъемнотранспортные машины отрасли
Аспирационные системы
деревообрабатывающих цехов**

Проф. И.Т. Глебов

**Кафедра инновационных технологий и
оборудования деревообработки**

Предмет науки

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

Гидроаэродинамикой называется отдел 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.

Достоинства и недостатки

- **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;
- **легкость автоматизации**: с одного пульта можно дистанционно управлять всеми элементами установки;
- **компактность**: имеет простую конструкцию, ее тяговый орган - воздух;
- **герметичность**: при транспортировании материала исключается его потеря;
- **сопутствующие возможности**: одновременно можно выполнять операции: аспирацию цехов, сушку материала, его фракционирование;
- **экономичность**: при дальности транспортирования материала свыше 100 м пневматический транспорт экономичнее механического транспорта.

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.

Классификация



Рис. Схема классификации аспирационных систем

Схемы аспирационных систем

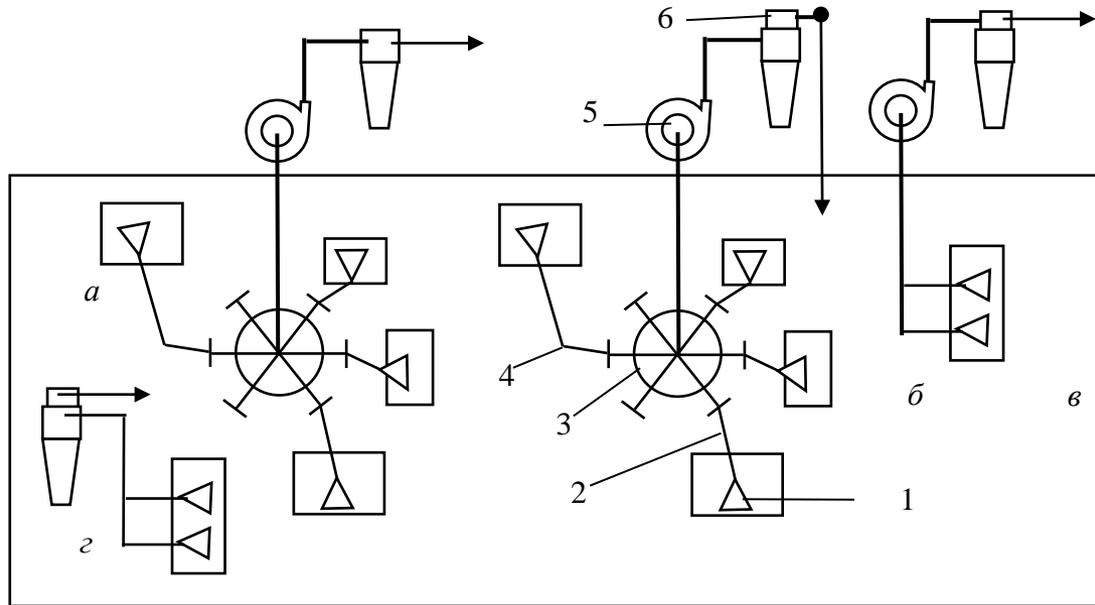
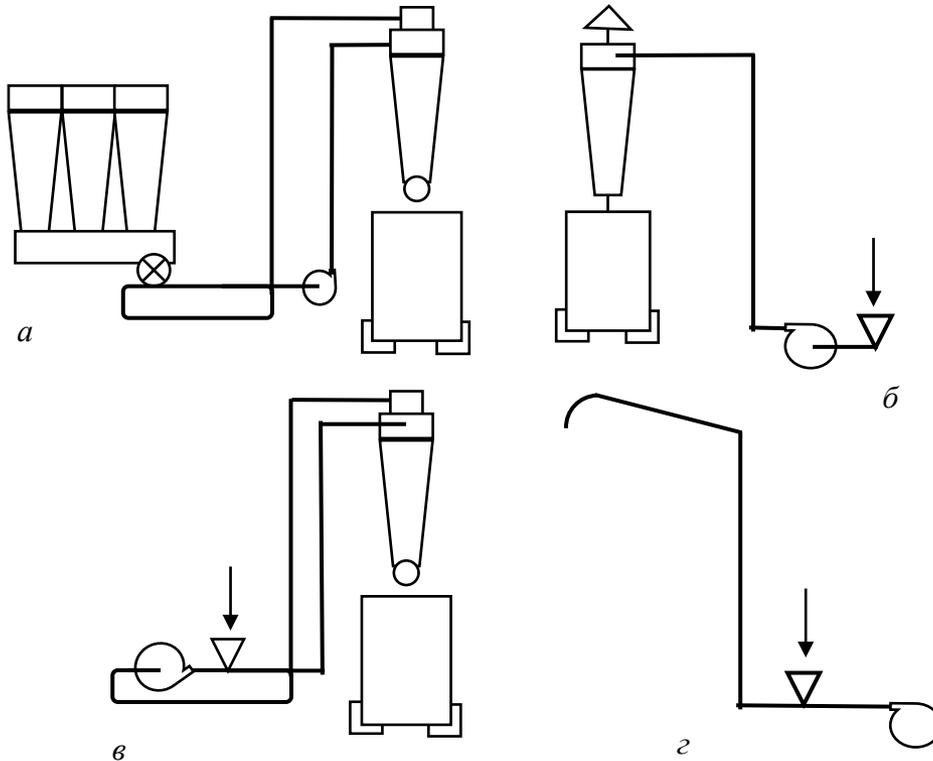


Рис. 2. Принципиальные схемы систем аспирационных:

a – прямоточно-централизованная; *б* – рециркуляционно-централизованная; *в* – прямоточно-автономная;

z – рециркуляционно-автономная

Схемы пневмотранспортных систем



Схемы транспортных пневмосистем:

а – всасывающая рециркуляционная;

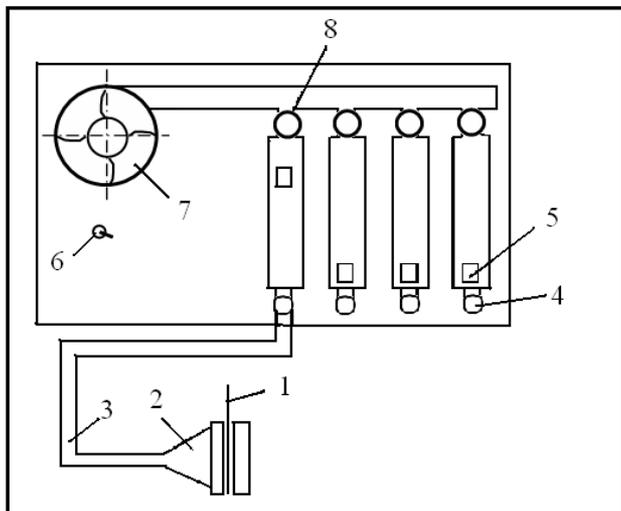
б – всасывающая прямоточная;

в – нагнетательная рециркуляционная;

г – нагнетательная прямоточная

Запыленность воздуха

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.



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

Параметры воздушного потока

Расходы воздуха объемный Q , м³/с, и массовый M , кг/с, связаны между собой следующим образом:

$$Q = Fv \qquad M = Fv\rho$$

Статическим давлением $P_{ст}$ принято называть давление частиц движущегося воздуха друг на друга и на стенки трубопровода.

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:

$$P = P_{ст} + P_{дин}.$$

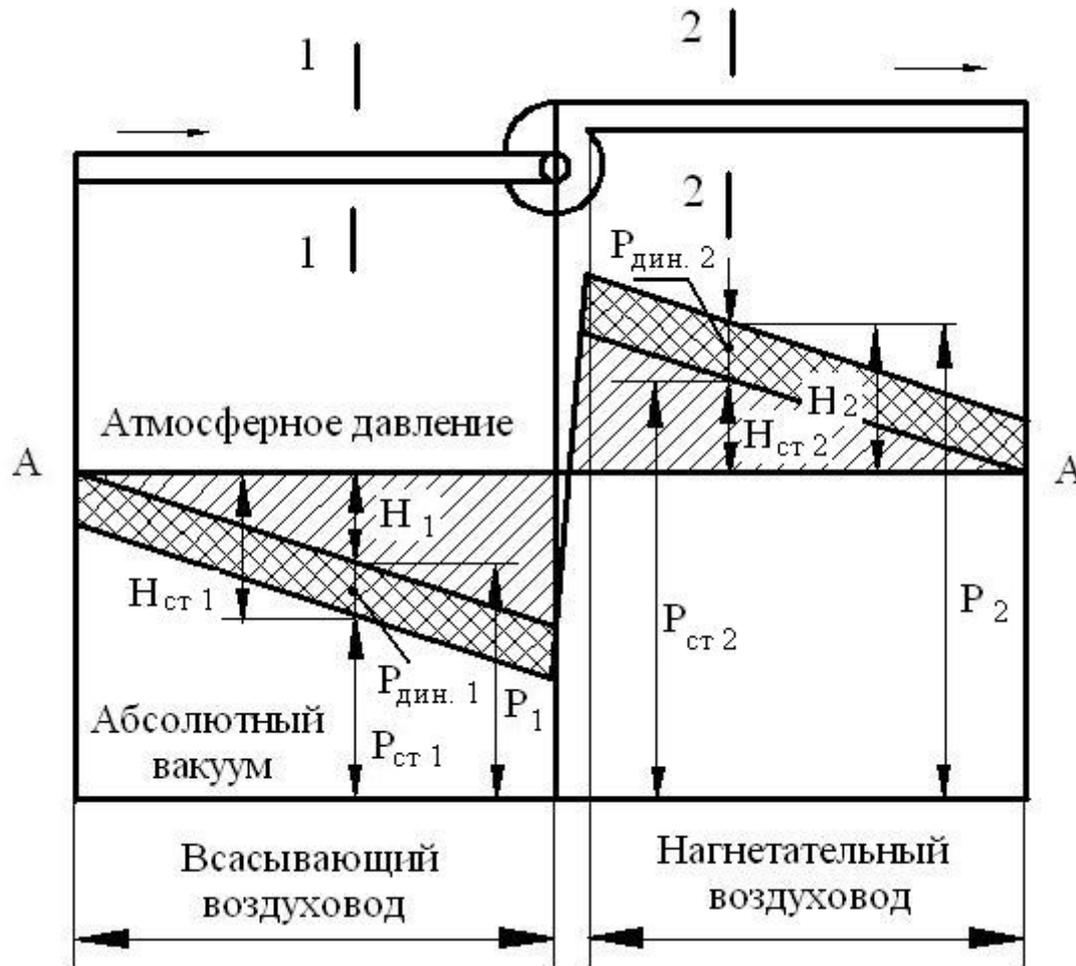
1 мм вод. ст. = 9,81 Па; 1 мм рт. ст. = 133,322 Па.

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, кг/м³.

$$\rho = \frac{p}{RT} = \frac{101325}{286,7 \cdot 293} = 1,2$$

Диаграмма давлений в воздуховодах



Абсолютное давление:

$$P_1 = P_{ст1} + P_{дин.1}$$

$$P_2 = P_{ст2} + P_{дин.2}$$

Относительное давление:

$$- H_1 = - H_{ст 1} + P_{дин. 1}$$

$$H_1 = H_{ст 1} - P_{дин. 1}$$

$$H_2 = H_{ст 2} + P_{дин. 2}$$

Уравнение Бернулли

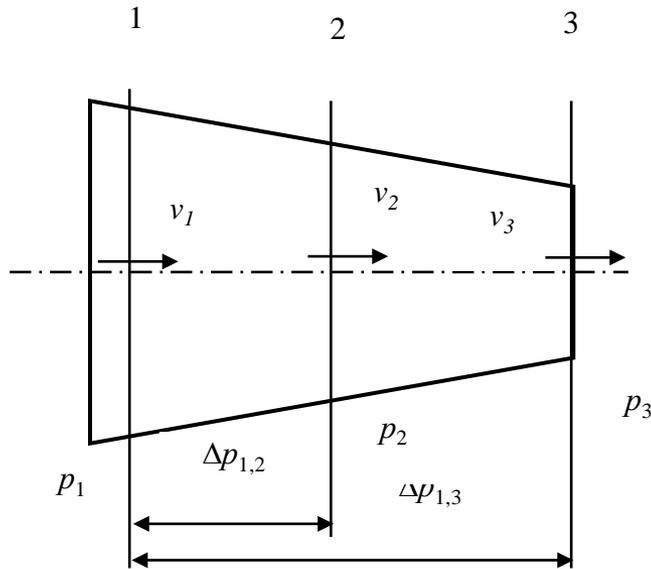


Рис. Схема к анализу движения потока воздуха в трубе

$$M_1 = M_2 = M_3$$

$$F_1 v_1 \rho_1 = F_2 v_2 \rho_2 = F_3 v_3 \rho_3$$

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

$$Q_1 = Q_2 = Q_3.$$

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

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{1,2},$$

Потери давления в воздуховоде

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

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

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;

K – комплексный коэффициент; для трасс с частыми поворотами $K = 1,4$.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ в инженерных расчетах определяют по формуле А.Д. Альтшуля

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_{\text{э}}}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

где $K_{\text{э}}$ – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности,

$K_{\text{э}} = (0,0001 \dots 0,00015)$ м;

d – внутренний диаметр трубы, м;

Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса для воздуха

$$Re = \frac{vd\rho}{\mu_1}$$

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

Потери давления в вертикальном воздуховоде

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

где ρ - плотность воздуха, $\rho = 1,2$ кг/м³;

$g = 9,81$ м/с²;

Δh – высота подъема транспортируемого материала, м.

Потери давления в отводах

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.

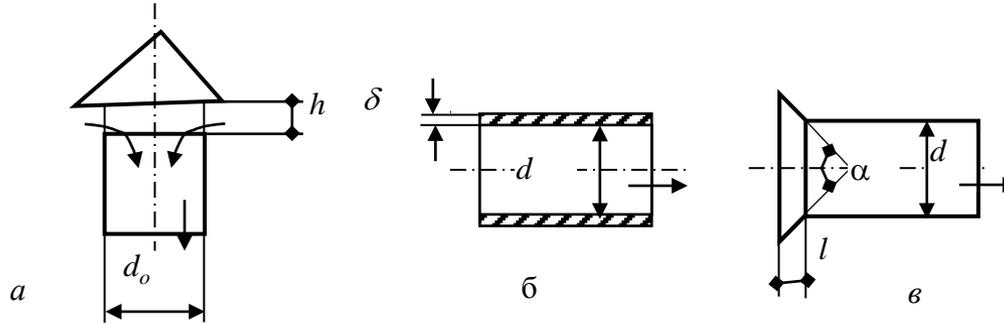
$$\Delta p_{отв} = \sum \xi_o P_{дин} (1 + 1,4\mu)$$

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

где ξ_o – сумма коэффициентов местного сопротивления отводов ветви при $R/d = 2$, где R – радиус поворота осевой линии отвода; d – диаметр трубопровода; динамическое давление воздушного потока .

Угол поворота, α°	30	45	60	90
	0,07	0,09	0,13	0,15

Потери давления в местных сопротивлениях



Местные сопротивления трубопроводов:
a – воздухозаборной шахты с зонтом; *б* – всасывающей трубы; *в* – воронки всасывающей трубы

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

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.

$$\Delta p_{раз} = 2\mu \frac{v_m}{v} P_{дин}$$

где v – скорость движения воздуха, м/с;

d – диаметр трубопровода, м.

Мощность двигателя вентилятора

$$P = \frac{1,1QH}{1000 \cdot 3600 \eta_v \eta_{np}}$$

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

η_v – КПД вентилятора;

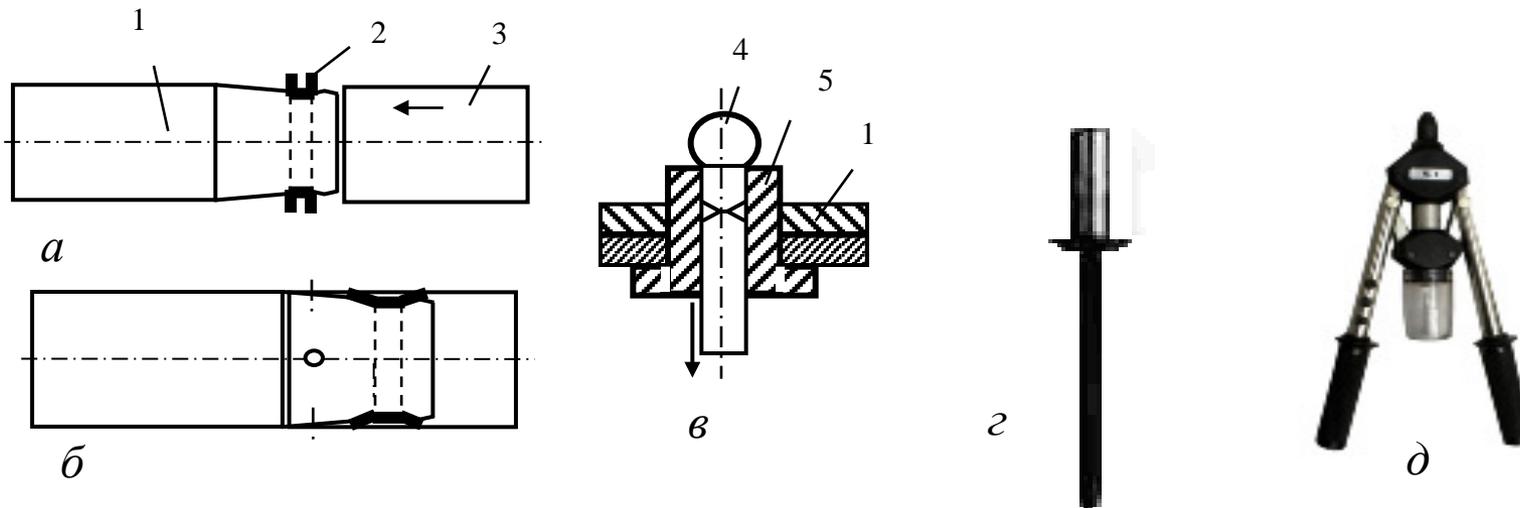
η_{np} – КПД передачи; для клиноременной передачи $\eta_{np} = 0,95$; для муфтовой $\eta_{np} = 0,98$; для вентилятора с рабочим колесом на валу электродвигателя $\eta_{np} = 1$.

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 (л/с)/м² при 400 Па;
- В – средний класс с коэффициентом утечки 0,44 (л/с)/м² при 400 Па;
- С – высший класс с коэффициентом утечки 0,15 (л/с)/м² при 400 Па.

Соединение круглых ВОЗДУХОВОДОВ



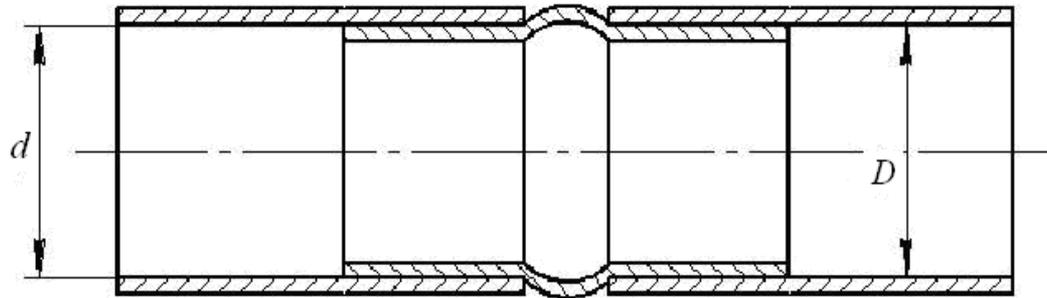
Способ соединения труб по длине:

а – подготовка труб для сборки; *б* – труба после сборки; *в* – способ установки заклепок; *г* – типовая заклепка; *д* – заклепочник

Продолжение



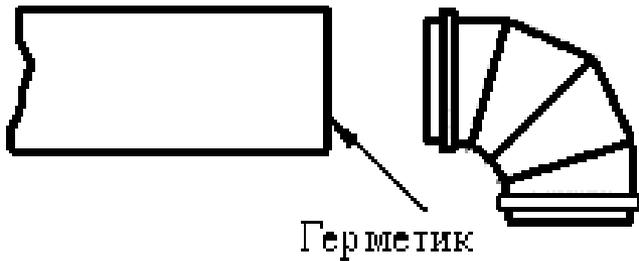
a



б

Ниппельное соединение труб:

a – ниппель; *б* – соединение



Соединение прямой трубы с отводом

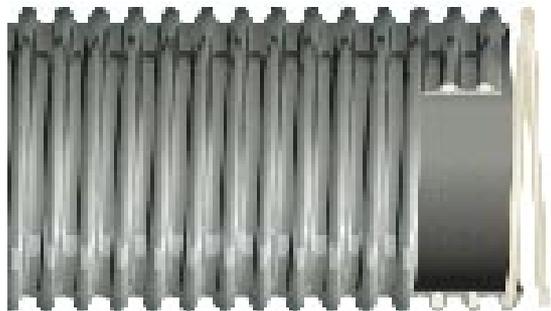
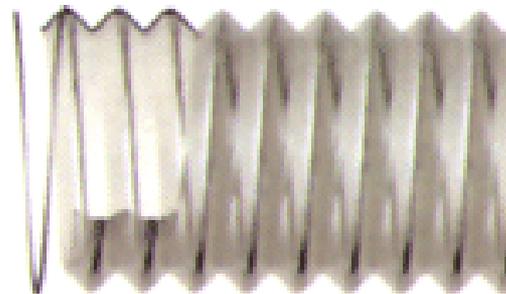
Электронный архив УГПТУ

Диаметры прямых ВОЗДУХОВОДОВ

Для аспирационных и пневмотранспортных систем должны применяться воздуховоды 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.

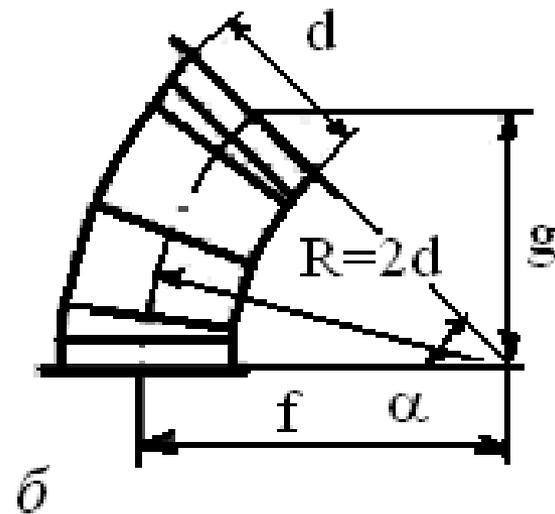
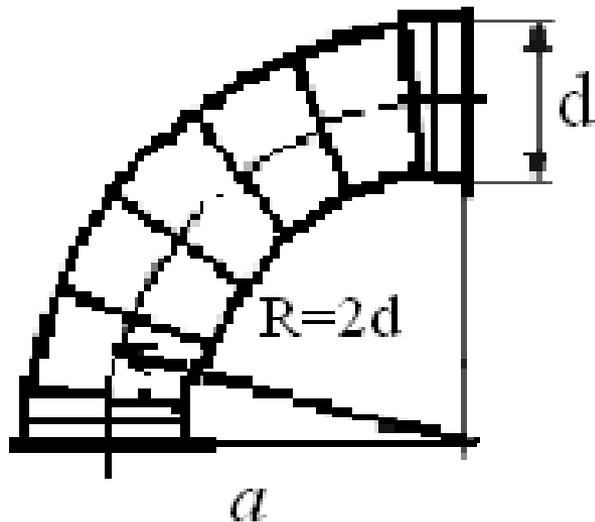
Гибкие воздуховоды

Воздуховоды делают из силикона (*а*), виниуретана (*б*), полиуретана (*в*), поливинилхлорида (*г*) и других материалов. Воздуховоды имеют гладкую внутреннюю поверхность, стойкую к истиранию. Стенка воздуховода армирована упругой стальной спиралью, ударопрочная.

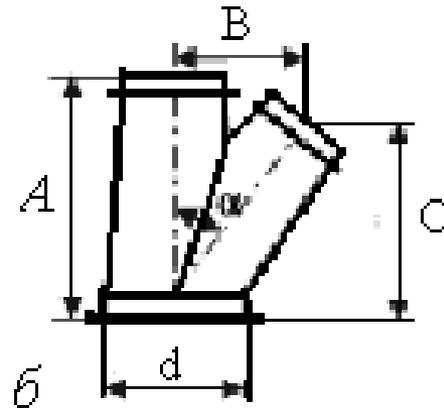
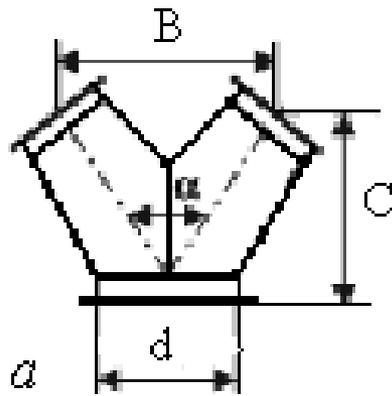
*а**б**в**г*

Отводы

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



Шлифование



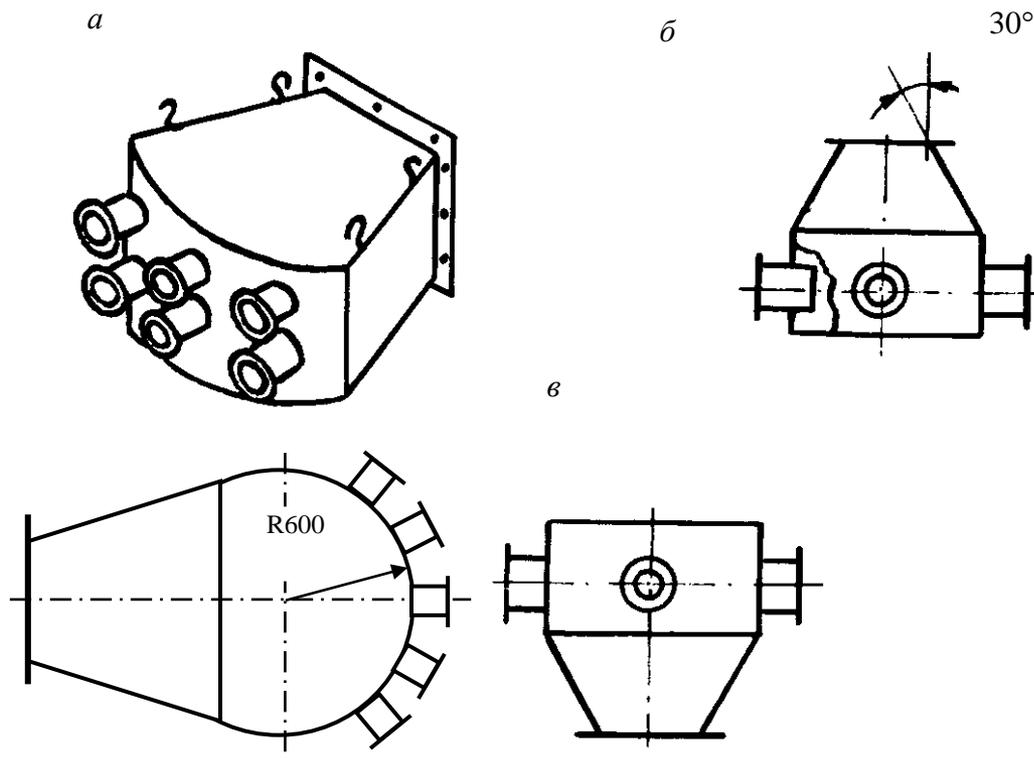
а



б

Тройники:
а – штанообразный;
б – несимметричный;
в – общий вид модели ТК;
г – крестовина ХК

Коллекторы



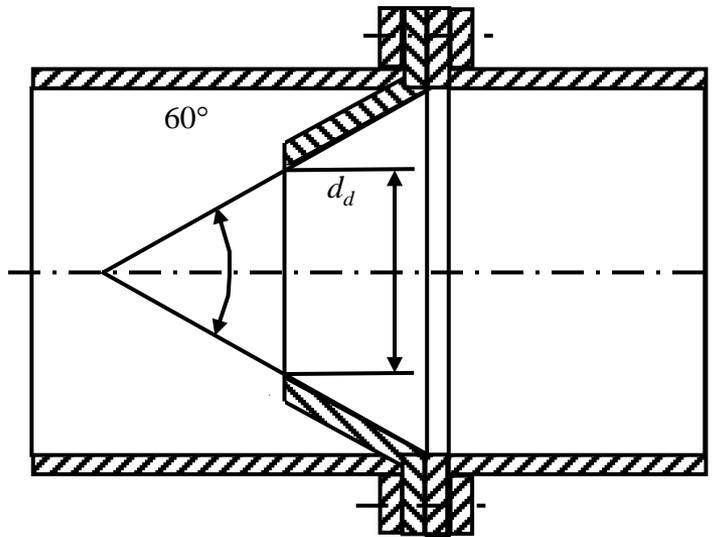
Коллекторы:

a - горизонтальный типа КГ; *б* - вертикальный типа КВВ;

в - вертикальный типа КВН

Диафрагма

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



Диафрагма

Электронный архив УГЛТУ

Вентилятор

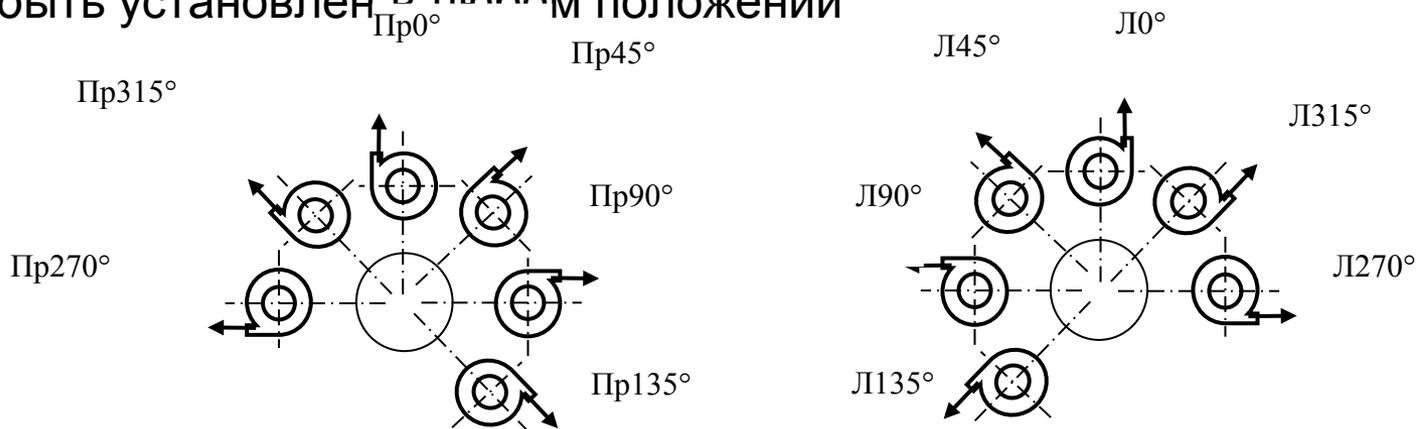
Вентилятор это механическое устройство, предназначенное для перемещения воздуха по воздуховодам и создающее необходимый для этого перепад давлений.

Номер вентилятора. За номер вентилятора принимается величина номинального диаметра рабочего колеса D в дециметрах. Например, вентилятор №6 имеет диаметр рабочего колеса 630 мм, №8 – 810 мм и т.д.

Положение вентилятора в пространстве

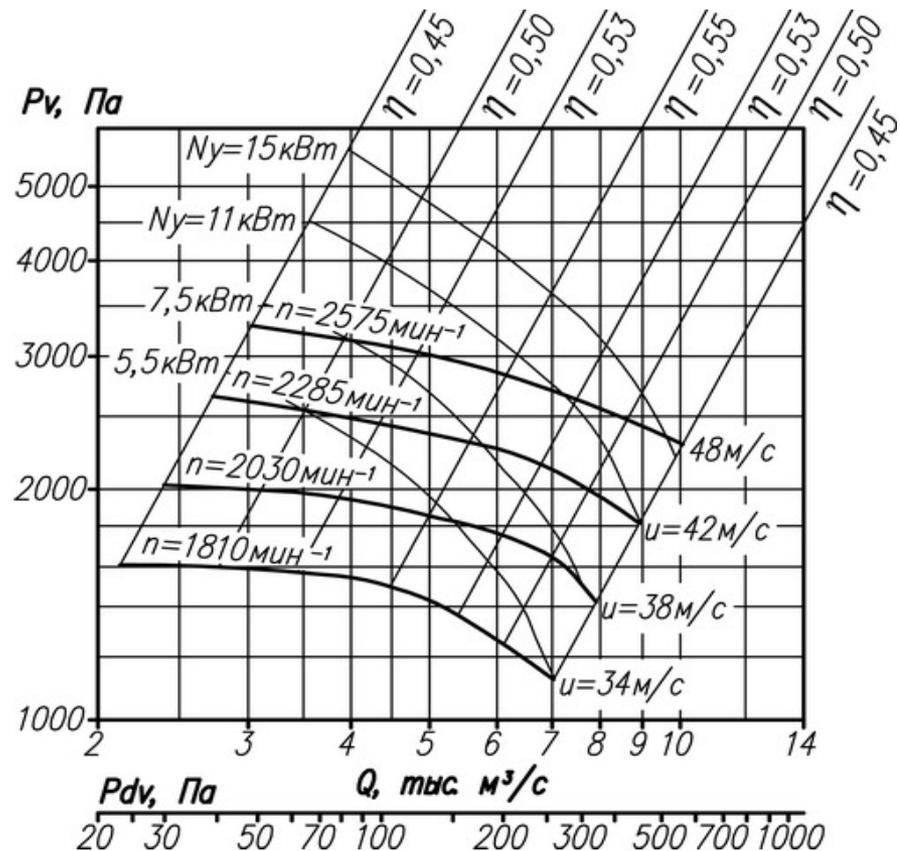
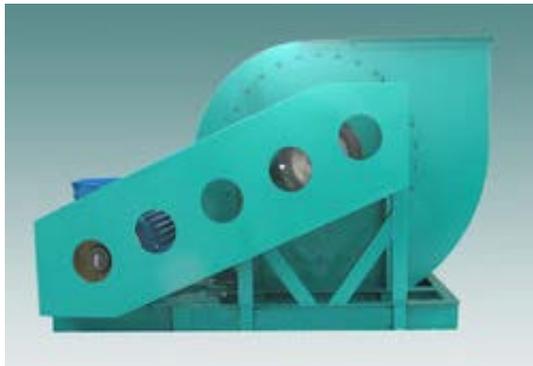
Пр0° Пр45° Пр90° Пр135° Пр315° Пр270° Л270° Л315° Л0° Л45° Л90° Л135°

Корпус вентилятора правого "Пр 0°" или левого "Л0°" вращения может быть установлен в любом положении



Вентилятор радиальный пылевой

ЗАО “Консар” выпускает вентиляторы ВПР №5, №8, №10. Содержание древесных частиц в воздушной смеси не должно превышать 1 кг/м³



Аэродинамическая характеристика вентилятора ВПР100-45-5



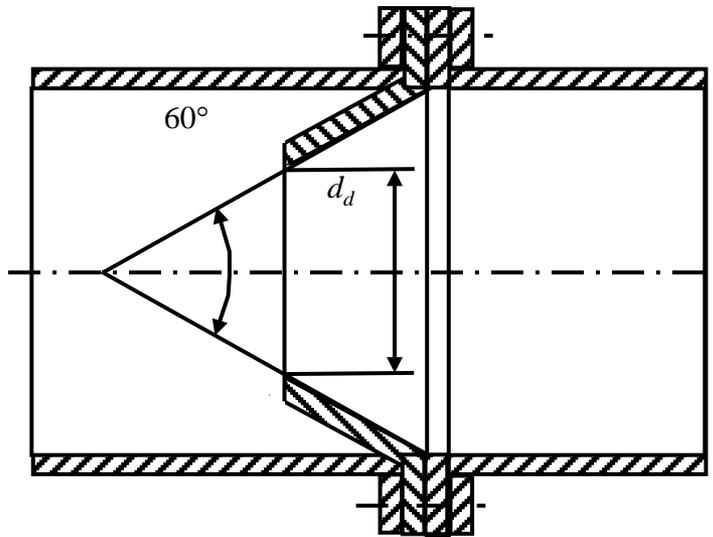
Вентилятор серии ВРП



Общий вид вентиляторов ВЦП №5-8

Диафрагма

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



Диафрагма

Тканевые фильтры

- Тканевые фильтры применяются для очистки больших объемов воздуха со значительной концентрацией пыли на входе (до 60 г/м³). В качестве фильтрующих элементов в этих аппаратах часто используются тканевые рукава, которые обеспечивают тонкую очистку воздуха от пылевых частиц размером менее 1 мкм.
- В фильтрах 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 электропроводимые вкрапления для снятия статического электричества.

Расчет фильтрующей поверхности ткани

Фильтрующая поверхность ткани, м²: $F_{\phi} = Q / 60q$

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

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

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

- 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.

- При встряхивании рукавов $c_1 = 0,7 \dots 0,85$

В зависимости от концентрации смеси

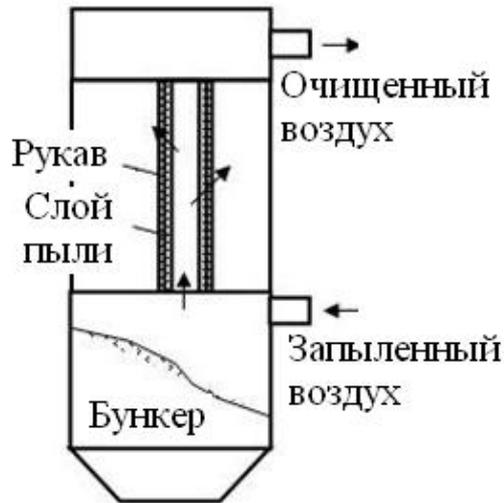
- $\mu, \text{ г/м}^3$ 100 80 60 40 20 10
- c_2 0,83 0,85 0,87 0,9 0,96 1,0
- Шлифовальная пыль $d_{50}=39,2$ мкм, при фрезеровании, пилении $d_{50}=69,8$ мкм. – **$c_3=1,0$**
- При $t=20$ град.С **$c_4=1,0$**
- **При ПДК пыли 6 мг/м³ $c_5=0,95$**
- **Для опилок**

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

Для шлифовальной пыли

$$q_n = 1,012(1,1163 + 2 \cdot 10^{-9} Q)$$

Гидравлическое сопротивление фильтра



- Гидравлическое сопротивление фильтра складывается из сопротивления корпуса при входе запыленного воздуха в бункер Δp_k , сопротивления ткани Δp_m и сопротивления осевшей на ткань пыли $\Delta p_{пл}$, Па

$$\Delta p_{\phi} = \Delta p_k + \Delta p_m + \Delta p_{пл}$$

$$\Delta p_k = 0,5 \xi_{мс} \rho V^2 \quad \text{при конструировании фильтров принимают}$$

$\xi_{мс} = 1,0 \dots 1,2;$

$$\Delta p_m = K_n \mu_1 q / 60$$

$d_{50} = 39,2 \text{ мкм} \quad K_n \approx 600 \cdot 10^6$
 $d_{50} = 69,8 \text{ мкм} \quad K_n \approx 400 \cdot 10^6$

$$\Delta p_{пл} = \mu_1 T \mu_2 q^2 K_1$$

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

Стружкоотсосы

- Степень очистки воздуха достигает 99,9% при улавливании частиц с медианным диаметром не менее 5 мкм (ОАО "Консар",) и 96,4% (ОАО "Эвента").



а



б



в



г

Стружкоотсосы ОАО "КОНСАР":

а – УВП-ИН-1200, УВП-ИН-2000; *б* – УВП-ИН- 3000;

в – УВП-ИН-5000; *г* – УВП-ИН-7000

Пылеуловители типа УВП-1200А





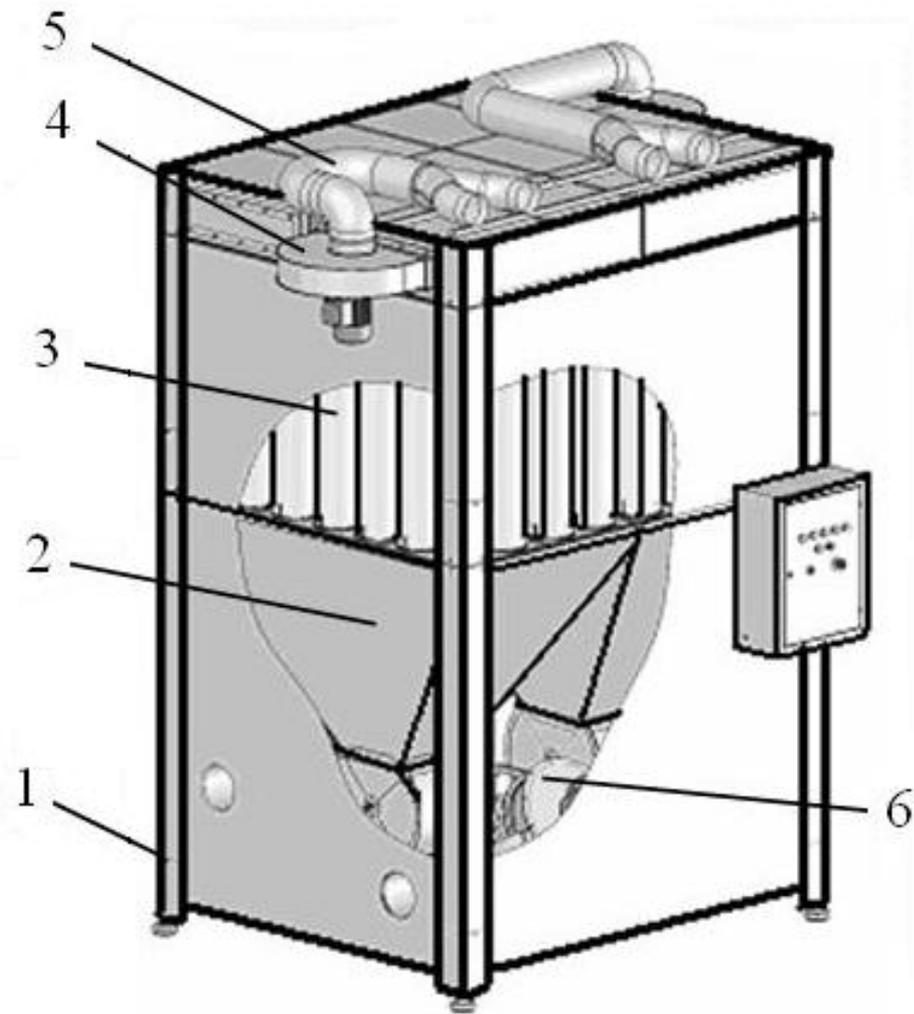
a



б

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

Стационарные фильтры УВП “Эвента”



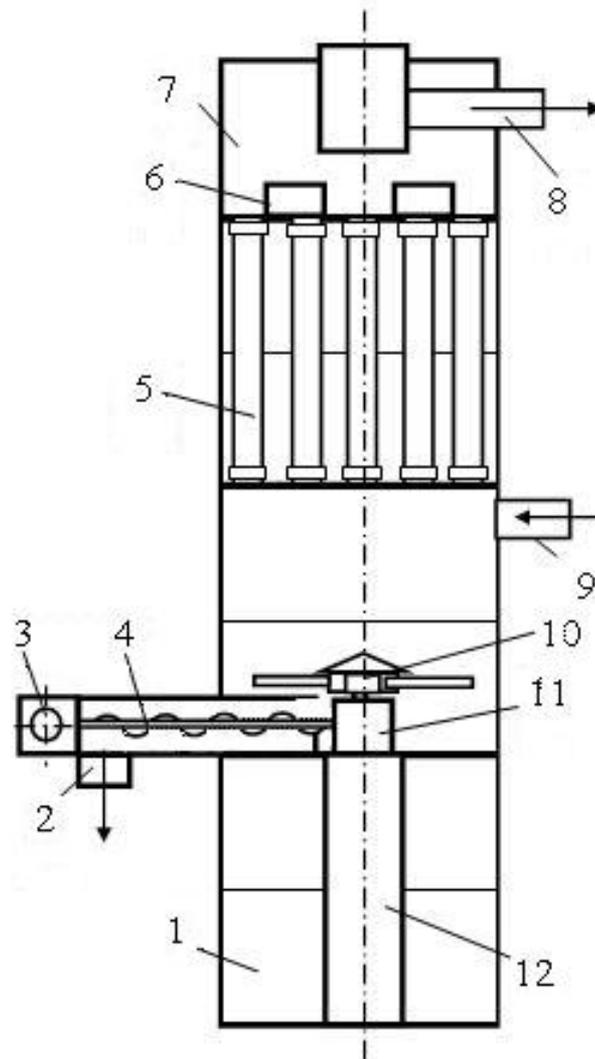
Пылеулавливающая установка УВП-ВБ с рукавными фильтрами



Фильтры ФР-9; ФР-12 ;ФР-16; ФР-20



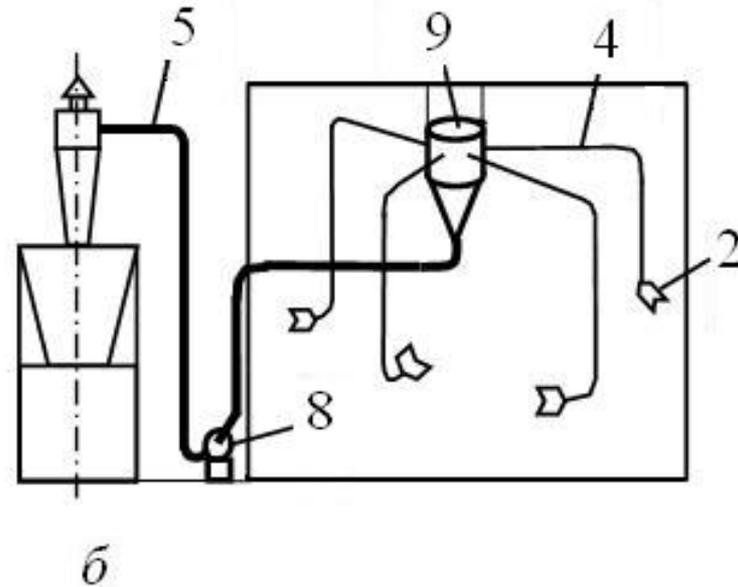
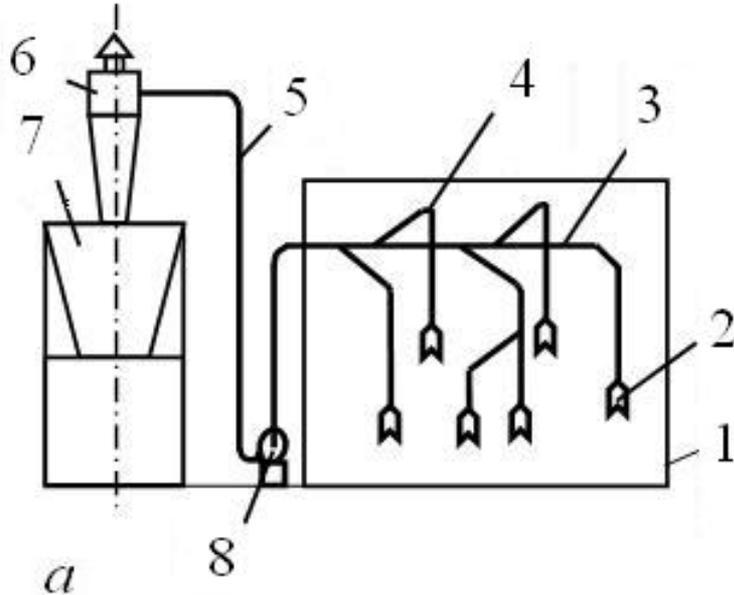
Внешние стационарные цеховые установки



Расчет аспирационных систем

- Подготовка исходных данных

Выбор схемы трубопроводной сети

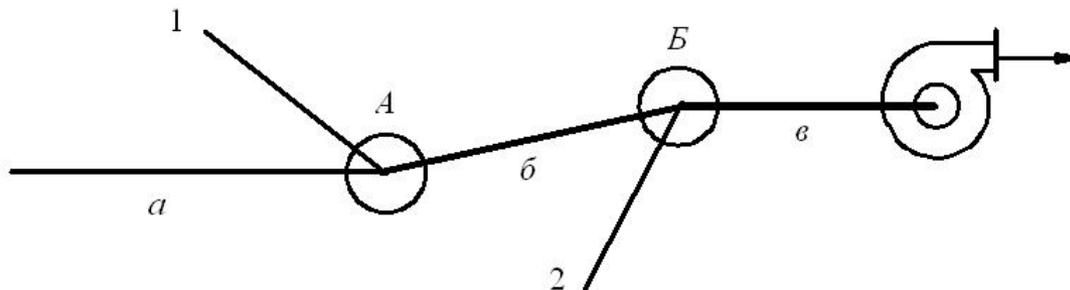


Ведомость исходных данных трубопроводной сети №1

№ 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 (воздуховода) 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: $l_k = 17,7$ м; $n_m = 4$ с углами поворота 90°, 30°, 90°, 60°.						
Воздуховод для возврата очищенного воздуха в цех: $l_b = 11,7$ м; $n_e = 4$ с углами поворота 90°, 90°, 90°, 60°.						

Свойства разветвленного воздуховода

- Разветвленный воздуховод состоит из нескольких магистральных воздуховодов, каждый из которых смонтирован из последовательно соединенных трубопроводов переменного сечения



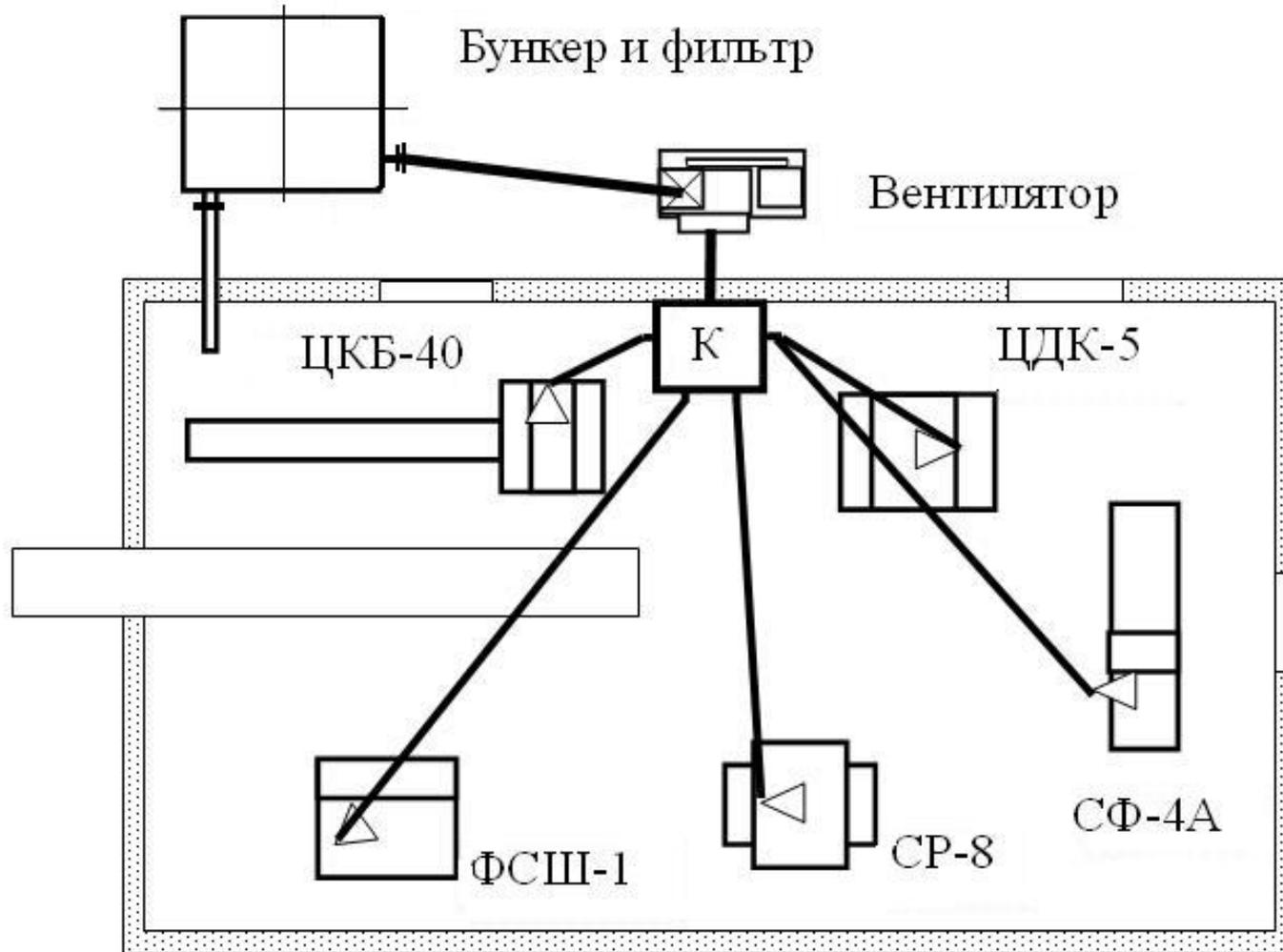
Разветвленный воздуховод:

A, B – тройники; $a, б, в, 1, 2$ – участки воздуховода

Для нормальной работы такого воздуховода необходимо выполнять следующее требование: **потери давления на транспортирование пылевоздушной смеси должно быть одинаковы во всех магистральных воздуховодах**

- **Пример.** Дано: в воздуховоде замерены потери давления:
- $\Delta p_a = 100 \text{ Па}$; $\Delta p_2 = 300 \text{ Па}$; $\Delta p_{рв} = 500 \text{ Па}$;
- *Определить* потери давления на остальных участках воздуховода.
- *Решение.* 1. Находим потерю давления в магистрали 2в воздуховода:
 - $\Delta p_{2в} = \Delta p_2 + \Delta p_{рв} = 300 + 500 = 800 \text{ Па}$;
 - 2. Находим потерю давления на участке б, учитывая, что потеря давления в магистрали $\Delta p_{абв} = 800 \text{ Па}$.
 - $\Delta p_{абв} = \Delta p_a + \Delta p_{б} + \Delta p_{рв}$.
 - Отсюда $= 800 - 100 - 500 = 200 \text{ Па}$.
- 3. Находим потерю давления на участке 1.
 - $\Delta p_{1бв} = 800 \text{ Па}$. $\Delta p_{1бв} = \Delta p_1 + \Delta p_{б} + \Delta p_{рв} = 800 \text{ Па}$.
 - Отсюда $= 800 - 200 - 500 = 100 \text{ Па}$.

Кустовая аспирационная система



План размещения оборудования цеха

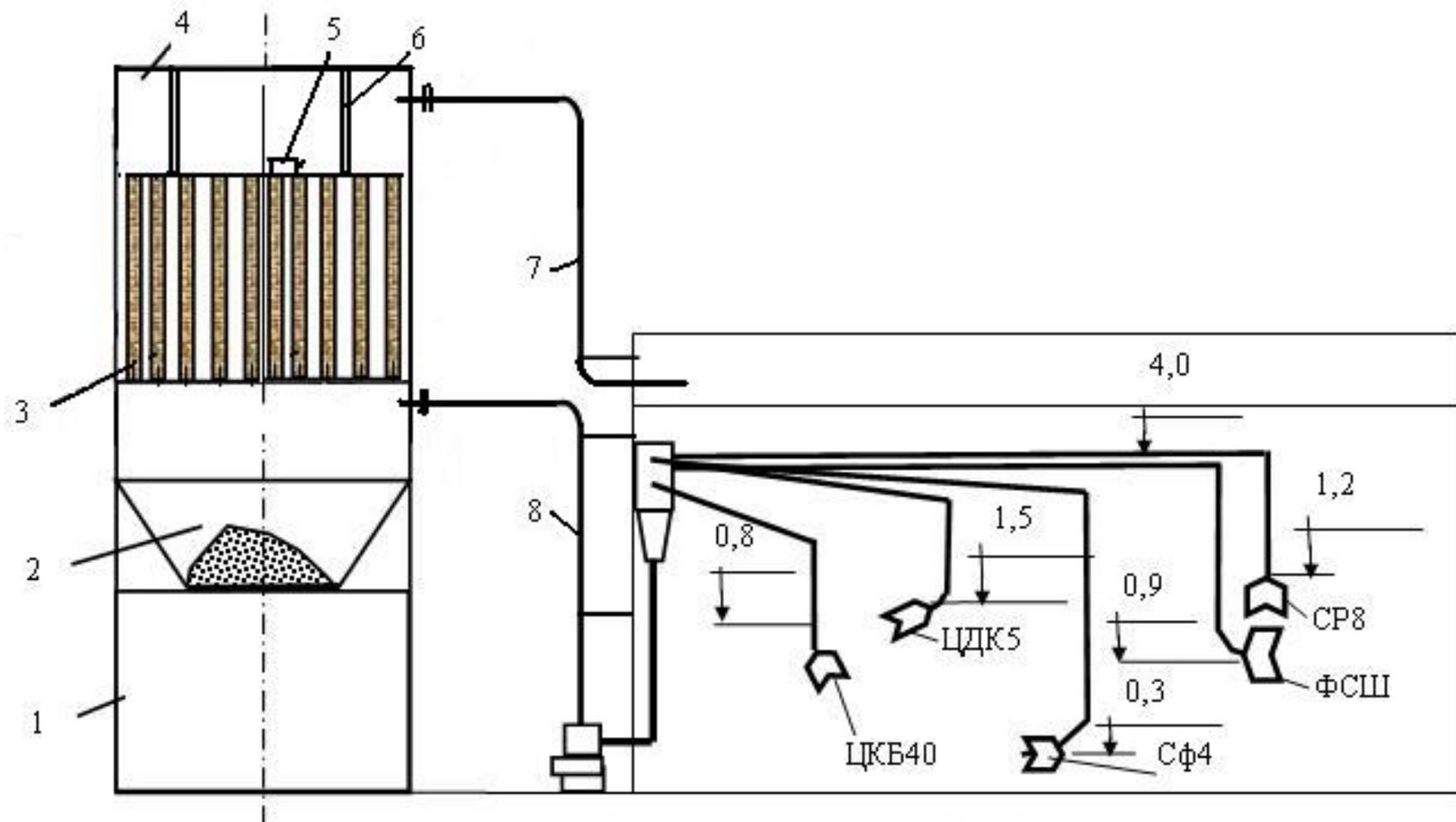


Схема поперечного разреза аспирационной системы

Ведомость исходных данных трубопроводной сети

Электронный архив УГЛТУ

№ отсоса, модель станка	Режущий инструмент	Диаметры присоединительных патрубков отсосов, м	Объем отсасываемого воздуха $Q_{\text{отс}}$, 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
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 $l_{\text{воз}} = 16,5$ м, $n_{\text{воз}} = 4$ с углами поворота 90° 90° 60° 30° сопротивления						

Расчет рукавного фильтра

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 равна $\mu_n = 14,6 \text{ г/м}^3$ $c_2 = 0,96$; 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

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

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:

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

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} , зависящий от размеров частиц и проницаемости ткани; для лавсановой ткани и твердых частиц с медианным диаметром $d_{50} = 10 \dots 20 \text{ мкм}$ $K_n = (1100 \dots 1500) \cdot 10^6$; для $d_{50} = 69,7 \text{ мкм}$ примем $K_n = (300 \dots 400) \cdot 10^6$;

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

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

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 Δp_m рассчитывается по уравнению, Па:

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

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

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

$$\mu_n = 14,6 \text{ г/м}^3 = 0,0146 \text{ кг/м}^3;$$

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.

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

8. Находим полную потерю давления в фильтре

$$\Delta p_{\phi} = \Delta p_y + \Delta p_x + \Delta p_m + \Delta p_{na} = 617,1 + 4,3 + 271,5 + 237 = 1129,9 \text{ Па}$$

Гидравлический расчет трубопроводов сети

Кустовая аспирационная рециркуляционная система					
КАРС					
Исходные данные					
6	№ отсоса, модель станка				
7	1. ЦКБ-40	2. ЦДК5-2	3. СФА-4	4. СР8-1	5. ФСП-1
8	Развернутая длина ответвлений, м:				
9	6	7,5	14,3	14,1	15,8
10	Количество отводов в ветвях, шт:				
11	3	2	3	2	3
12	Углы поворота отводов, град				
13	90, 90, 90	30, 90	45, 90, 90	45, 90	60, 90, 90
14	Сумма гидравлических коэффициентов сопротивления отводов ветвей				
15	(рассчитывается с использованием следующих данных:				
16	угол поворота отвода, град	30	45	60	90
17	сопротивление отвода	0,07	0,09	0,13	0,15):
18	0,45	0,22	0,39	0,24	0,43
19	Гидравлический коэффициент сопротивления отсосов:				
20	1	1	1	1	1,5
21	Минимальный объем отсасываемого воздуха ответвлением Q_{min} , м ³ /ч:				
22	940	1200	1500	1600	1350
23	Скорость воздуха минимальная v , м/с:				
24	в ответвлениях:				
25	17	17	18	18	18
26	в отсосах станков:				
27	35	17,7	17,3	19	17,9
28	Максимальный выход отходов через отсосы станков M_d , кг:				
29	68,64	351	149,5	191	33,8

Электронный архив УГЛТУ

30	Гидравлический коэффициент сопротивления входа в коллектор:					
31	0,445	0,445	0,445	0,445	0,445	
32	Гидравлический коэффициент трения аэросмеси о стенки труб:					
33	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	
34	Магистральный воздуховод:					
35	развернутая длина от коллектора до циклона, м:					17,7
36	количество отводов, шт: 4 - 90, 90, 90, 90 град.					4
37	Сумма гидравлических коэф. сопротивления отводов магистр.					0,6
38	Сопротивление циклона или рукавного фильтра, Па:					970
39	Длина трубы для возврата очищенного воздуха в цех, м:					16,5
40	Сумма гидравлических коэф. сопротивления отводов трубы для					
41	возврата воздуха в цех					0,5
42						
43	Расчет сети ответвлений					
44						
45	1. Диаметры трубопроводов ответвлений, м:					
46	0,140	0,158	0,172	0,177	0,163	
47	Диаметры округляют в меньшую сторону до стандартного значения из ряда:					
48	0,100; 0,110; 0,125; 0,140; 0,160; 0,180; 0,200; 0,225; 0,250;					
49	0,280; 0,315; 0,355; 0,400; 0,450; 0,500; 0,560; 0,630; 0,710					
50	Округленные диаметры ответвлений, м:					
51	0,14	0,14	0,16	0,16	0,16	
52	2. Уточненная скорость воздуха в ветвях, м/с:					
53	16,98	21,67	20,74	22,13	18,67	
54	3. Массовая концентрация, кг/кг:					
55	0,061	0,244	0,083	0,099	0,021	
56	4. Число Рейнольдса для воздуха:					
57	159520,61	203643,34	222734,9	237583,89	200461,41	
58	5. Коэффициент трения воздуха на прямолинейных участках:					
59	0,020	0,020	0,019	0,019	0,019	

60	6. Динамическое давление воздуха $P_{дин}$, Па:					
61	172,94	281,84	258,14	293,71	209,10	
62	7. Потери давления воздуха на прямых участках, Па:					
63	149,8	298,8	443,2	494,7	400,2	
64	8. Потери давления в отсосах ветвей, Па:					
65	735,0	188,0	179,6	216,6	288,4	
66	9. Потери давления в отводах, Па:					
67	77,8	62,0	100,7	70,5	89,9	
68	10. Потери давления на входе в коллектор, Па:					
69	77,0	125,4	114,9	130,7	93,0	
70	11. Полная потеря давления в ветвях при перемещении аэросмеси, Па:					
71	1128,2	904,3	935,8	1039,5	897,0	
72	12. Разряжение воздуха в коллекторе H_k принимается равным					
73	наибольшему из значений потерь давления в ветвях, Па:					
74	1128,2	1128,2	1128,2	1128,2	1128,2	
75	Погрешности давлений в ветвях по отношению к давлению в					
76	коллекторе П, %:					
77	0,0	19,84	17,0	7,9	20,5	
78	Давления в ветвях должны быть скорректированы так, чтобы погрешность					
79	не превышала 5 %. Корректируют давления путем изменения диаметров					
80	воздуховодов или увеличением расхода воздуха до 2%. Окончательную					
81	коррекцию делают путем установки в соответствующие ответвления диафрагм.					
82	13. Диаметр одной диафрагмы, м:					
83	0,154	0,112	0,129	0,141	0,123	
84	Магистральный воздуховод					
85	14. Производительность системы Q, м ³ /ч:				7578,5	
86	15. Скорость воздуха, м/с:				18,5	
87	16. Диаметр воздуховода, м:				0,381	
88	Принимается стандартное значение, м:				0,355	
89	17. Уточненная скорость воздуха, м/с:				21,29	

90	18. Массовый поток древесных частиц, кг/ч:	793,94		
91	19. Массовая концентрация аэроаэрозоли, кг/кг:	0,0873		
92	20. Число Рейнольдса для воздуха:	507191,42		
93	21. Коэффициент трения воздуха в трубе:	0,0157		
94	22. Динамическое давление воздуха $R_{дин}$, Па:	271,90		
95	23. Потери давления в отводах, Па:	163,1		
96	24. Потеря давления в магистр. трубопроводе, Па:	422,0		
97	Воздуховод для возврата очищенного воздуха в цех			
98	25. Производительность системы Q , м ³ /ч:	7578,5		
99	26. Диаметр воздуховода принимается на 1-2 калибра			
100	большее магистрального воздуховода, м:	0,450		
101	27. Уточненная скорость воздуха, м/с:	13,25		
102	28. Число Рейнольдса для воздуха:	400117,67		
103	29. Коэффициент трения воздуха в трубе:	0,0155		
104	30. Динамическое давление воздуха $R_{дин}$, Па:	105,31		
105	31. Потери давления в отводах, Па:	52,7		
106	32. Потеря давления в трубе для возврата воздуха, Па:	112,4		
107	Итого:			
108	33. Потеря давления в аспирационной системе, Па:	2632,7		
109	34. Напор вентилятора, Па:	2895,9		Должно быть не более 3200 Па
110	35. Мощность электродвигателя вентилятора, кВт:	13,5		
111				

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 $t_2 = -10^\circ\text{С}$, а рабочая температура в цехе $t_1 = +18^\circ\text{С}$. 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 час работы цеха

$$m = \rho Q_v ,$$

- где ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,2$ кг/м³.

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

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

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

$$Q = 8400 \cdot 1(18 - (-10))$$

- где C – теплоемкость воздуха, $C = 1$ кДж/кг·°С.
= 235200 кДж/ч.

- 3. Определим количество тепловой энергии, необходимой на отопительный период работы цеха при двухсменной работе
- $Q_2 = 235200 \cdot (8,2 \cdot 2 \cdot 175) = 675024000$ кДж/г.

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

$$M = Q_m / q ,$$

- где q – теплота сгорания дизельного топлива, $q = 42700$ 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
- $C = 18000 \cdot 15,8085 = 284553$ 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 $Kл = 0,8$. Тогда прибыли цеха будет равна
- $P = 0,8 \cdot 284553 = 227\ 642,4$ р.

Транспортные пневматические системы

Электронный архив УГЛТУ

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.

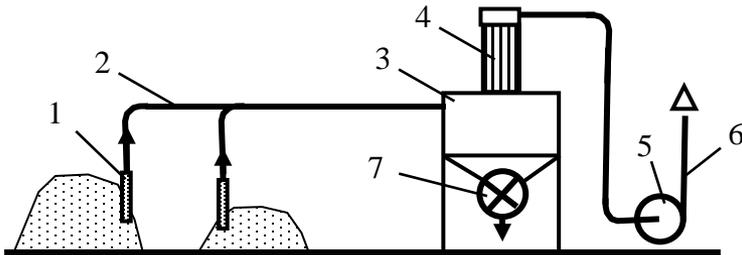


Схема всасывающей транспортной установки

Установки всасывающего типа. В таких установках воздуходувная машина устанавливается в конце трассы. Давление 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. 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.

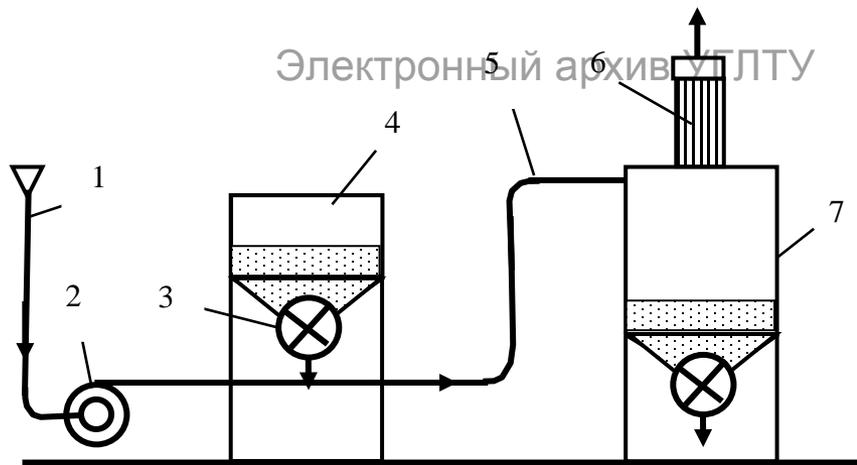
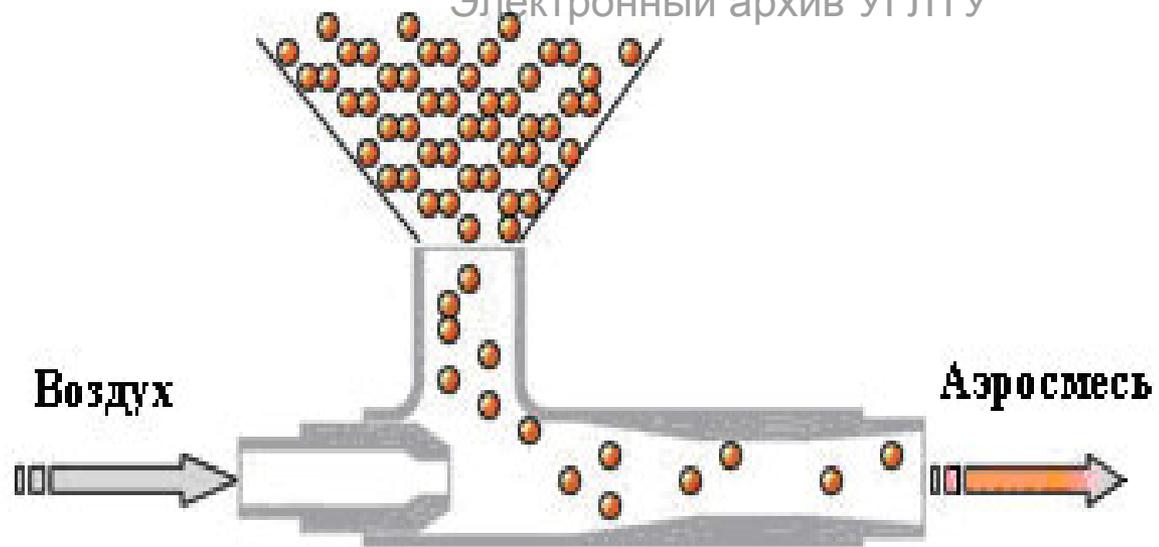


Схема нагнетательной транспортной установки

В нагнетательных пневмотранспортных системах воздуходувная машина устанавливается в начале трассы. 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.



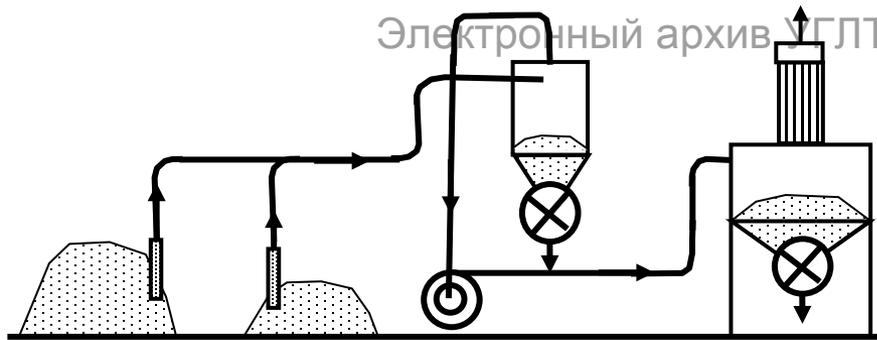


Рис. 45. Схема комбинированной транспортной установки

В комбинированных (всасывающе-нагнетательных) системах воздухоудная 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 эжекторным питателем, 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).

Воздуховоды, загрузочно-разгрузочные устройства

Трубопроводы. Надежность и эффективность работы пневмотранспортной установки зависит от правильного выбора воздуховодов. Трубопроводы должны быть герметичны, износоустойчивы, 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 аэросмеси в трубопроводы. В зависимости от принципа действия и конструкций питатели называют камерными, шлюзовыми, винтовыми, эжекционными. В установках низкого давления применяют эжекционные, шлюзовые питатели, в установках среднего давления – шлюзовые и шнековые питатели, 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 воздуховода. Если это равенство не соблюдается, то возможно 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 обрешиненными 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.

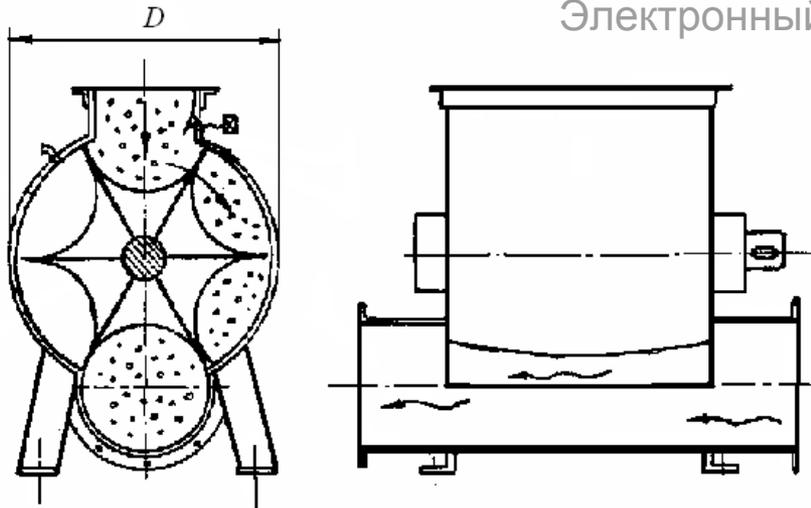


Рис. Шлюзовый барабанный питатель

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, м³;

γ_m – объемная масса материала, для щепы и опилок $\gamma_m \approx 200$ кг/м³;

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.

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.

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



**СПАСИБО ЗА
ВНИМАНИЕ =)**

