

**Л. М. Исянов, Е. А. Васильева,
И. В. Антонов, И. А. Крашенинникова**

**ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ПЫЛЕУЛАВЛИВАЮЩИХ
УСТАНОВОК ДЛЯ ОЧИСТКИ
ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ**

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2016

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ

Л. М. Исянов, Е. А. Васильева,
И. В. Антонов, И.А. Крашенинникова

Основы проектирования
пылеулавливающих установок
для очистки вентиляционных выбросов

Учебное пособие

Санкт-Петербург

2016

УДК 628 (075)

ББК 38.93я7

О 753

Основы проектирования пылеулавливающих установок для очистки вентиляционных выбросов: учебное пособие / сост.: Л.М. Исянов, Е.А. Васильева, И.В. Антонов, И.А. Крашенинникова. - 2-е изд., перераб. и дополн. ВШТЭ СПбГУПТД.-СПб., 2016. – 50 с.

В учебном пособии приведены общие положения и расчеты, которые необходимо выполнять при проектировании пылеулавливающих установок для очистки вентиляционных выбросов. Учебное пособие является переработанным и дополненным пособием «Проектирование пылеулавливающих установок для очистки вентиляционных выбросов», изданным в 2012 г.

Настоящее пособие предназначено для студентов всех форм обучения по направлению 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», а также для слушателей в системе дополнительного профессионального образования.

Рецензенты: доцент кафедры промышленной теплоэнергетики,
канд.техн.наук Кучмин В.А.
начальник службы охраны окружающей среды ЗАО
"Пилон" Е.А. Минакова

Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД.

Редактор и корректор Т.А.Смирнова
Техн. редактор Л.Я. Титова

Темплан 2016, поз.64

Подписано к печати 20.06.16 г. Формат 60х84/16. Бумага тип №1.
Печать офсетная. Объем 3,25 печ.л., 3,25 уч.-изд. л. Тираж 100 экз.
Изд. № 64. Цена «С». Заказ №

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД, 198095,
Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

© Высшая школа технологии и энергетики
СПбГУПТД, 2016

© Исянов Л.М., Васильева Е.А., Антонов И.В.,
2016

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В процессах обработки древесины на деревообрабатывающих станках образуется большое количество как крупных частиц – отходов производства (стружка, щепа, кора), так и более мелких (опилки, пыль). Особенностью данного технологического процесса является значительная скорость вылета, сообщаемая образующимся частицам при воздействии режущего инструмента на обрабатываемый материал, а также большая интенсивность пылеобразования. Поэтому практически все деревообрабатывающие станки оборудованы вытяжными устройствами, которые принято называть местными отсосами.

Система, объединяющая местные отсосы, воздуховоды, коллектор, пылеулавливающий аппарат и вентилятор, называется *аспирационной системой*.

Аспирационные системы предназначены для удаления запыленного воздуха из рабочей зоны и от технологического оборудования, для транспортировки, очистки и выброса в атмосферный воздух.

Коллектором называется устройство для объединения нескольких потоков воздуха в один.

Совокупность воздуховодов - ответвлений, подсоединенных к коллектору, называется *узлом*.

На деревообрабатывающих участках, оборудованных станками, применяются коллекторы различных конструкций (рис.1). Характеристики некоторых видов коллекторов приведены в табл. 1.

Для перемещения образующихся отходов (например, из бункеров хранения отходов к топливным бункерам котельной) используется система пневматического транспорта, ее отличие от аспирационной системы заключается в том, что функции местного отсоса выполняет загрузочная воронка.

Важнейшей характеристикой, используемой при расчетах систем аспирации и пневмотранспорта, является массовая концентрация запыленного воздуха (M , кг/кг). Массовая концентрация – это отношение количества перемещаемого материала к количеству воздуха, необходимого для его транспортировки:

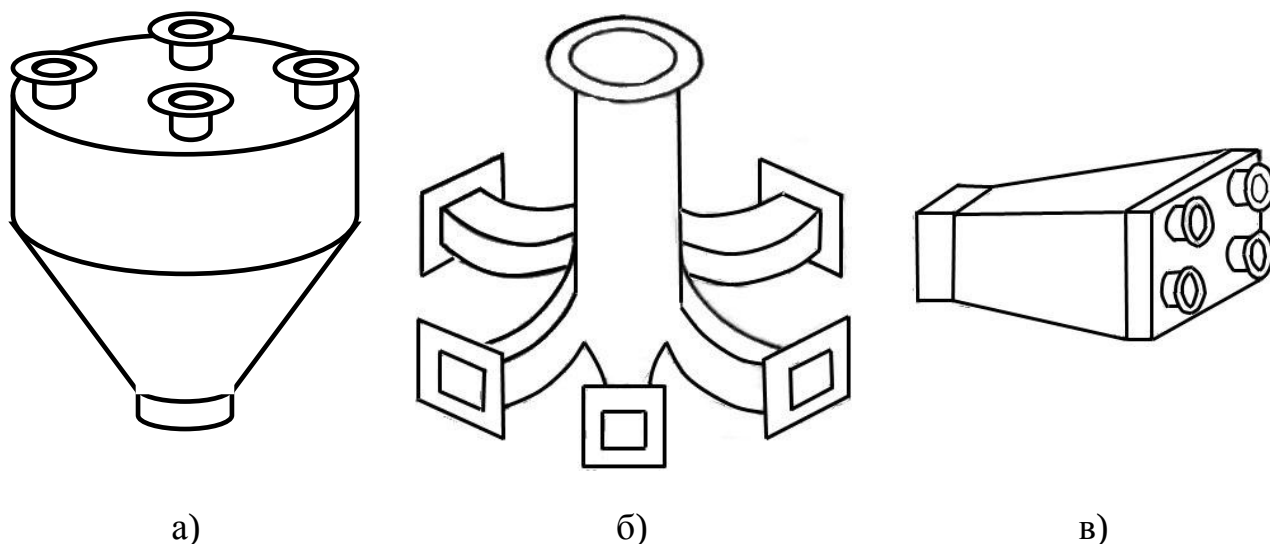


Рис. 1. Виды коллекторов:

а) вертикальный коллектор с нижним отводом (барабанный); б) вертикальный коллектор с верхним отводом ("люстра"); в) горизонтальный коллектор

Таблица 1

Характеристика коллекторов

Марка	Минимальное количество отводимого воздуха, м³/ч	Входные патрубки			Выходной патрубок	
		количество	диаметр, мм	коэффициент местного сопротивления $\zeta_{вх}$	диаметр (размер сечения), мм	коэффициент местного сопротивления $\zeta_{вых}$
коллекторы горизонтальные						
КГ4.180	5500	4	180	0,327	Дэ = 339 (300х300)	0,445
КГ6.180	5500	6	180	0,327	Дэ = 339 (300х300)	0,445
КГ8.180	7340	8	180	0,327	Дэ = 391 (400х300)	0,445
коллекторы вертикальные						
а) с верхним вводом (с нижним отводом)						
КВВ6.125	5800	6	125	0,5	339	0,18
КВВ8.125	7300	8	125	0,5	379	0,18
б) с нижним вводом (с верхним отводом)						
КВН4.180	4770	4	180	0,445	315	0,445
КВН6.180	6150	6	180	0,445	375	0,445
КВН8.180	9350	8	180	0,445	450	0,445

$$M = \frac{G_n^\Sigma}{L^\Sigma \cdot \rho_\epsilon}, \text{ кг/кг}, \quad (1)$$

где G_n^Σ – суммарный массовый расход перемещаемого материала, кг/ч;

L^Σ – суммарное количество воздуха, требуемое для перемещения материала (объемный расход), м³/ч;

ρ_ϵ – плотность воздуха, кг/м³. При температуре 20°C и атмосферном давлении $B = 101,3$ кПа, $\rho_\epsilon = 1,21$ кг/м³.

При проектировании аспирационных систем важное место занимает аэродинамический расчет, заключающийся в выборе диаметров воздуховодов, подборе коллектора, определении скоростей на участках, расчете и последующей увязке потерь давления на участках, определении суммарного сопротивления системы.

2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

2.1. Методика расчета

2.1.1. Последовательность расчета

Расчетная часть включает следующие этапы:

- Определение массовой концентрации перемещаемой смеси.
- Определение диаметров воздуховодов в ответвлениях и уточнение скоростей движения воздуха.
- Определение потерь давления на участках и их увязка (собственно аэродинамический расчет).
- Уточнение массовой концентрации смеси и определение потерь давления в сети.
- Определение потерь давления в коллекторе и в узле.
- Расчет пылеулавливающего аппарата.
- Подбор вентилятора и электродвигателя к нему.
- Уточнение потерь давления в сети с учетом вентилятора.
- Расчет материального баланса процесса пылеулавливания.

2.1.2. Определение потерь давления в воздуховоде

Диаметр i -го воздуховода рассчитывается из минимального расхода отводимого воздуха на i -м участке (L_i , м³/с) и значения минимальной скорости движения воздушного потока в воздуховоде (ω_0 , м/с):

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot L_i}{\pi \cdot \omega_{0i}}}, \text{ м.} \quad (2)$$

Воздуховоды нормализованы по диаметрам. Поэтому из стандартного ряда воздухопроводов с круглым сечением выбирается ближайшее *меньшее* значение диаметра.

Истинная скорость в воздуховоде уточняется с учетом выбранного значения d_i по формуле:

$$\omega_i = \frac{4 \cdot L_i}{\pi \cdot d_i^2}, \text{ м/с.} \quad (3)$$

Суммарные потери давления в i -том воздуховоде определяются по формуле:

$$P_{\Sigma i} = (\Sigma \zeta_i + \zeta_{mp i}) \cdot P_{\partial i}, \text{ Па,} \quad (4)$$

где $\Sigma \zeta_i$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на i -м участке (складывается из коэффициентов местных сопротивлений отводов, конфузоров, диффузоров и т.д.);

$\zeta_{mp i}$ – приведенный коэффициент трения на i -м участке. Рассчитывается по формуле:

$$\zeta_{mp i} = \left(\frac{\lambda}{d} \right)_i \cdot l_i, \quad (5)$$

где λ/d_i – потери давления на трение на 1 м длины воздуховода при диаметре - d_i и скорости воздушного потока - ω_i ;

l_i – длина воздуховода на i -м участке, м.

$P_{\partial i}$ – динамическое давление в воздуховоде на i -м участке, Па.

Динамическое давление в i -том воздуховоде

$$P_{\partial i} = \frac{\rho_{\partial} \cdot \omega_i^2}{2}, \text{ Па.} \quad (6)$$

Потери давления на i -том участке до подсоединения к коллектору складываются из потерь давления в воздуховоде и потерь давления в местном отсосе рассматриваемого участка, определяемых аналогичным способом.

При перемещении воздуха с массовой концентрацией $M > 0,01$ (кг/кг) потери давления в сети пересчитываются по участку с наибольшим гидравлическим сопротивлением с учетом массовой концентрации и характера перемещаемого материала по формуле:

$$P_{ni} = 1,1 \cdot P_{yчi} \cdot (1 + K \cdot M), \text{ Па,} \quad (7)$$

где K – коэффициент, характеризующий перемещаемый материал. Для древесины $K=1,4$.

2.1.3. Определение потерь давления в коллекторе

Выбор типа и марки коллектора осуществляется из объемного расхода воздуха в системе и требований к конструкции коллектора (например, количества входных патрубков).

Сопротивление коллектора складывается из потерь давления на преодоление местных сопротивлений на входе в коллектор и на выходе из него. Скорость и динамическое давление на входе в коллектор (выходе из коллектора) определяется по формулам (3) и (6) соответственно. Следует принимать во внимание, что при расчете скорости на входе в коллектор используется значение L_i для участка с наибольшим расходом воздуха.

Потери давления на входе в коллектор (выходе из коллектора) определяются по формуле:

$$P_{вх(вых)} = \zeta_{вх(вых)} \cdot P_{\partial.вх(вых)}, \text{ Па,} \quad (8)$$

где $\zeta_{вх(вых)}$ – коэффициент сопротивления на входе (или выходе) из коллектора.

Общие потери давления в узле аспирации складываются из потерь давления в сети участков и потерь давления в коллекторе.

2.1.4. Расчет пылеулавливающего аппарата

Достаточную степень очистки запыленного воздуха в процессах деревообработки обеспечивают аппараты сухой механической очистки – циклоны.

В процессах пиления, фрезерования, сверления, строгания древесины образуются достаточно крупные частицы (щепа, стружки, опилки), поэтому наибольшее распространение получили циклоны типа «К» (Клайпедского ОЭКДМ) и типа «Ц» (Гипродревпром). Основным недостатком этих циклонов – невысокая эффективность при улавливании мелкодисперсной пыли. Для улавливания пыли от процессов шлифования применяются циклоны типа УЦ (Гипродревпром). Также на деревообрабатывающих предприятиях используются циклоны типа ЦДО, ЦВВ, ЛТА и другие.

После выбора типа циклона производится его расчет. Расчет циклона осуществляется методом последовательных приближений и включает несколько этапов:

- 1) Определение конструктивно-технологических характеристик циклона.
- 2) Определение гидравлического сопротивления аппарата.
- 3) Определение степени очистки в циклоне.

1) *Определение конструктивно-технологических характеристик циклона.*

Необходимая площадь сечения циклона определяется по формуле:

$$F = \frac{L}{\omega_{опт}}, \text{ м}^2, \quad (9)$$

где L – количество очищаемого воздуха при рабочих условиях, $\text{м}^3/\text{с}$ (соответствует суммарному объему воздуха, поступающему за секунду из узла аспирации);

ω_{opt} – оптимальная скорость в сечении корпуса циклона, м/с.

Диаметр циклона рассчитывается по формуле:

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot n}}, \text{ м}, \quad (10)$$

где n – количество циклонов в группе.

Рассчитанный диаметр циклона округляется до целого числа и из типоразмерного ряда выбирается циклон с ближайшим наименьшим значением диаметра (D_y).

Исходя из выбранного диаметра циклона, вычисляется действительная скорость воздуха в аппарате:

$$\omega_y = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot n \cdot D_y^2}, \text{ м/с}. \quad (11)$$

Значение действительной скорости не должно отличаться от значения оптимальной скорости более чем на 25 %.

2) Определение гидравлического сопротивления циклона.

Гидравлическое сопротивление циклона

$$P_y = \zeta \frac{\rho_v \cdot \omega_y^2}{2}, \text{ Па}, \quad (12)$$

где ζ – коэффициент гидравлического сопротивления пылеулавливающего аппарата.

3) Определение степени очистки в циклоне.

При определении степени очистки используется вероятностный подход, согласно которому

$$\eta = \Phi(x), \quad (13)$$

$$\Phi(x) = \int_{-\infty}^x f(t) dt, \quad (14)$$

где $\Phi(x)$ – функция нормального распределения частиц по размерам (интеграл вероятности);

x – вспомогательный аргумент. Определяется по формуле:

$$x = \frac{\lg(d_m/d_{50})}{\sqrt{\lg^2 \sigma_\eta + \lg^2 \sigma_\chi}}, \quad (15)$$

где d_m – медианный размер частиц пыли, мкм;

d_{50} – размер частиц, улавливаемых в аппарате данного типа с эффективностью 50 %, мкм;

$\lg \sigma_\eta$ – стандартное отклонение в функции распределения фракционных коэффициентов очистки;

$\lg \sigma_\eta$ – среднее квадратичное отклонение в функции нормального распределения частиц данной пыли по размерам.

Величины d_m и $\lg \sigma_\eta$ являются характеристиками дисперсного состава конкретной пыли. Величины d_{50} и $\lg \sigma_\eta$ – параметры, определяющие эффективность конкретного аппарата при стандартных условиях его работы. Поэтому справочное значение параметра d_{50} пересчитывается для рабочих условий по формуле:

$$d_{50} = d_{50}^T \sqrt{\frac{D_\eta \cdot \rho_\eta^T \cdot \mu \cdot \omega_0^T}{D^T \cdot \rho_\eta \cdot \mu^T \cdot \omega_\eta}}, \text{ мкм}, \quad (16)$$

где «Т» – индекс для обозначения стандартных условий работы циклона;

D_η – диаметр циклона, м;

ρ_η – плотность частиц пыли, кг/м³;

ω_0^T – средняя скорость воздуха в аппарате при испытаниях, м/с;

μ – динамический коэффициент вязкости воздуха, Па·с.

Значение динамической вязкости воздуха при рабочих условиях уточняется по формуле:

$$\mu = \mu_0 \cdot \frac{273 + C}{T + C} \cdot \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2}, \text{ Па·с}, \quad (17)$$

где μ_0 – динамическая вязкость воздуха при 0°С и 101,3 кПа;

$$\mu_0 = 17,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с};$$

T – рабочая температура воздуха, К;

C – постоянная Сатерленда при 0°С и 101,3 кПа.

Для воздуха $C = 124$.

2.1.5. Расчет материального баланса процесса пылеулавливания

После расчета пылеулавливающего аппарата составляется материальный баланс процесса пылеулавливания.

Количество уловленной пыли определяется по формуле:

$$M_{ул} = M_{вх} - M_{вых}, \text{ кг/сут}, \quad (18)$$

где $M_{вх}$ – количество пыли на входе в циклон, кг/сут;

$M_{вых}$ – количество пыли на выходе из циклона, кг/сут.

Количество пыли на входе в аппарат

$$M_{вх} = G_n^{\Sigma} \cdot 24 \cdot k_3, \text{ кг/сут}, \quad (19)$$

где G_n^{Σ} – суммарный массовый расход перемещаемого материала, кг/ч;

k_3 – коэффициент загрузки оборудования. Для специализированных предприятий $k_3 = 0,55 - 0,75$.

Количество пыли на выходе из аппарата

$$M_{вых} = M_{вх} \cdot (1 - \eta), \text{ кг/сут}. \quad (20)$$

2.1.6. Выбор вентилятора и электродвигателя

Аэродинамический расчет сети аспирации заканчивается подбором вентилятора и электродвигателя к нему.

Системы аспирации имеют большие значения гидравлического сопротивления и содержат взвешенные частицы, поэтому в таких схемах обычно используются центробежные (радиальные) пылевые вентиляторы.

Подбор вентилятора осуществляется по аэродинамическим характеристикам – номограммам по требуемым значениям производительности (объемный расход отводимого воздуха) и напора. При этом производительность задается с учетом возможных подсосов, запас на которые составляет 15 %.

Из вентиляторов серийного изготовления используются аппараты типа ВРП, ВР и другие.

Электродвигатель выбирается по каталогу. Требуемая мощность не должна превышать значение установочной мощности.

Требуемая мощность на валу электродвигателя

$$N_{mp} = \frac{Q_p \cdot P_p}{102 \cdot \eta_e \cdot \eta_n}, \text{ кВт/ч}, \quad (21)$$

где Q_p – количество воздуха, отводимого вентилятором, $\text{м}^3/\text{с}$;

P_p – создаваемый вентилятором напор, $\text{кгс}/\text{м}^2$;

102 – коэффициент для пересчета из ($\text{кгс} \cdot \text{м}/\text{с}$) в (кВт);

η_e – КПД вентилятора;

η_n – КПД передачи.

При насадке колеса вентилятора непосредственно на вал электродвигателя КПД передачи равен 1; при соединении вала электродвигателя с вентилятором при помощи муфты – 0,98; при клиноременной передаче – 0,95.

2.2. Пример расчета

2.2.1. Аэродинамический расчет узла аспирации (от местного отсоса до коллектора включительно)

Аксометрическая схема аспирационной системы приведена в Приложении 1. Исходные данные и описание схемы приведены в Приложении 2 и Приложении 3.

Суммарный массовый расход перемещаемых материалов (древесных отходов, выбрасываемых в процессе работы пяти станков)

$$G_n^\Sigma = 40,95 + 14,08 + 13,43 + 24,65 + 10,7 = 103,81, \text{ кг/ч}.$$

Минимально необходимое количество воздуха для транспортировки отходов в целом по сети воздуховодов

$$L^\Sigma = 1000 + 1272 + 1350 + 1000 + 1000 + 513 = 6135, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Массовая концентрация взвешенных веществ в системе аспирации вычисляется по формуле (1) и составляет:

$$M = \frac{103,81}{6135 \cdot 1,21} = 0,014, \text{ кг/кг.}$$

В качестве примера в данном разделе приводится аэродинамический расчет участков 1 и 6.

Результаты расчета сети аспирации удобно представлять в виде расчетной таблицы. Форма расчетной таблицы приведена в Приложении 4.

Минимально необходимый объем отводимого воздуха (L) и длина каждого участка (l) из исходных данных переносятся в гр.2 и гр.4 расчетной таблицы.

Участок 1 (см. Приложение 1).

Диаметр воздуховода рассчитывается по формуле (2):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,278}{3,14 \cdot 17}} = 0,144, \text{ м.}$$

По справочным данным (Приложение 5) принимается ближайший меньший диаметр: $d_1 = 140$ мм. Тогда в соответствии с формулой (3) скорость воздуха в воздуховоде на участке 1

$$\omega_1 = \frac{4 \cdot 0,278}{3,14 \cdot 0,140^2} = 18,07, \text{ м/с.}$$

Динамический напор в воздуховоде рассчитывается по формуле (6):

$$P_{\partial 1} = \frac{1,21 \cdot 18,07^2}{2} = 197,55, \text{ Па.}$$

Значение величины потерь давления на трение на 1 метре длины стального воздуховода определяется по справочным данным (Приложение 6) в зависимости от диаметра воздуховода и скорости воздуха. На рассматриваемом участке $\lambda/d=0,143$.

Приведенный коэффициент трения рассчитывается по формуле (5):

$$\zeta_{mp1} = 0,143 \cdot 4 = 0,572.$$

Рассчитанные значения λ/d и ζ_{mp} заносятся в гр.8 и 9 расчетной таблицы соответственно.

Определение коэффициентов местных сопротивлений

Коэффициенты местных сопротивлений на каждом из участков определяются по Приложениям 7-11 исходя из характеристик соединяемых элементов.

1) Подсоединение местного отсоса к воздуховоду.

Диаметр присоединительного патрубка местного отсоса ($D_1=130$ мм) меньше диаметра воздуховода ($d_1=140$ мм). При переходе с меньшего сечения на большее устанавливается конический диффузор:

а) Находится соотношение площадей поперечных сечений присоединительного патрубка местного отсоса (F_0) и воздуховода (F_1):

$$\frac{F_0}{F_1} = \left(\frac{D_1}{d_1} \right)^2 = \left(\frac{0,130}{0,140} \right)^2 = 0,86.$$

б) По справочным данным (Приложение 7) подбирается ближайшее к рассчитанному значению F_0/F_1 . При этом угол раскрытия диффузора (α) задается таким образом, чтобы значение ζ_0 было минимальным:

При $F_0/F_1 \geq 0,6$ и $\alpha = 10^\circ$ $\zeta_0 = 0,05$.

в) Значение ζ_0 относится к скорости (ω_0) в меньшем сечении (F_0), т. е. в данном случае к скорости воздуха в присоединительном патрубке местного отсоса. Значение ζ_0 надлежит соотнести со скоростью воздуха в воздуховоде рассматриваемого участка, т.е. пересчитать на большее сечение.

Пересчет выполняется по следующей формуле:

$$\zeta_1 = \zeta_0 \cdot \left(\frac{F_1}{F_0} \right) = \zeta_0 \cdot \left(\frac{d_1}{D_1} \right)^2 = 0,05 \cdot \left(\frac{0,140}{0,130} \right)^2 = 0,06 \quad (22)$$

2) Два секционных отвода из звеньев круглого сечения по 90° (см. Приложение 3).

По Приложению 8 определяется коэффициент сопротивления (ζ) отвода при угле поворота $\alpha=90^\circ$:

$\zeta = 0,35$ при $R/d=2$.

Таким образом, при конструировании воздуховода необходимо обеспечить радиус поворота $R = 2 \cdot d_1 = 2 \cdot 0,140 = 0,28$ м.

Поскольку на участке два отвода по 90° , то $\zeta_{1,2} = 2 \cdot 0,35 = 0,70$

3) *Два секционных отвода из звеньев круглого сечения по 45° .*

По Приложению 8 коэффициент сопротивления составляет

$\zeta = 0,2$ при $R/d=2$ ($R = 0,28$ м).

Для двух отводов – $\zeta_{3,4} = 2 \cdot 0,2 = 0,40$.

4) *Подсоединение воздуховода к коллектору.*

С учетом рассчитанного объемного расхода по табл.1 подбирается вертикальный коллектор с нижним вводом КВН6.180 с шестью входными патрубками.

Диаметр воздуховода ($d_1=140$ мм) меньше диаметра присоединительного патрубка на входе в коллектор ($D_k = 180$ мм). Устанавливается диффузор.

а) Соотношение площадей поперечных сечений воздуховода (F_0) и входного патрубка коллектора (F_1) составляет:

$$\frac{F_0}{F_1} = \left(\frac{d_1}{D_k} \right)^2 = \left(\frac{0,140}{0,180} \right)^2 = 0,6$$

б) При $F_0/F_1 \geq 0,6$ и $\alpha=10^\circ$ $\zeta_0=0,05$.

в) Значение ζ_0 относится к скорости воздуха в меньшем сечении ($d_1=140$ мм), т. е. в воздуховоде рассматриваемого участка.

5) *Сумма коэффициентов местных сопротивлений воздуховода на участке 1 составляет:*

$$\Sigma \zeta_1 = 0,06 + 0,70 + 0,40 + 0,05 = 1,21.$$

Рассчитанные значения $\Sigma \zeta$ по участкам заносятся в гр.10 расчетной таблицы (Приложение 4).

Потери давления в воздуховоде на расчетном участке определяется по формуле (4):

$$P_{\text{с.1}} = (0,572 + 1,21) \cdot 197,55 = 352,03 \text{ Па.}$$

Результаты расчета записываются в гр. 11 расчетной таблицы (Приложение 4).

Коэффициенты сопротивления местных отсосов (ζ^*) относятся к сечению присоединительного патрубка местного отсоса (Приложение 2), поэтому формула для определения потерь давления в местном отсосе с учетом формулы (6) записывается следующим образом:

$$P_{отс} = \zeta^* \cdot \frac{\rho_в \cdot \omega_{отс}^2}{2}, \text{ Па.} \quad (23)$$

Потери давления в местном отсосе участка 1:

$$P_{отс.1} = 1,2 \cdot \frac{1,21 \cdot 20,90^2}{2} = 317,12 \text{ Па.}$$

Значения ζ^* , $\omega_{отс}$, и $P_{отс}$ заносятся соответственно в графы 12, 13, 14 расчетной таблицы (Приложение 4).

Потери давления на участке складываются из потерь давления в воздуховоде и потерь давления в местном отсосе.

$$P_{уч1} = P_{в1} + P_{отс.1} = 352,03 + 317,12 = 669,15 \text{ Па}$$

Участок 6 (см. Приложение 1).

Диаметр воздуховода

$$d_6 = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,143}{3,14 \cdot 18}} = 0,100 \text{ м.}$$

По Приложению 5 диаметр воздуховода принимается $d_6 = 100 \text{ мм}$. Тогда скорость воздуха для участка 6

$$\omega_6 = \frac{4 \cdot 0,143}{3,14 \cdot 0,100^2} = 18,22 \text{ м/с.}$$

Динамический напор рассчитывается по формуле (6):

$$P_{\partial 6} = \frac{1,21 \cdot 18,22^2}{2} = 200,84 \text{ Па.}$$

По справочным данным (Приложение 6) $\lambda/d=0,217$.

Приведенный коэффициент трения рассчитывается по формуле (5) и для воздуховода на участке 6 составляет

$$\zeta_{\text{пр6}} = 0,217 \cdot 7 = 1,519.$$

Определение коэффициентов местных сопротивлений.

1) Подсоединение местного отсоса к воздуховоду.

Диаметр воздуховода ($d_6=100$ мм) совпадает с диаметром присоединительного патрубка отсоса ($D_6=100$ мм). В этом случае присоединение патрубка идет без установки дополнительных соединителей.

2) Четыре секционных отвода из звеньев круглого сечения по 90° .

По Приложению 8 определяется коэффициент сопротивления (ζ) отвода при угле поворота $\alpha=90^\circ$:

$$\zeta=0,35 \text{ при } R/d=2,$$

$$R = 2 \cdot d_6 = 2 \cdot 0,100 = 0,2 \text{ м.}$$

Поскольку на участке четыре отвода по 90° , то $\zeta_{1-4}=4 \cdot 0,35=1,4$.

3) Один секционный отвод из звеньев круглого сечения 45° .

По Приложению 8 находится значение ζ :

$$\zeta_5=0,2 \text{ при } R/d=2 \text{ (} R = 0,2 \text{ м).}$$

4) Подсоединение воздуховода к коллектору.

Диаметр воздуховода ($d_6=100$ мм) меньше диаметра присоединительного патрубка на входе в коллектор ($D_k = 180$ мм). Устанавливается диффузор.

а) Соотношение площадей поперечных сечений воздуховода (F_0) и входного патрубка коллектора (F_1):

$$\frac{F_0}{F_1} = \left(\frac{0,100}{0,180} \right)^2 = 0,3.$$

б) По Приложению 7 при $F_0/F_1=0,3$ и $\alpha=10^\circ$ $\zeta_0=0,09$.

в) Значение ζ_0 относится к скорости воздуха в меньшем сечении ($d_6=100$ мм), т. е. в воздуховоде рассматриваемого участка.

5) Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ для участка 6:

$$\Sigma\zeta_6 = 1,4+0,2+0,09= 1,69.$$

Потери давления в воздуховоде на участке 6 определяются по формуле (4):

$$P_{\varepsilon 6} = (1,519 + 1,69) \cdot 200,84 = 644,50 \text{ Па.}$$

Потери давления в местном отсосе на участке 6 вычисляются по формуле (23):

$$P_{отс.6} = 1 \cdot \frac{1,21 \cdot 18,2^2}{2} = 200,40 \text{ Па.}$$

Потери давления на участке 6:

$$P_{уч}^6 = 644,50 + 200,40 = 844,90 \text{ Па.}$$

Результаты расчета участка записываются в расчетную таблицу.

Аналогичным образом рассчитываются остальные участки.

Примечание:

В случаи подсоединения патрубка с большей площадью сечения к патрубку с меньшей площадью сечения может потребоваться установка конфузора.

Для определения коэффициента сопротивления конфузора (Приложение 10) необходимо определить соотношение его длины (1) и диаметра (d). Расчет ведется следующим образом:

$$\Delta d = (d_{уч} - d_N)/2, \text{ мм;}$$

$$\Delta d / l = \operatorname{tg}(\alpha/2), l = \Delta d / (\operatorname{tg}(\alpha/2)), \text{ мм.}$$

По Приложению 10 определяется ζ_0 при l/d и α .

Значение ζ_0 относится к скорости в меньшем сечении.

При расчетах принимается угол раскрытия конфузора, соответствующий наименьшему гидравлическому сопротивлению (обычно $\alpha = 10^\circ$).

2.2.2. Увязка сопротивлений участков

Система пневмотранспорта функционирует исправно, если потери давления на каждом из участков отличаются не более чем на 10 % от

наибольшего значения сопротивления ($P_{уч}$). В противном случае воздух будет отводиться преимущественно с участка с меньшим сопротивлением. Для проверки работоспособности системы в целом рассчитываются неувязки в сети по ответвлениям и, если необходимо, увеличивается количество отводимого воздуха или изменяется диаметр воздуховода.

В рассматриваемом примере сопротивления соотносятся с самым большим значением $P_{уч}$ на участке 6.

Неувязка участка 1 составляет:

$$\Delta = \frac{844,90 - 669,15}{844,90} \cdot 100 = 20,8\% > 10\%.$$

Возникает необходимость увеличения потерь давления на участке 1. Для этого увеличивается количество отводимого с участка воздуха. В результате увеличения количества отводимого воздуха скорость в воздуховоде также увеличивается. Однако следует учитывать, что: 1) скорость в воздуховоде не может быть повышена более чем на 25% от первоначального значения; 2) скорость воздуха в местном отсосе не может быть меньше нового значения скорости в воздуховоде.

В случае, если увеличение объемного расхода в указанных пределах не обеспечило необходимого сопротивления, потери давления можно увеличить, установив в воздуховоде специальную конусную диафрагму.

Увязка сопротивлений на участке 1:

1. Увеличивается скорость в воздуховоде на 25 %:

$$\omega_1 = 1,25 \cdot 17 = 21,25 \text{ м/с.}$$

Тогда объем перемещаемого воздуха на участке

$$L_1 = \omega_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 21,25 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,140^2 \cdot 3600}{4} = 1177 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,327 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Пересчитывается динамический напор на участке 1:

$$P_{01} = \frac{1,21 \cdot 21,25^2}{2} = 273,20 \text{ Па.}$$

По справочным данным при скорости в воздуховоде 21,25 м/с $\lambda/d=0,141$ (Приложение 6).

Приведенный коэффициент трения рассчитывается по формуле (5) и для воздуховода на участке 1 составляет:

$$\zeta_{mp1} = 0,141 \cdot 4 = 0,564.$$

Потери давления на участке без учета потерь давления на сопротивление отсоса

$$P_{\epsilon 1} = (0,564 + 1,21) \cdot 273,20 = 484,66 \text{ Па.}$$

Новая скорость воздуха в местном отсосе составляет 21,25 м/с. Тогда сопротивление местного отсоса

$$P_{omc.1} = 1,2 \cdot \frac{1,21 \cdot 21,25^2}{2} = 327,83 \text{ Па.}$$

Потери давления на участке 1

$$P_{yч1} = 484,66 + 327,83 = 812,49 \text{ Па.}$$

После изменения количества отводимого воздуха неувязка составляет:

$$\Delta = \frac{844,90 - 812,49}{844,90} \cdot 100 = 3,84\% < 10\%,$$

Сопротивления участков 1 и 6 можно считать увязанными.

Если после изменения количества отводимого воздуха неувязка все еще превышает 10 %, возникает необходимость установки диафрагмы.

Подбор диафрагмы сводится к нахождению ее диаметра по формуле:

$$d_{\partial} = 1,1 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{1}{1 + \sqrt{(P_{yч}^{\max} - P_{yч}) / P_{\partial}}}}, \quad \text{м,} \quad (24)$$

где d - диаметр воздуховода на рассматриваемом участке, м;

$P_{yч}^{\max}$ - наибольшее из рассчитанных значений сопротивлений участков (в рассматриваемом примере - сопротивление участка 6), Па;

$P_{yч}$ - потери давления на рассматриваемом участке, Па;

P_{∂} - динамическое давление на рассматриваемом участке, Па.

При подборе диафрагмы необходимо учитывать, что диаметр диафрагмы не должен быть меньше определенной величины во избежание забивания воздуховода. Минимально возможное значение диаметра диафрагмы определяется по формуле: $d_o > 0,7 \cdot d$.

Пересчет массовой концентрации

В связи с изменившимся объемным расходом отсасываемого воздуха на участке 1 необходимо уточнить массовую концентрацию перемещаемой смеси (М).

$$L^{\Sigma} = 1177 + 1272 + 1350 + 1000 + 1000 + 513 = 6312 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Массовая концентрация отходов в системе аспирации

$$M = \frac{103,81}{6312 \cdot 1,21} = 0,014 \text{ кг/кг}.$$

За общие потери давления в сети до коллектора принимается наибольшее из сопротивлений участков. В рассматриваемом примере - сопротивление участка 6.

$M = 0,014 > 0,01$, поэтому производится перерасчет общих потерь давления с учетом массовой концентрации по формуле (7).

$$P_n = 1,1 \cdot P_{уч6} \cdot (1 + K \cdot M) = 1,1 \cdot 844,90 \cdot (1 + 1,4 \cdot 0,014) = 947,61 \text{ Па}.$$

2.2.3. Расчет потерь давления в коллекторе

По формулам (3), (6) и (8) рассчитываются потери давления на входе в коллектор и на выходе из него.

Коэффициенты местного сопротивления на входе и выходе из выбранного коллектора приведены в табл.1. При расчете потерь давления на входе расход воздуха принимается по исходным данным для участка 3.

Результаты расчета потерь давления в коллекторе заносятся в табл.2.

Таблица 2

Учас- ток	Диаметр патрубка, D_k , м	Расход воздуха, L		Скорость воздуха в патрубке, ω , м/с	Динамичес кое давление, P_∂ , Па	Коэффициент местного сопротивления, $\zeta_{вх(вых)}$	Потери давления, P , Па
		м ³ /ч	м ³ /с				
На входе в коллектор							
3	0,180	1350	0,375	14,74	131,45	0,445	58,50
На выходе из коллектора							
7	0,375	6312	1,753	15,88	152,57	0,445	67,89

Общие потери давления в коллекторе

$$P_{\text{кол}} = P_{\text{вх}} + P_{\text{вых}} = 58,50 + 67,89 = 126,39 \text{ Па.}$$

Таким образом, сопротивление сети аспирации (от местного отсоса до коллектора включительно) в рассмотренном примере

$$P = P_n + P_{\text{кол}} = 947,61 + 126,39 = 1074,00 \text{ Па.}$$

2.2.4. Расчет пылеулавливающего аппарата

Для очистки выбросов от опилок и стружки подходит одиночный циклон типа К (Клайпедского ОЭКДМ). Расчет сводится к нахождению гидравлического сопротивления аппарата и проверке эффективности очистки, которая должна быть выше требуемой.

Исходные данные для расчета:

Количество очищаемого воздуха - $L^{\Sigma} = 6312 \text{ м}^3/\text{ч}$

Характеристика пыли (Приложение 2):

$$d_m = 55 \text{ мкм};$$

$$\sigma_{\text{ч}} = 2,50;$$

$$\rho_{\text{ч}} = 1250 \text{ кг/м}^3$$

Температура очищаемого воздуха - $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

Требуемая степень очистки - $\eta_{\text{тп}} = 98,5 \text{ \%}$.

1) Определение конструктивно - технологической характеристики циклона.

По табл. 12.3 Приложения 12 оптимальная скорость воздуха в циклоне К составляет 1,1 м/с;

Необходимая площадь сечения циклона определяется по формуле (9):

$$F = \frac{1,753}{1,1 \cdot 1} = 1,59 \text{ м}^2.$$

Диаметр циклона рассчитывается по формуле (10):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,59}{\pi}} = 1,42 \text{ м}.$$

По справочным данным (Приложение 12) из типоразмерного ряда циклонов ОЭКДМ ближайший меньший диаметр у аппарата марки К-14 ($D_{\text{ц}} = 1400 \text{ мм}$).

Действительная скорость воздуха в циклоне рассчитывается по формуле (11):

$$\omega_{\text{ц}} = \frac{4 \cdot 1,753}{\pi \cdot 1,4^2} = 1,14 \text{ м/с}.$$

Действительная скорость отличается от оптимальной на

$$\Delta = (1,14 - 1,1) / 1,14 \cdot 100 = 3,5 \text{ \%}.$$

2) Определение гидравлического сопротивления циклона.

По Приложению 12 коэффициент гидравлического сопротивления циклона К составляет 1300.

Гидравлическое сопротивление циклона определяется по формуле (12) и составляет:

$$P_{\text{ц}} = 1300 \cdot \frac{1,21 \cdot 1,14^2}{2} = 1022,14 \text{ Па}$$

3) Расчет степени очистки в циклоне.

По справочным данным (Приложение 12) циклон К характеризуется следующими параметрами:

$$d_{50}^T = 3,1 \text{ мкм}; \lg \sigma_{\eta} = 0,25$$

Динамическая вязкость при температуре очищаемого воздуха 20°C в соответствии с формулой (17) составляет:

$$\mu = 17,3 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{273 + 124}{(273 + 20) + 124} \cdot \left(\frac{293}{273} \right)^{3/2} = 18,3 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Величина d_{50} при рабочих условиях вычисляется по формуле (16). Стандартные условия для пересчета приведены в Приложении 12.

$$d_{50} = 3,1 \cdot \sqrt{\frac{1,4 \cdot 1930 \cdot 18,3 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1}{0,6 \cdot 1250 \cdot 22,2 \cdot 10^{-6} \cdot 1,14}} = 5,25 \text{ мкм}.$$

Вспомогательный аргумент «х» вычисляется по формуле (15):

$$x = \frac{\lg(55 / 5,25)}{\sqrt{0,25^2 + \lg^2 2,50}} = 2,17.$$

Интеграл вероятности при рассчитанном значении x определяется по Приложению 13:

$$\eta = \Phi(2,17) = 98,6 \% > \eta_{\text{тр}} = 98,5 \%$$

Требуемая степень очистки выбранным циклоном обеспечивается.

2.2.5. Расчет участков 7 и 8 до установки вентилятора

На этом этапе расчета необходимо рассчитать соединительные воздуховоды после коллектора – участки 7 и 8 (см. Приложения 1 и 3). Результаты предварительного расчета участков 7 и 8 представлены в табл. 3. Сумма коэффициентов местных сопротивлений определяется приближенно без учета подсоединения вентилятора и уточняется после его выбора.

Диаметры участков 7 и 8 равны. Из стандартного ряда диаметров принимается ближайший к диаметру выходного патрубка коллектора диаметр, т.е. $d_{7,8} = 355 \text{ мм}$.

На участки 7 и 8 поступает весь объем воздуха, выходящий из коллектора. Скорость воздуха на участках:

$$\omega_{7,8} = \frac{4 \cdot 1,753}{\pi \cdot 0,355^2} = 17,72, \text{ м/с}.$$

Приведенный коэффициент трения суммарно для участков 7 и 8 определяется по формуле (5):

$$\zeta_{\text{тр}} = 0,045 \cdot (3+5) = 0,36.$$

Расчет коэффициентов местных сопротивлений на участках 7 и 8.

1) Подсоединение коллектора к участку 7.

Диаметр воздуховода ($d_7=355$ мм) меньше диаметра выходного патрубка коллектора ($D_{\kappa}=375$ мм). При переходе с большего сечения на меньшее устанавливается конфузор (Приложение 10).

а) Находится длина конфузора, как показано в примечании к п.2.2.1. (с. 18)

$$\Delta d = \frac{375 - 355}{2} = 10 \text{ мм.}$$

При угле раскрытия (α) конфузора 10° его длина будет

$$l = \frac{10}{\text{tg} 5^\circ} = 114,3 \text{ мм.}$$

б) Находится соотношение длины и диаметра конфузора.

$$\frac{l}{d_N} = \frac{114,3}{355} = 0,32.$$

в) По справочным данным (Приложение 10) подбирается ближайшее к расчетному значение l/d_N . При $l/d_N = 0,15$ и $\alpha=10^\circ$ $\zeta_0 = 0,039$.

г) Значение ζ_0 относится к скорости воздуха в меньшем сечении ($d_7=355$ мм), т. е. в воздуховоде рассматриваемого участка.

2) Четыре секционных отвода из звеньев круглого сечения по 90° .

По Приложению 8 определяется коэффициент сопротивления отвода (ζ) при угле поворота $\alpha=90^\circ$:

$$\zeta = 0,35 \text{ при } R/d=2,$$

$$R = 2 \cdot d_7 = 2 \cdot 0,375 = 0,75 \text{ м.}$$

Поскольку на участке четыре отвода по 90° , то $\zeta_{1-4} = 4 \cdot 0,35 = 1,4$

3) Подсоединение воздуховода к циклону.

а) Поскольку входной патрубок циклона имеет форму сечения, отличную от круга (Приложение 12, табл. 12.5), для него находится эквивалентный диаметр:

$$d_{\text{экв}} = \frac{2 \cdot a \cdot b}{a + b} = \frac{2 \cdot 0,350 \cdot 0,273}{0,350 + 0,273} = 0,307 \text{ м.}$$

$d_8 = 0,355 \text{ м} > d_{\text{экв}} = 0,307 \text{ м}$, поэтому возникает местное сопротивление «конфузор» (Приложение 10):

а) Находится длина конфузора при угле раскрытия (α) 10° .

$$\Delta d = \frac{355 - 307}{2} = 24 \text{ мм.}$$

$$l = \frac{24}{\text{tg} 5^\circ} = 274,3 \text{ мм.}$$

б) Находится соотношение длины и диаметра конфузора.

$$\frac{l}{d_N} = \frac{274,3}{307} = 0,89.$$

в) По справочным данным (Приложение 10) подбирается ближайшее к расчетному значение l/d_N . При l/d_N свыше 0,60 и $\alpha=10^\circ$ $\zeta_0 = 0,01$.

г) Значение ζ_0 относится к скорости воздуха в меньшем сечении, т. е. во входном патрубке циклона, поэтому выполняется его пересчет на скорость в воздуховоде на 8 участке по формуле (22).

$$\zeta_1 = 0,01 \cdot \left(\frac{0,355}{0,307} \right)^2 = 0,013$$

Оценочная величина суммы коэффициентов местных сопротивлений для участков 7 и 8 $\Sigma \zeta = 0,039 + 1,4 + 0,013 = 1,452 \approx 1,45$.

Результаты предварительного расчета P_∂ и $P_{\text{уч}}$ на участках 7 и 8 приведены в табл.3.

Потери давления на участках 7 и 8 с учетом массовой концентрации смеси и характера перемещаемого материала составляют:

$$P_{n7,8} = 1,1 \cdot P \cdot (1 + K \cdot M) = 1,1 \cdot 343,85 \cdot (1 + 1,4 \cdot 0,014) = 385,65 \text{ Па.}$$

Таблица 3

Результаты предварительного расчета сети аспирации для участков 7 и 8.

Учас-ток	Минимальный объем отводимого воздуха, L		Длина участка l , м	Диам-етр, d , мм	Скорость воздуха, ω , м/с	Динамическое давление, P_0 , Па	Коэффици-ент λ/d	Коэффици-ент потерь давления на трение, $\zeta_{тр}$	Сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\Sigma\zeta$	Потери давления на участке, $P_{уч}$, Па
	м ³ /ч	м ³ /с								
Предварительный расчет										
7,8	6312	1,753	8	355	17,72	189,97	0,045	0,36	1,45	343,85
Уточненный расчет										
7	6312	1,753	5	355	17,72	189,97	0,045	0,225	1,14	259,31
8	6312	1,753	3	355	17,72	189,97	0,045	0,135	0,40	101,63

Полные потери давления в сети, включающие в себя потери давления в ответвлениях, коллекторе, участках после коллектора и циклоне, составляют:

$$P_{AC} = P + P_{n7,8} + P_{\psi} = 1074,00 + 385,65 + 1022,14 = 2481,79 \text{ Па.}$$

2.2.6. Выбор вентилятора и электродвигателя

Для подбора вентилятора необходимо знать расход отводимого воздуха (Q_{mp}) и необходимый напор (P_{mp}).

Количество отводимого воздуха уточняется с учетом 15%-го увеличения расхода за счет подсосов:

$$Q_{mp} = 6312 \cdot 1,15 = 7258,8 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Необходимый напор, который должен создаваться вентилятором, для преодоления сопротивления сети составляет:

$$P_{mp} = 2481,79 \text{ Па.}$$

Вентилятор выбирается по номограммам (Приложение 14).

В данном расчете наиболее подходящими характеристиками обладает вентилятор ВРП-05-6,3 с наибольшим значением КПД. Его характеристики: $\eta_e = 0,53$; $n = 1810 \text{ об/мин.}$

Рабочий расход воздуха $Q_p = 8500 \text{ м}^3/\text{ч}$, рабочий напор, развиваемый вентилятором $P_p = 2550 \text{ Па.}$

Как видно из номограммы, использовано клиноременное соединение вентилятора с электродвигателем (Приложение 14, рис. 14.2). Для выбора электродвигателя определяется требуемая мощность по формуле (21):

$$N_{mp} = \frac{8500 \cdot 259,94}{3600 \cdot 102 \cdot 0,53 \cdot 0,95} = 11,95 \text{ кВт.}$$

Рассчитанному значению удовлетворяет электродвигатель АИР160S4 с установочной мощностью 15,0 кВт и частотой вращения вала 1500 об/мин, 6 виброизоляторов типа ДО42.

2.2.7. Уточнение сопротивлений участков 7 и 8

Необходимо рассмотреть подсоединение вентилятора в схеме аспирации. Для вентилятора данного типа по табл. 14.2. Приложения 14 находится:

диаметр входного патрубка – $D_1 = 443$ мм;

размеры патрубка со стороны нагнетания - 380 x 350 мм,

$$d_3 = \frac{2 \cdot 380 \cdot 350}{380 + 350} = 364 \text{ мм.}$$

Участок 7

1) Подсоединение коллектора к участку 7 было рассчитано ранее.

При $l/d_N = 0,15$ и $\alpha = 10^\circ$ $\zeta_0 = 0,039$.

2) По Приложению 8 определяются коэффициенты сопротивления трех секционных отводов из звеньев круглого сечения при угле поворота $\alpha = 90^\circ$ и $R/d = 2$ ($R = 0,75$ м).

$$\zeta_{1-3} = 3 \cdot 0,35 = 1,05.$$

3) Присоединение воздуховода к вентилятору.

Диаметр воздуховода ($d_7 = 355$ мм) меньше диаметра всасывающего патрубка вентилятора ($D = 443$ мм). Устанавливается диффузор.

а) Соотношение площадей поперечных сечений воздуховода (F_0) и входного патрубка вентилятора (F_1):

$$\frac{F_0}{F_1} = \left(\frac{0,355}{0,443} \right)^2 = 0,64.$$

б) По Приложению 7 при $F_0/F_1 = 0,6$ и $\alpha = 10^\circ$ $\zeta_0 = 0,05$.

в) Значение ζ_0 относится к скорости воздуха в меньшем сечении ($d_7 = 355$ мм), т. е. в воздуховоде рассматриваемого участка.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma \zeta$ для участка 7 составляет:

$$\Sigma \zeta = 0,039 + 1,05 + 0,05 = 1,14.$$

Участок 8

1) Подсоединение вентилятора к воздуховоду.

Диаметр воздуховода ($d_8=355$ мм) меньше эквивалентного диаметра выходного патрубка вентилятора ($d_9=365$ мм). Устанавливается конфузор (Приложение 10).

а) Длина конфузора при угле раскрытия (α) 20° .

$$\Delta d = \frac{365 - 355}{2} = 5 \text{ мм.}$$

$$l = \frac{5}{\operatorname{tg} 10^\circ} = 28,4 \text{ мм.}$$

б) Находится соотношение длины и диаметра конфузора.

$$\frac{l}{d_N} = \frac{28,4}{355} = 0,08.$$

в) По справочным данным (Приложение 10) подбирается ближайшее к расчетному значение l/d_N . При $l/d_N=0,10$ и $\alpha=20^\circ$ $\zeta_0 = 0,034$.

г) Значение ζ_0 относится к скорости воздуха в меньшем сечении, т.е. в рассматриваемом воздуховоде.

2) Один секционный отвод из звеньев круглого сечения по 90° .

По Приложению 8 определяется коэффициент сопротивления отвода при угле поворота $\alpha=90^\circ$ и $R/d=2$ ($R = 0,75$ м): $\zeta_1 = 0,35$.

3) Подсоединение воздуховода к циклону.

Расчет выполнен в п. 2.2.5. $\zeta = 0,2$.

Сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$ для участка 8:

$$\Sigma\zeta = 0,034 + 0,35 + 0,013 = 0,40.$$

Результаты аэродинамического расчета на участках 7 и 8 приведены в табл.3.

Суммарные потери давления на участках 7 и 8:

$$P_{уч7,8} = 254,31 + 101,63 = 360,94 \text{ Па.}$$

Потери давления на участках 7 и 8 с учетом массовой концентрации перемещаемого материала

$$P_{n7,8} = 1,1 \cdot 360,94 \cdot (1 + 1,4 \cdot 0,014) = 404,82 \text{ Па.}$$

Полные потери давления в сети

$$P_{AC} = 1074,00 + 404,82 + 1022,14 = 2500,96 \text{ Па.}$$

Подобранный вентилятор ВРП-05-6,3 позволяет обеспечить напор 2550,00 Па, что превосходит полное гидравлическое сопротивление аспирационной системы 2500,96 Па.

2.2.8. Материальный баланс процесса пылеулавливания

Находится количество пыли на входе и выходе из циклона при загрузженности оборудования 60 % по формулам (19) и (20):

$$M_{ex} = 103,81 \cdot 24 \cdot 0,6 = 1494,9 \text{ кг/сут.}$$

$$M_{вых} = 1494,9 \cdot (1 - 0,986) = 20,9 \text{ кг/сут.}$$

Количество уловленной пыли в циклоне в соответствии с формулой (18) составляет:

$$M_{ул} = 1494,9 - 20,9 = 1474 \text{ кг/сут.}$$

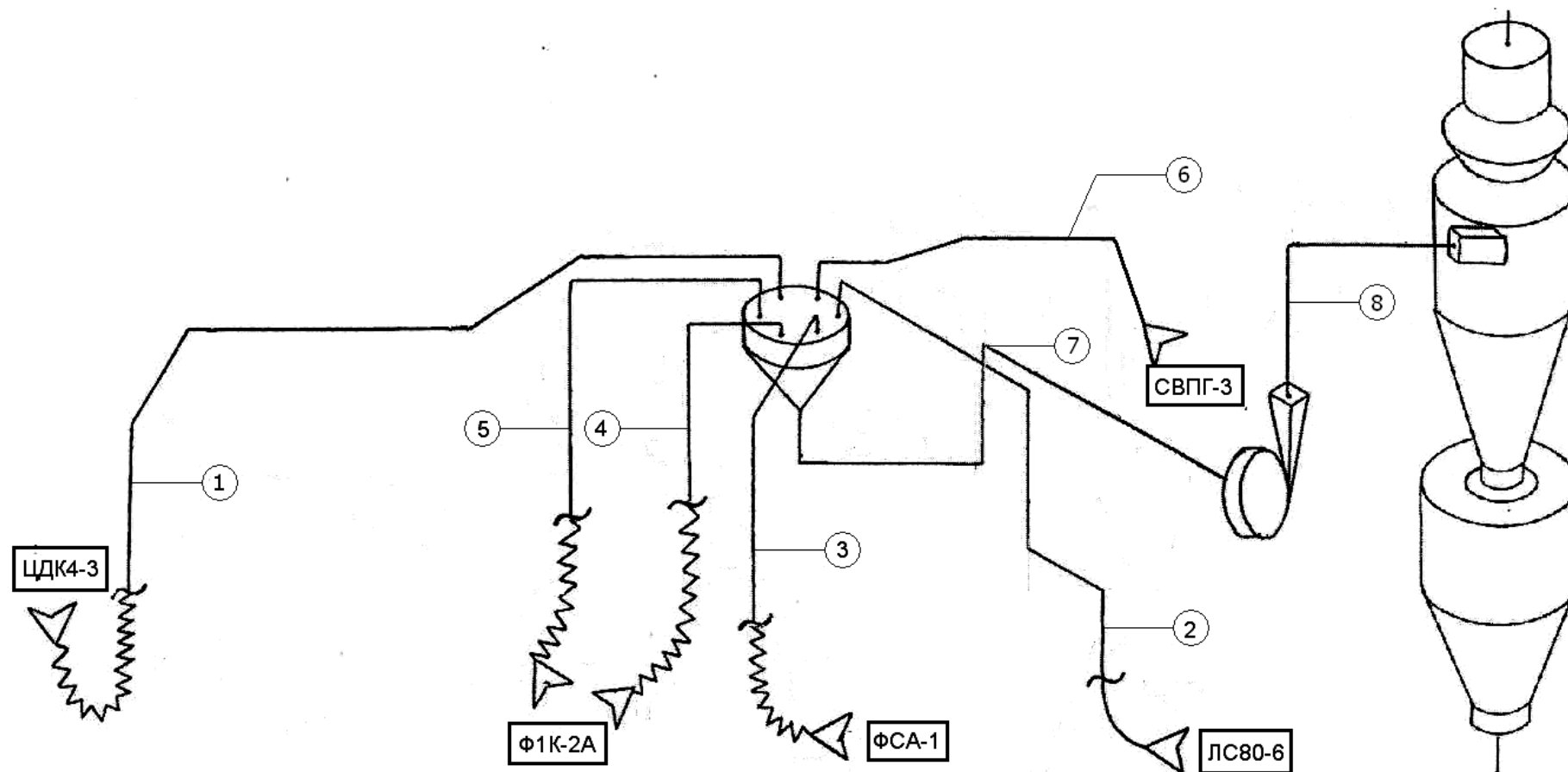
Библиографический список

1. Александров А.Н., Козорис Г.Ф. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях. - М.: Лесная промышленность, 1988. – 247 с.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
3. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2 ч. Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / под ред. И. П. Староверова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1977. – 502 с.
4. Строительные нормы и правила: СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ГУП ЦПП, 2004. - 60 с.
5. Свод правил: СП 7.13130.2013. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Противопожарные требования. – М.: ФГБУ ВНИИПО МЧС России, 2013. – 23 с.
6. Биргер М.И. и др. Справочник по пыле- и золоулавливанию / под общей ред. А. А. Русанова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 312 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Схема аспирационной системы



Приложение 2

Исходные данные для расчета системы аспирации

№п/п	Оборудование		Отходы		Характеристика местных отсосов						Длина воздуховода, <i>l</i> , м	Характеристика аэрозоли		
					количество	минимальный объем отсасываемого воздуха, <i>L</i> , м3/ч	минимальная скорость потока, <i>ω</i> , м/с		диаметр присоединительного патрубка местного отсоса, <i>D</i> , мм	коэффициент местного сопротивления, <i>ζ*</i>		медианный диаметр, <i>dm</i> , мкм	стандартные отклонения (<i>σ</i>), мкм	плотность частиц (<i>ρ</i>), кг/м³
	в воздухо-воде	в присоединительном патрубке												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Станок прирезной однопильный	ЦДК4-3	опилки, пыль	40,95	1	1 000	17	20,90	130	1,2	4	55	2,50	1 250
2	Станок ленточнопильный столярный	ЛС80-6	опилки, пыль	14,08	1	1 272	17	20,00	150	0,8	5			
3	Станок фрезерный одношпиндельный средний	ФСА-1	стружка, пыль	13,43	1	1 350	18	18,70	164	1,5	4			
4	Станок карусельный фрезерно-шлифовальный	Ф1К-2А	стружка, пыль	24,65	2	1 000	18	25,20	114	1,5	3			
						1 000	18	18,25	114	1,5	4			
5	Станок сверлильно - пазовальный	СВПГ - 3	опилки, пыль	10,70	1	513	18	18,20	100	1,0	7			

коэффициент местного сопротивления отсоса (ζ^) относится к значению скорости в присоединительном патрубке местного отсоса и учитывает местные сопротивления до горизонтальной черты, указанной на схеме.

Загруженность оборудования – 60 %

Удаляемая среда – воздух с $t = 20^\circ\text{C}$, $B = 101,3$ кПа;

Требуемая степень очистки – $\eta_{\text{тр}} = 98,5\%$

Описание схемы

Номер участка	Отводы		
	тип	количество	угол поворота, α°
1	секционный	2	90
	секционный	2	45
2	секционный	4	90
3	секционный	2	90
4	секционный	2	90
5	секционный	2	90
6	секционный	4	90
	секционный	1	45
7*	секционный	3	90
8**	секционный	1	90

* Длина участка №7 (от коллектора до вентилятора) – 5 м.

** Длина участка №8 (от вентилятора до циклона) – 3 м.

Расчетная таблица сети аспирации

Приложение 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Номер участка	Минимальный объем отводимого воздуха, L		Длина участка, l, м	Диаметр, d, мм	Скорость воздуха, ω, м/с	Динамическое давление, P _д , Па	Коэффициент, λ/d	Коэффициент потерь давления на трение, ζ _{тр}	Сумма коэффициентов местных сопротивлений, Σζ	Потери давления в воздухопроводе P _в , Па	Коэффициент местного сопротивления в местном отсосе ζ _{отс}	Скорость воздуха в местном отсосе, ω _{отс} , м/с	Потери давления в местном отсосе, P _{отс} , Па	Потери давления на участке P _{уч} , Па	Неуязки, Δ, %
	м³/час	м³/с													

Приложение 5

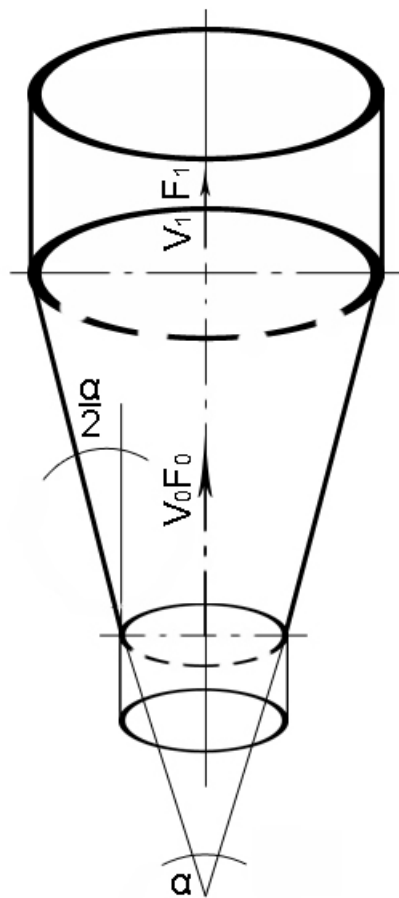
Нормируемые размеры круглых воздуховодов из листовой стали

Диаметр d , мм	Диаметр d , мм	Диаметр d , мм	Диаметр d , мм	Диаметр d , мм	Диаметр d , мм	Диаметр d , мм
100	140	200	280	400	560	800
110	160	225	325	450	630	900
125	180	250	355	500	710	1 000

Приложение 6

Значения λ/d для расчета воздуховодов пневмотранспорта из листовой стали

d , мм	Значения λ/d при скорости воздуха, м/с			
	12,1 - 15,0	15,1 - 18,0	18,1 - 21,0	21,1 - 25,0
100	0,225	0,221	0,217	0,214
110	0,200	0,196	0,193	0,190
125	0,170	0,167	0,164	0,162
140	0,148	0,145	0,143	0,141
160	0,125	0,123	0,121	0,119
180	0,108	0,106	0,104	0,103
200	0,094	0,092	0,091	0,090
225	0,082	0,080	0,079	0,078
250	0,072	0,070	0,069	0,068
280	0,062	0,061	0,060	0,059
325	0,054	0,053	0,052	0,051
355	0,046	0,045	0,045	0,044
400	0,040	0,039	0,038	0,038
450	0,034	0,034	0,033	0,033
500	0,030	0,030	0,029	0,029
560	0,026	0,026	0,025	0,025
630	0,023	0,022	0,022	0,022
710	0,019	0,019	0,019	0,018
800	0,017	0,016	0,016	0,016
900	0,014	0,014	0,014	0,014
1000	0,013	0,012	0,012	0,012



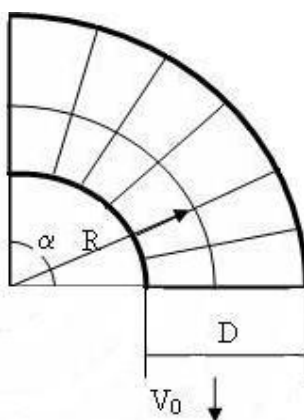
Значение ζ_0 диффузора конического в сети

F_0/F_1	Значение ζ_0 при α							
	10°	12°	14°	16°	20°	24°	30°	40°
0,20	0,12	0,14	0,17	0,19	0,25	0,32	0,43	0,61
0,25	0,10	0,12	0,15	0,17	0,22	0,28	0,37	0,49
0,30	0,09	0,11	0,13	0,15	0,20	0,25	0,33	0,42
0,40	0,08	0,09	0,10	0,12	0,15	0,19	0,25	0,35
0,50	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11	0,14	0,18	0,25
0,60 и более	0,05	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,12	0,17

Примечание: ζ_0 - к скорости в меньшем сечении V_0

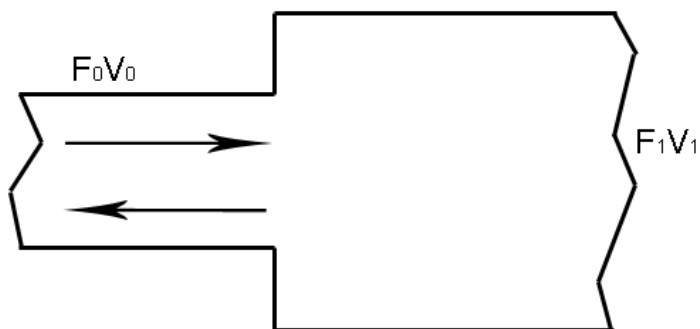
Приложение 8

Значение ζ отвода из звеньев круглого сечения



α	30°	45°	90°
	при $R/d = 1,5$		
ζ	0,20	0,25	0,40
	при $R/d = 2,0$		
ζ	0,15	0,20	0,35

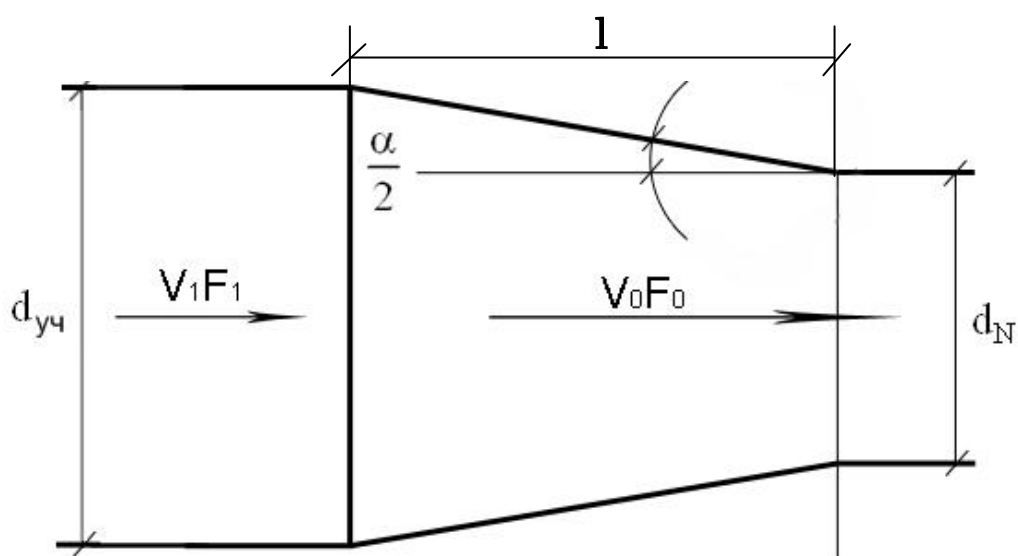
Приложение 9



Значение ζ_0 при изменении поперечного сечения

F_0/F_1	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1
внезапное расширение потока										
ζ_0	1	0,81	0,64	0,50	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0
внезапное сужение потока										
ζ_0	0,5	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0

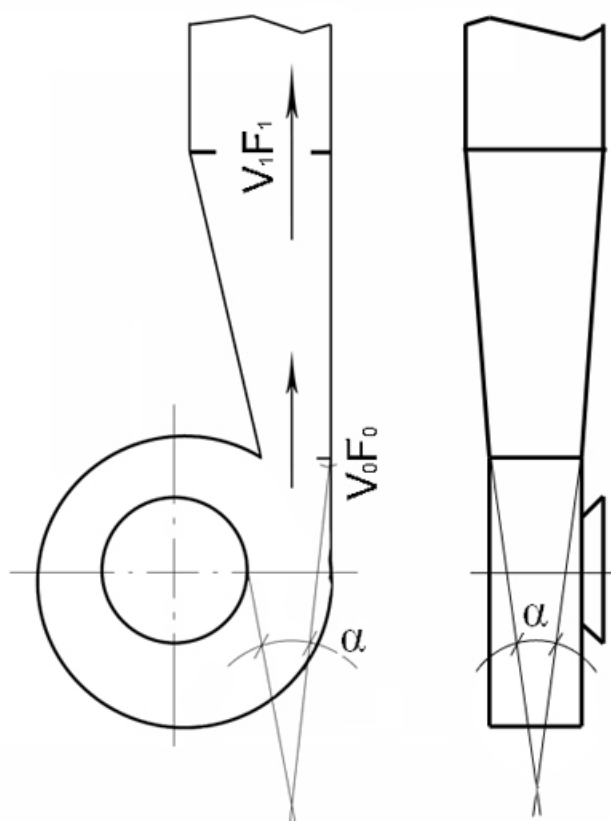
Приложение 10



Значение ζ_0 конфузора любого сечения в сети

$1/d_N$	Значение ζ_0 при α			
	10°	20°	30°	40°
0,10	0,041	0,034	0,027	0,024
0,15	0,039	0,029	0,022	0,018
0,60	0,029	0,020	0,015	0,013
свыше 0,60	0,010	0,010	0,010	0,010

Примечание: ζ_0 – к скорости в меньшем сечении V_0



Значение ζ_0 диффузора прямоугольного сечения за центробежным вентилятором

F_1/F_0	Значение ζ_0 при α				
	10°	15°	20°	25°	30°
1,5	0,10	0,23	0,31	0,36	0,42
2,0	0,18	0,33	0,43	0,49	0,53
2,5	0,21	0,38	0,48	0,55	0,59
3,0	0,23	0,40	0,53	0,58	0,64
3,5	0,24	0,42	0,56	0,62	0,67
4,0	0,25	0,44	0,58	0,64	0,69

Приложение 12

Таблица 12.1

Типоразмеры циклонов типа К (Клайпедского ОЭКДМ)

Обозначение и № циклона	Диаметр D, мм
К-12	1200
К-14	1400
К-16	1600
К-18	1800
К-20	2000
К-22	2200
К-24	2400
К-26	2600
К-30	3000
К-34	3400

Таблица 12.2

Типоразмеры циклонов типа Ц (Гипродревпром)

Обозначение и № циклона	Диаметр D, мм	Обозначение и № циклона	Диаметр D, мм
Ц-250	250	Ц-950	950
Ц-300	300	Ц-1050	1050
Ц-375	375	Ц-1150	1150
Ц-450	450	Ц-1235	1235
Ц-550	550	Ц-1320	1320
Ц-600	600	Ц-1400	1400
Ц-675	675	Ц-1500	1500
Ц-730	730	Ц-1600	1600
Ц-800	800		

Таблица 12.3

Параметры циклонов

Параметр	Марка циклона	
	К	Ц
d_{50}^T , мкм	3,1	4,12
$\lg \sigma_n$	0,25	0,34
$\omega_{опт}$, м/с	1,1	3,3
ζ	1300	210

Примечание. Значения d_{50}^T , приведенные в таблице, соответствуют следующим стандартным условиям работы циклонов: средняя скорость газа – $\omega_{онт}$; диаметр аппарата – 0,6 м; плотность частиц – 1930 кг/м³; динамическая вязкость газа – $22,2 \times 10^{-6}$ Па·с.

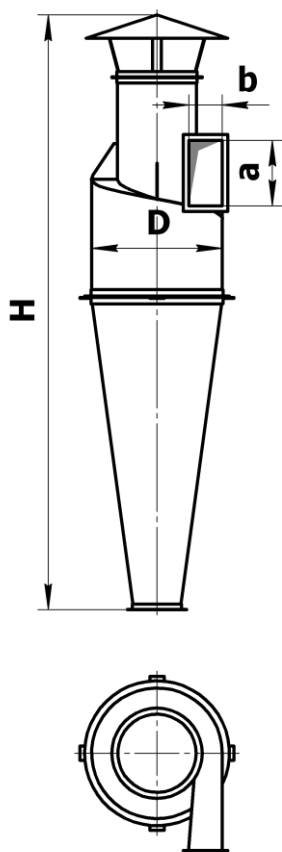


Рис. 12.1. Циклон типа Ц

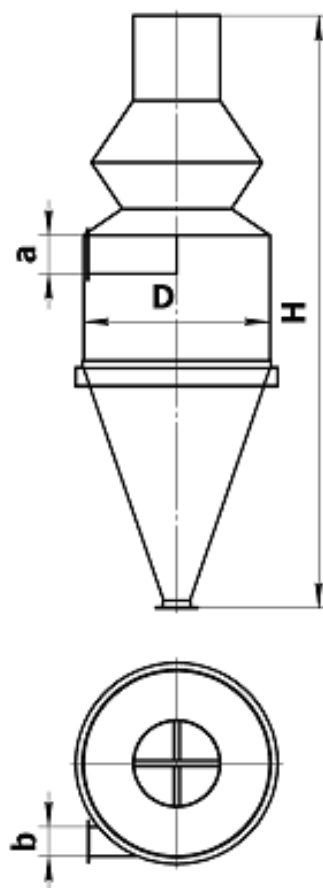


Рис. 12.2. Циклон типа К

Таблица 12.4
Соотношение основных размеров (*в долях диаметра D*) циклона
типа Ц (Гипродревпром)

Наименование	Обозначение	Величина
Диаметр циклона	D	до 1600 мм
Полная высота циклона	H	4,62
Высота входного патрубка	a	0,5
Ширина входного патрубка	b	0,25

Таблица 12.5
Соотношение основных размеров (*в долях диаметра D*) циклона
типа К (Клайпеда)

Наименование	Обозначение	Величина
Диаметр циклона	D	до 3400 мм
Полная высота циклона	H	2,95
Высота входного патрубка	a	0,25
Ширина входного патрубка	b	0,195

Приложение 13

Значения нормальной функции распределения (интеграл вероятности)

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
-2,70	0,0035	-1,28	0,1003	- 0,42	0,3372	0,44	0,6700	1,30	0,9032
-2,60	0,0047	-1,26	0,1038	- 0,40	0,3446	0,46	0,6772	1,32	0,9066
-2,50	0,0062	-1,24	0,1075	- 0,38	0,3520	0,48	0,6844	1,34	0,9099
-2,40	0,0082	-1,22	0,1112	- 0,36	0,3594	0,50	0,6915	1,36	0,9131
-2,30	0,0107	-1,20	0,1151	- 0,34	0,3669	0,52	0,6985	1,38	0,9162
-2,20	0,0139	-1,18	0,1190	- 0,32	0,3745	0,54	0,7054	1,40	0,9192
-2,10	0,0179	-1,16	0,1230	- 0,30	0,3821	0,56	0,7123	1,42	0,9222
-2,00	0,0228	-1,14	0,1271	- 0,28	0,3897	0,58	0,7190	1,44	0,9251
-1,98	0,0239	-1,12	0,1314	- 0,26	0,3974	0,60	0,7257	1,46	0,9279
-1,96	0,0250	-1,10	0,1357	- 0,24	0,4052	0,62	0,7324	1,48	0,9306
-1,94	0,0262	-1,08	0,1401	- 0,22	0,4129	0,64	0,7389	1,50	0,9332
-1,92	0,0274	-1,06	0,1446	- 0,20	0,4207	0,66	0,7454	1,52	0,9357
-1,90	0,0288	-1,04	0,1492	- 0,18	0,4286	0,68	0,7517	1,54	0,9382
-1,88	0,0301	-1,02	0,1539	- 0,16	0,4364	0,70	0,7580	1,56	0,9406
-1,86	0,0314	-1,00	0,1587	- 0,14	0,4443	0,72	0,7642	1,58	0,9429
-1,84	0,0329	- 0,98	0,1635	- 0,12	0,4522	0,74	0,7703	1,60	0,9452
-1,82	0,0344	- 0,96	0,1685	- 0,10	0,4602	0,76	0,7764	1,62	0,9474
-1,80	0,0359	- 0,94	0,1736	- 0,08	0,4681	0,78	0,7823	1,64	0,9495
-1,78	0,0375	- 0,92	0,1788	- 0,06	0,4761	0,80	0,7881	1,66	0,9515
-1,76	0,0392	- 0,90	0,1841	- 0,04	0,4840	0,82	0,7939	1,68	0,9535
-1,74	0,0409	- 0,88	0,1894	- 0,02	0,4920	0,84	0,7995	1,70	0,9554
-1,72	0,0427	- 0,86	0,1949	0,00	0,5000	0,86	0,8051	1,72	0,9573

Окончание табл. Приложения 13

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
-1,70	0,0446	- 0,84	0,2005	0,02	0,5080	0,88	0,8106	1,74	0,9591
-1,68	0,0465	- 0,82	0,2061	0,04	0,5160	0,90	0,8159	1,76	0,9608
-1,66	0,0485	- 0,80	0,2119	0,06	0,5239	0,92	0,8212	1,78	0,9625
- 1,64	0,0505	- 0,78	0,2177	0,08	0,5319	0,94	0,8264	1,80	0,9641
-1,62	0,0526	- 0,76	0,2236	0,10	0,5398	0,96	0,8315	1,82	0,9656
-1,60	0,0548	- 0,74	0,2297	0,12	0,5478	0,98	0,8365	1,84	0,9671
-1,58	0,0571	- 0,72	0,2358	0,14	0,5557	1,00	0,8413	1,86	0,9686
-1,56	0,0594	- 0,70	0,2420	0,16	0,5636	1,02	0,8461	1,88	0,9699
-1,54	0,0618	- 0,68	0,2483	0,18	0,5714	1,04	0,8508	1,90	0,9713
-1,52	0,0643	- 0,66	0,2546	0,20	0,5793	1,06	0,8554	1,92	0,9726
-1,50	0,0668	- 0,64	0,2611	0,22	0,5871	1,08	0,8599	1,94	0,9738
-1,48	0,0694	- 0,62	0,2676	0,24	0,5948	1,10	0,8643	1,96	0,9750
-1,46	0,0721	- 0,60	0,2743	0,26	0,6026	1,12	0,8686	1,98	0,9761
-1,44	0,0749	- 0,58	0,2810	0,28	0,6103	1,14	0,8729	2,00	0,9772
-1,42	0,0778	- 0,56	0,2877	0,30	0,6179	1,16	0,8770	2,10	0,9821
-1,40	0,0808	- 0,54	0,2946	0,32	0,6255	1,18	0,8810	2,20	0,9861
-1,38	0,0838	- 0,52	0,3015	0,34	0,6331	1,20	0,8849	2,30	0,9893
-1,36	0,0869	- 0,50	0,3085	0,36	0,6406	1,22	0,8888	2,40	0,9918
-1,34	0,0901	- 0,48	0,3156	0,38	0,6480	1,24	0,8925	2,50	0,9938
-1,32	0,0934	- 0,46	0,3228	0,40	0,6554	1,26	0,8962	2,60	0,9953
-1,30	0,0968	- 0,44	0,3300	0,42	0,6628	1,28	0,8997	2,70	0,9965

Приложение 14

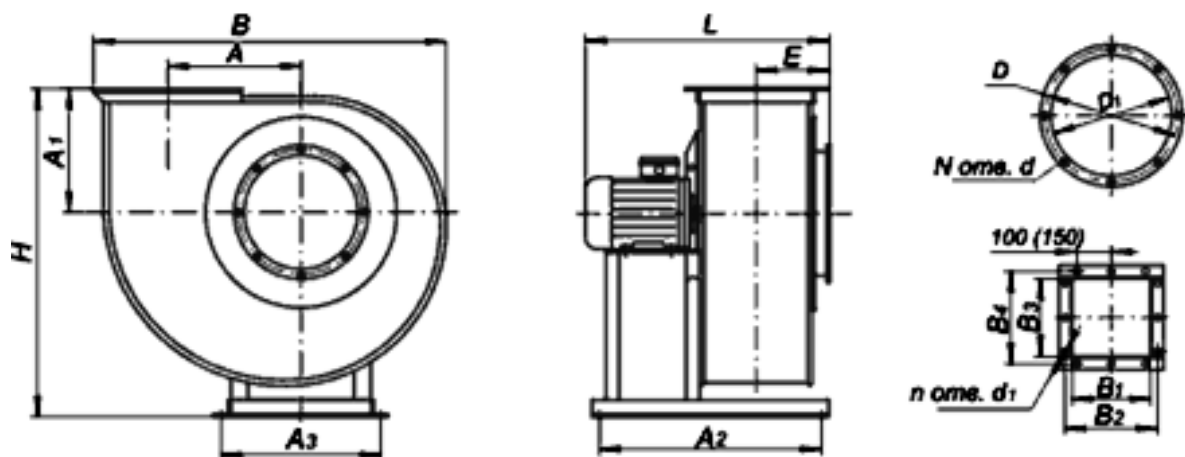


Рис. 14.1. Устройство вентилятора ВРП. Исполнение 1

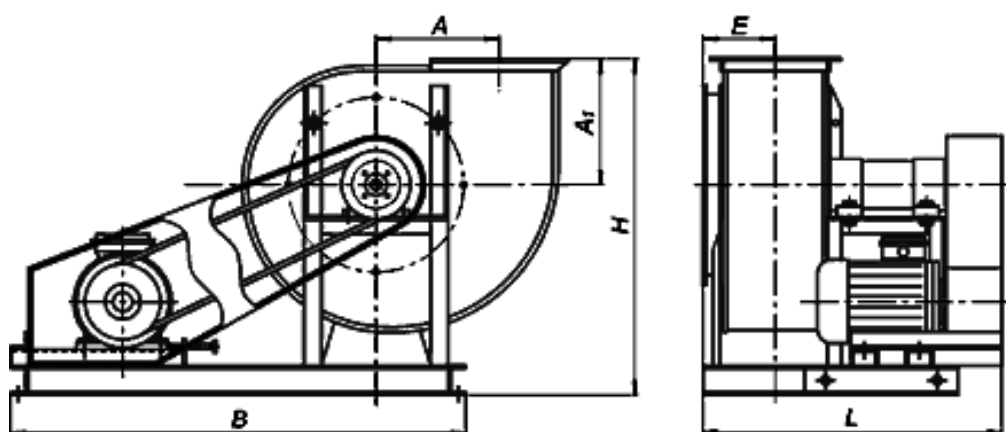


Рис. 14.2. Устройство вентилятора ВРП. Исполнение 5

Таблица 14.1

Габаритные размеры вентиляторов ВРП, мм

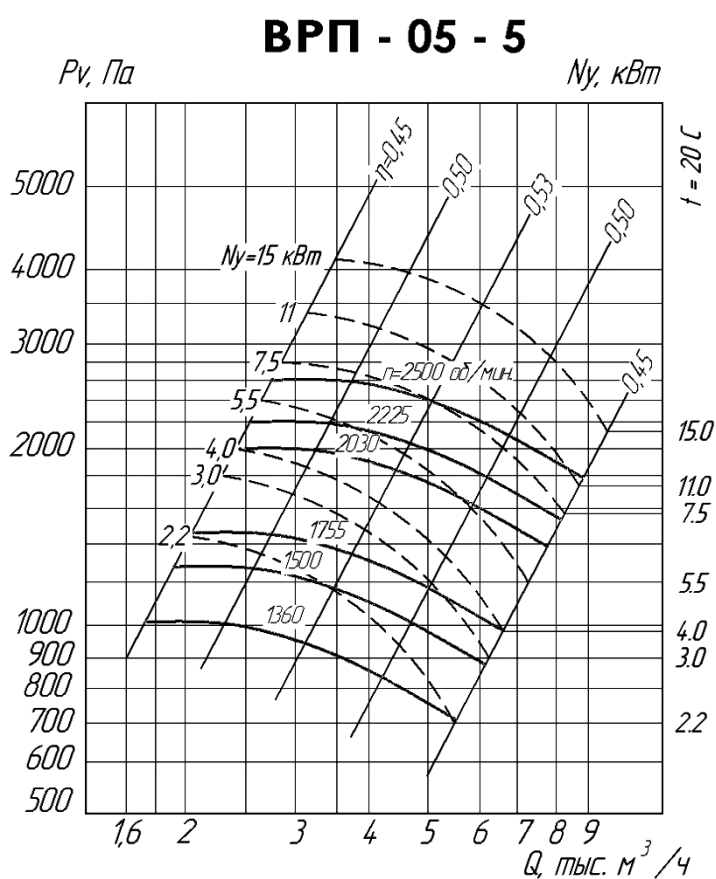
№ вентилятора	Исп	A	A ₁	B	E _{max}	H _{max}	L _{max}
ВРП - 5	1	350	338	915	195	910	780
	5	350	338	1422	195	965	932
ВРП - 6,3	1	441	420	1160	230	1150	960
	5	441	420	1679	230	1176	1150
ВРП - 8	1	560	533	1460	280	1445	1080
	5	560	533	1976	280	1455	1420

Таблица 14.2

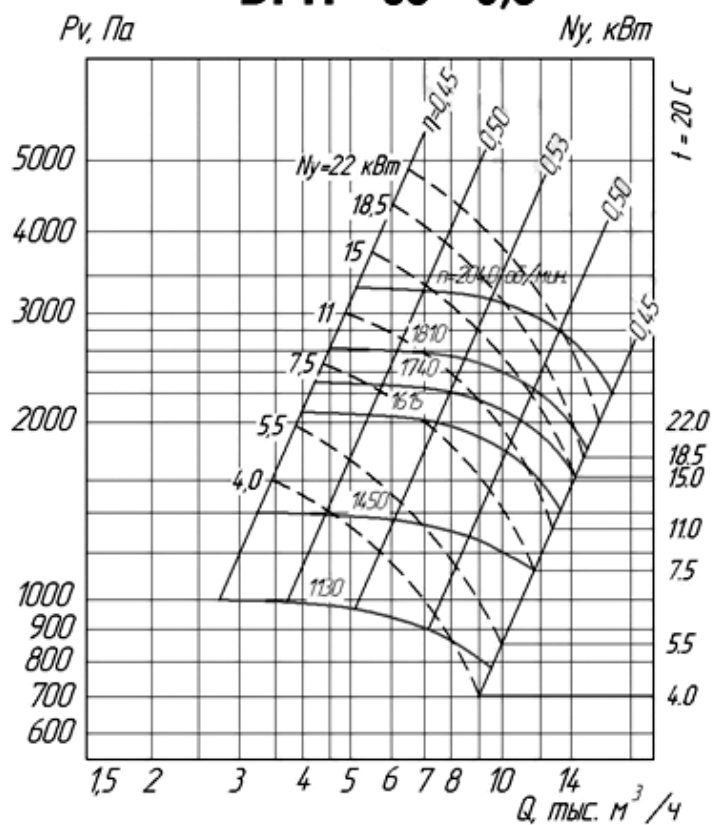
Присоединительные размеры вентиляторов ВРП, мм

№	Исп	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	D	D ₁	n	d ₁	N	d
ВРП - 5	1	300	340	280	315	385	350	10	8	8	8
	5	300	340	280	315	383	355	10	8	8	8
ВРП - 6,3	1	380	410	350	380	480	440	16	8	8	8
	5	380	410	350	380	470	443	16	8	8	8
ВРП - 8	1	480	530	400	450	590	560	18	8	8	8
	5	480	530	400	450	610	560	18	8	8	8

Аэродинамические характеристики вентиляторов



ВРП - 05 - 6,3



ВРП - 05 - 8

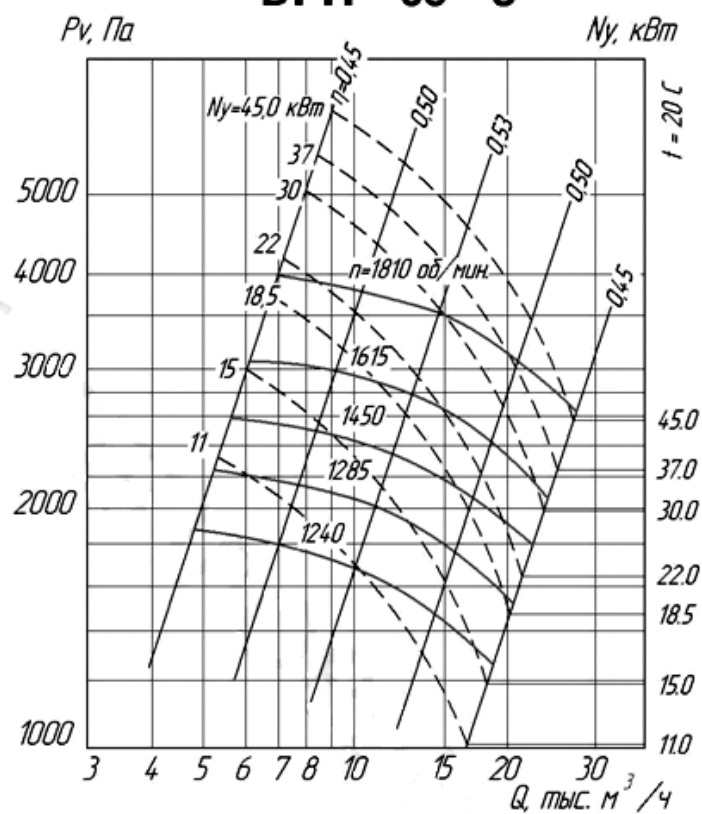


Таблица 14.3

Технические характеристики вентиляторов ВРП

№	Исп	Типоразм. двигателя	Мощность установ. N_y , кВт	Частота вращения вала n , об/мин.	Производительность, м ³ /час	Давление полное P_v , Па	Виброизоляторы	
							тип	количество
1	2	3	4	5	6	7	9	10
5	1	АИР100L4	4,0	1500	4500	1200	ДО40	5
	5	АИР100L4	4,0	1500	4890	1230	ДО41	6
	1	АИР112М4	5,5	1500	5900	1300	ДО40	5
	5	АИР112М4	5,5	1500	5270	1450	ДО41	6
	1	АИР132S4	7,5	1500	6200	1620	ДО40	5
	5	АИР132S4	7,5	1500	5400	1690	ДО41	6
	1	АИР112М2	7,5	3000	4500	1760	ДО40	5
	5	АИРМ132М4	11,0	1500	7050	2420	ДО41	6
	1	А132М2	11,0	3000	6300	3400	ДО40	5
6,3	1	АИР132S4	7,5	1500	5400	1450	ДО42	5
	5	АИР132S4	7,5	1500	7400	1450		6
	1	АИРМ132М4	11,0	1500	7200	1700		5
	5	АИРМ132М4	11,0	1500	10080	1860		6
	1	АИР160S4	15,0	1500	10200	1700		5
	5	АИР160S4	15,0	1500	10900	2100		6
	1	АИР160М4	18,5	1500	12250	1850		5
	5	АИР160М4	18,5	1500	14200	2150		6
8	1	АИР160М4	18,5	1500	14200	2600	ДО43	6
	5	АИР160М4	18,5	1500	14200	2600		
	1	А180S4	22,0	1500	12600	2800		
	5	А180S4	22,0	1500	12600	2800		
	1	А180М4	30,0	1500	14900	2900		
	5	А180М4	30,0	1600	15400	3500		
	1	А200М4	37,0	1500	14100	2900		
	5	А200М4	37,0	1600	17800	3550		
	5	А200L4	45,0	2000	17900	4650		

Оглавление

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	3
2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ	5
2.1. Методика расчета.....	5
2.1.1. Последовательность расчета	5
2.1.2. Определение потерь давления в воздуховоде	6
2.1.3. Определение потерь давления в коллекторе	7
2.1.4. Расчет пылеулавливающего аппарата.....	8
2.1.5. Расчет материального баланса процесса пылеулавливания	11
2.1.6. Выбор вентилятора и электродвигателя	11
2.2. Пример расчета	12
2.2.1. Аэродинамический расчет узла аспирации (от местного отсоса до коллектора включительно).....	12
2.2.2. Увязка сопротивлений участков.....	18
2.2.3. Расчет потерь давления в коллекторе	21
2.2.4. Расчет пылеулавливающего аппарата.....	22
2.2.5. Расчет участков 7 и 8 до установки вентилятора.....	24
2.2.6. Выбор вентилятора и электродвигателя	28
2.2.7. Уточнение сопротивлений участков 7 и 8	29
2.2.8. Материальный баланс процесса пылеулавливания	31
Библиографический список	32
Приложение 1	33
Приложение 2	34
Приложение 3	35
Приложение 4	36
Приложение 5	37
Приложение 6	37
Приложение 7	38
Приложение 8	39
Приложение 9	39
Приложение 10	40
Приложение 11	41
Приложение 12	42
Приложение 13	44
Приложение 14	46