

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Сыктывкарский лесной институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный
лесотехнический университет имени С. М. Кирова»

Кафедра технологии деревообрабатывающих производств

ПНЕВМОТРАНСПОРТ ИЗМЕЛЬЧЕННОЙ ДРЕВЕСИНЫ

Учебно-методический комплекс по дисциплине
для студентов специальности 250403 «Технология деревообработки»
всех форм обучения

Самостоятельное учебное электронное издание

Сыктывкар 2012

УДК 674. 05
ББК 37.13
П40

Рекомендовано к изданию в электронном виде кафедрой технологии
деревообрабатывающих производств Сыктывкарского лесного института

Утверждено к изданию в электронном виде советом лесотранспортного факультета
Сыктывкарского лесного института

Составитель:

кандидат технических наук, доцент **Ю. Н. Неверов**

Ответственный редактор:

к.т.н., доцент, зав. кафедрой технологии деревообрабатывающих производств
С. Г. Ганапольский

Пневмотранспорт измельченной древесины [Электронный ре-
сурс] : учеб.-метод. комплекс по дисциплине для студ. спец.
П40 250403 «Технология деревообработки» всех форм обучения : самост.
учеб. электрон. изд. / Сыкт. лесн. ин-т ; сост.: Ю. Н. Неверов. – Элек-
трон. дан. – Сыктывкар : СЛИ, 2012. – Режим доступа:
<http://lib.sfi.komi.com>. – Загл. с экрана.

Издание предназначено для студентов, изучающих дисциплину
«Пневмотранспорт измельченной древесины». Приведены рабочая
программа дисциплины, лекционные занятия, методические указания
по практическим занятиям и контрольным работам, промежуточный
контроль знаний студентов.

УДК 674.05
ББК 37.13

Самостоятельное учебное электронное издание

Составитель: **Неверов Юрий Николаевич**

ПНЕВМОТРАНСПОРТ ИЗМЕЛЬЧЕННОЙ ДРЕВЕСИНЫ

Электронный формат – pdf. Объем 4,5 уч.-изд. л.
Сыктывкарский лесной институт (филиал) федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет
имени С. М. Кирова» (СЛИ),
167982, г. Сыктывкар, ул. Ленина, 39, institut@sfi.komi.com, www.sli.komi.com

Редакционно-издательский отдел СЛИ.

© СЛИ, 2012
© Неверов Ю. Н., составление, 2012

Содержание

1. Рабочая программа дисциплины	4
2. Лекционные занятия	7
3. Методические указания по практическим занятиям и контрольным работам	50
4. Промежуточный контроль знаний студентов	66
4.1. Рубежный контроль	66
5. Библиографический список	66

I. РАБОЧАЯ ПРОГРАММА

1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ДИСЦИПЛИНЫ, ЕЕ МЕСТО В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

1.1. ЦЕЛЬ ПРЕПОДАВАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Целью дисциплины является изучение конструкций и методов расчета пневмотранспортных установок для измельченной древесины.

Изучаемая дисциплина логически связана с последующими дисциплинами «Технология лесопильно-деревообрабатывающих производств», «Технология клееных материалов и древесных плит», «Конструирование изделий из древесины», «Технология защитно-декоративных покрытий из древесины и древесных материалов».

1.2. ЗАДАЧИ ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Основной задачей изучения дисциплины является изучение пневмотранспортного оборудования, применяемого для сбора отходов от деревообрабатывающих станков и их транспортирования за пределы цеха, пневмотранспортного оборудования, применяемого для погрузочно-разгрузочных работ, а также основ теории пневмотранспорта, без знания которой невозможно правильно проектировать и грамотно эксплуатировать пневмотранспортной установки.

Студент должен знать:

- знать основные положения теории пневмотранспорта (параметры воздушного потока, уравнение Бернулли, потери давления при движении чистого воздуха, транспортирование материала в воздушном потоке, потери давления при движении смеси воздуха и материалов);
- знать основные оборудование пневмотранспортных установок, схемы их выполнения и основы их проектирования.

Студент должен уметь:

- уметь выполнять расчеты пневмотранспортных установок и выбирать необходимое оборудование;
- уметь пользоваться приборами для измерения параметров воздушного потока основных физических величин при испытании пневмотранспортных установок.

Перечень дисциплин, на которых базируется данная дисциплина

Дисциплина «Пневмотранспорт измельченной древесины» базируется на знаниях следующих дисциплин: высшая математика; инженерная графика; физика; гидравлика, гидро-и пневмопривод.

2. СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ

2.1. НАИМЕНОВАНИЕ ТЕМ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ, ОБЪЕМ В ЧАСАХ ЛЕКЦИОННЫХ ЗАНЯТИЙ.

1. Классификация и основные схемы установок пневматического транспорта.....	1
2. Основы теории пневматического транспорта.....	6
3. Цеховые пневматические установки, основы их проектирования.....	5
4. Транспортные пневматические установки.....	2
5. Технологическая очистка воздуха в системах пневмотранспорта.....	2
6. Испытание, наладка и эксплуатация пневмотранспорта.....	2

Итого: 18 ч.

2.2. ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ НАИМЕНОВАНИЕ И ОБЪЕМ В ЧАСАХ

1. Определение основных параметров цеховых установок обычного типа.....	6
2. Определение коэффициента гидравлического сопротивления трубопровода и коэффициента местного сопротивления колена.....	6

3. Определение полного давления, развиваемого центробежным вентилятором и коэффициента полезного действия вентилятора.....4

Итого: 16 ч.

2.3. САМОСТОЯТЕЛЬНАЯ РАБОТА И КОНТРОЛЬ УСПЕВАЕМОСТИ ДЛЯ Д/О (числитель) и З/О (знаменатель).

№№	Вид самостоятельной работы	Число часов д/о и з/о	Вид контроля успеваемости
1.	Проработка лекционных материалов по конспекту и учебной литературе	8/7	зачет
2.	Подготовка к лабораторным занятиям	8/7	ДЗ
3.	Выполнение контрольной работы	6/30	КО
4.	Подготовка к зачету	6/10	зачет
5.	Самостоятельное изучение тем	8/8	
ВСЕГО		36/62	

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЧАСОВ ПО РАЗДЕЛАМ И ВИДАМ ЗАНЯТИЙ ДЛЯ СТУДЕНТОВ ДНЕВНОЙ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ (Д/О - числитель) И ЗАОЧНОЙ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ (З/О и С/О - знаменатель).

№ п/п	Наименование темы дисциплины	Объем работ студента, ч.				Форма кон. успева- ем.
		Лекц.	Лабор. занят.	Сам. раб.	Всего	
1	2	3	4	5	6	7
1.	Классификация и основные схемы установок пневматического транспорта 1.1. Классификация. Назначение и особенности установок пневматического транспорта 1.2. Основные элементы и схемы установок пневматического транспорта	1/0,5	1/0,5	4/4	6/5	КО
2.	Основы теории пневматического транспорта. 2.1. Параметры воздушного потока 2.2. Потери давления при движении воздуха по трубопроводам. 2.3. Расчет трубопроводов при движении чистого воздуха. 2.4. Транспортирование материала в воздушном потоке. 2.5. Потери давления при движении аэросмеси. 2.6. Потери давления в трубопроводе с учетом расширения воздуха по его длине.	6/1	6/1	5/4	17/6	КО

3.	Цеховые пневматические установки, основы их проектирования. 3.1. Особенности и разновидности пневмотранспортных установок. 3.2. Установки обычного типа и их расчет. 3.3. Универсальные установки с магистралью постоянного сечения и их расчет. 3.4. Универсальные коллекторные установки и их расчет. 3.5. Установки с автоматически регулируемой производительностью 3.6. Основное оборудование цеховых пневматических установок. Выбор циклона и вентилятора.	5/1	5/0,5	5/4	15/5,5	КО
4.	Транспортные пневматические установки. 4.1. Особенности, классификация и разновидности транспортных пневматических установок. 4.2. Основное оборудование транспортных пневматических установок.	2/0,5	2/1	3/3	7/4,5	ФО
5.	Технологическая очистка воздуха в системах пневмотранспорта.	2/0,5	1/0,5	4/4	7/5	ФО
6.	Испытание, наладка и эксплуатация пневмотранспорта. 6.1. Общие рекомендации по эксплуатации систем пневмотранспорта 6.2. Измерение давлений в воздушных потоках. Приборы для измерения давлений. 6.3. Обслуживание вентиляторов, турбовоздуходувок и ротационных воздуходувок. 6.4. Обслуживание устройств для очистки воз-	2/0,5	1/0,5	3/3	6/4	КО
7.	Выполнение контрольной работы			6/30	6/30	КО
8.	Подготовка к зачету			6/10	6/10	зачет
	Всего:	18/4	16/4	36/62	70/70	

Текущая успеваемость студентов контролируется опросом по лабораторным работам (ОЛР), контролируется опросом (КО), проверкой выполнения домашнего задания (ДЗ), фронтальным опросом текущего материала (ФО), контрольные работы на практике или проверкой выполнения индивидуальных домашних задач (КР).

4. КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА ДЛЯ ЗАОЧНОЙ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ

Контрольная работа выполняется студентами по методическим указаниям [9].

- 1 контрольная работа: «Расчет пневмотранспортной установки для технологической щепы».

- 2 контрольная работа: «Расчет цеховых универсальных ПТУ с коллектором-сборником».

Результаты работы сводятся в пояснительную записку 20-25 листов.

II. ЛЕКЦИОННЫЕ ЗАНЯТИЯ

Введение

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

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

$$\Delta p = \Delta p_e (1 + K\mu),$$

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

Δp_e – потеря давления в трубопроводе при движении чистого воздуха, Па;

K – коэффициент сопротивления аэросмеси;

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

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

$$\lambda_{см} = \lambda(1 + K\mu),$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления чистого воздуха.

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

С.Н. Святков, А.Ф. Зайцев и др., показали, что сопротивление движению материала в отводах зависит от радиуса и диаметра трубы в отводах, угла поворота, коэффициента трения и входной скорости материала.

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

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

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

- быстрым обновлением парка технологического оборудования, выпускаемого отечественными и зарубежными производителями;
- разнообразием деревообрабатывающих предприятий по объему производства;
- увеличением объема измельченных отходов деревообработки и удельного содержания в них пыли;

– частой сменой технологического процесса и оборудования в пределах производственных помещений;

– ужесточением требований к охране окружающей природной среды, а также к экономии энергоресурсов.

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

Лекция 1. Основные понятия и определения

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

1. Общие сведения

1.1. Предмет науки

Теория пневматического транспорта есть 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.

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

1.2. Достоинства и недостатки пневмотранспортных систем

На современном деревообрабатывающем предприятии используются различные виды внутрицехового или межцехового транспорта (транспортеры с гибким тяговым органом, автомобильный, пневматический и др.). Основные достоинства пневматического транспорта заключаются в следующем [4]:

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

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

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

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

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

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

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

1.3. Основные понятия и определения

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

1.4. Классификация пневмотранспортных систем

1.4.1. Общая классификация

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

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

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

Транспортные пневмосистемы применяются на деревообрабатывающих предприятиях для перемещения измельченной древесины в места кратковременного хранения или к технологическому оборудованию от аспирационных систем, рубительных машин и т.д.

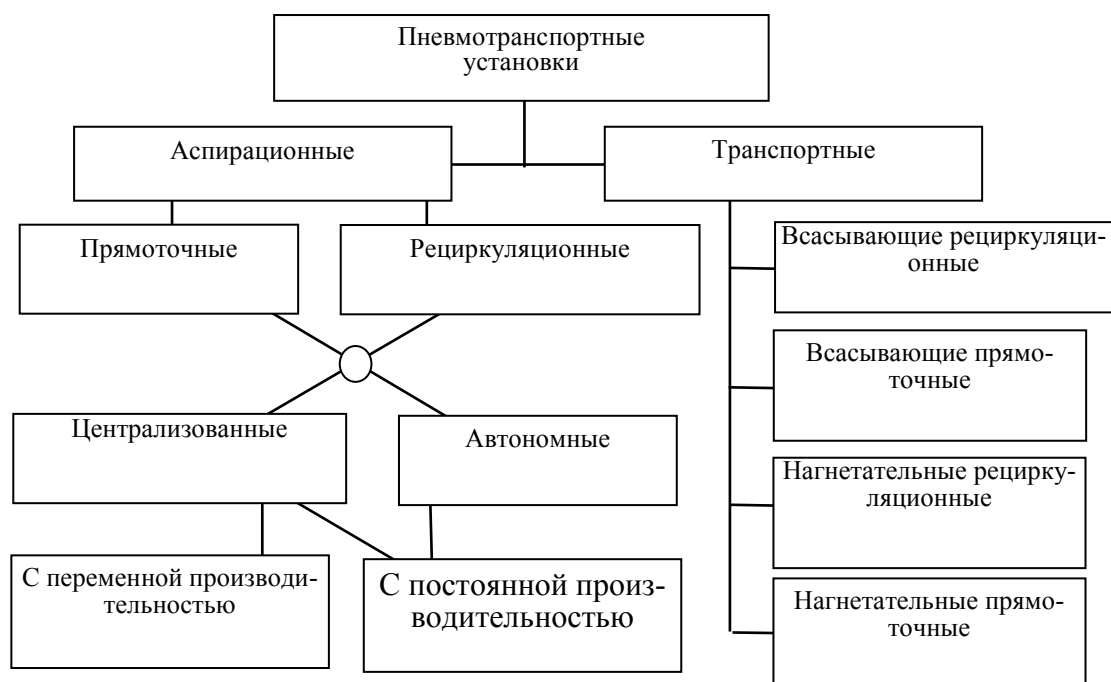


Рис. 1. Схема классификации аспирационных систем

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вентиляционные системы предназначены для обеспечения в помещениях такого состояния воздушной среды, при котором микроклимат не оказывает на здоровье человека неблагоприятного действия, т.е. для обеспечения санитарно-гигиенических условий по температуре, относительной влажности, скорости движения и чистоты воздуха в помещении путем удаления избытков теплоты, влаги, газов, паров, пыли.

Системы вентиляции должны удовлетворять следующим требованиям:

- не мешать в промышленных зданиях производственному процессу (не загромождать рабочую зону);
- иметь звуко- и виброизолированное оборудование;
- иметь возможность надежной наладки и регулирования режимов работы;
- быть удобными в обслуживании и ремонте;
- иметь минимальную стоимость оборудования и строительно-монтажных работ.

Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий и ГОСТами установлены предельно-допустимые концентрации мг/м^3 (ПДК) вредных веществ в атмосферном воздухе населенных мест и воздухе рабочей зоны производственных помещений.

Для производственных помещений ПДК установлены Минздравом исходя из условий, что при ежедневной работе в течение 8ч. или другой продолжительности, но не более 41 ч в неделю, в течение всего рабочего стажа не могут быть вызваны заболевания, обнаруженные современными общепринятыми методами, непосредственно в процессе работы или в отдельные сроки после окончания трудовой деятельности.

Наиболее опасна для здоровья человека промышленная пыль, дисперсный состав которой составляет 5мкм или менее.

ПДК для воздуха населенных мест значительно ниже, чем для производственных помещений. В качестве ПДК для приземного слоя атмосферы на территории предприятий принимают 30% от ПДК в производственных помещениях.

Для обеспечения требуемого по санитарным нормам качества воздушной среды необходима постоянная смена воздуха в помещении, т.е. вместо удаляемого из помещения воздуха должен подаваться свежий воздух, после соответствующей очистки. По способу осуществления перемещения воздуха вентиляционные системы делятся на естественные и механические.

В естественных системах вентиляции перемещение воздуха происходит по специальным воздуховодам за счет разности давлений P , Па, наружного и внутреннего воздуха

$$p = h(\rho_n - \rho_v) \cdot g, \quad (1)$$

где h – расстояние от середины приемных отверстий вытяжных каналов до устья вентиляционной шахты, м;

$\rho_{v,n}$ - плотность внутреннего и наружного воздуха, кг/м^3 .

В механических системах вентиляции – перемещение воздуха по воздуховодам осуществляется с помощью центробежных или осевых вентиляторов.

1.1. Принципы устройства систем вентиляции

По принципу конструктивного оформления системы вентиляции делятся на общеобменные, местные и смешанные.

В общеобменных системах воздухообмен рассчитан из условий борьбы с вредными веществами и осуществляется путем подачи и вытяжки воздуха из всего объема помещения.

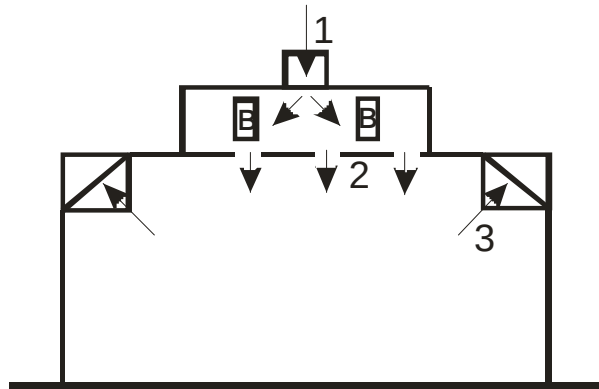


Рисунок 1 – Схема общеобменной вентиляции

1 – канал приточной вентиляции; 2 – перфорированный потолок подачи воздуха; 3 – каналы вытяжной вентиляции.

Местная вентиляция может быть вытяжной и приточной. Вытяжные устройства первой выполнены в виде зонтов и укрытий различных конструкций и размещаются непосредственно у мест выделения вредных веществ (в станках, лакокрасочных установках и т.д.).

В приточной вентиляции подача приточного воздуха производится непосредственно в зону нахождения рабочего, т.е. требуемое качество воздушной среды обеспечивается только в зоне нахождения рабочего.

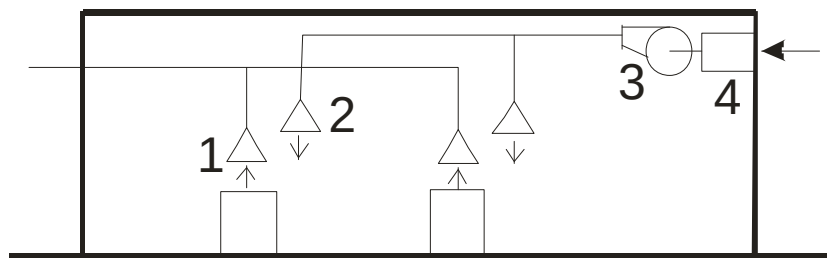


Рисунок 2 – Схема местной вентиляции

1 – вытяжные зонты, 2 – воздушные души, 3 – вентилятор, 4 - калорифер

Смешанные системы сочетают элементы общеобменной и местной вентиляции. Применяются в случаях:

- когда удаление всех выделяющихся производственных вредностей местными вытяжными устройствами не удастся и тогда устанавливается общая вытяжка;
- когда вытяжная вентиляция устраивается местной, а приточная общей (отсутствие фиксированных рабочих мест).

Общий принцип решения задачи оптимального размещения устройств притока и вытяжки состоит в том, что удаление воздуха следует производить из мест с наибольшей концентрацией вредности, а приток в места с наименьшей концентрацией вредности.

1.2. Определение воздухообмена в помещении

Основными вредностями в помещении являются избыточная теплота, избыточная влага или одновременно избыточная теплота и избыточная влага, газы, пыль. При одновременном выделении в помещении различных вредностей воздухообмен определяют из условия ассимиляции каждой вредности. Расчетной же вредностью является та, расчет по которой дает наибольшую величину воздухообмена.

Определение воздухообмена из условия удаления из помещения углекислоты CO_2 .

Воздухообмен ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяется по выражению

$$L = \frac{G}{(x_2 - x_1)}, \quad (2)$$

где G - количество углекислоты, выделяющейся в помещении, г/ч или л/ч;
 x_1 - концентрация CO_2 в наружном (приточном) воздухе;
 x_2 - допустимая концентрация в воздухе CO_2 в воздухе помещения.

CO_2 является одним из основных видов вредностей, выделяющихся в жилых и общественных зданиях. Количество выделяемой человеком углекислоты зависит от ряда факторов: возраста людей, характера выполняемой ими работы.

Таблица 1 - Количество CO_2 выделяемое людьми

	CO_2 , г/ч	CO_2 , л/ч
Взрослыми:		
при физической работе тяжелой	68	45
при физической работе легкой	45	30
в состоянии покоя	35	23
Таблица 2 - Допустимые концентрации CO_2 в помещениях		
	CO_2 , г/кг	CO_2 , л/м ³
Постоянного пребывания людей (жилые дома)	1,5	1,0
больницах	1,0	0,7
Периодического пребывания людей (учреждения)	1,75	1,25
Кратковременного пребывания людей	3	2
Таблица 3 – Рекомендуемое для расчетов содержание CO_2 в наружном воздухе следует принимать:		
	CO_2 , г/м ³	CO_2 , л/м ³
Для сельской местности	0,5	0,40
Для поселков	0,7	0,47
Для городов	0,9	0,60

Определение воздухообмена из условия удаления из помещения газов (м³/ч)

$$L = \frac{G}{(z_2 - z_1)}, \quad (3)$$

где G - количество газа (по борьбе с которым ведется расчет), выделяющееся в помещении, г/ч;
 z_1 - концентрация газов в наружном воздухе, мг/м³;
 z_2 - допустимая по нормам концентрация газов, мг/м³.

Определение воздухообмена из условия удаления пыли (м³/ч)

$$L = \frac{G_n}{(s_2 - s_1)}, \quad (4)$$

где G_n - масса попадающей пыли в помещение, мг/ч;
 s_1 - концентрация пыли в наружном воздухе, мг/м³;
 s_2 - допустимая концентрация пыли, мг/м³.

При отсутствии в наружном воздухе газа и пыли получим соответственно

$$L = \frac{G}{z_2}; \quad L = \frac{G}{S_2},$$

где G , z_2 , S_2 - то же, что и соответственно в формулах (3 и 4).

Предельно допустимая концентрация пыли в воздухе помещений, точнее в пределах рабочей зоны, в соответствии с нормами не должна превышать 2-10 мг/м³.

Определение воздухообмена из условия удаления влагоизбытков устройствами вентиляции (кг/ч)

$$G = \frac{nG_{в.п.}}{(d_2 - d_1)} \quad (5)$$

где n - коэффициент, учитывающий долю влаги, поступающей в рабочую зону (при отсутствии опытных данных принимают $n=1$);

$G_{в.п.}$ - количество влаги испаряющейся в помещении, подлежащее удалению, г/ч;

d_2 - влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, г/кг сух. возд.;

d_1 - влагосодержание приточного воздуха, г/кг сух. возд.

Значение коэффициента n зависит, в частности, от размещения источников выделения влаги, их размеров, способов локализации источников выделения влаги, расположение уровня подачи приточного воздуха и др. Для каждого производства коэффициент n имеет практически постоянное значение.

Следует иметь в виду, что значения абсолютного влагосодержания воздуха d_2 и d_1 принимаются по таблицам физической характеристики воздуха или по I-d- диаграмме в зависимости от величины нормируемой относительной влажности вытяжного (внутреннего) воздуха. В нормах обычно указываются относительная влажность и температура воздуха в помещении.

Определение воздухообмена из условия удаления из помещения избыточной теплоты.

При выделении в помещении избыточной теплоты воздухообмен (кг/ч)

$$G = \frac{mQ_{изб.}}{c(t_{ух.} - t_{пр.})}, \quad (6)$$

где m -коэффициент, учитывающий долю теплоты, поступающей в рабочую зону (при отсутствии опытных данных принимаем $m=1$);

$Q_{изб.}$ - избыточная теплота, отводимая из помещения вентиляцией;

c - удельная массовая теплоемкость воздуха, равная 1,005 кДж/(кг*К);

$t_{ух.}$ - температура воздуха, уходящего в приемные отверстия вытяжки вентиляции;

$t_{пр.}$ - температура приточного воздуха, поступающего в помещение.

$$Q_{изб.} = Q_{выд} - Q_{тепл.пот.}, \quad (7)$$

где $Q_{изб.}$ - количество тепловыделений от людей, электродвигателей и оборудования, производственных печей, горячей поверхностей зонтов и др. Вт;

$Q_{тепл.пот.}$ - количество теплоты, теряемой наружными ограждениями (в холодное время года), теплопотери на нагрев поступивших в помещение холодных материалов; теплота, отводимая с воздухом через местные отсосы, и др.

Из выражения (7) видно, что при равных $Q_{изб}$ воздухообмен уменьшается с увеличением t_{yx} .

Температура воздуха, уходящего из помещения ($^{\circ}\text{C}$),

$$t_{yx} = t_{p.з.} + \varphi(H - 2) \quad (8)$$

где $t_{p.з.}$ - температура воздуха в рабочей зоне (на высоте 2 м от пола);

φ - изменение температуры по высоте помещения (температурный градиент, выражающийся в градусах на 1 м высоты); принимается, как правило, на основании проведенных ранее натурных измерений (для промышленных цехов $\varphi=0,5\ldots 1,5$; для помещений высотой 4 м увеличение температуры по высоте практически можно не учитывать);

H - вертикальное расстояние от пола до середины вытяжного отверстия, м; 2- высота рабочей зоны, м.

Температура уходящего воздуха t_{yx} зависит от многих факторов, в частности от отношения площади, занятой теплоотдающим оборудованием, к площади пола цеха, высоты помещения, способа организации воздухообмена «снизу вверх» (т.е. при подаче приточного воздуха в рабочую зону и удалении из верхней зоны), или «сверху вниз», или «сверху вверх» (т.е. при подаче приточного воздуха в рабочую зону и удалении из верхней зоны), или «сверху вниз», или «сверху вверх» (т.е. при подаче воздуха в верхнюю зону и удалении из верхней или нижней зоны помещения); в последнем случае температурный градиент равен 0, т.е. $t_{yx} = t_{p.з.}$ (температура рабочей зоны). Следует иметь в виду, что на нагревание воздуха в рабочей зоне расходуется не вся величина $Q_{изб}$, часть теплоты (особенно конвективной) удаляется из рабочей зоны естественным путем и незначительно влияет на ее температуру.

Сказанное учитывается коэффициентом m :

$$m = \frac{(t_{p.з.} - t_{np})}{(t_{yx} - t_{np})} \quad \text{отсюда} \quad t_{yx} = \frac{((t_{p.з.} - t_{np})/m)}{t_{np}}.$$

При размещении вытяжных отверстий в рабочей зоне воздухообмен при наличии теплоизбытков можно определить по формуле (кг/ч)

$$G = \frac{mQ_{изб.p.з.}}{(c(t_{p.з.} - t_{np}))}, \quad (9)$$

где $Q_{изб.p.з.}$ - теплоизбытки в пределах рабочей зоны;

$t_{p.з.}$ - температура воздуха в рабочей зоне;

t_{np} - температура приточного воздуха.

При наличии местных отсосов воздухообмен

$$G = \frac{(Q_{изг} - Q_{м.о})}{c(t_{p.з.} - t_{np})} + G_{м.о}, \quad (10)$$

где $Q_{м.о}$ - количество теплоты, уносимой устройствами местной вентиляции;

$$Q_{м.о} = c(t_{p.з.} - t_{np})G_{м.о}, \quad (11)$$

где $G_{м.о}$ - количество воздуха, удаляемого местной вентиляцией;

c - массовая теплоемкость воздуха.

Определение воздухообмена из условия одновременного удаления избыточной теплоты и влаги (кг/ч)

$$G = \frac{Q}{(I_2 - I_1)} = \frac{G_{e.n}}{(d_2 - d_1)}, \quad (12)$$

где Q - количество теплоты, выделяющейся в помещении, с учетом скрытой теплоты, содержащейся в водяных парах, выделяющихся в помещении, Вт;

$G_{e.n}$ - количество избыточной влаги, кг/ч;

I_2, I_1 - полное теплосодержание воздуха, соответственного удаляемого и вводимого в помещение, кДж/кг сух. возд.;

d_2, d_1 - влагосодержания воздуха, соответственно удаляемого и вводимого в помещение, г/кг сух. возд.

Значения I_2, I_1, d_2, d_1 обычно берутся из $I - d$ – диаграммы влажного воздуха. При одновременном выделении в помещении теплоты и влаги расчет воздухообмена рекомендуется проводить с помощью $I - d$ – диаграммы влажного воздуха. Как правило, найденный воздухообмен из условия удаления избыточной теплоты должен быть достаточным (т.е. одинаковым) и для удаления избыточной влаги, что и показано в формуле (11).

2. ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ (ПТУ) ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ПРЕДПРИЯТИЙ.

В ПТУ транспортирование частиц происходит под влиянием аэродинамических сил возникающих в результате взаимодействия между частицами и потоком воздуха на входе в пылеприемник и в воздуховодах.

ПТУ на деревообрабатывающих предприятиях используются для удаления от технологического оборудования древесной пыли, опилок, стружек, продуктов окорки и щепы. Так же широко применяются для погрузочно-разгрузочных и транспортных работ. ПТУ используются в технологических потоках предприятий ДСтП, ДВП, целлюлозно-бумажной промышленности.

Достоинства ПТУ:

- гибкость трассы: транспортный трубопровод может быть проложен в любом направлении, легко обходить препятствия;
- высокая маневренность, обеспечивающая транспортирование материала из одного пункта поочередно по разным адресам. Возможен сбор материала из нескольких мест в один пункт назначения;
- легкость автоматизации управления: с одной панели возможно дистанционное управление всеми элементами установки;
- небольшие капитальные затраты на установку. Легкость и дешевизна обслуживания и ремонта;
- компактность транспортного трубопровода и отсутствие движущихся частей (тягового органа);
- герметичность, позволяющая предотвратить потери материала и засорение окружающей территории;
- возможность выполнения ценных дополнительных (к транспортированию) санитарно-гигиенических или технологических функций: аспирации машинных цехов, сушки материала, фракционирования;
- при дальности транспортирования свыше 100 м пневмотранспорт в большинстве случаев экономичнее механического транспорта.

Наряду с достоинствами пневматический транспорт имеет ряд недостатков:

- большой удельный расход энергии;
- шум, создаваемый воздухоудвными машинами и материалом, движущимся по трубам;
- измельчение транспортируемого материала в результате ударов при прохождении по трубам и элементам установки;
- необходимость очистки отработавшего воздуха.

2.1. Классификация пневмотранспортных установок

По назначению:

- цеховые ПТУ (стружкоотсасывающие) предназначенные для улавливания и собирания стружки, опилок и пыли, получаемых при обработке древесины на станках и транспортирования за пределы цеха в бункеры накопители;
- транспортные ПТУ, применяемые для транспортных целей и погрузочно-разгрузочных работ.

По расположению побудителей движения воздуха (рисунок 3):

- всасывающе-нагнетательные установки;
- всасывающие установки;
- нагнетательные установки.

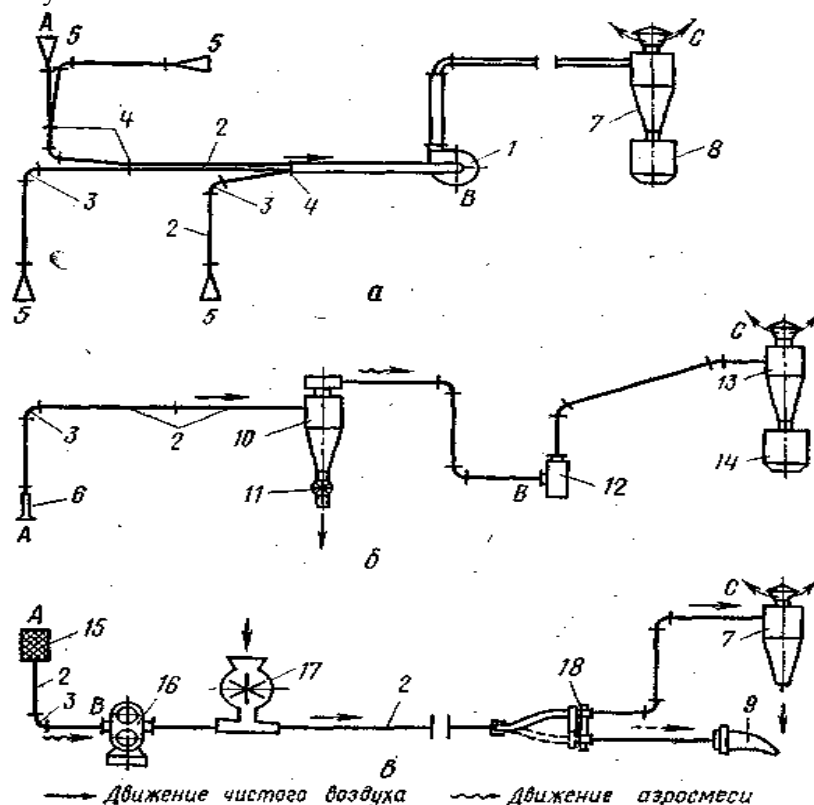


Рисунок 3 - Основные схемы пневмотранспортных установок:

АВ - всасывающая часть установки; ВС - нагнетательная часть установки;

1 - вентилятор пылевой; 2 - трубопровод; 3 - колена; 4 - тройники; 5 - приемники-уловители отходов; 6 - всасывающее сопло; 7 - циклон для отделения материала и пыли от воздуха; 8 - бункер для отходов; 9 - дефлектор; 10 - промежуточный циклон для отделения материала от воздуха; 11 - герметичный затвор-разгрузитель материала; 12 - вентилятор для чистого воздуха; 13 - ци-

клон для очистки воздуха от пыли; 14 - бункер для пыли; 15 - фильтр для очистки воздуха; 16 - воздуходувка; 17 - питатель; 18 - переключатель

Во всасывающе-нагнетательной установке (рисунок 3а) транспортный трубопровод расположен как во всасывающей, так и в нагнетательной части. Материал проходит через вентилятор, подвергаясь при этом частичному измельчению. Достоинство установки - возможность собирать материал из многих точек, так как к каждой из них подходит всасывающий трубопровод, обеспечивающий легкость подачи в него материала; недостаток - необходимость пользоваться пылевым вентилятором (допускающим пропуск через него материала), весьма ограниченным по развиваемому им давлению. Эту схему широко используют для цеховых установок и транспортных установок небольшой производительности.

При выполнении установки по всасывающей схеме (рисунок 3б) транспортный трубопровод располагают целиком в пределах всасывающей части, поэтому загрузка материала в него облегчена и может быть в нескольких точках. Перед вентилятором в пункте назначения ставят промежуточный циклон 10, в котором материал отделяется от воздуха и через герметичный затвор 11 выдается для использования. В качестве возбудителя воздушного потока можно установить вентилятор, предназначенный для работы на чистом воздухе, или воздуходувку, обеспечивающие значительно большее давление, а следовательно, и производительность, чем у установки, выполненной по предыдущей схеме. Чаще всего по этой схеме выполняют пневморазгрузочные установки, для которых легкость загрузки материала в трубопровод особенно важна. В установках, собранных по этой схеме, материал через вентилятор не проходит и его разрушающему воздействию не подвергается.

В установках, выполненных по нагнетательной схеме (рисунок 3в), транспортный трубопровод расположен целиком в нагнетательной части. Материал подается в него специальными разгрузочными устройствами; а разгружается через циклон 7 или дефлектор 9. Путем использования воздуходувок здесь может быть достигнута наивысшая производительность и наибольшая длина трассы. Недостаток схемы этой установки необходимость применения питателей, без которых можно обойтись в первых двух вариантах установок. Транспортные и погрузочные установки выполняют чаще всего именно по этой схеме.

По величине разности давления, которое должен развивать вентилятор в трубопроводах:

- низкого давления до 5 кПа;
- среднего давления от 5 до 20 кПа;
- высокого давления более 20 кПа.

По величине весовой концентрации аэросмеси μ_p — отношению массового расхода материала к массовому расходу воздуха

$$\mu_p = \frac{m_M}{m_B}, \quad (13)$$

делятся на:

- установки малой концентрации $\mu_p < 0,5$;
- установки средней концентрации $\mu_p = 0,5 \div 2$;
- установки высокой концентрации $\mu_p > 2$.

3. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

3.1. Параметры воздушного потока

Состояние воздуха характеризуется: плотностью ρ , кг/м³, абсолютным давлением p , Н/м²=Па, которое отсчитывается от абсолютного вакуума и температурой T , °К.

Эти показатели связаны уравнением Клайперона для идеальных газов, к которым приближается воздух в условиях его использования при пневмотранспортировании:

$$\rho = p/RT, \quad (14)$$

где R — газовая постоянная, равная для воздуха 286,7 Дж/(кг·К).

Для «стандартных» условий состояния воздуха: $T=293$, °К, $p=760$ мм.рт.ст.= $1,01 \cdot 10^5$ Па и относительной влажности воздуха $\phi=0,5$ плотность «стандартного» воздуха

$$\rho = p/RT = 1,01 \cdot 10^5 / 286,7 / 293 = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Основные параметры воздушного потока в воздуховодах - средняя скорость по поперечному сечению $v_{\text{ср}}$, м/с (зависит от режима течения потока воздуха по трубопроводам) и расход - количество воздуха, проходящее через сечение трубы в единицу времени. Эти параметры связаны зависимостями

$$Q = F \cdot v_{\text{ср}}, \quad (15)$$

где Q – объемный расход воздуха, м³/ч.

$$M_{\text{в}} = F \cdot v_{\text{ср}} \cdot \rho, \quad (16)$$

где $M_{\text{в}}$ – массовый расход воздуха кг/с,
 F - площадь сечения трубы, м².

В воздушном потоке различают три вида давлений: статическое, динамическое и полное.

Статическое давление отражает удельную потенциальную энергию воздушного потока и представляет собой давление частиц воздуха друг на друга или на стенку трубопровода. Если давление отсчитывается от абсолютного вакуума, оно называется **абсолютным** и обозначается через $p_{\text{ст}}$. Если давление брать относительно давления атмосферы $p_{\text{а}}$, это будет относительное давление, обозначается оно через $H_{\text{ст}}$.

Динамическое давление воздушного потока $p_{\text{д}}$ (Па) характеризует его удельную кинетическую энергию:

$$p_{\text{д}} = \rho \frac{v^2}{2}; \quad (17)$$

Полное давление воздушного потока определяет всю удельную энергию воздушного потока и равно сумме статического и динамического давлений. Полное давление так же, как и статическое, может быть абсолютным p или относительным H :

$$p = p_{\text{ст}} + \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (18)$$

$$H = H_{\text{ст}} + \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \quad (19)$$

Соотношения давлений воздушного потока в воздуховодах можно получить из следующих рассуждений

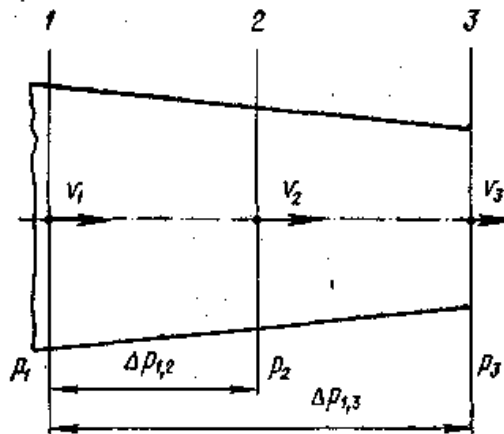


Рисунок 4 – Схема к анализу уравнения Бернулли

Из условия неразрывности воздушного потока через каждое сечение трубы (1, 2, 3) (рисунок 4) в единицу времени проходит одно и то же массовое количество воздуха:

$$M_{B.1} = M_{B.2} = M_{B.3} = F_1 \cdot v_1 \cdot \rho_1 = F_2 \cdot v_2 \cdot \rho_2 = F_3 \cdot v_3 \cdot \rho_3. \quad (20)$$

При измерении давления в трубопроводе в пределах 5000 Па плотность ρ - величина практически постоянная. Тогда

$$F_1 \cdot v_1 = F_2 \cdot v_2 = F_3 \cdot v_3 \quad \text{или} \quad Q_1 = Q_2 = Q_3. \quad (21)$$

Изменение давления воздушного потока по длине трубы подчинено уравнению Бернулли. Для сечений **1 - 2** можно записать

$$p_{\text{ст.1}} + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = p_{\text{ст.2}} + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} + \Delta p_{1-2}, \quad (22)$$

или

$$p_1 = p_2 + \Delta p_{1-2}. \quad (23)$$

где Δp_{1-2} - потери давления, вызванные сопротивлениями на участке трубы между сечениями **1-2**, Па.

Уравнение Бернулли имеет четыре следствия:

Из выражений (22) и (23) следует, что

$$p_1 - \Delta p_{1-2} = p_{\text{ст.2}} + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2}, \quad (24)$$

т.к. левая часть уравнения (24) величина постоянная, следовательно, постоянна и правая часть, т.е. при уменьшении площади сечения 2-2 и увеличении скорости v_2 возрастет динамическое давление в этом сечении, а статическое уменьшится на такую же величину, и наоборот. Абсолютное и относительное давление при этом остаются величинами неизменными.

Из выражения (23)

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

т.е. потеря давления на участке трубы 1-2, которая расходуется на преодоление сопротивлений этого участка, равна разности полных давлений в его граничных сечениях

Если площади сечения 1 и 2 равны, следовательно, скорости в этих сечениях тоже будут равны, тогда из выражения (1) получим

$$\Delta p_{1-2} = p_{ст.1} - p_{ст.2}.$$

Т.е. при равенстве площадей граничных сечений участка потери давления на нем равны разности статических давлений в этих сечениях.

- Рассматривая сечение 1-3, можно написать (в относительных давлениях)

$$H_{ст.1} + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = H_{ст.3} + \frac{\rho \cdot v_3^2}{2} + \Delta p_{1-3} \quad (25)$$

В сечении 3 на выходе воздуха из трубы абсолютное статическое давление равно атмосферному, поэтому относительное статическое давление в сечении 3 равно нулю. Тогда выражение (25) можно переписать так:

$$H_{ст.1} + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = \frac{\rho \cdot v_3^2}{2} + \Delta p_{1-3}. \quad (26)$$

Т.о., на выходе из воздуховода воздушный поток обладает только кинетической энергией, создавая лишь динамическое давление.

При выходе из воздуховода воздушный поток рассеивается, теряя кинетическую энергию, т.е. также представляет собой потерю давления.

Левая часть выражения (26) представляет собой полное давление в сечении 1, правая часть отражает все потери давления при прохождении воздухом участка **1-3** и при выходе его в атмосферу.

Таким образом, вся энергия воздушного потока в любом сечении трубы растрачивается на преодоление сопротивлений перемещению воздушного потока от данного сечения к выходному сечению и выходу его в атмосферу. Эта энергия, определяется разностью давлений в граничных сечениях участка, и порождает в нем воздушный поток.

3.2. Распределение давлений воздушного потока во всасывающем и нагнетательном воздуховодах ПТУ

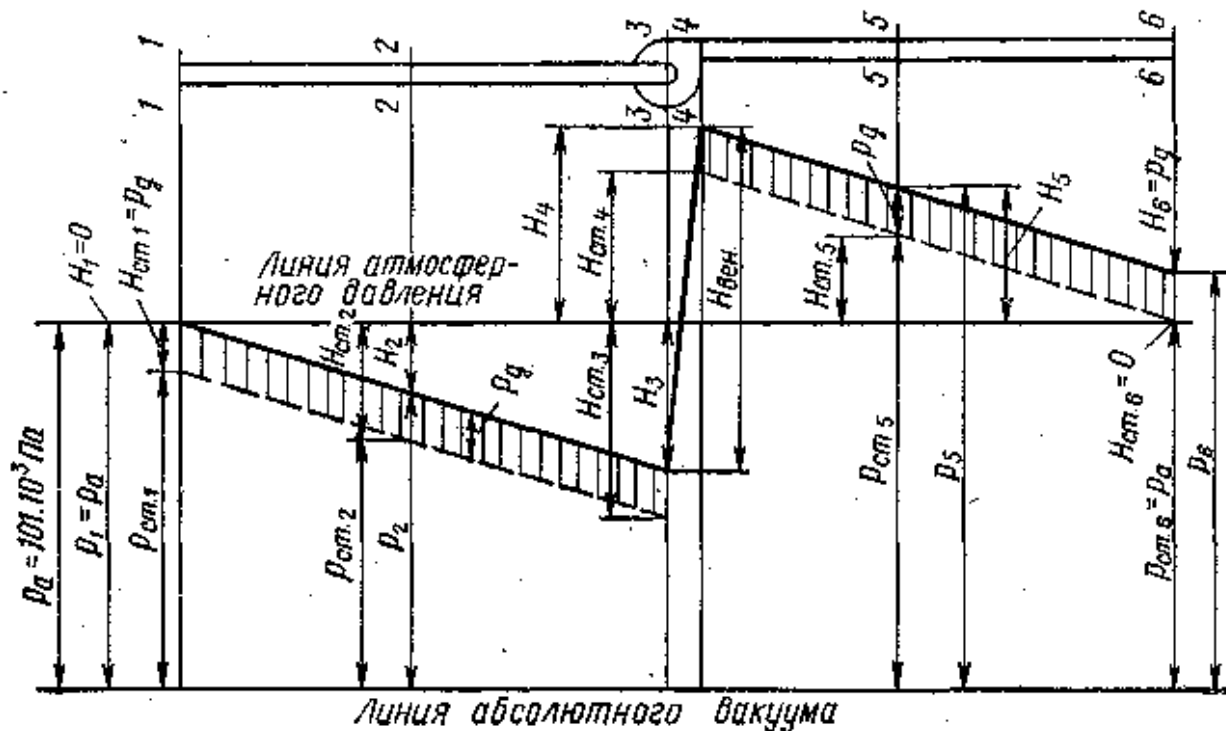


Рис. 61. Схема изменения давлений воздушного потока по длине трубопровода пневмотранспортной установки

(Рисунок 5)

Во входном сечении всасывающего трубопровода 1-1 полное абсолютное давление воздушного потока $p_1 = p_a$, а относительное полное давление $H_1 = 0$.

Во всасывающем воздуховоде вентилятор создает разрежение, т.е. $H_{ст1}$ считается, имеет знак «-» и по абсолютной величине равно p_d

Потери давления в воздуховоде пропорциональны длине, поэтому линия абсолютного давления идет под некоторым углом к линии атмосферного давления (каждому метру трубы соответствует одна и та же величина потери давления). Линия статического давления, помеченная пунктиром, идет параллельно ей на расстоянии, равном динамическому давлению.

Динамическое давление в этом сечении, определяется величиной скорости воздушного потока и составляет часть полного абсолютного давления. Вторая часть абсолютного полного давления - абсолютное статическое давление $p_{ст1}$. Т.е. в любом сечении

$$p = p_{ст} + p_d \quad (27)$$

Статическое и полное относительные давления на всем протяжении всасывающего трубопровода отрицательны, поэтому

$$H_{ст.2} = H_2 + p_d, \quad (28)$$

т.е. величина полного относительного давления во всасывающем воздуховоде расходуется на преодоление сопротивлений движению потока от входа до рассматриваемого сечения.

В нагнетательном воздуховоде вентилятор создает избыточное давление, т.е. статическое и полное относительные давления всегда положительны, тогда

$$H_{\text{ст}} = H + p_{\text{д}}, \quad (29)$$

т.е. величина полного относительного давления H в любом сечении нагнетательного трубопровода – есть запас энергии воздушного потока, который пойдет на преодоление сопротивлений движению от этого сечения до выхода и при выходе в атмосферу.

В сечении **6-6** абсолютное статическое давление равно атмосферному $p_{\text{ст.6}} = p_{\text{а}}$ и, следовательно, относительное статическое давление $H_{\text{ст.6}} = 0$. Полное относительное давление $H_6 = p_{\text{д}}$.

Полное давление, развиваемое вентилятором, равно сумме полных относительных давлений (без учета знака) в сечениях **3-3** и **4-4**:

$$H_{\text{в}} = |H_3| + |H_4|. \quad (30)$$

При равенстве площадей сечений входного и выходного патрубков кожуха вентилятора получим

$$H_{\text{в}} = |H_{\text{ст3}}| + |H_{\text{ст4}}|. \quad (31)$$

3.3. Потери давления при движении воздуха по воздухопроводам

Существуют два вида потерь: по длине воздуховода и местные потери.

Потери давления по длине трубы, как показывают многочисленные экспериментальные исследования, могут быть вычислены по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{тр}} = l \frac{\lambda}{d} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (32)$$

где λ - коэффициент гидравлического сопротивления (трения);

l - длина трубопровода, м;

d - диаметр трубы, м;

$\rho \frac{v^2}{2}$ - динамическое давление, вычисленное по средней скорости воздуха и его плотности,

Па.

Скорость воздуха в воздуховодах при пневмотранспортировании измельченной древесины в воздуховодах диаметром от 100 до 1000 мм колеблется от 10 до 50 м/с, т.е. воздушный поток работает в турбулентном режиме и критерий Рейнольда $Re > 4000$.

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}, \quad (33)$$

где V – средняя скорость воздушного потока, м/с;

d – диаметр трубы, м;

ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/с.

Для расчета трубопроводов, выполненных из тонколистовой стали на фланец, при скоростях воздуха 15÷25 м/с коэффициент λ определяется по формуле Блесса

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}. \quad (34)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ находят по зависимости $\frac{\lambda}{d} = f(d, v)$ график которой показан на рисунке 6 для стальных труб при абсолютной шероховатости $\Delta = 0,06$ мм. Использование λ/d приводит к упрощению подсчета потерь давления по формуле (32).

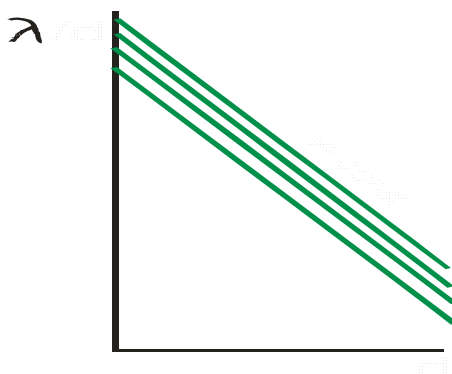


Рисунок 6 - График зависимости $\frac{\lambda}{d}$ от скорости воздуха и диаметра трубы (при абсолютной шероховатости стенок 0,06 мм).

Такие элементы установок, как колена, переходные патрубки, приемники и другие, создают для движения воздушного потока дополнительные сопротивления, которые называются местными сопротивлениями, а потери давления в них — местными потерями (воздушный поток изменяет в них свою скорость или направление движения).

Многочисленные испытания местных сопротивлений на потери давления показали, что последние прямо пропорциональны динамическому давлению воздушного потока, преодолевающему данное сопротивление.

$$\Delta p_{i.м.} = \zeta \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (35)$$

где $\Delta p_{i.м.}$ - потери давления в местном сопротивлении, Па;

ζ - коэффициент местного сопротивления - коэффициент местных потерь;

v - скорость воздуха в элементе местного сопротивления, м/с.

Из выражения (35) следует, что

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p_{i.м.}}{\rho \cdot v^2}, \quad (36)$$

т. е. коэффициент местного сопротивления представляет собой отношение потерь давления в элементе сопротивления к динамическому давлению воздушного потока, проходящего через данный элемент. Величина коэффициента местного сопротивления определяется эксперимен-

тально и практически от скорости воздушного потока, а также критерия Рейнольдса не зависит. Его значения для различных элементов установок указаны в соответствующих разделах.

Общие потери давления при движении воздуха по трубопроводу Δp складываются из потерь по длине $\sum \Delta \delta_{\text{од}}$ и потерь давления в местных сопротивлениях $\sum \Delta \delta_{i, \text{л}}$:

$$\Delta p = \sum \Delta p_{\text{тр}} + \sum \Delta p_{\text{м.с}}, \quad (37)$$

или в развернутом виде

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n l_i \frac{\lambda_i}{d_i} \rho \frac{v_i^2}{2} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \rho \frac{v_i^2}{2}. \quad (38)$$

Для участка трубопровода с постоянным диаметром и скоростью воздуха выражение (38) примет вид

$$\Delta p = l \frac{\lambda}{d} \rho \frac{v^2}{2} + \sum \zeta \cdot \rho \frac{v^2}{2}. \quad (39)$$

4. НАЗНАЧЕНИЕ, ПРИМЕНЕНИЕ И ВИДЫ СИСТЕМ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

4.1. Цеховые аспирационные установки

Аспирационные системы служат для удаления опилок, стружек, волокна и пыли от технологического оборудования в местах их образования и одновременно выполняют две функции: санитарно-техническую (обеспыливание оборудования) и транспортную (удаление образующихся отходов на заданные расстояния).

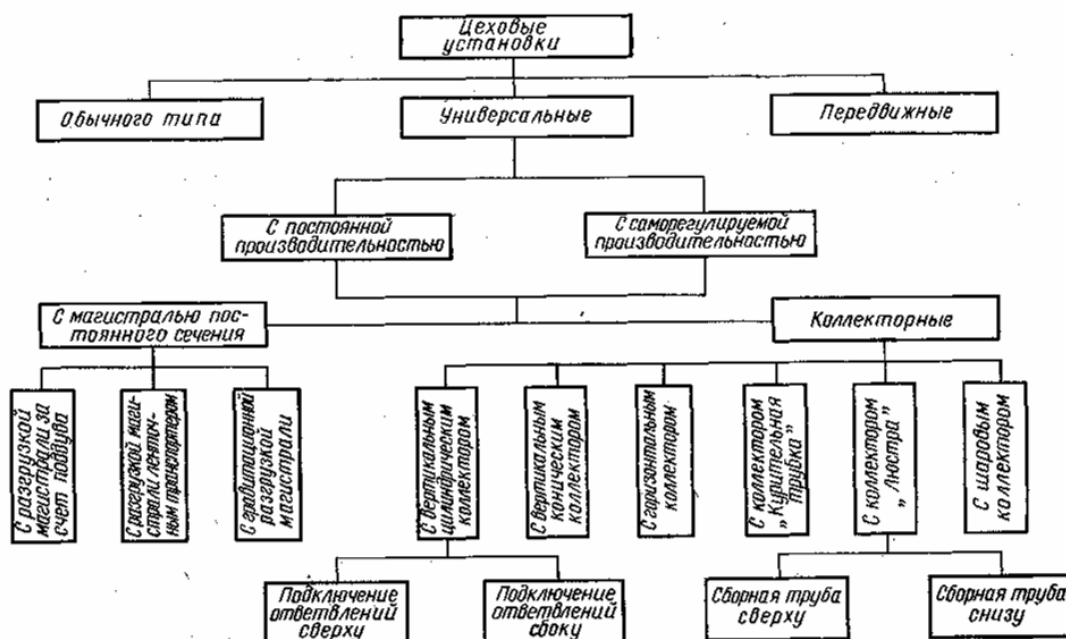


Рисунок 7 - Классификация цеховых установок

К обычным относятся разветвленные системы с переменными диаметрами магистрального воздуховода. Скорость воздуха в них 16...19 м/с считается достаточной для перемещения отходов.

Вертикальные воздуховоды располагают, чтобы они не мешали работе станочников и ремонтного персонала, а также не загромождали проезды. Такой вид разводки труб называется верхним и находит самое широкое распространение. Его недостаток — загромождение и затенение помещения стойками.

Установки обычного типа рассчитывают только на определенный технологический процесс и установленное оборудование (до 30 станков) и не допускают подключения дополнительного оборудования или перестановки существующего при изменении технологии производства — это недостаток данных систем. Обычные системы можно использовать для стабильного технологического процесса, например лесопиления.

Преимущества — меньшее потребление энергии и надежность в работе.

Универсальные установки отличаются от обычных тем, что они рассчитаны не на технологический процесс, а на удаление образующихся отходов в пределах всей площади цеха. Данные системы широко применяют на предприятиях деревообрабатывающей промышленности, где меняется технология производства и постоянно обновляется парк станков с установкой сложного многопозиционного оборудования с большим числом режущих инструментов.

Упрощенные (коллекторные) универсальные установки имеют ограничения по производительности (площадь размером от 8х8 до 20х20 м с 8-16, реже 20 приемниками) и преимущества в простоте и компактности решения.

Представляют собой небольшой резервуар, к которому подключаются ответвления от станков. Поскольку все трубы ответвлений подключены к одному и тому же коллектору, воздушный поток в них возбуждается за счет одной и той же разницы давления — статического давления в коллекторе, т. е. коллекторные установки универсальны и могут обслуживать всю расчетную площадь производственного помещения в зависимости от расположения станка.

При подключении дополнительных приемников увеличивается скорость воздуха в сборной трубе, что приводит к увеличению потерь давления. В связи с этим объем воздуха, отбираемого через дополнительные приемники, не должен превышать 20 - 30% первоначального расхода воздуха установки. Столь малый резерв для расширения этих установок — их существенный недостаток.

Конструкция коллекторов различна и выбирается в зависимости от условий производства:

- в вертикальных коллекторах (при подключении ответвлений сверху) и вертикальных конических коллекторах (при подключении ответвлений сверху под углом) направления движения воздушно-древесной смеси и действия сил тяжести частиц древесины совпадают, что благоприятно отражается на работе коллектора.

- в горизонтальных коллекторах нередко древесина выпадает из смеси в связи с изменением скорости воздуха при прохождении коллектора. Такой коллектор удобен при малой высоте помещения. Недостаток — трудность подключения труб ответвлений, идущих от станков, расположенных со стороны выходной горловины.

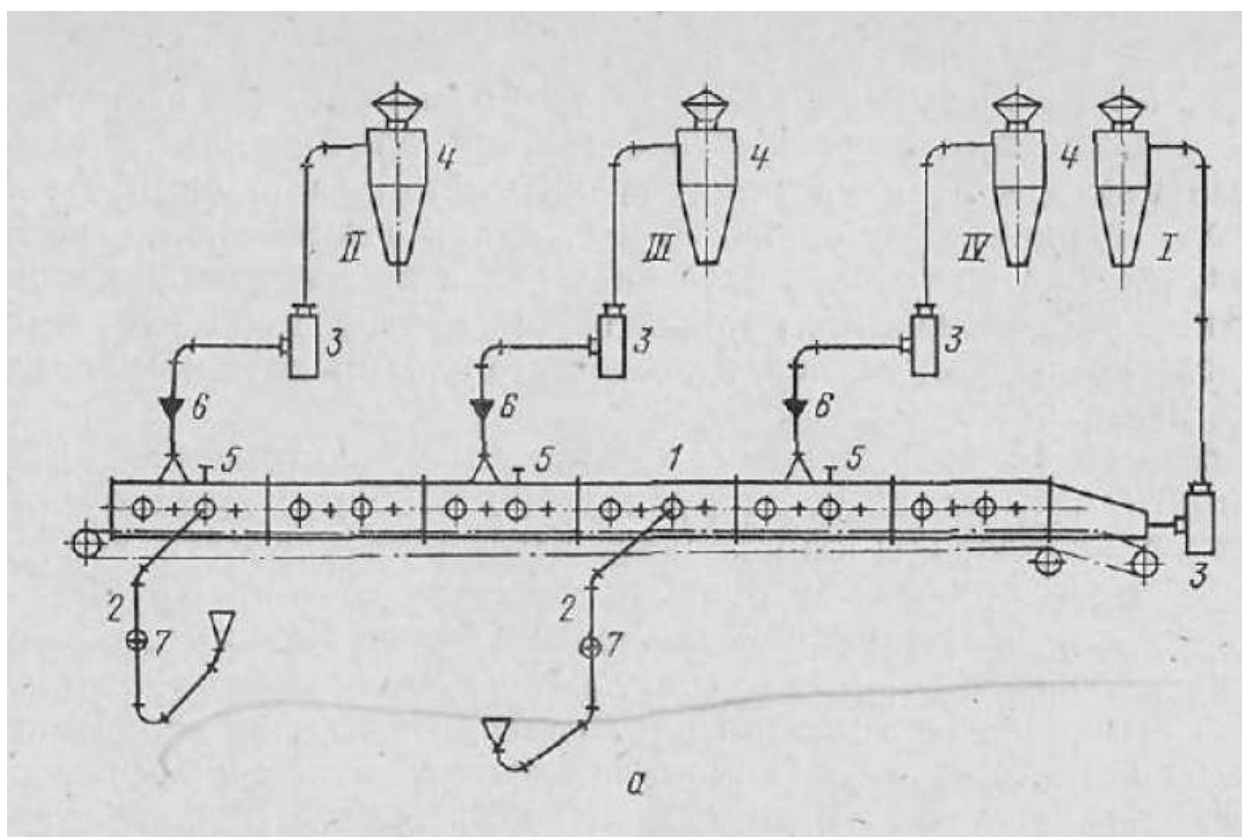
В случае использования коллекторов типа «люстра» ответвления от станков подключаются к коллектору с любого направления, при этом сохраняется транспортная скорость воздушно-древесной смеси при плавном ее повороте.

4.2. Универсальные установки с магистралью постоянного сечения

Данный вид установок имеет постоянное большое (0,8 - 1 м) сечение магистрали по всей длине, поэтому скорость воздуха по длине магистрали не большая, и увеличивается от 0 в хвостовой части до максимального значения (10 м/с) в головной части. Средняя скорость — 5 м/с. Поэтому потери давления по длине минимальны, а статическое давление величина постоянная.

Среднюю величину статического давления в магистральном трубопроводе рассчитывают таким образом, чтобы обслужить наиболее удаленный станок в цехе, поэтому система допускает не только установку оборудования в пределах расчетной площади, но и любое перемещение станков на этой площади – принцип универсальности.

Скорость воздуха внутри магистрали недостаточна для перемещения измельченной древесины, поступающей из ответвлений, поэтому частицы древесины выпадают из потока и опускаются на ленточный конвейер, рабочая ветвь которого проходит по дну магистрали.



Рису-

нок 8 – Схема универсальной установки с магистралью постоянного сечения

Магистральную трубу, чаще круглого сечения собирают из отдельных секций на фланцах. Каждая секция имеет с обеих сторон расположенные в разбежку патрубки диаметром 160 - 200 мм для подключения ответвлений к станку. Свободные патрубки закрывают заглушками. Диаметр магистральной трубы выбирается по максимальной скорости воздуха и количеству воздуха с учетом непроизводительных подсосов $Q_p = l, l' \cdot Q$:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot v_{\max}}} \quad (40)$$

Рабочая ветвь конвейера движется по деревянному настилу, а холостая - по роликам, подвешенным к магистрали.

Конвейерная лента шириной 400 мм движется со скоростью 0,5 - 0,8 м/с. Материал разгружается в головной части магистрали в вертикальную или горизонтальную разгрузочную воронку.

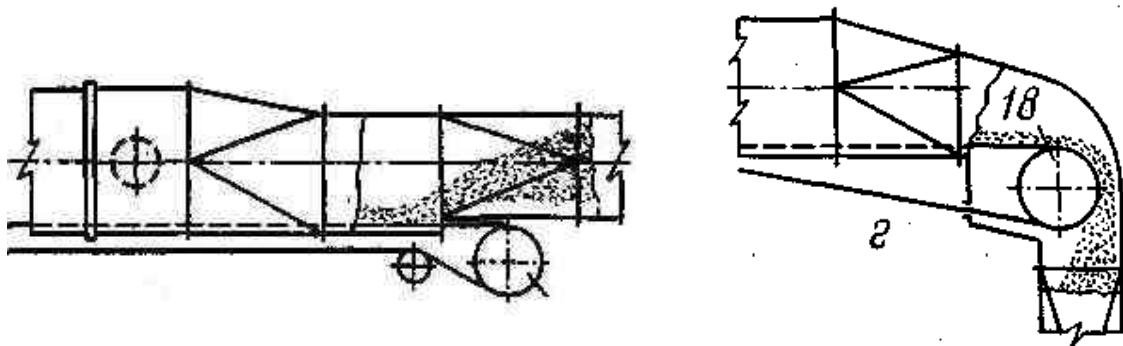


Рисунок 9 – Схемы разгрузки универсальных установок

Горизонтальная разгрузочная воронка состоит из конфузора; скорость воздуха в нем 20—22 м/с, что позволяет снимать измельченную древесину с ленты воздушным потоком.

К магистральному воздуховоду подключают один или несколько вентиляторов, поэтому производительность системы практически не ограничена. Дополнительные вентиляторы подключают с таким расчетом, чтобы скорость воздуха на выходе из магистрали не превышала 1-3 м/с. В этом случае из магистрали будет забираться только слегка запыленный воздух, а весь материал ленточным конвейером будет подаваться к головному вентилятору.

Недостатки - громоздкость магистрали, высокие капитальные затраты на изготовление и монтаж, несколько большие затраты энергии, усложнение эксплуатации. В связи с этим их можно рекомендовать к использованию лишь в крупных цехах с большим количеством оборудования.

4.3. Цеховые установки с автоматически регулируемой производительностью

Универсальные системы имеют существенный недостаток – они рассчитаны на максимальный коэффициент одновременности работы оборудования. Позиционные станки и автоматические линии, которые обслуживает эта ЦУ, не всегда работают одновременно, их коэффициент одновременной (совместной) работы находится в пределах 0,4-1,0. Т.е. часть оборудования не работает и воздух от него забирается бесполезно. При этом из цеха удаляется значительное количество тепла, которое должно быть компенсировано приточными установками. Т.о. происходит неоправданный перерасход энергии и, следовательно, повышение себестоимости изделия.

Для устранения данного недостатка применяется автоматическое регулирование расхода воздуха (установка, работающая по данному принципу, впервые была разработана В.А.Ларионовым).

Особенности:

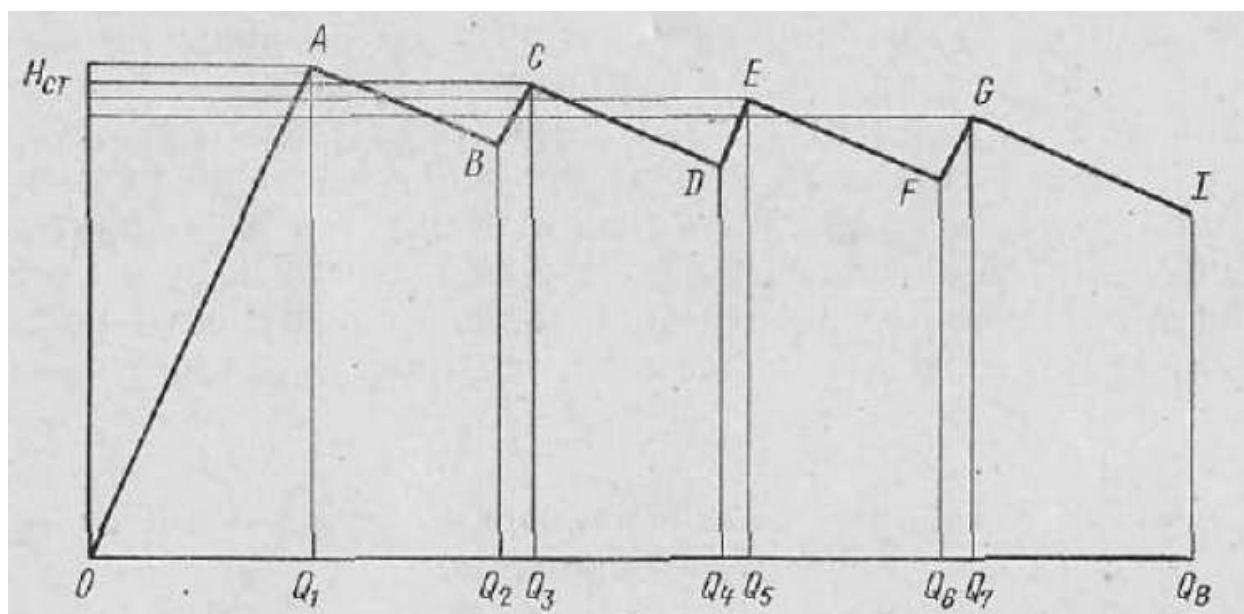
- на каждом ответвлении устанавливается автоматический шибер 7 (автоматический блокирующий клапан) сблокированный с двигателем узла резания станка. При включении двигателя воздуховод ответвления 2 перекрывается, забор воздуха прекращается.
- воздуховоды дополнительных отборов воздуха снабжены обратными клапанами 6, не пропускающие воздух из атмосферы при неработающем вентиляторе 3.
- на магистральном трубопроводе 1, около каждого дополнительного отбора, установлены датчики давления 5.
- производительность системы регулируется вентиляторами дополнительных воздухопроводов отбора воздуха, головной вентилятор работает в стационарном режиме.

Способы регулирования производительности разделяются на следующие виды:

- **Плавное** – при включении – выключении станков и открывании и закрывании шиберов происходит изменение расхода воздуха, поступающего в магистраль, и в ней как следствие изменяется статическое давление. Датчики давления 5 воспринимают изменение статического давления в своей зоне, и посылает сигнал пропорциональный этому изменению в систему управления вентилятором. Плавно меняя частоту вращения вентилятора, на выходе получают нужные расход и требуемое давление.

В случае одного дополнительного отбора частота вращения вентилятора будет регулироваться до тех пор, пока его производительность не станет равной суммарному расходу воздуха одновременно работающих станков, а развиваемое им давление – равным сопротивлению обслуживаемой им системы.

- **Дискретное** – при последовательном подключении станков при работающем головном вентиляторе статическое давление в магистрали падает – **AB** (подключение первого ответвления).



Рису-

нок 10 -

При определенном значении статического давления датчик давления посылает команду на включение вентилятора II-отбора. Статическое давление восстанавливается – **BC** и забор воздуха от станков увеличивается до требуемого. При дальнейшем подключении станков статическое давление в магистрали вновь падает, вызывая включение III-его отбора. При последовательном отключении станков статическое давление в магистрали растет, автоматически отключая вентиляторы отборов. При таком регулировании непроизводительные расходы сведены к минимуму, на всех режимах обеспечивается номинальный отбор воздуха приемниками. В результате колебания статического давления невелики, следовательно, имеется возможность отключения воздухопроводов от неработающих станков.

В коллекторных установках – в сборном трубопроводе падает скорость воздушного потока, и он может забиться транспортируемым материалом или при интенсивном его выпадении из потока увеличится сопротивление движению потока и как следствие снизится производительность.

Установки обычного типа – может произойти разбалансировка, расстройство расходов, т.к. система рассчитана как гидравлически жесткая и увязана при одновременной работе всех станков.

5. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА

5.1. Пылеприемники

Все аспирационные установки начинаются с приемников, которые влияют на эффективность работы систем в целом. Приемник представляет собой сварную или литую коробку, частично охватывающую режущий инструмент или расположенную в непосредственной близости от него. Большинство деревообрабатывающего оборудования выпускают со встроенными приемниками, которые нередко играют роль ограждающего устройства режущего органа станка.

К приемникам предъявляются следующие **требования**:

- пылеотсасывающие устройства должны быть сконструированы с учетом направления потоков воздуха.

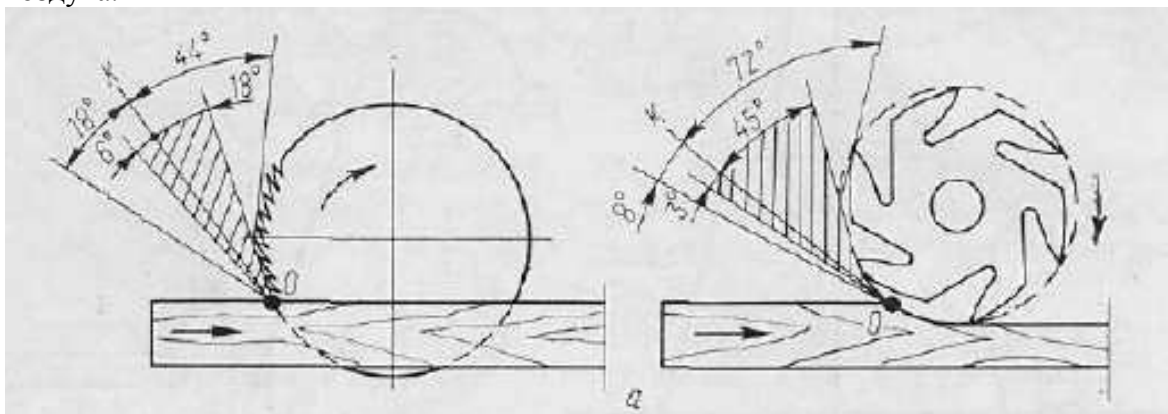


Рисунок 11 – Схемы распределения факела рассеивания отходов в зоне резания

- воздух должен поступать в отсасывающее устройство без препятствий.
- пылеотсасывающие устройства должны подводиться как можно ближе к источникам пыли и, по возможности, охватывать агрегаты, так как, чем больше расстояние между источниками выброса и сечением пылеуловителя, тем больше объем воздуха, нужный для процесса (коэффициент местного сопротивления приемника $\zeta_{пр}$ увеличивается при уменьшении отношения величины площади открытой части зева к площади сечения выходного патрубка. Надо следить, чтобы это отношение было не менее единицы.
- для агрегатов различной формы и размера нужно, при необходимости, предусмотреть различные пылеотсасывающие устройства.

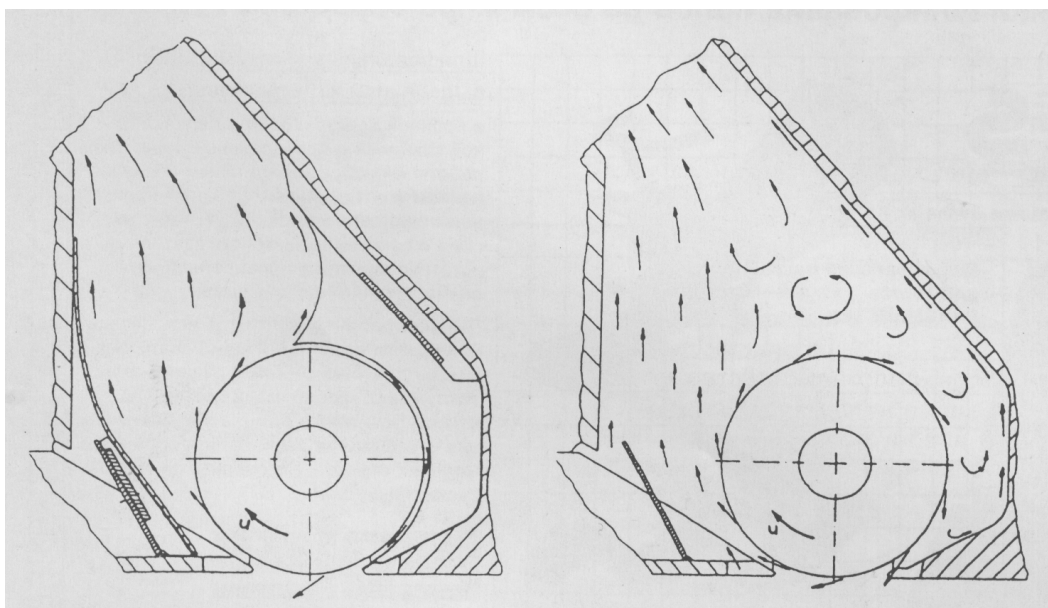


Рисунок 12 – Схемы устройства пылеприемников

- пылеотсасывающие устройства должны, если требуется, служить одновременно в качестве защиты от контакта со станком и действовать как шумоглушители.

- сечение улавливателя пылеотсасывающего устройства необходимо расположить таким образом, чтобы направление потока воздуха проходило параллельно направлению движения частиц пыли и стружек.

- здесь должны быть использованы потоки воздуха, образующиеся вследствие движений инструмента или самовентиляции, например, при вращении фрезы; или, например, образующийся поток воздуха может быть отведен в отсасывающее устройство.

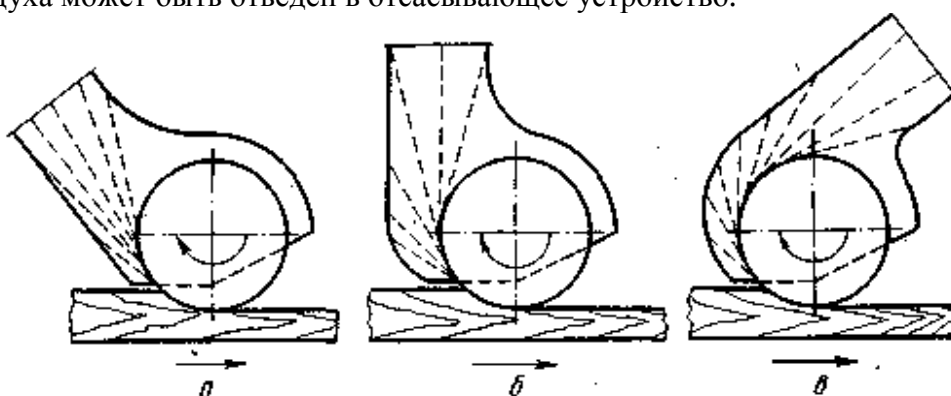


Рисунок 13 - Рациональные схемы расположения приемника в зависимости от ширины факела рассеивания отходов

5.2. Трубопроводы, колена, тройники

Трубопроводы круглого сечения изготавливают из листовой стали толщиной **0,6...0,8** мм для внутренних сетей и **1...2** мм — для наружных. При толщине листа до **1** мм трубы получают фальцеванием, а при большей — сваркой. Соединение труб по длине фланцевое (рисунок 13а). Для герметизации все соединения и швы должны быть выполнены тщательно. Для увязки потерь давления в разветвленных сетях с точностью $\pm 7\%$ диаметры труб до **200** мм назначаются через **5** мм.

Колена (рисунок 13 б) получают путем фальцевания отдельных элементов — стаканов. При толщине листа $1,5...2$ мм применяют сварку. Средний радиус кривизны колена R_{cp} принимают равным $2d$, где d — диаметр проходного сечения трубы.

Коэффициент ζ местного сопротивления колена при угле поворота $\alpha=90^\circ$ для чистого воздуха равен $0,15$. При угле поворота колена, отличного от 90° , коэффициент местного сопротивления ζ определяют по формуле (41)

$$\zeta' = \zeta \frac{\alpha}{90^\circ}. \quad (41)$$

Тройники служат для соединения параллельных ветвей в общий трубопровод. На рисунке 13в показана конструкция тройника, потерями давления в котором можно пренебречь (предложена С. Н. Святковым). Такие благоприятные условия слияния воздушных потоков создаются за счет выполнения следующих условий:

1. Воздушные потоки сливаются под очень небольшим углом ($8...10^\circ$), почти параллельно, что снижает вихреобразование при их встрече.

2. Скорости соединяемых воздушных потоков в сечении слияния одинаковы. Это предупреждает явления эжекции, при которой воздушный поток, имеющий большую скорость, тормозится, а воздушный поток с меньшей скоростью, наоборот, разгоняется.

3. Колено отвления отнесено от места слияния на расстояние достаточное для успокоения возмущения воздушного потока, возникающего в нем.

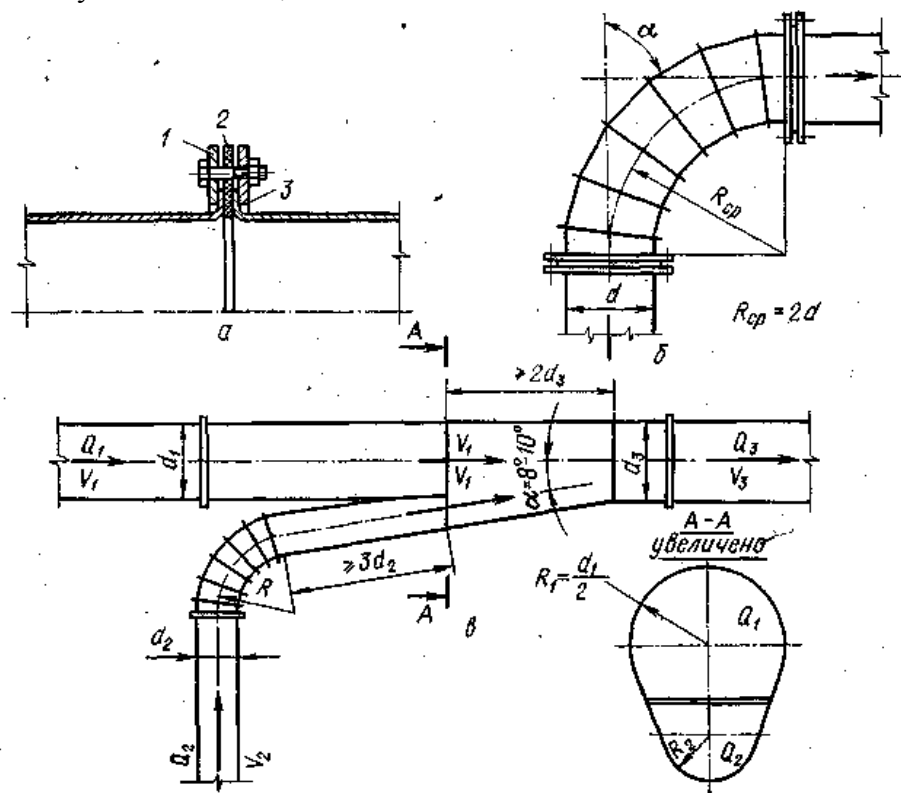


Рисунок 14 – Элементы систем аспирации

6. ОЧИСТКА ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ ОТ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

6.1. Циклоны

Циклоны начали применять в промышленности с 80 годов 19 века. Циклоны просты в изготовлении, надежно работают вне помещений, компактны, легко обслуживаются, требуют наименьших капитальных и эксплуатационных затрат.

Принцип действия циклонов основан на выделении частиц пыли из газового потока под воздействием центробежных сил, возникающих вследствие вращения потока воздушной смеси в корпусе аппарата. Наибольшее распространение получили циклоны с изменением основного направления потока воздуха – возвратно-поточные (Рисунок - 14). При окружной скорости V от 15 до 40 м/с и радиусе кривизны линии тока r от 0,1 до 0,5 м центробежное ускорение больше ускорения свободного падения более чем в 100-1000 раз, поэтому частицы пыли под действием центробежных сил выносятся из потока к стенкам циклона и оседают в бункер.

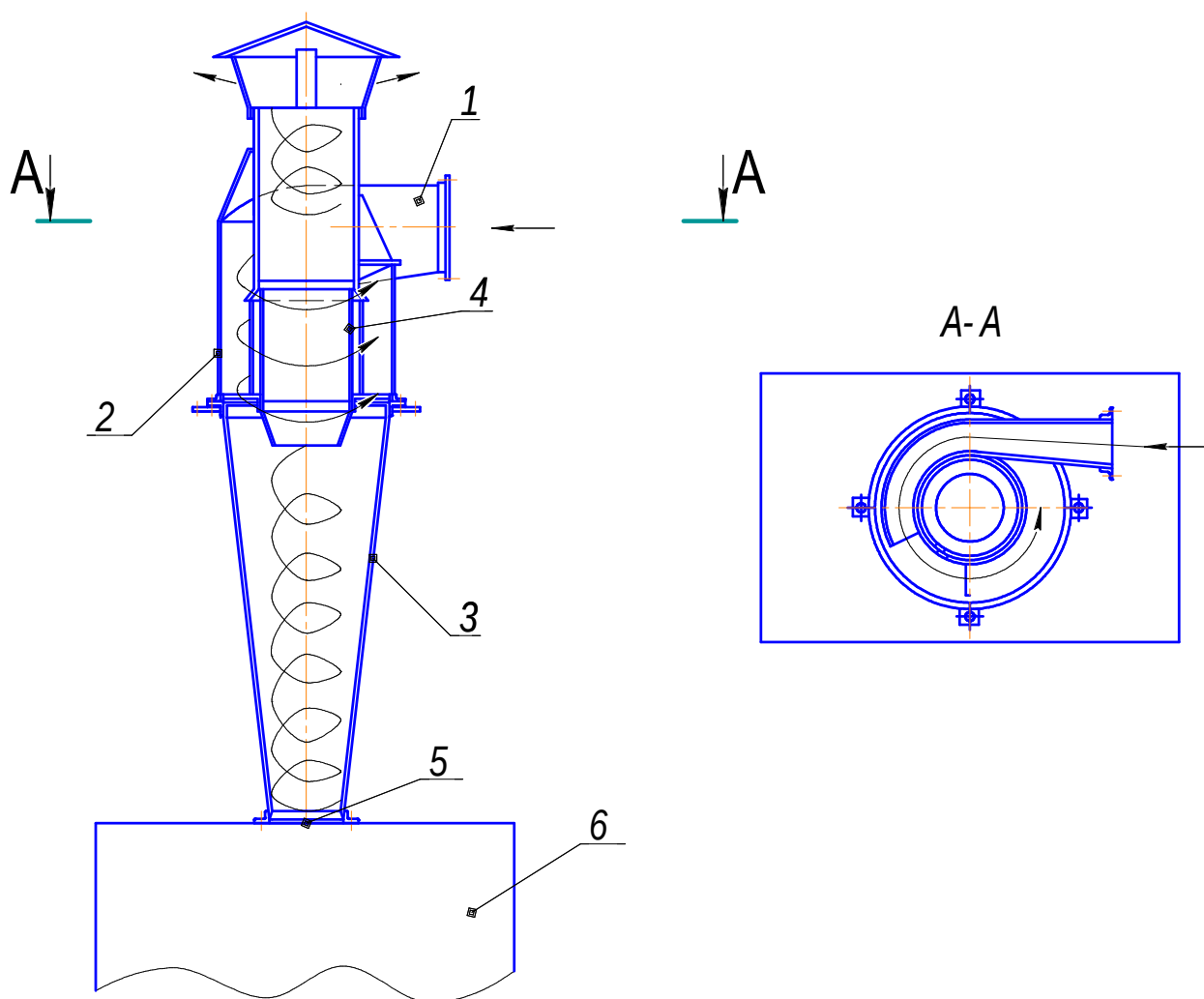


Рисунок 15 – Схема циклона типа Ц

Рису-

Циклон состоит из двух цилиндров наружного 2 и внутреннего 4. В верхней части кольцевое пространство между ними закрыто. Наружный цилиндр в нижней части заканчивается конусом 3, который заканчивается отверстием 5 (нижняя горловина). Воздух входит в циклон через тангенциальный входной патрубок 1 и, приобретая вращательное движение опускается винтообразно вдоль внутренних стенок цилиндра 2 и конуса 3. В центральной зоне вращающийся воздушный поток, освобожденный от пыли, движется по направлению снизу вверх и удаляется через выходное отверстие коаксиальной трубы 4. Небольшая часть этого потока, в котором сконцентрирована основная масса выделяющейся пыли, поступает через отверстие 5 в бункер 6, где и происходит окончательное осаждение частиц пыли. К.п.д. группы циклонов с общим бункером ниже, чем у одиночного аппарата. В случае применения группы циклонов с одним бункером рекомендуется такая подача потока, когда в зоне взаимодействия вихрей касательные скорости имеют одно и тоже направление.

Установка циклонов без бункеров с присоединением, например, непосредственно к пыле-разгрузочному шнеку также всегда приводит к нарушению аэродинамического режима и ухудшению степени очистки.

Кроме того, отдельные конструктивные элементы циклона влияют на эффективность его работы:

- глубина погружения выходной трубы – оптимальное значение – две высоты выходного патрубка. При глубоком погружении выходной трубы, высота участка на котором происходит переход воздушного потока из нисходящего в восходящий, уменьшается, а скорость перехода увеличивается, что ухудшает процесс пылеотделения:

- диаметр циклона – его уменьшение при прочих равных условиях увеличивает центробежный фактор потока, т.е. повышает к.п.д.

- размер и форма выходного патрубка – наиболее целесообразно прямоугольная форма сечения. Угол спирали входного ввода 150°-180°. Ширина входа не более размера кольцевого пространства в циклоне.

- высота цилиндрической и конической частей - цилиндрическая часть определяет высоту вихря потока, т.е. длительность пребывания частиц под действием центробежной силы. Высота цилиндра должна быть не менее трех высот входного патрубка или двух диаметров выходной трубы.

В современных высокоэффективных циклонах проявляется тенденция увеличения высоты конусной части, что способствует большей равномерности скоростей потока.

Существуют две группы циклонов. Первая группа – большой диаметр, низкий к.п.д. не более 80%. В них потери давления до 500 Па. Вторая группа - высокий к.п.д. более 90% отличаются меньшим диаметром и потерей напора от 500 до 3000 Па. Основным показателем работы циклонов – степень очистки отработанного воздуха.

Эффективность работы циклонов зависит не только от расхода воздуха, но и от начального пылесодержания в нем. Один и тот же циклон при одинаковой производительности, но с различным начальным пылесодержанием, обеспечивает разную степень очистки.

Относительная величина выброса пыли ϵ %, рассчитывается по выражению:

$$\epsilon = \frac{v \cdot 100}{P}, \quad (42)$$

где v - концентрация пыли в выбросе, мг/м³,
 P - концентрация пыли перед циклоном, мг/м³.

$$P = \frac{M_n \cdot 10^6}{Q_p}, \quad (43)$$

где Q_p – расход воздуха м³/час;

M_n - масса пыли, отбираемая от обслуживаемых станков, кг/м³.

6.2. Рукавные фильтры

Предназначены для высокоэффективной очистки запыленных газов, не являющихся токсичными, агрессивными, пожаро- и взрывоопасными, с температурой не более 130°C.

Массовая концентрация пыли в неочищенном газе на входе в фильтр до 20 г/м³ для грубодисперсных неслипающихся пылей и до 3 г/м³ для возгонов*. Массовая концентрация пыли в очищенном газе на выходе из фильтра – не более 50 мг/м³.

Фильтры состоят из корпуса, разделенного на камеры неочищенного и очищенного газов, фильтровальных рукавов (нетканый иглопропробивной, холостопробивной, клееный, войлочный гибкий) на жестком проволоочном каркасе, клапанных секций, бункеров и устройства управления регенерацией фильтра.

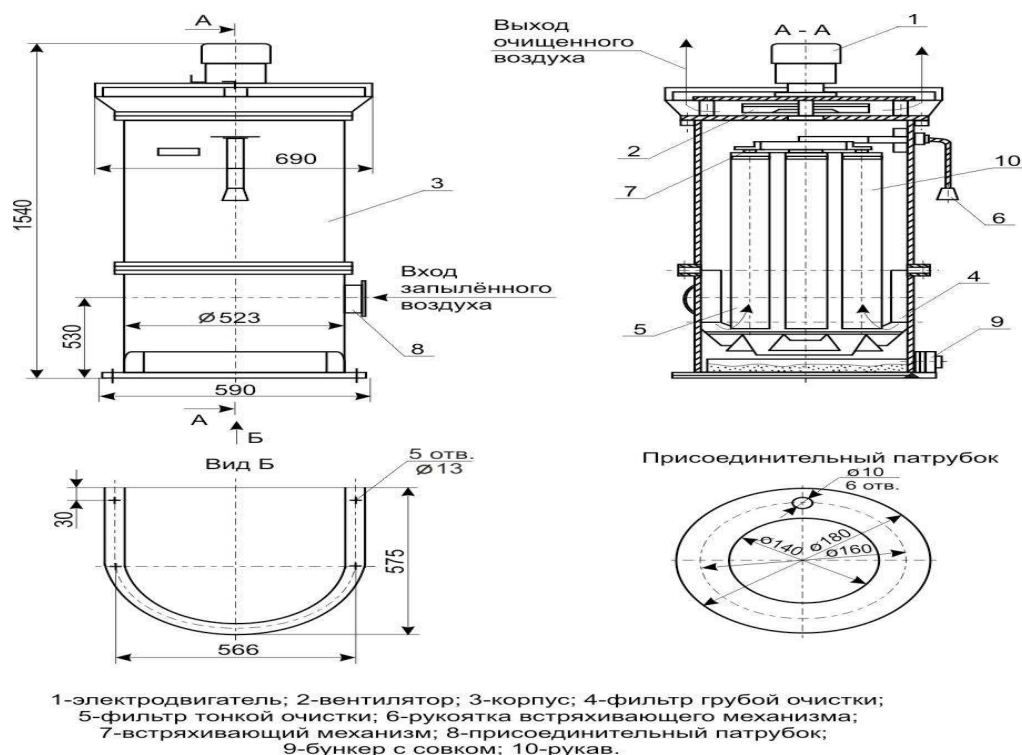


Рисунок 15– Конструкция установки рукавных фильтров

1 – электродвигатель; 2 – вентилятор; 3 – корпус; 4 – фильтр грубой очистки; 5 – фильтр тонкой очистки; 6 – рукоятка встряхивающего механизма; 7 – встряхивающий механизм; 8 – присоединительный патрубок; 9 – бункер с совком; 10 – рукав

Конструкции матерчатых фильтров можно классифицировать по конструктивным особенностям корпуса, по эксплуатационным показателям работы, по отраслевому применению, по типу используемого фильтровального материала, по способу подачи запыленного газа. Наиболее важным является разделение по форме расположения фильтровального материала и по способу его регенерации.

Наибольшее распространение получили фильтры с цилиндрической формой расположения фильтровального материала имеющего множество преимуществ, но и существенный недостаток - сравнительно небольшая поверхность фильтрации, приходящаяся на единицу объема рабочей камеры фильтра.

Самыми компактными развертками следует считать сотовую компоновку. Фильтровальный элемент сотового фильтра состоит из ячеек для запыленного и очищенного газа, которые расположены в шахматном порядке и сообщаются только через фильтровальный материал. Ячейки для запыленного газа закрыты с верхнего торца. Ячейки для очищенного газа закрыты с нижнего торца. Промышленные фильтры с сотовой компоновкой выпускаются под названием ФКИ (фильтр кассетный импульсный).

Механизм регенерации необходим для периодического удаления пылевого слоя из пор фильтровального материала, для уменьшения гидравлического сопротивления, и предотвращения «запирания фильтра». Но так как оседающий на поверхности фильтровального материала слой пыли одновременно является фильтрующей средой, то с поверхности должен быть удален не весь слой пыли.

Практически все системы регенерации выполняют первоначально механическое встряхивание (в этом случае пыль удаляется с поверхности фильтровального материала) и обратную продувку (в этом случае пыль удаляется с поверхности и из пор фильтровального материала).

- Механическое встряхивание - сотрясение рукавов в вертикальном или горизонтальном направлении.

«+» стабильность удаления осадка пыли;

«-» сложность встряхивающего механизма, истирание и изломы рукавов в одних и тех же местах, чувствительность системы к усадке и вытяжке рукавов, необходимость отключения фильтра на время проведения регенерации.

- Регенерация перекручиванием рукавов вокруг оси - используется в подготовки осадка пыли к последующей очистке – «-».

- Вибрационное отряхивание - применяется для фильтров, имеющих металлический каркас с натянутым фильтровальным материалом.

«+» возможность применения стеклоткани, натянутой на каркас (обычно стеклоткань в каркасных фильтрах не применяются из-за быстрого их износа при трении о части каркаса или перелома волокон при ударе о каркас).

- Обратная продувка очищенным газом или напорным воздухом – используется в сочетании с первыми способами.

«+» эффективны, удобны в эксплуатации и в обслуживании, позволяет использовать ткань с пониженной стойкостью к излому (плавная деформация материала);

«-» пониженная производительность (за счет подсоса воздуха в период регенерации).

- Продувка струей воздуха, непрерывно перемещающейся вдоль рукава.

«+» небольшое гидравлическое сопротивление, что дает возможность работать на повышенных скоростях фильтрации;

«-» удаляется практически весь пылевой слой, который в основном и является фильтрующим.

- Одним из наиболее эффективных способов регенерации фильтровального материала, который широко распространен в конструкциях каркасных фильтров, выпускаемых в Англии, ФРГ, США, Японии, Франции, является импульсная продувка. Отечественные фильтры с импульсной продувкой типа ФРКИ, ФРКДИ, ФРИ, ФКИ, ФРМИ, ФРИА нашли применение почти во всех отраслях промышленности.

«+» отсутствие дополнительных механизмов.

Качество очистки и целостности рукавов контролируют специальными щупами, помещаемыми в газовый поток на выходе из секции камеры чистого газа. Управление пневмоклапанами осуществляется программным устройством управления регенерацией фильтра. Система регенерации рассчитана на использование сжатого воздуха давлением 0,5–0,6 МПа.

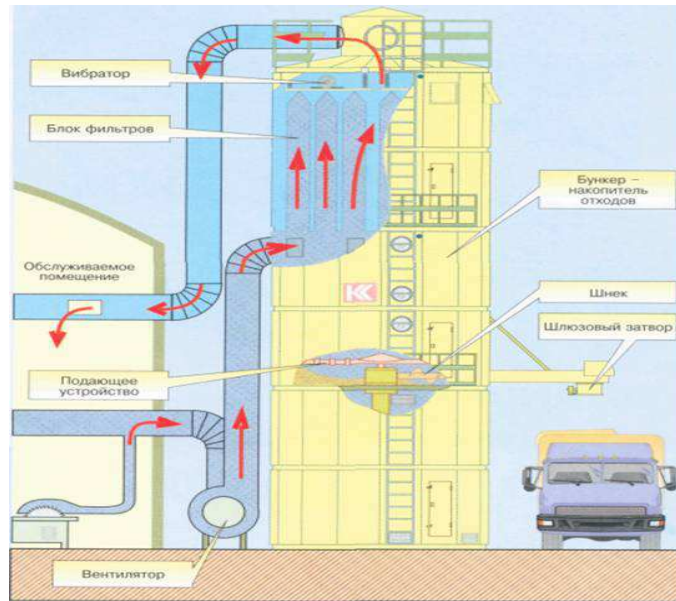


Рисунок 16 - Схема работы установки рукавных фильтров

6. ЗАПЫЛЕННОСТЬ ВОЗДУХА ЦЕХА

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

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

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

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

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

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

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

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

Устройство для определения концентрации пыли. Устройство (рис. 4) включает фильтр 1 (АФА-ХП-20, АФА-Х-10) в виде диска из перхлорвиниловой ткани ФПП, вложенного в защитные кольца из плотной бумаги, воронку 2 для фильтра, резиновый шланг 3, трубки с штуцерами 4, реометрами 5 и кранами-дресселями 8, которые подключены к аспиратору (вентилятору) 7, включаемому тумблером 6.

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

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

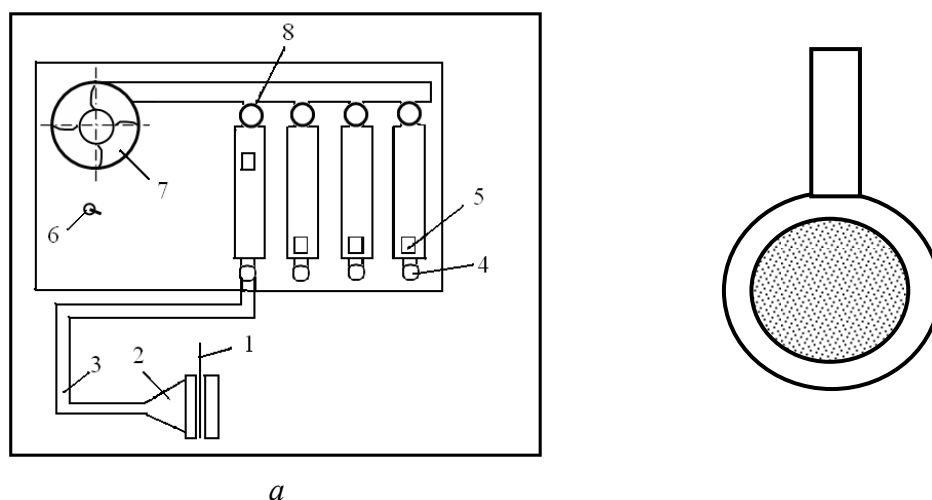


Рис. 4. Устройство для определения концентрации пыли в воздухе: а – общий вид; б – фильтр АФА-ХП-20

1. Характеристика древесной пыли

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

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

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

Таблица 1

Характеристика пыли, полученной при шлифовании древесины

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

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

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

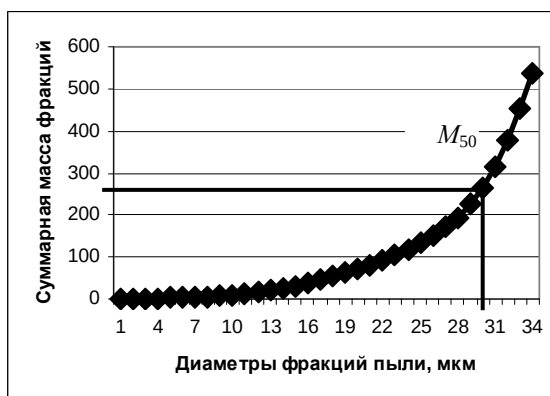
Точно так же обработаны данные [2] и построен график (рис. 5, б) для пыли, полученной при пилении и фрезеровании. Пыль, образующаяся при пилении и фрезеровании древесины и древесных материалов, содержит частицы с поперечным диаметром 34,2...100,0 мкм. Их нарастающая суммарная масса изменяется в диапазоне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

Таблица 2

Нарастающее суммарное массовое содержание фракций смеси
шлифовальной пыли

№п/п фракции	5						
d , мкм	6,67	7,64	8,37	9,63	10,6	10,8	11,4
$\sum m$, $\text{г} \cdot 10^{-9}$	0,2024	0,5062	0,91	1,52	2,33	3,19	4,2
	8						
d , мкм	12,1	13,1	14,4	16,4	17,2	18,1	19,2
$\sum m$, $\text{г} \cdot 10^{-9}$	5,42	6,93	8,96	11,99	15,5	19,5	24,37
	15						

d, мкм	20,7	21,5	22,3	22,8	23,3	23,9	24,6
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	30,45	37,19	44,79	52,89	61,57	70,9	81,04
	22						28
d, мкм	25,3	26,1	27	28,1	29,3	30,9	32,9
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	92	104,2	117,7	132,9	150,1	170,3	194,7
		30				34	
d, мкм	35,4	39,1	42,1	44,7	48,1	50	-
$\sum m, \text{г} \cdot 10^{-9}$	225	265,5	316,2	376	452,9	538,49	-



а

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



б

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

Рис. 5. Зависимость нарастающего суммарного массового содержания фракций смеси, полученного при:
а – шлифовании; б – пилении и фрезеровании

Точки на кривых графиков M_{50} , где суммарная масса составляет 50%, называются медианами, а соответствующие им диаметры – медианными диаметрами d_{50} , т.е. средними для данной пыли. Так для пыли, полученной при шлифовании, $d_{50}=39,2$ мкм; для пыли, полученной при пилении и фрезеровании, $d_{50} = 69,8$ мкм.

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

2. Приточно-вытяжная вентиляция

Вентиляция в деревообрабатывающем цехе применяется в следующих случаях:

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

– при использовании рециркуляционной системы аспирации, когда воздух, очищенный в фильтрах на 99%, возвращается в цех, и ПДК пыли в очищенном потоке воздуха превышает 6 мг/м^3 . Кроме того, в результате жизнедеятельности работающих в цехе накапливаются запахи,

повышается влажность. Для поддержания необходимого микроклимата и заданной концентрации пыли воздух цеха разбавляют (смешивают) чистым воздухом, используя приточно-вытяжную вентиляцию [9, 10].

3. Расчет объема подмешиваемого воздуха

Массовая концентрация пыли в воздухе деревообрабатывающего цеха равна, мг/м^3

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

где m – масса пыли витающей в воздухе, г;

Q – объем воздуха, м^3 ;

ПДК – предельно-допустимая концентрация пыли, мг/м^3 .

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

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

где M_o – концентрация пыли в очищенном потоке воздуха, мг/м^3 ;

$Q_o, Q_{\text{чв}}$ – объемные потоки очищенного и добавленного чистого воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Пример 1. В цехе установлены шлифовальные станки – ШЛК6, ШЛПС-7, ШЛПС-7, подключенные к рециркуляционной системе аспирации с тканевым фильтром.

Определить необходимое количество чистого воздуха, подмешиваемого в цех для поддержания ПДК = 6 мг/м^3 .

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

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

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

Количество мелкодисперсной пыли

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

2. Объемный поток воздуха, отсасываемого от станков

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

3. Концентрация пыли в воздушном потоке на входе в фильтр

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

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

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

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

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

Определить необходимое количество чистого воздуха, подмешиваемого в цех для поддержания ПДК = 6 мг/м^3 .

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

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

2. Объемный поток отсасываемого воздуха

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

3. Концентрация пыли в воздушном потоке на входе в фильтр

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

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

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

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

5. Необходимое количество подмешиваемого чистого воздуха для разбавления запыленного потока

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

Контрольные вопросы и задания

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

2. Дайте характеристику пыли деревообрабатывающего цеха.

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

7. Пневматические параметры течения воздуха

1. Параметры воздушного потока

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

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

где F – площадь поперечного сечения трубы, м²;

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

ρ – плотность воздуха, кг/м³.

Давление в воздушном потоке различают статическое, динамическое и полное.

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

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

$$P_{дин} = \rho \frac{v^2}{2}.$$

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

$$P = P_{cm} + P_{\partial}.$$

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

$$H = H_{cm} + P_{\partial}.$$

Атмосферное давление равно разности полных давлений абсолютного и относительного

$$P_{атм} = P - H.$$

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

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

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

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

где R – газовая постоянная, равная для воздуха 286,7 Дж/(кг · К); T – температура по шкале Кельвина.

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

$$M_1 = M_2 = M_3;$$

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

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

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

$$Q_1 = Q_2 = Q_3.$$

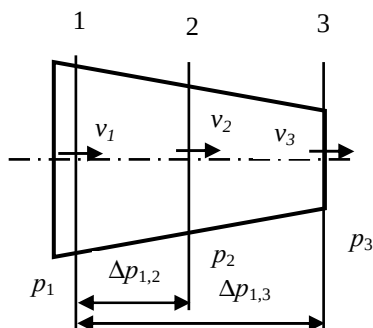


Рис. 6. Схема к анализу движения потока воздуха в трубе

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

$$p_{cm1} + \rho v_1^2 / 2 = p_{cm2} + \rho v_2^2 / 2 + \Delta p_{1,2},$$

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

$$p_1 - \Delta p_{1,2} = p_{cm2} + \rho v_2^2 / 2, \quad (5)$$

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

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

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

2. Потери давления в горизонтальном воздуховоде

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

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

где l – длина прямолинейного участка трубопровода, м;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления (трения);

d – внутренний диаметр трубы, м;

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

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

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

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

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

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

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

d – внутренний диаметр трубы, м;

Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса для воздуха [12]

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

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

d – диаметр трубы, м;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

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

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

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

где t – температура воздуха, °С.

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

3. Потери давления в вертикальном воздуховоде

Потери давления при перемещении аэросмеси в вертикальном трубопроводе, Па:

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

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

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

Δh – высота подъема транспортируемого материала, м.

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

4. Потери давления в отводах

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

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

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

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

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

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

Горизонтальные отводы бывают только одного типа Г-Г.

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

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

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

где $\sum \xi_o$ - сумма коэффициентов местного сопротивления отводов ветви (табл. 3) при $R/d = 2$, где R – радиус поворота осевой линии отвода; d – диаметр трубопровода; динамическое давление

воздушного потока $P_{\text{дин}} = \rho \frac{v^2}{2}$.

При значениях $\mu > 0,2 \text{ кг/кг}$

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

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

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

$$\xi_{\text{оусл}} = \xi_m K_n. \quad (13)$$

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

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

Таблица 3

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

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

Таблица 4

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

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

5. Потери давления в местных сопротивлениях

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

Потеря давления в местном сопротивлении находится так:

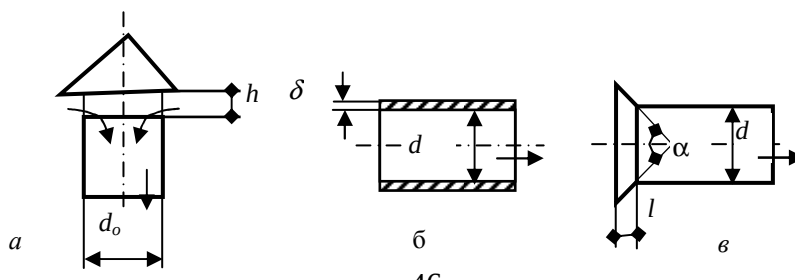


Рис. 1. Местные сопротивления трубопроводов:
 а – воздухозаборной шахты с зонтом; б – всасывающей трубы; в – воронки всасывающей трубы

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

где ξ_{mc} – гидравлический коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь).

Величина гидравлического коэффициента местного сопротивления определяется экспериментально [13].

Значения гидравлического коэффициента местного сопротивления ξ_{mc} в воздухозаборной шахте с зонтом зависят от отношения h/d_o :

h/d_o	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ξ_{mc}	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05

Величина ξ_{mc} для всасывающей трубы зависит от отношения δ/d :

δ/d	0	0,004	0,008	0,012	0,016
ξ_{mc}	1,00	0,94	0,88	0,83	0,77
δ/d	0,020	0,024	0,030	0,040	0,050
ξ_{mc}	0,72	0,68	0,61	0,54	0,50

Величина ξ_{mc} для воронки всасывающей трубы зависит от отношения l/d и угла скоса стенок воронки (табл. 5).

Таблица 5

**Значения коэффициента местного сопротивления ξ_{mc}
для воронки всасывающей трубы**

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

6. Потери давления на разгон материала

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

Потери давления на разгон материала за местными сопротивлениями, Па:

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

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

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

где v – скорость движения воздуха, м/с;

d – диаметр трубопровода, м.

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

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

7. Потери давления в высоконапорной транспортной системе

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

В высоконапорных системах пренебрегать сжимаемостью воздуха нельзя. Сжатый воздух в начале трубопровода (рис. 2) занимает меньший объем. По мере приближения к выходу давление воздуха в трубе падает, приближаясь к атмосферному. В результате этого объем воздуха увеличивается, что приводит к уменьшению плотности и увеличению скорости его движения.

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

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

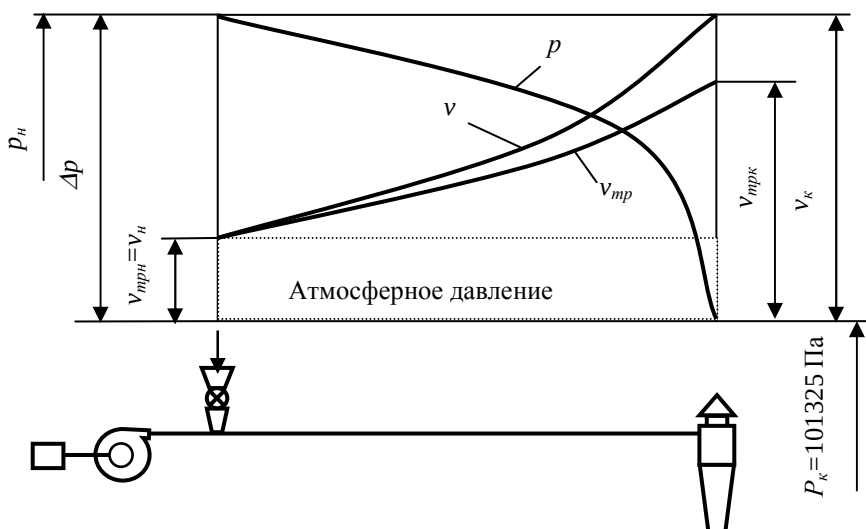


Рис. 2. Схема изменения давления и скорости воздушного потока по длине трубопровода

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

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

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

8. Расчет потери давления и мощности

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

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

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

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

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

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

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

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

B – атмосферное давление, $B = 101325 \text{ Па}$.

Средняя скорость воздушного потока, м/с

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

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

Скорость воздушного потока в начале трубопровода

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

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

$$v_{onm} = 1,1 \left(4\mu \frac{v}{v_m} + 0,01 \rho_\delta + b \right), \quad (24)$$

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

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

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

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

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

$$P = \frac{1,1QH}{1000 \cdot 3600 \eta_e \eta_{np}}, \quad (30)$$

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

η_e – КПД вентилятора;

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

Контрольные вопросы и задания

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

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ И КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Введение

Неотъемлемыми элементами оборудования деревообрабатывающих цехов и участков являются пневмотранспортные установки, обеспечивающие необходимые санитарно-гигиенические условия труда на рабочих местах и пожарную безопасность. В данных методических указаниях рассматриваются методики расчета установок обычного типа и универсальных коллекторных установок, работающих по всасывающе-нагнетательной схеме как наиболее распространенных в деревообработке.

Целью контрольной работы является закрепление и углубление знаний по курсу «Пневмотранспорт» и получение практических навыков по проектированию промышленных пневмотранспортных установок.

Полученные студентами знания в области пневматического транспорта необходимы для использования в дипломном проектировании и в дальнейшей инженерной деятельности.

Варианты заданий на контрольную работу выбираются по номеру зачетной книжки студента. Номер варианта в табл. М.1 выбирается по предпоследней цифре, а в табл. М.2 – по последней цифре зачетной книжки.

1. Общие указания по проектированию и расчету цеховых стружкоотсасывающих установок

Исходными данными для проектирования цеховых стружкоотсасывающих установок являются:

- планировка цеха или участка, выполненная в масштабе 1:100, с обслуживаемым оборудованием и с указанием мест установки вентилятора и циклона (приведена в приложении Б);
- перечень подлежащих обслуживанию установкой станков. Для каждого станка должны быть известны местоположения стояков, расположение приемных устройств, транспортирующая скорость V и нормативный расход воздуха Q , который необходимо забрать от станка в единицу времени.

Кроме того, должны быть указаны отметки основных элементов стружкоотсасывающей установки: приёмных устройств, коллектора, циклона и т.п. Указывается тип цеховой установки. Проектирование и расчёт цеховой стружкоотсасывающей установки сводятся к построению разветвленной сети трубопроводов, нахождению их диаметров, при которых обеспечиваются заданные значения V и Q , определению общего расхода воздуха и потерь давления на участках, а также полностью в установке, выбору нормализованных элементов оборудования (коллектора, циклона, вентиляторной установки).

Первый этап проектирования состоит в построении расчетной развернутой схемы трубопроводов, на которой вычерчиваются все ответвления, магистрали, коллекторы, вентилятор и циклон. С целью уменьшения объема графической работы рекомендуется производить совмещение вертикальных трубопроводов (стояков) с плоскостью чертежа путём условного разворота их вокруг соответствующих осей (рис. 1), таким же образом для совмещения с плоскостью чертежа производится условный разворот других частей трубопроводов.

Углы поворота в отводах изображаются на схеме без искажения по отношению к натуре. Радиусы отводов рекомендуется принимать на ответвлениях к станкам $R=0,5\div 0,6$ м, радиусы отводов сборной магистрали $R=1,2\div 1,5$ м.

По экономическим соображениям целесообразно так составить схему, чтобы вентилятор был расположен ближе к станкам, требующим наибольших скоростей и расходов воздуха. Коллектор, а также магистраль переменного сечения следует располагать по возможности в центре обслуживаемого участка.

Для наглядности вертикальные участки трубопроводов изображаются двойной линией, горизонтальные участки – одинарной линией. Длина участков трубопровода определяется: горизонтальных – непосредственно по чертежу, с учетом масштаба; вертикальных – по разности заданных отметок приемных устройств и магистрали или коллектора, к которым подключается отведение. Длина участков трубопроводов подписывается на схеме в метрах.

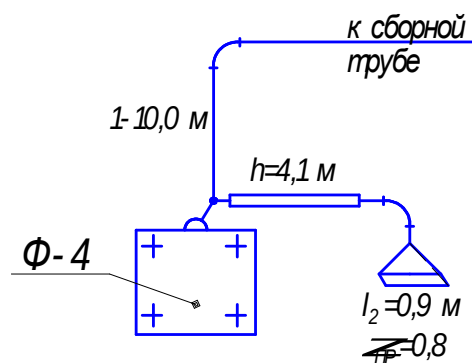


Рис. 1. Пример оформления развернутой схемы для станка $\Phi-4$

2. Методика расчета цеховых стружкоотсасывающих установок обычного типа

Всасывающая часть установки обычного типа (рис.2) представляет собой разветвленный трубопровод, трубы-ответвления которого заканчиваются приемниками-уловителями отходов у режущих головок станков. Магистральный трубопровод переменного сечения подвешивается под потолком обслуживаемого помещения. Скорость воздуха на его участках устанавливается достаточной для перемещения отходов ($16 \div 19$ м/с). Трубы ответвлений идут от магистрали в горизонтальной плоскости и только у станка стояком спускаются к приемнику.

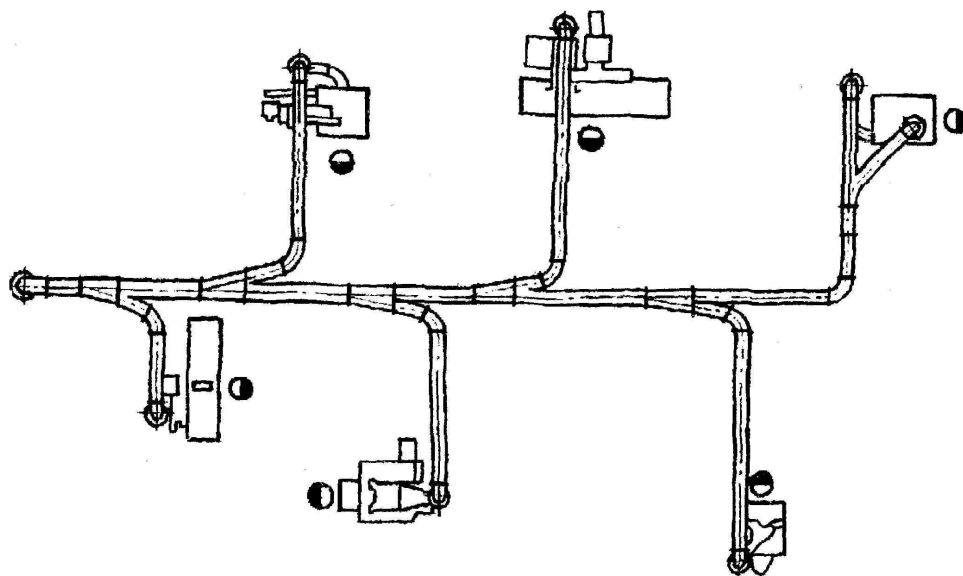


Рис.2. Установка обычного типа

Установка обычного типа может обслужить до 30 приемников, потребляет несколько меньше энергии, чем установки другого типа, и надежна в работе. Вместе с тем она обладает существенным недостатком, резко ограничивающим область ее применения. При расчете ее разветвленного трубопровода все ответвления и участки магистрали гидравлически увязываются друг с другом (по расходу воздуха, его скорости и потерям давления). Установка может обслуживать только те станки, на которые она рассчитана, и при условии, что расположение станков на площади цеха остается неизменным, соответствующим расчетным позициям. Такие установки можно использовать там, где количество обслуживаемых станков и их расположение по времени не меняется.

Расчет установок обычного типа ведется в соответствии с формой Г.1 (см. приложение) и сводится к определению диаметров трубопроводов на отдельных участках и определению потерь давления в системе. Расчет следует начинать с самого удаленного станка.

Диаметр трубопровода d , м, определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{3600 \cdot \pi \cdot V}}, \quad (1)$$

где Q – минимальный расход воздуха, м³/ч;

V – минимально допустимая скорость воздуха, м/с.

Значения Q и V принимаются в соответствии с табл. В.1 [1] и заносятся в 3 и 4 графу формы Г.1.

Полученный диаметр округляется до ближайшей стандартной величины (табл. Д.1) и заносятся в графу 5 формы Г.1. Выбранное значение диаметра должно быть больше минимально допустимого (табл. В.1). По найденному значению диаметра определяется площадь поперечного сечения трубопровода и заносится в графу 6 формы Г.1.

Площадь трубопровода F , м², для круглого сечения, как наиболее распространенного, определяется по формуле

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (2)$$

Далее производится уточнение расчетного значения скорости воздушного потока, которое заносится в графу 7 формы Г.1 и рассчитывается согласно формуле (3).

$$V_P = \frac{Q}{3600 \cdot F}. \quad (3)$$

Зная уточненное значение скорости воздуха в трубопроводе можно определить динамическое давление P_d , Па, по формуле (4) или по табл. Д.2.

$$P_d = \rho \cdot \frac{V_P^2}{2}, \quad (4)$$

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

Рассчитанное значение динамического давления заносится в графу 8 формы Г.1. В графу 9 формы Г.1 заносится общая геометрическая длина трубопровода, идущего от станка l , м, которая определяется по выражению

$$l = l_1 + h + l_2, \quad (5)$$

где l_1 – длина горизонтального трубопровода, м;

h – высота вертикального стояка от выходного патрубка приемника станка до уровня входных патрубков магистрали, м;

l_2 – длина труб ответвления от стояка до приемника (табл. В.1), м.

Далее определяются потери давления воздушного потока в трубопроводе ΔP , Па, которые складываются из потерь в прямолинейных участках труб $\Delta P_{\text{тр}}$, Па, и потерь, вызванных местными сопротивлениями $\Delta P_{\text{м.с}}$, Па, т.е.

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с}}. \quad (6)$$

Потери давления в прямых круглых трубах определяются формулой квадратичного закона сопротивлений:

$$\Delta P_{\text{пр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot P_{\text{д}}, \quad (7)$$

где λ – коэффициент трения.

Для расчета трубопроводов, выполненных из тонколистовой стали на фланец, при скоростях воздуха $15 \div 25$ м/с коэффициент λ определяется по формуле Блесса

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}. \quad (8)$$

Рассчитанное значение коэффициента трения заносится в графу 10 формы Г.1. В графу 11 формы Г.1 заносится коэффициент сопротивления прямых элементов участка трубопровода

$$\lambda \cdot \frac{l}{d}.$$

Потери давления в местных сопротивлениях (колена, переходы, тройники, приемники и т.п.) прямо пропорциональны динамическому давлению, рассчитанному по скорости, с которой воздух проходит через данный элемент:

$$\Delta P_{\text{м.с}} = \sum \zeta \cdot P_{\text{д}}, \quad (9)$$

где $\sum \zeta$ – суммарный коэффициент местных сопротивлений, определяемый по формуле (10).

$$\sum \zeta = \zeta_{\text{ПР}} + \sum \zeta_{\text{КОЛ}}, \quad (10)$$

где $\zeta_{\text{ПР}}$ - коэффициент местного сопротивления приемника станка (графа 12 формы Г.1); выбирается по табл. В.1;

$\sum \zeta_{\text{КОЛ}}$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений колен (графа 13 формы Г.1).

Коэффициент местных сопротивлений колен для угла поворота α , град, определяется по формуле

$$\zeta_{\text{КОЛ}} = 0,15 \cdot \frac{\alpha}{90^\circ}. \quad (11)$$

Суммарный коэффициент местных сопротивлений заносится в графу 14 формы Г.1, а значение потерь давления воздушного потока в трубопроводе в графу 15 формы Г.1.

В графу 16 формы Г.1 проставляются потери давления от начала системы (трубопровода). В следующую строчку формы Г.1 заносятся расчетные данные для трубопровода следующего станка (или участка трубопровода, параллельного первому, в том случае, если у станка имеется второй приемник). Диаметр трубы этого участка следует подобрать таким, чтобы потери давления на нем равнялись потерям давления первого участка. Для начала диаметр трубопровода второго участка определяется так же, как и для первого, исходя из V_{min} и Q_{min} , после чего подсчитываются потери давления. Если разница в потерях давления на первом и втором участках графы 16 формы Г.1 не превышает 7%, то расчет участка на этом заканчивается. Если потери давления на втором участке меньше потерь давления на первом более чем на 7%, то диаметр трубы второго участка следует уменьшить.

Если потери давления на втором участке оказались больше, чем на первом, то его принимают за основу, а диаметр первого участка уменьшают, пока потери давления на нем не выровняются с потерями давления на втором участке. Чтобы добиться этого с точностью $\pm 7\%$, иногда приходится увеличивать потери давления на участке за счет небольшого увеличения расхода воздуха ($1 \div 2\%$), не меняя диаметра трубы.

Скорость воздуха на магистральном участке, где сходятся трубопроводы первого и второго участков (третья строчка формы Г.1), принимается не ниже минимальной, допустимой для этих участков, а расход воздуха на нем – равным сумме расходов на этих участках. Рекомендуется при переходе от одного участка магистрали к следующему по ходу воздуха увеличивать скорость воздуха на $0,1 \div 0,3$ м/с. Таким образом, к сборной трубе скорость воздуха доводится до $18 \div 20$ м/с. Расчет магистрального участка не требует увязки потерь давления. Сложив макси-

мальные потери давления на первом или втором участках с потерями на участке магистрали, получают общую потерю давления на всех трех участках (графа 16 формы Г.1).

Рассчитывая таким образом разветвленный трубопровод, доходят до последнего участка магистрали (сборной трубы). Потери давления на нем, сложенные с потерями на предыдущих, последовательно расположенных участках, представляют суммарные потери давления в установке $\Delta P_{б/ц}$ (без учета потерь давления в циклоне) при ее работе на чистом воздухе - графа 16 формы Г.1. Потери давления в установке с учетом наличия в воздушном потоке древесных частиц составляют

$$\Delta P'_{б/ц} = \Delta P_{б/ц} \cdot (1 + k \cdot \mu), \quad (12)$$

где k - коэффициент дополнительных потерь давления за счет транспортируемого материала; для цеховых установок $k = 1,4$;

μ — концентрация смеси.

$$\mu = \frac{\sum M_o \cdot 10^6}{Q_y \cdot \rho}, \quad (13)$$

где $\sum M_o$ – среднечасовая масса образующихся отходов от работающих станков (табл. В.1), кг/ч;

Q_y – объемный расход воздуха в установке с учетом подсосов через неплотности системы, $m^3/ч$, рассчитываемый по формуле (14).

$$Q_y = 1,05 \cdot Q_{общ}, \quad (14)$$

где $Q_{общ}$ - суммарный расход воздуха в установке, равный расходу воздуха в сборном трубопроводе (графа 3 формы Г.1), $m^3/ч$.

3. Методика расчета универсальных цеховых стружкоотсасывающих установок с коллектором сборником

Коллекторные установки (рис.3) получили широкое распространение в деревообрабатывающей промышленности. Их преимущества заключаются в простоте конструкции, компактности, надежности работы и малой величине капиталовложений.

Трубы ответвления, идущие от приемников, подключаются к приемным патрубкам коллектора. Сборная труба идет от коллектора к вентилятору и далее к циклону. Поскольку все трубы ответвлений подключены к одному и тому же коллектору, воздушный поток в них возбуждается за счет одной и той же разницы давления, равной статическому давлению в коллекторе. Таким образом обеспечивается принцип универсальности работы.

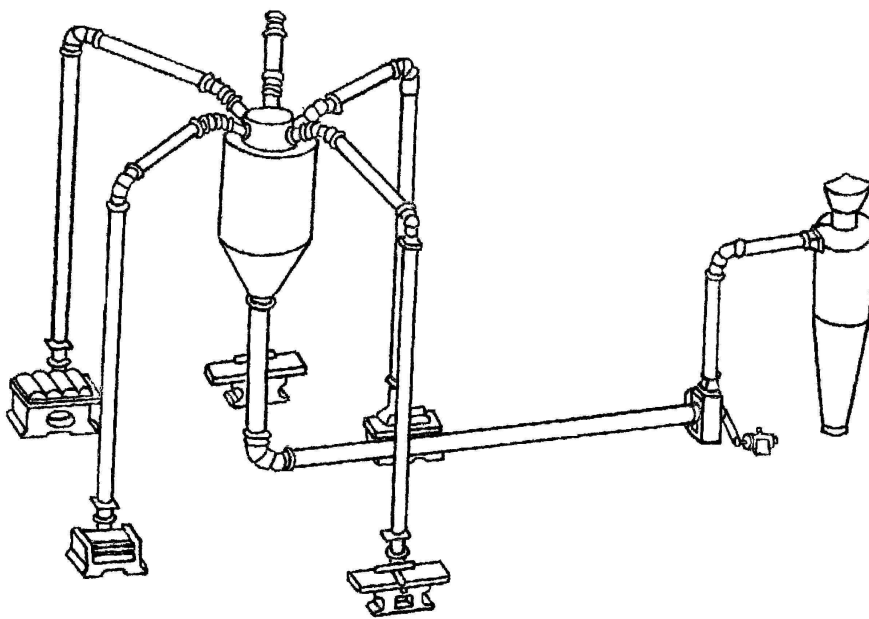


Рис.3. Универсальная установка с коллектором сборником

Коллектор подвешивают в центре обслуживаемого помещения под потолком или на иной удобной высоте. Количество приемных патрубков коллектора берут на 2÷3 больше, чем количество обслуживаемых приемников. Они являются запасными на случай расширения станочного парка цеха. При подключении дополнительных приемников увеличивается скорость воздуха в сборной трубе, что приводит к увеличению потерь давления. В связи с этим объем воздуха, отбираемого через дополнительные приемники, не должен превышать 20% первоначального рас-

хода воздуха установки. Столь малый резерв для расширения этих установок - их существенный недостаток.

По основному направлению движения аэросмеси в коллекторе и по форме коллектора различают несколько их видов. Удобство применения той или иной разновидности коллектора определяется местными условиями (высотой помещения, наличием или отсутствием подвального помещения, конфигурацией обслуживаемой площади и др.). Конструктивные особенности и основные размеры коллекторов представлены в приложении К.

Расчет коллекторных установок производится по форме Г.2. Расчет начинается с определения главного показателя установки – статического давления внутри резервуара коллектора.

Статическое давление коллектора равно сумме полного H и динамического P_d давлений. Полное же давление в данном случае представляет собой потери давления в ответвлении от приемника до входного патрубка коллектора:

$$H_{\text{СТ}} = H + P_d = \Delta P_{\text{ОТВ}} + P_d = \Delta P_{\text{ОТВ}} + \rho \frac{V_{\Pi}^2}{2}, \quad (15)$$

где V_{Π} – скорость воздуха во входном патрубке коллектора, м/с.

Расчет ведется по ответвлению к наиболее удаленному от коллектора станку. Определенное таким образом статическое давление в коллекторе и будет достаточным для покрытия потерь давления в трубах ответвлений всех остальных станков, расположенных ближе к магистрали.

Наибольшие потери давления в ответвлении, а следовательно, и наибольшее необходимое статическое давление в магистрали возникнут при минимальном диаметре трубы ответвления и максимальной необходимой скорости воздуха. Однако для всех остальных ответвлений это статическое давление будет излишним. В связи с этим расчет ведется не на самый неблагоприятный случай. Принято вести расчет необходимого статического давления в коллекторе по трубе ответвления диаметром 130 мм и скорости воздуха 17 м/с.

Потери давления в этом ответвлении, складывающиеся из потерь на прямых участках, в коленах, в приемнике, могут быть определены по выражению

$$\Delta P_{\text{ОТВ}} = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l + \sum \zeta \right) \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}, \quad (16)$$

где l – геометрическая длина ответвления, м, определяемая по выражению

$$l = l_{\max} + h + l_2, \quad (17)$$

где $l_{\max}$ - возможное наибольшее удаление стояка ответвления от коллектора, м.

Подставив выражение (16) в выражение (15), получают

$$H_{\text{СТ}} = \Delta P_{\text{ОТВ}} + P_{\text{Д}} = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l + \sum \zeta \right) \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} + \rho \cdot \frac{V_{\Pi}^2}{2}. \quad (18)$$

В целях упрощения расчета скорость воздуха во входных патрубках коллектора можно принять равной скорости воздуха в ответвлении, тогда

$$H_{\text{СТ}} = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l + \sum \zeta \right) \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}. \quad (19)$$

Зная диаметр ответвления $d=0,13$ м и скорости воздуха $V=17$ м/с, по формуле (8) определяют коэффициент трения $\lambda=0,021$. Суммарный коэффициент местных сопротивлений, состоящий из коэффициента местного сопротивления приемника $\zeta_{\text{ПР}}$ (принимается равным 1,0) и суммы коэффициентов местных сопротивлений колен $\sum \zeta_{\text{КОЛ}}$ (число колен принимается равным трем), равен 1,45. С учетом этих величин выражение (19) примет следующий вид:

$$H_{\text{СТ}} = 26 \cdot l + 424. \quad (20)$$

Задача дальнейших расчетов заключается в отыскании такого диаметра трубопровода, при котором при заданном расходе воздуха в ответвлении удовлетворялось бы уравнение (20).

Первый диаметр целесообразно принять исходя из минимально допустимой скорости воздуха $V_{\min}$ и расходу $Q_{\min}$ по выражению (1). Далее при этом диаметре трубы путем заполнения формы Г.2, определяется сумма $\Delta P_{\text{ОТВ}} + P_{\text{Д}}$ и сравнивается со статическим давлением в коллекторе. Если разница между ними не превышает $\pm 7\%$, то расчет на этом заканчивается.

Значительно чаще сумма $\Delta P_{\text{ОТВ}} + P_{\text{Д}}$ оказывается меньше $H_{\text{СТ}}$. Для ее увеличения следует уменьшить диаметр трубы ответвления (на $5 \div 10$ мм), рассчитать при новом диаметре трубы сумму $\Delta P_{\text{ОТВ}} + P_{\text{Д}}$ и вновь сопоставить с $H_{\text{СТ}}$.

В этом расчете в графе 16 формы Г.2 проставляется значение $\Delta P_{\text{отв}}$, Па, а в графе 17 значение суммы $\Delta P_{\text{отв}} + P_{\text{д}}$, Па. Графа 18 используется для простановки разницы между $H_{\text{ст}}$ и $\Delta P_{\text{отв}} + P_{\text{д}}$ в процентах.

В универсальных установках каждый приемник подключается к коллектору отдельным трубопроводом, но, если суммарный расход воздуха от двух приемников одного станка не превышает 1500 м³/ч, удобно соединить их трубы друг с другом, а подключение к коллектору осуществить общим сборным трубопроводом.

В этом случае параллельные участки труб, идущие непосредственно от приемников, рассчитывают исходя из того, чтобы потери давления в них были бы одинаковыми (допустимая разница $\pm 7\%$). Сборный же участок, включаемый к коллектору, должен иметь такой диаметр, при котором сумма потерь давления на этом участке и его динамического давления плюс потери давления на любом из параллельных участков равнялась бы статическому давлению в коллекторе при допуске расхождении $\pm 7\%$. Скорость воздуха на любом участке этого сложного ответвления должна быть не менее минимально допустимой.

После увязки ответвлений рассчитывается сборный трубопровод от разгрузочной горловины коллектора до циклона (расчет ведется в последней строчке формы Г.2). Скорость воздуха в сборной трубе $V_{\text{сб}}$ принимается 18÷19 м/с. Диаметр сборной трубы $d_{\text{сб}}$, м, определяется по формуле

$$d_{\text{сб}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_y}{3600 \cdot \pi \cdot V_{\text{сб}}}}, \quad (21)$$

где $Q_y = 1,07 \cdot Q_{\text{общ}}$ - расход воздуха в установке, м³/ч;

1,07 – коэффициент, учитывающий подсос воздуха ввиду недостаточной герметичности;

$Q_{\text{общ}}$ - суммарный расход воздуха в установке (графа 3 формы Г.2).

Потери давления в сборной трубе $\Delta P_{\text{сб}}$, Па, при работе на чистом воздухе без учета потерь давления в циклоне определяются по выражению

$$\Delta P_{\text{сб}} = \left(l \cdot \frac{\lambda}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \rho \cdot \frac{V_{\text{сб}}^2}{2}, \quad (22)$$

где l - сумма длин прямых участков сборной трубы, м.

Суммарный коэффициент местного сопротивления сборного трубопровода определяется по формуле

$$\sum \zeta = \sum \zeta_{\text{кол}} + \zeta_{\text{к}}, \quad (23)$$

где $\zeta_{\text{к}}$ - коэффициент местного сопротивления коллектора; $\zeta_{\text{к}} = 0,45$ [2].

Общие потери давления в установке при ее работе на чистом воздухе без учета потерь давления в циклоне $\Delta P_{\text{Б/Ц}}$, Па, складываются из потерь при движении воздуха от приемников до коллектора (включая потери на вход в них) $\Delta P_{\text{М.К}}$, Па, и из потерь давления в сборной трубе $\Delta P_{\text{сб}}$, Па, т.е.

$$\Delta P_{\text{б/ц}} = \Delta P_{\text{М.К}} + \Delta P_{\text{сб}}. \quad (24)$$

В коллекторных установках воздушные потоки ответвлений сливаются в коллекторе почти параллельно друг другу, происходит усреднение их скоростей, следовательно, динамические давления здесь не теряются. В связи с этим потери давления от приемника до коллектора, включая вход в коллектор, численно меньше статического давления в коллекторе на величину динамического давления

$$\Delta P_{\text{М.К}} = H_{\text{СТ}} + P_{\text{Д.ср}}. \quad (25)$$

Динамические давления воздушных потоков во входных патрубках коллектора различны, поэтому в выражении (25) входит их среднее значение

$$P_{\text{Д.ср.}} = \rho \cdot \frac{V_{\text{ср}}^2}{2}, \quad (26)$$

где

$$V_{\text{ср}}^2 = \frac{Q_{\text{общ}}}{\sum F_{\text{вх}}}, \quad (27)$$

где $\sum F_{\text{вх}}$ - сумма площадей сечений работающих входных патрубков коллектора.

При работе на аэросмеси потери давления в универсальной коллекторной установке без учета потерь давления в циклоне рассчитываются по формуле (12).

4. Выбор циклона

Циклоны служат для отделения транспортируемого материала от воздуха, они просты по конструкции, обладают большой пропускной способностью и несложны в эксплуатации. Наиболее характерными представителями циклонов, применяемых в деревообработке, являются циклоны типов Ц, К, УЦ-38 [3]. Общий вид данных циклонов и их основные размеры приведены в приложении Е.

Выбор того или иного типа циклона производят, сопоставляя допустимый выброс пыли $[b]$, мг/м³, с выбросом, который может обеспечить каждый из рекомендуемых к установке циклонов b , мг/м³.

Допустимый выброс пыли, согласно санитарным нормам проектирования промышленных предприятий СН и П-П-33-75, в отработанном воздухе, выбрасываемом в атмосферу составляет:

- шлифовальная древесная пыль $[b]=60$ мг/м³;
- прочая древесная пыль $[b]=100$ мг/м³.

Выброс пыли циклоном b , мг/м³, определяется начальным пылесодержанием воздуха Π , мг/м³, и относительным выбросом для данного типа циклона ϵ , % (табл.1):

$$b = \frac{\Pi \cdot \epsilon}{100}. \quad (28)$$

Начальное пылесодержание воздуха перед циклоном Π , мг/м³, определяется по выражению

$$\Pi = \frac{\sum M_{\Pi} \cdot 10^6}{Q_y}, \quad (29)$$

где $\sum M_{\Pi}$ – среднечасовая масса образующейся пыли от работающих станков (табл. В.1), кг/ч.

Выброс пыли b , мг/м³, рассчитывается для каждого типа циклона и сравнивается с допустимым выбросом. В том случае, если допустимое значение выброса обеспечивают все типы циклонов, выбор проводится по наименьшим затратам электроэнергии в соответствии с коэффициентом местных потерь циклона ζ_{Π} (табл. 1). Выбирается тот тип циклона, который обладает наименьшим коэффициентом местных потерь.

Таблица 1. Значение относительного выброса пыли и коэффициентов местных сопротивлений для различных типов циклонов

Тип циклона	Степень очистки циклона ε , %	Коэффициент местных потерь циклона, $\zeta_{\text{ц}}$
Ц	1,6	4,0
К	1,2	5,0
УЦ-38	0,8	7,6·D

После выбора типа циклона производится выбор его размеров. Выбор размеров циклона производится по объемному расходу установки Q_y (производительности) согласно приложению Д.

После подбора марки циклона необходимо рассчитать в нем потери давления $\Delta P_{\text{ц}}$, Па:

$$\Delta P_{\text{ц}} = \zeta_{\text{ц}} \cdot \rho \cdot \frac{V_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (30)$$

где $V_{\text{вх}}$ – скорость воздушного потока во входном патрубке циклона, определяемая как

$$V_{\text{вх}} = \frac{Q_y}{3600 \cdot F_{\text{вх}}}, \quad (31)$$

где $F_{\text{вх}}$ – площадь сечения входного патрубка циклона, м^2 (приложение Е).

5. Выбор вентилятора и электродвигателя

Вентиляторы служат для создания разности давлений (напора), под действием которой в системе трубопроводов возникает воздушный поток. Наибольшее распространение для стружко-отсасывающих установок получили пылевые центробежные вентиляторы ЦП7-40 №5, №6 и №8, допускающие проход через них транспортируемого материала. Основные размеры пылевых вентиляторов и их характеристики приведены в приложении Ж.

Выбор номера вентилятора производится по аэродинамическим характеристикам в зависимости от производительности Q_y , $\text{м}^3/\text{ч}$, и полного напора вентилятора H_v , Па. Напор вентилятора рассчитывается по формуле

$$H_B = 1,1 \cdot \Delta P_y, \quad (32)$$

где ΔP_y - общие потери давления в установке, Па;

1,1 – коэффициент неучтенных потерь давления.

Общие потери давления в установке складываются из потерь давления в установке с учетом наличия в воздушном потоке древесных частиц $\Delta P'_{б/ц}$, Па, и потерь давления в циклоне $\Delta P_{ц}$, Па:

$$\Delta P_y = \Delta P'_{б/ц} + \Delta P_{ц}. \quad (33)$$

Предпочтение отдается тому вентилятору, аэродинамический к.п.д. которого наибольший. Из характеристики выбранного вентилятора в зависимости от производительности и напора определяется число оборотов колеса.

Мощность, необходимая для привода вентилятора, определяется по формуле

$$N = \frac{Q_y \cdot H_B}{3600 \cdot \eta_a \cdot \eta_{пр}} \cdot (1 + \mu), \text{ Вт}, \quad (34)$$

где η_a - аэродинамический к.п.д.;

$\eta_{пр}$ - к.п.д. привода вентилятора, для клиноременной передачи; $\eta_{пр} = 0,95$;

μ – расходная концентрация смеси, определяемая по формуле (13).

Согласно найденной мощности подбирается электродвигатель привода вентилятора. Технические данные асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором типа АО2 приведены в табл. Л.1.

4. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ

4.1. РУБЕЖНЫЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ (зачет)

1. Назначение пневмотранспортных установок (ПТУ) и схемы их исполнения.
2. Основные параметры воздушного потока.
3. Транспортирующая скорость и скорость витания.
4. Виды давлений. Относительное и абсолютное давления.
5. Потери давления в трубопроводах при движении аэросмеси.
6. Методика расчета цеховых ПТУ обычного типа.
7. Методика расчета цеховых универсальных ПТУ с магистралью постоянного сечения.
8. Методика расчета цеховых универсальных ПТУ с коллектором – сборником
9. Цеховые универсальные ПТУ с автоматически регулируемой производительностью.
10. Основное оборудование цеховых ПТУ и его выбор.
11. Приборы для измерения давлений воздушных потоков. Определение скорости воздушного потока в трубопроводе.
12. Транспортные пневматические установки.
13. Оборудование транспортных пневматических установок.
14. Загрузочные устройства в нагнетательных трубопроводах.
15. Методика расчета транспортных ПТУ низкого давления.
16. Методика расчета транспортных ПТУ среднего давления.
17. Методика расчета транспортных ПТУ высокого давления.

6. БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Основная учебная литература

1. Воскресенский, В. Е. Системы пневмотранспорта, пылеулавливания и вентиляции на деревообрабатывающих предприятиях. Теория и практика [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по направлению 25.03.00 "Технология и оборудование лесозаготовительных и деревообрабатывающих производств" : в 2-х томах. Том 1. Аспирационные и транспортные пневмосистемы / В. Е. Воскресенский. - Санкт-Петербург : Политехника, 2008. - 430 с.

Дополнительная учебная, учебно-методическая литература

1. Глебов, И. Т. Резание древесины [Электронный ресурс] : учеб. пособие для подгот. студ. вузов, обучающихся по направлению подгот. дипломированного специалиста 250400 "Технология лесозаготовительных и деревоперерабатывающих производств", по спец. 250403 / И. Т. Глебов ; Издательство "Лань" (ЭБС). – Санкт-Петербург : Лань, 2010. – 255 с. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Режим доступа: <http://e.lanbook.com/view/book/109/>.

2. Пневмотранспорт измельченной древесины [Электронный ресурс] : метод. указ. по выполн. контрольных работ для студ. спец. 250403 "Технология деревообработки" всех форм обучения : самост. учеб. электрон. изд. / М-во образования и науки Рос. Федерации, Сыкт. лесн. ин-т – фил. ГОУ ВПО "С.-Петерб. гос. лесотехн. акад. им. С. М. Кирова", Каф. технологии деревообрабатывающих пр-в ; сост. С. Г. Ганапольский. – Электрон. текстовые дан. (1 файл в формате pdf: 1,4 Мб). – Сыктывкар : СЛИ, 2010. – on-line. – Систем. требования: Acrobat Reader (любая версия). – Загл. с титул. экрана. – Режим доступа : <http://lib.sfi.komi.com/ft/301-000112.pdf>.

3. Рыкунин, С. Н. Технология лесопильно-деревообрабатывающих производств [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. 260200 "Технология деревообработки" / С. Н. Рыкунин, Ю. Л. Тюкина, В. С. Шалаев ; Гос. образовательное учреждение высш. проф. образования, Моск. гос. ун-т леса . – 2-е изд. – Москва : МГУЛ, 2005. – 225 с.

4. Рыкунин, С. Н. Технология лесопильно-деревообрабатывающих производств [Текст] : учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. 250403 "Технология деревообработки" и по направлению 250300 "Технология и оборудование лесозаготовительных деревообрабатывающих производств" / С. Н. Рыкунин, Ю. Л. Тюкина, В. С. Шалаев ; ГОУ ВПО "Моск. гос. ун-т леса". – 3-е изд. – Москва : МГУЛ, 2007. – 225 с.

Дополнительная литература

1. Александров, А. Н. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях [Текст] : справочник / А. Н. Александров, Г. Ф. Козориз. – Москва : Лесн. пром-сть, 1988. – 248 с.

2. Иевлев, Н. А. Эксплуатация систем пневмотранспорта на деревообрабатывающих предприятиях [Текст] / Н. А. Иевлев. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Лесн. пром-сть, 1982. – 216 с.

Приложение Б
(справочное)

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
ВЯТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет автоматизации машиностроения
Кафедра "Машин и технологии деревообработки"

ЗАДАНИЕ № _____

На контрольную работу по курсу
«Пневмотранспорт»

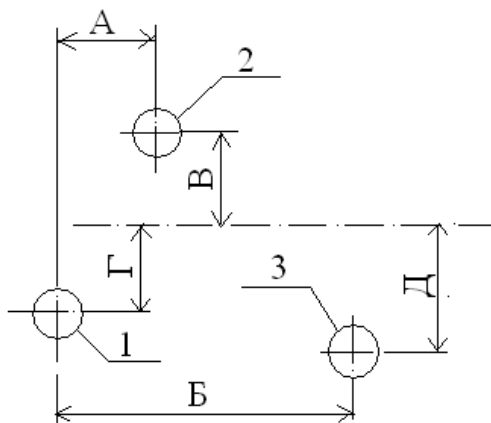
Студенту _____ группы _____

1 Тема: Аспирационная установка участка д/о цеха

Тип установки _____

2 Исходные данные:

2.1 Схема расположения оборудования:



A=____ м; B=____ м; V=____ м; Г=____ м; Д=____ м.

1 - _____; 2 - _____; 3 - _____.

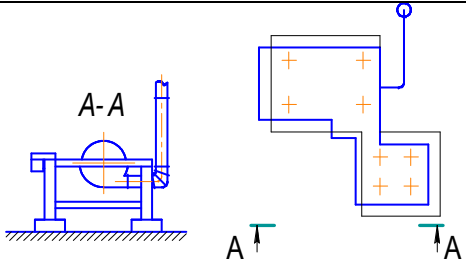
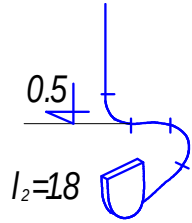
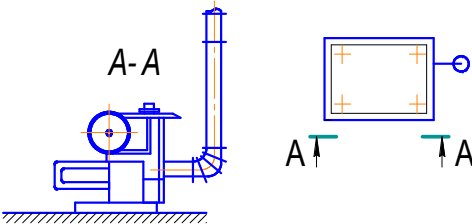
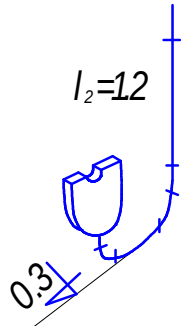
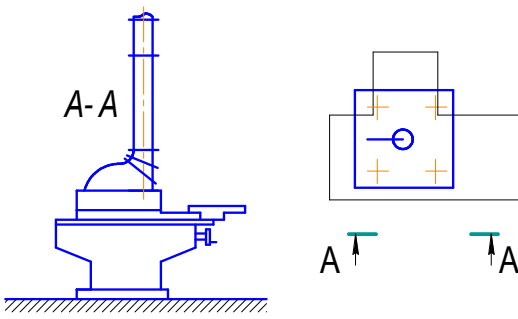
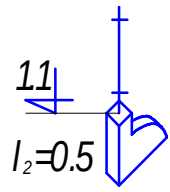
Рис. Б.1. Пример оформления задания контрольной работы

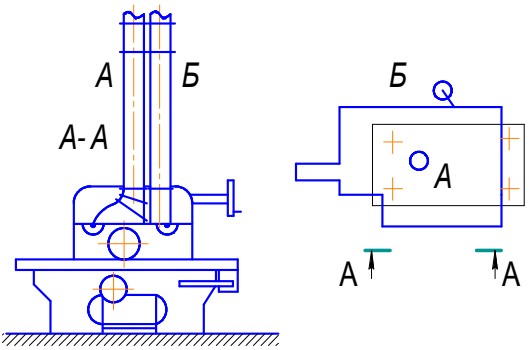
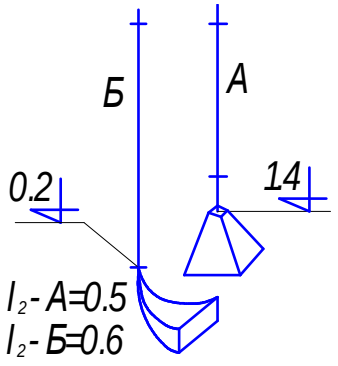
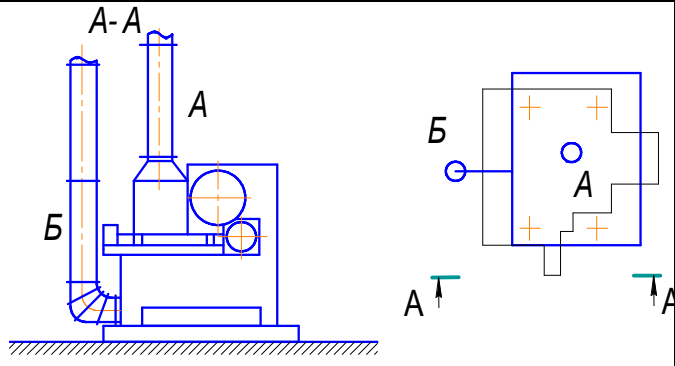
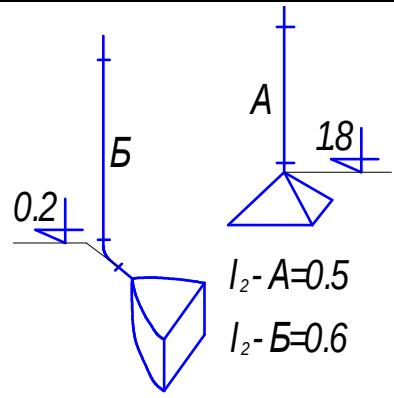
Приложение В

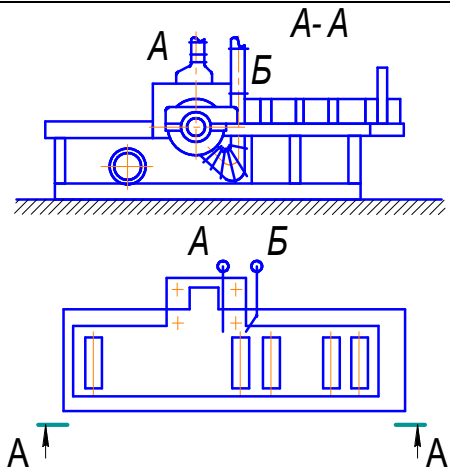
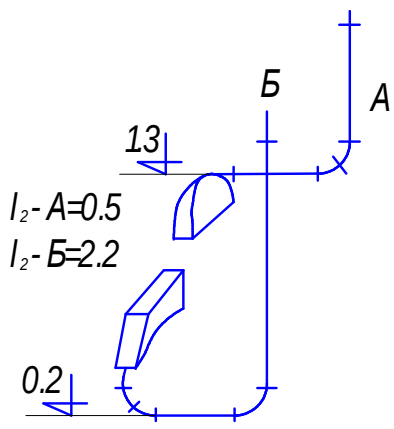
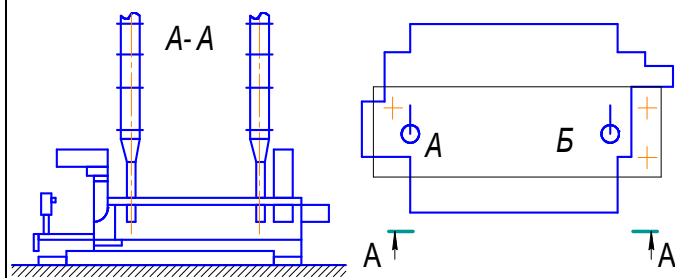
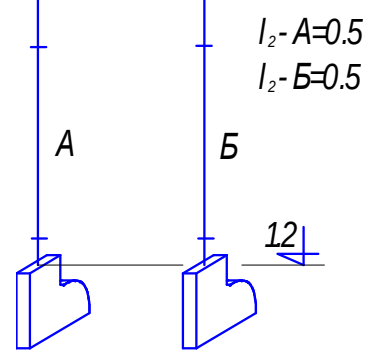
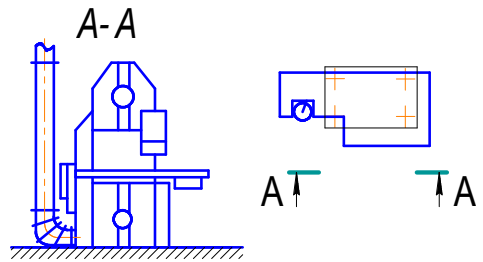
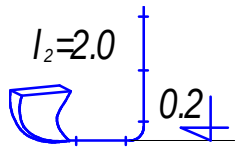
(справочное)

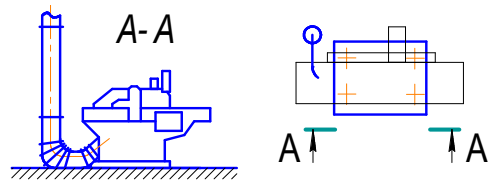
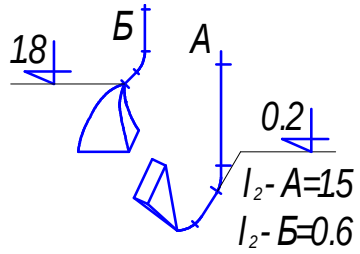
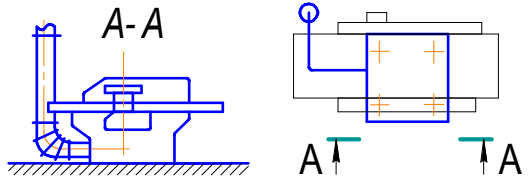
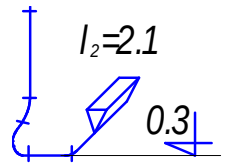
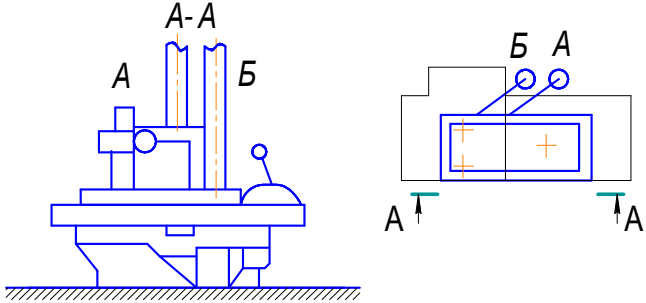
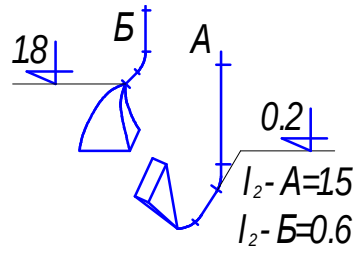
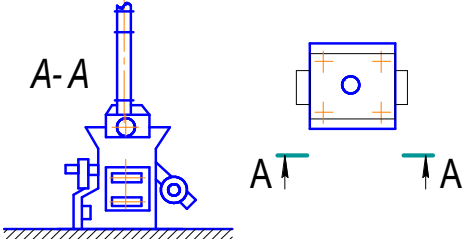
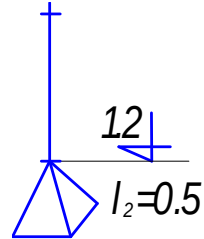
Таблица Б.1 – Характеристики пылеприемников

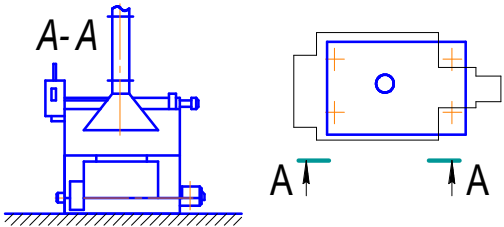
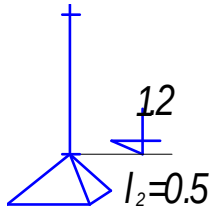
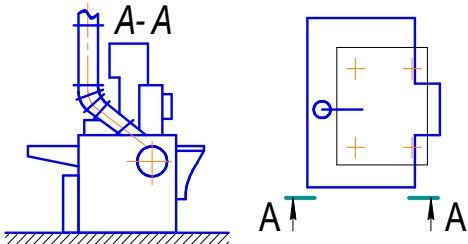
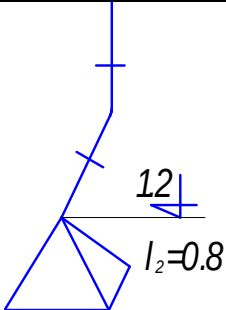
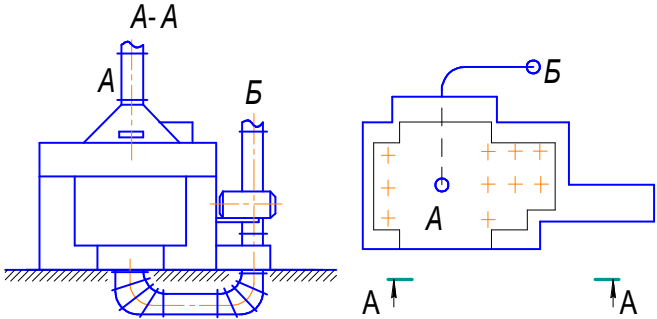
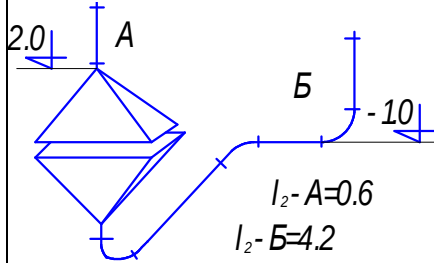
№№ пп	Марка станка	Эскиз станка с расположением воздуховодов	Минимально допустимые нормативные данные				Объем отходов в плотной массе, кг/ч		Схемы и координаты приемных устройств
			$V_{\min}$, м/с	Q , м ³ /ч	d , мм	$\zeta_{\text{пр}}$	общее	пыли	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	Ц-6		15	840	115	1,0	28,0	2,41	
2	ЦМР-1		15	А-1200 Б-1000	120	0,8	170	15,3	

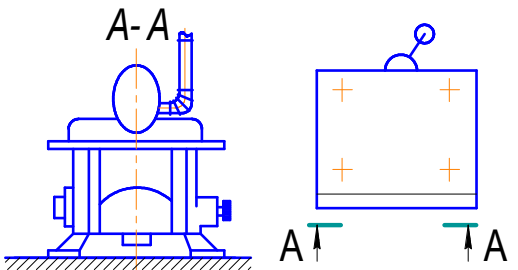
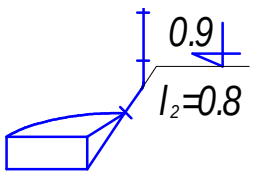
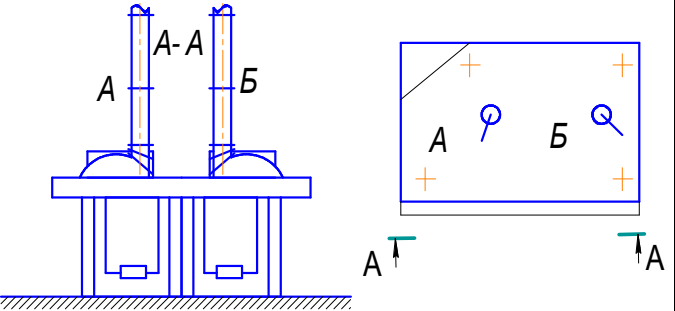
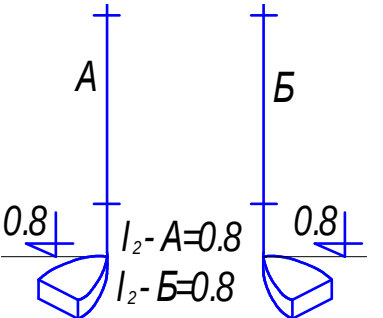
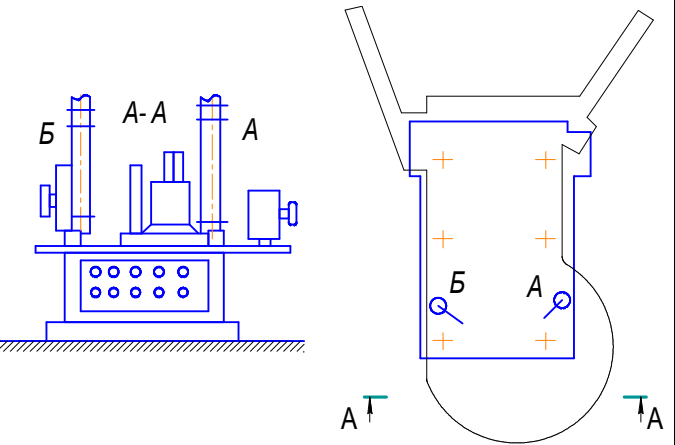
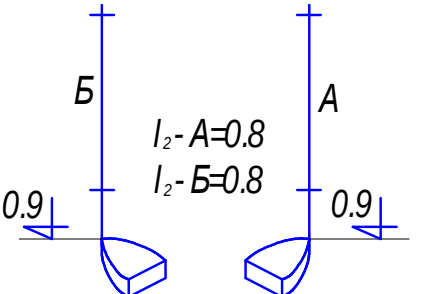
3	ЦА		15	840	115	1,0	44,0	4,8	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4	ЦПА-2		15	840	115	1,0	44,0	4,8	
5	ЦДК-4		15	840	115	1,0	78	7,6	

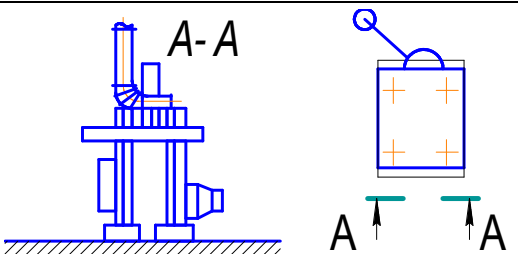
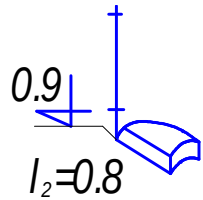
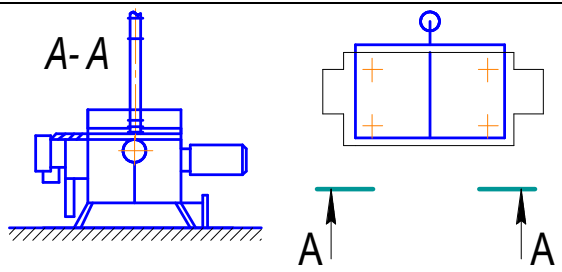
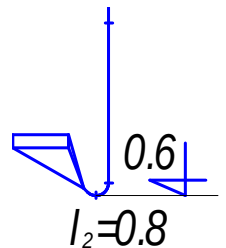
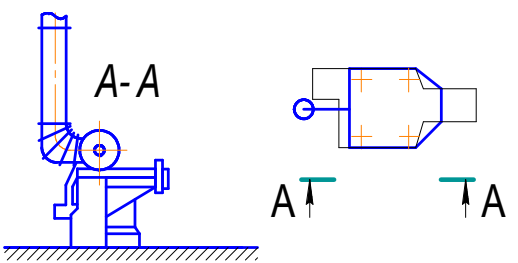
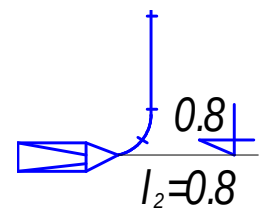
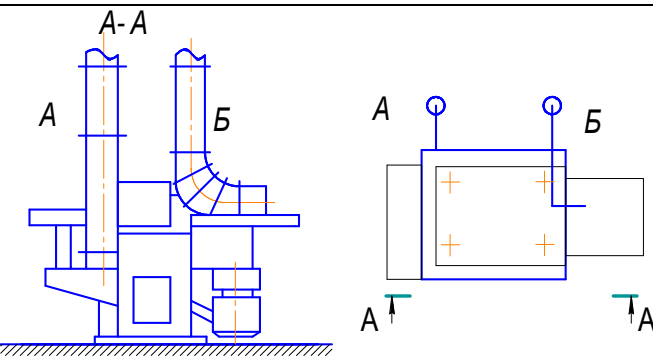
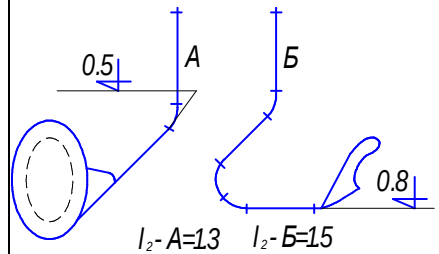
6	ЦР-2		16	А-960 Б-960	130	1,0	62,0	6,0	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7	МК		15	А-1200 Б-1000	120	0,8	170	15,3	

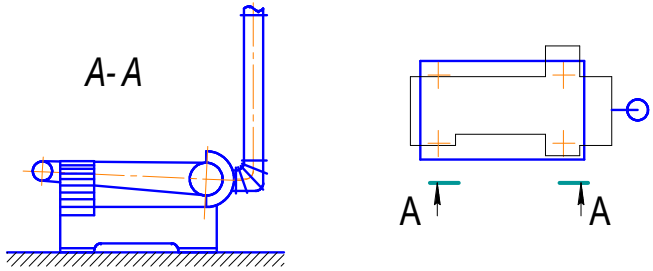
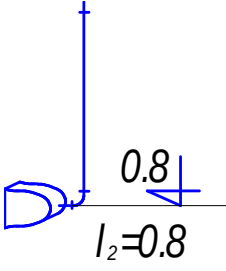
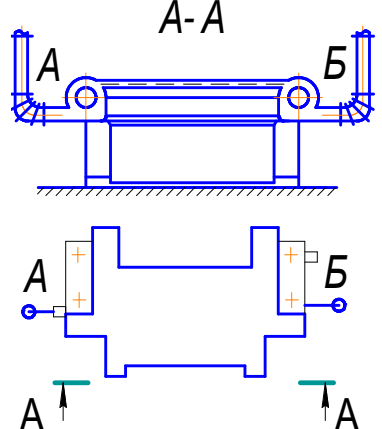
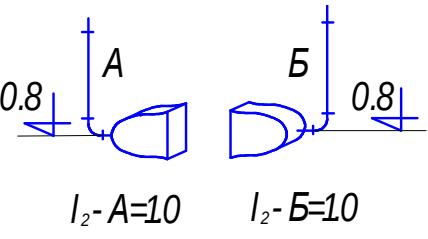
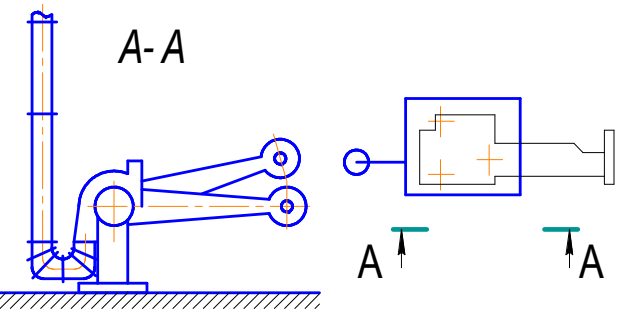
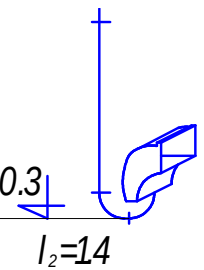
8	ЦДТ-5		16	А-720 Б-840	115	1,0	58,0	5,6	 $l_2-A=0.5$ $l_2-B=2.2$
9	Ц2К-120		14	А-840 Б-840	100	1,0	35	3,4	 $l_2-A=0.5$ $l_2-B=0.5$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	ЛС-80-3		15	1200	130	1,0	32,5	14,5	 $l_2=2.0$

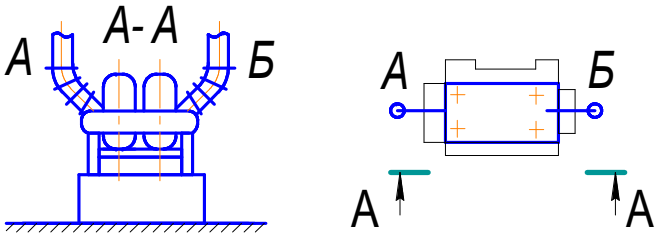
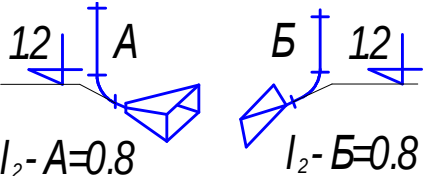
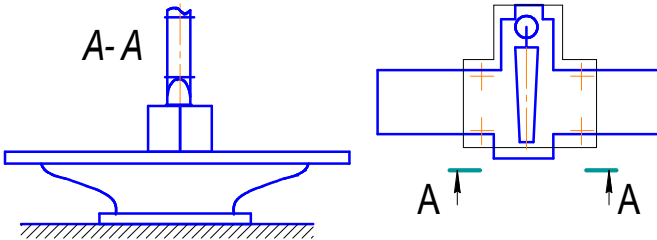
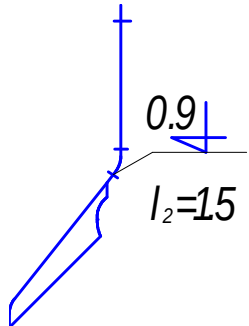
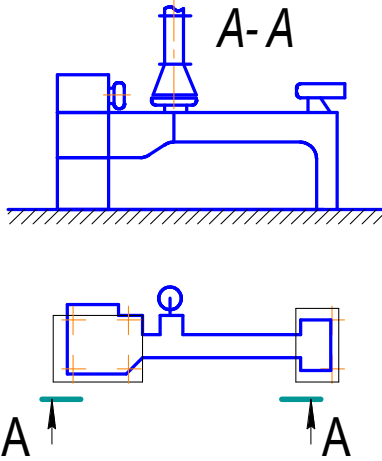
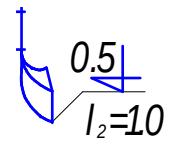
11	СФ-4		17	1080	140	1,0	40,0	2,4	
12	СФ6-Г		17	1500	150	1,0	73,0	3,1	
13	С2Ф-4		17	A-1080 Б-840	140 115	1,0 0,8	76,0	4,8	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
14	СР3М		17	960	115	0,8	97,0	5,8	

15	CP-12		18	2500	180	1,0	335	10	
16	CP6-6		17	1320	150	1,0	73,0	8,6	
17	C2P-12-1		19	A-2500 Б-2500	180	1,0	490	15,2	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

18	Φ-4		17	960	120	0,8	26,0	1,04	
19	Φ2-4		17	A-840 Б-840	115	0,8	52,0	2,2	
20	Φ2-БК		17	A-840 Б-840	120	0,8	72,0	3,6	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

21	ФА-4		17	960	120	0,8	44	1,76	
22	ШЛХ-2		17	1080	120	1,0	53,0	2,0	
23	ШПА-40		17	1080	120	1,0	83,0	3,4	
24	ШЛДБ		10	А-720 Б-960	110	1,0	33,7	30,5	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

25	ШЛНС		10	1800	120	1,0	2,8	2,65	
26	ШЛПС-2		10	A-1320 Б-840	120 100	1,0	2,6	2,5	
27	ШЛСЛ-2		10	1200	115	1,0	2,8	2,65	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

28	ШЛЩ		14	A-1200 Б-1200	115	1,0	2,6	2,5	
29	П16		14	1500	120	1,0	30,5	30,5	
30	ТП-40		17	1080	115	0,8	44	1,76	

Приложение Г

(рекомендуемое)

Форма Г.1. Расчет стружкоотсасывающих установок обычного типа

Индекс участка	Наименование участка	$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$V, \text{ м/с}$	$d, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$V_p, \text{ м/с}$	$P_{д}, \text{ Па}$	$l, \text{ м}$	λ	$l \cdot \lambda/d$	Коэффициенты местных потерь			$\Delta P, \text{ Па}$	Потери давления от начала трубопровода, Па	Разница потерь давления в параллельных ветвях, %
											$\zeta_{пр}$	$\sum \zeta_{кол}$	$\sum \zeta$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Форма Г.2. Расчет стружкоотсасывающих установок коллекторного типа

Индекс участка	Наименование участка	$Q, \text{ м}^3/\text{ч}$	$V, \text{ м/с}$	$d, \text{ м}$	$F, \text{ м}^2$	$V_p, \text{ м/с}$	$P_{д}, \text{ Па}$	$l, \text{ м}$	λ	$l \cdot \lambda/d$	Коэффициенты местных потерь				$\Delta P, \text{ Па}$	$H_{ст} = \Delta P + P_{д}, \text{ Па}$	Разница потерь давления в от-ветвлениях и магистрали, %
											$\zeta_{пр}$	$\sum \zeta_{кол}$	$\sum \zeta_{ж}$	$\sum \zeta$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Приложение Д

(справочное)

Таблица Д.1. Стандартные диаметры трубопроводов, выполненных
листовой стали по ГОСТ 19903-74

из

d, мм	F, м ²	d, мм	F, м ²	d, мм	F, м ²	d, мм	F, м ²
0,100	0,0079	0,155	0,0189	0,200	0,0314	0,315	0,0779
0,110	0,0095	0,160	0,0201	0,210	0,0346	0,340	0,0907
0,120	0,0113	0,165	0,0214	0,220	0,0380	0,350	0,0962
0,125	0,0123	0,170	0,0227	0,225	0,0397	0,400	0,1256
0,130	0,0133	0,175	0,0240	0,240	0,0452	0,450	0,1590
0,135	0,0143	0,180	0,0254	0,250	0,0491	0,500	0,1963
0,140	0,0154	0,185	0,0269	0,260	0,0531	0,550	0,2375
0,145	0,0165	0,190	0,0283	0,280	0,0615	0,600	0,2826
0,150	0,0177	0,195	0,0298	0,300	0,0707	0,650	0,3317

Таблица Д.2. Значения динамического давления ΔP_d , Па, в зависимости
от скорости воздуха в трубопроводах V, м/с

Скорость воздуха V, м/с	Десятые доли									
	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
14	117,6	119,3	121,0	122,7	124,4	126,2	127,9	129,7	131,4	133,2
15	135,0	136,8	138,6	140,5	142,3	144,2	146,0	147,9	149,8	151,7
16	153,6	155,5	157,5	159,4	161,4	163,4	165,3	167,3	169,3	171,4
17	173,4	175,4	177,5	179,6	181,7	183,8	185,9	188,0	190,1	192,2
18	194,4	196,6	198,7	200,9	203,1	205,4	207,6	209,8	212,1	214,3
19	216,6	218,9	221,2	223,5	225,8	228,2	230,5	232,9	235,2	237,6
20	240,0	242,4	244,8	247,3	249,7	252,2	254,6	257,1	259,6	262,1
21	264,6	267,1	269,7	272,2	274,8	277,4	279,9	282,5	285,1	287,8
22	290,4	293,0	295,7	298,4	301,1	303,8	306,5	309,2	311,9	314,6
23	317,4	320,2	322,9	325,7	328,5	331,4	334,2	337,0	339,9	342,7
24	345,6	348,5	351,4	354,3	357,2	360,2	363,1	366,1	369,0	372,0
25	375,0	378,0	381,0	384,1	387,1	390,2	393,2	396,3	399,4	402,5
26	405,6	408,7	411,9	415,0	418,2	421,4	424,5	427,7	430,9	434,2
27	437,4	440,6	443,9	447,2	450,5	453,8	457,1	460,4	463,7	467,0

Приложение Е (справочное)

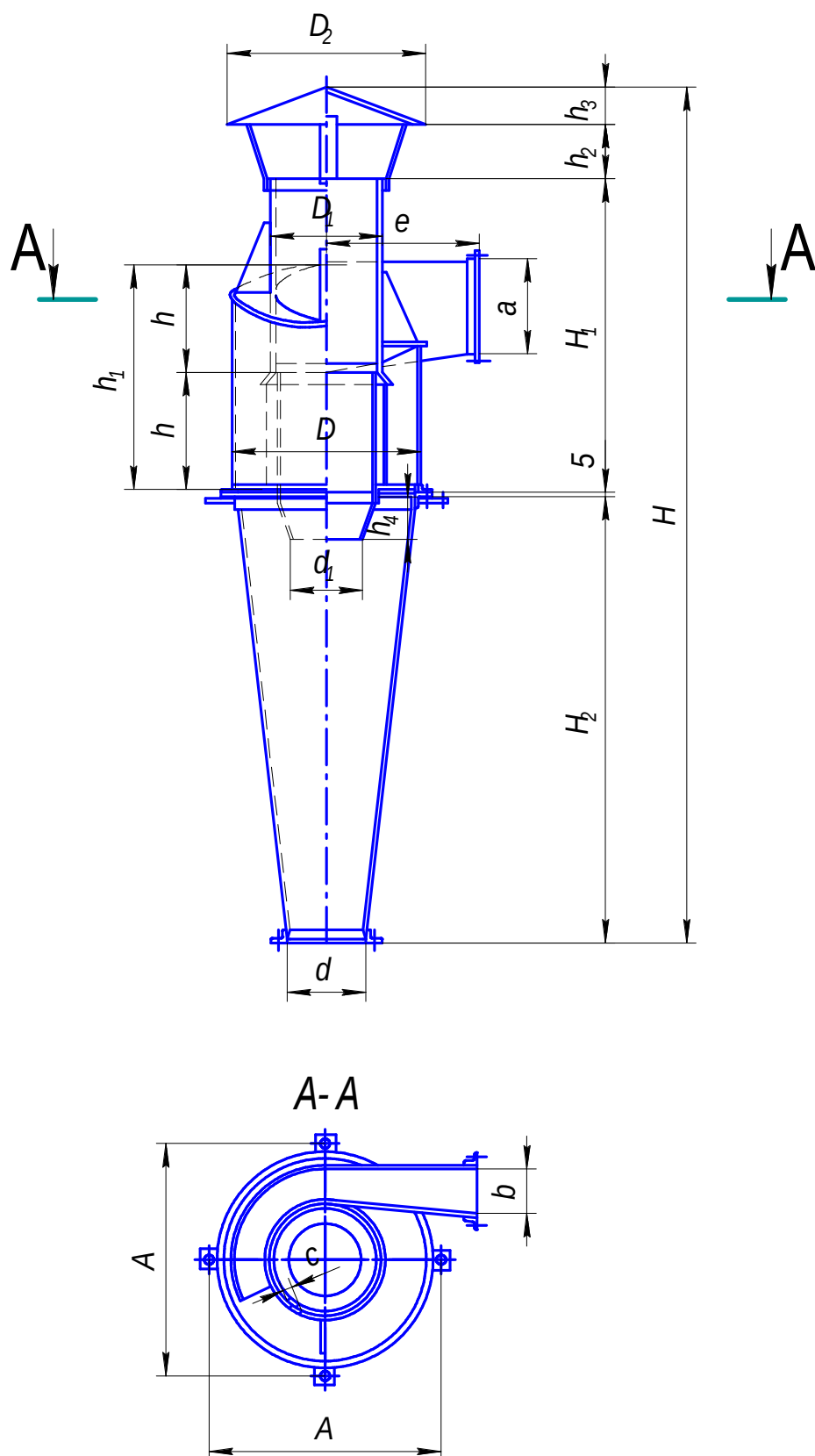


Рис. Е.1. Схема циклона типа Ц

Таблица Е.1. Основные размеры циклонов типа Ц

№ циклона	Ц-675	Ц-800	Ц-950	Ц-1150	Ц-1400	Ц-1500
Производительность, м ³ /ч	3200÷ 4600	4600÷ 6600	6600÷ 9500	9500÷ 14000	14000÷ 20000	16000÷ 23000
Площадь входного патрубка, м ²	0,0553	0,080	0,115	0,165	0,245	0,277
D, мм	675	800	950	1150	1400	1500
D ₁ , мм	400	480	575	690	840	900
D ₂ , мм	720	870	1030	1240	1500	1620
d, мм	250	300	350	420	500	550
d ₁ , мм	230	260	310	390	480	500
H, мм	3055	3650	4335	5255	6395	6865
H ₁ , мм	1130	1360	1625	1950	2370	2540
H ₂ , мм	1600	1900	2250	2750	3350	3600
a, мм	325	400	490	570	700	750
b, мм	170	200	235	290	350	370
h, мм	400	480	575	690	840	900
h ₁ , мм	800	960	1150	1380	1680	1800
h ₂ , мм	200	240	285	345	420	450
h ₃ , мм	120	145	170	205	250	270
h ₄ , мм	200	240	285	345	420	450
e, мм	570	600	850	900	1050	1140
c, мм	10	10	10	12,5	12,5	12,5
Количество перьев, шт.	48	60	70	66	77	88
Ширина пера, мм	30	36	36	40	40	40
A, мм	810	970	1080	1300	1550	1650
Масса, кг	106	160	208	313	459	515

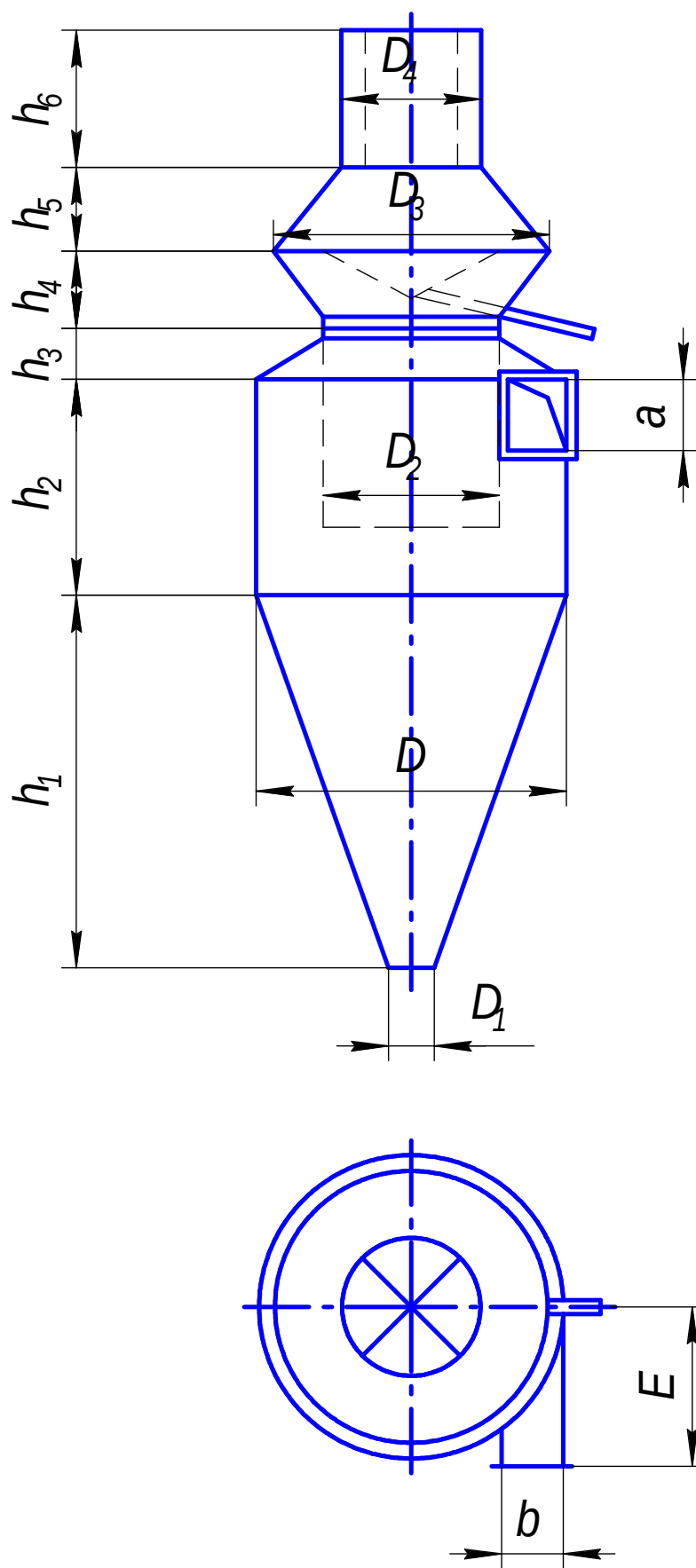


Рис. Е.2. Схема циклона типа К

Таблица Е.2. Основные размеры циклонов типа К

№ циклона	К-14	К-16	К-18	К-20	К-22	К-24
Производительность, м ³ /ч	4200÷ 5400	6400÷ 8000	8200÷ 10500	10000÷ 12900	11600÷ 15200	14400÷ 18500
Площадь входного патрубка, м ²	0,084	0,127	0,161	0,200	0,236	0,286
D, мм	1400	1600	1800	2000	2200	2400
D ₁ , мм	220	300	350	400	450	480
D ₂ , мм	800	910	1030	1150	1300	1380
D ₃ , мм	1300	1480	1680	1860	2000	2230
D ₄ , мм	650	740	840	930	1000	1115
h ₁ , мм	1700	1940	2200	2450	2490	2940
h ₂ , мм	1010	1165	1300	1440	1570	1725
h ₃ , мм	225	230	275	280	305	330
h ₄ , мм	340	390	440	490	540	590
h ₅ , мм	400	460	520	570	630	685
h ₆ , мм	640	730	830	920	1070	1105
E, мм	750	850	970	1100	1150	1250
a, мм	310	410	460	510	550	610
b, мм	270	310	350	390	430	470
Масса, кг	363	472	628	1057	1284	1352

Таблица Е.3. Основные размеры циклонов типа УЦ-38

№ циклона	УЦ-38-3	УЦ-38-4	УЦ-38-5	УЦ-38-6	УЦ-38-7	УЦ-38-8
Производительность, м ³ /ч	3260÷ 4350	3880÷ 5200	4580÷ 6100	5240÷ 7000	6050÷ 8050	6300÷ 9200
Площадь входного патрубка, м ²	0,0755	0,0900	0,1060	0,1220	0,1400	0,1600
D, мм	1100	1200	1300	1400	1500	1600
d, мм	420	460	490	530	570	610
d ₁ , мм	220	240	260	280	300	320
H ₀ , мм	4000	4300	4700	5000	5400	5800
H ₁ , мм	900	950	1050	1100	1200	1300
H ₂ , мм	3100	3350	3650	3900	4200	4500
h, мм	550	600	650	700	750	800
a, мм	275	300	325	350	375	400
R, мм	687,5	750	812,5	875	937,5	1000
c, мм	137,5	150	162,5	175	187,5	200

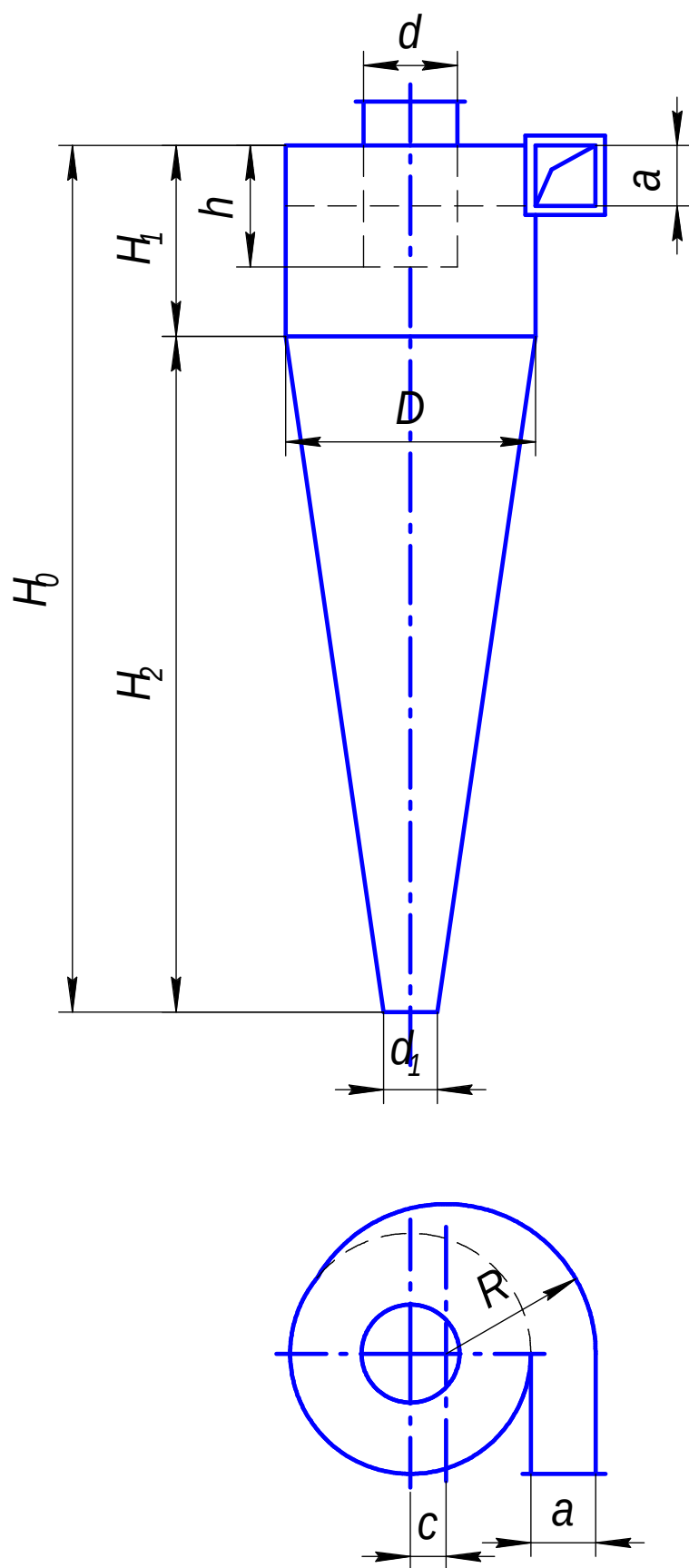


Рис. Е.3. Схема циклона типа УЦ-38

Приложение Ж

(справочное)

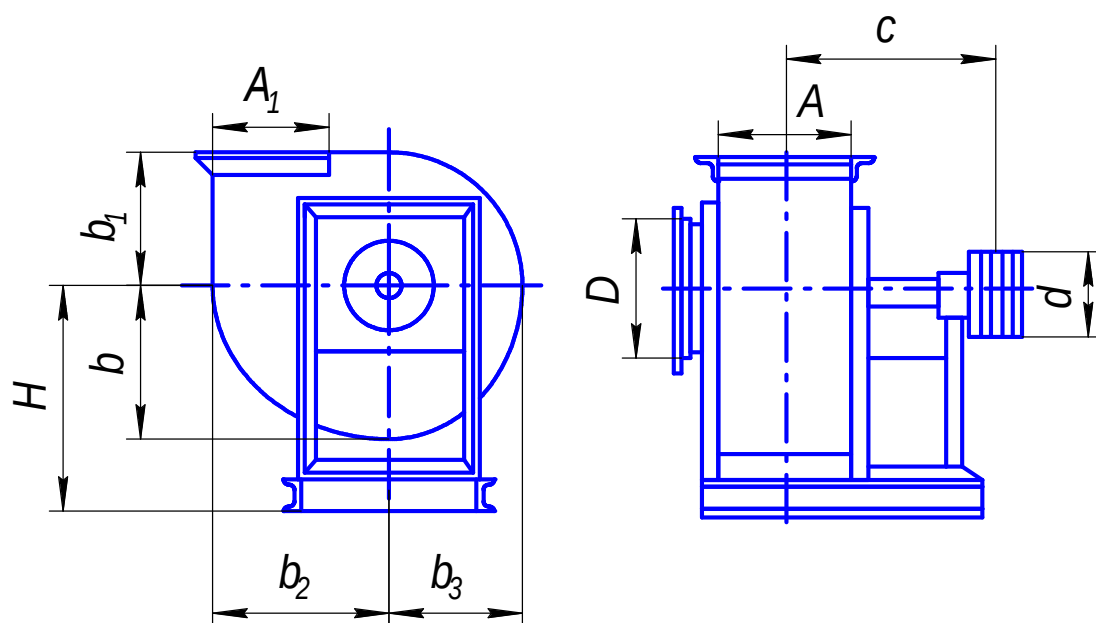


Рис.Ж.1. Схема центробежного вентилятора ЦП7-40

Таблица Ж.1. Основные размеры вентиляторов типа ЦП7-40

№ вентилято- ра	H, мм	b, мм	b ₁ , мм	b ₂ , мм	b ₃ , мм	b ₄ , мм	c, мм	d, мм	A, мм	A ₁ , мм	D, мм	Масса, кг
5	550	376	300	405	338	250	500	180	308	305	307	172
6	620	450	360	486	405	300	560	230	370	366	367	278
8	820	595	475	644	535	400	774	315	492	488	487	571

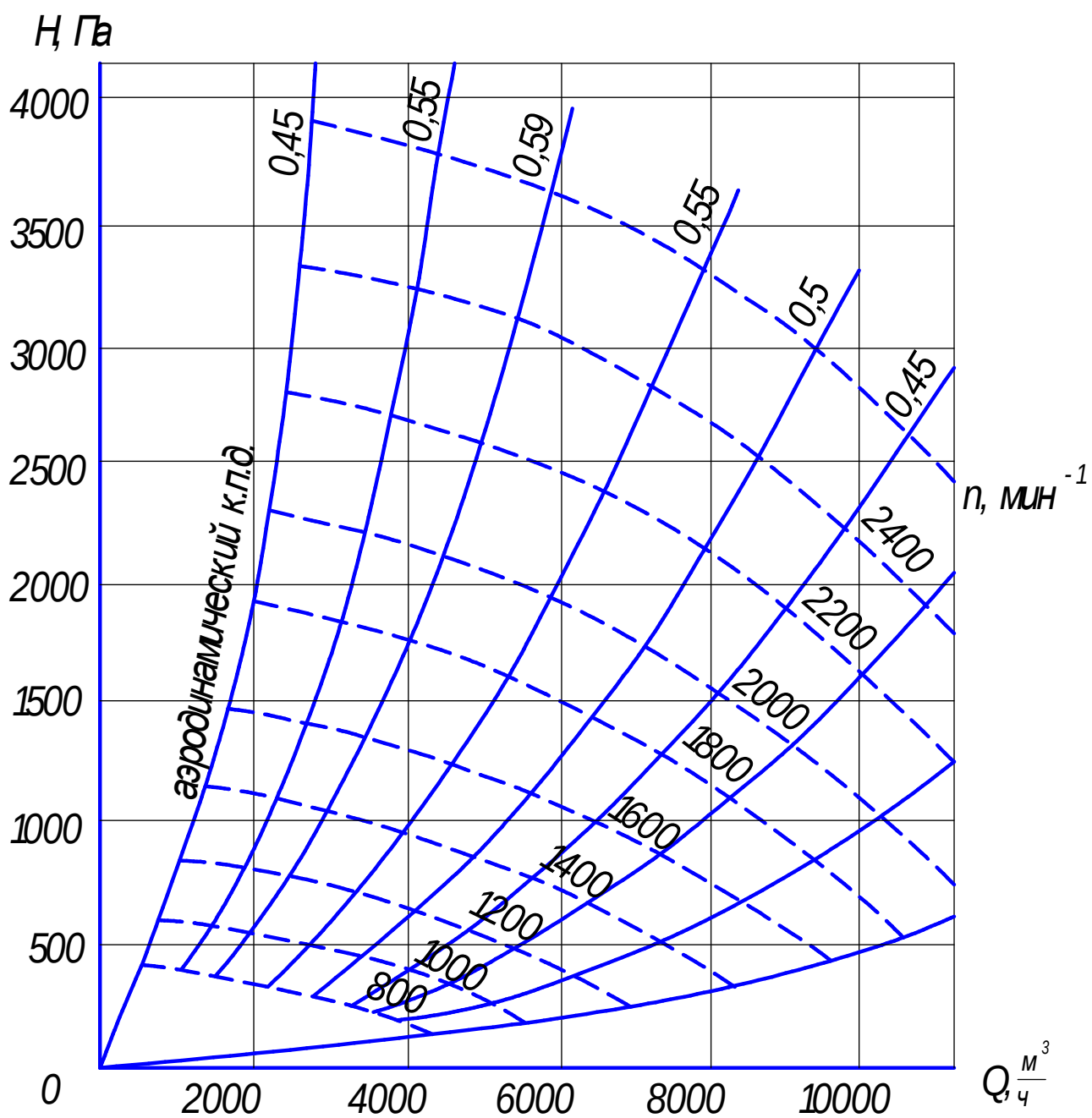


Рис.Ж.2. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора ЦП7-40 №5

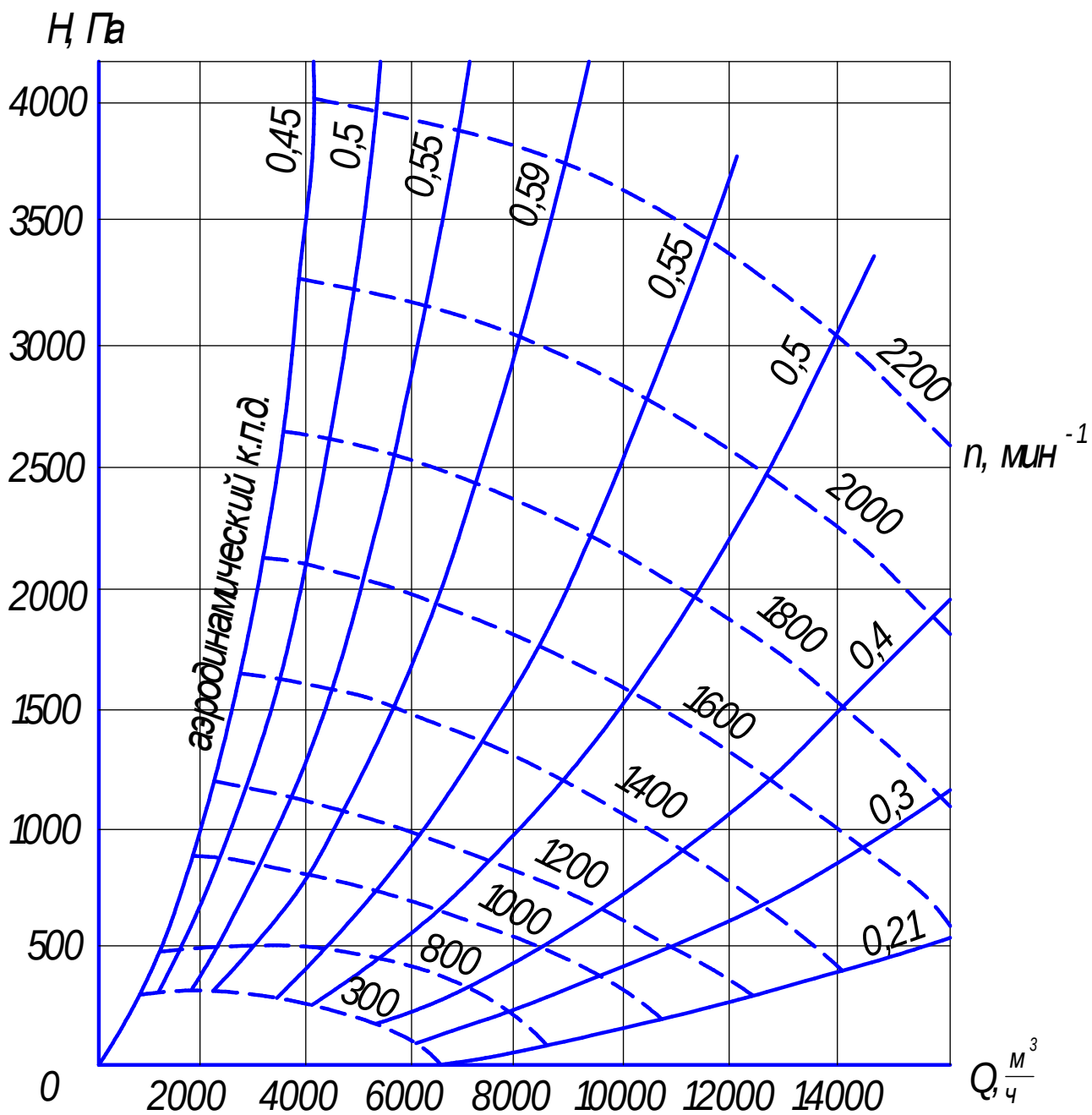


Рис.Ж.3. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора ЦП7-40 №6

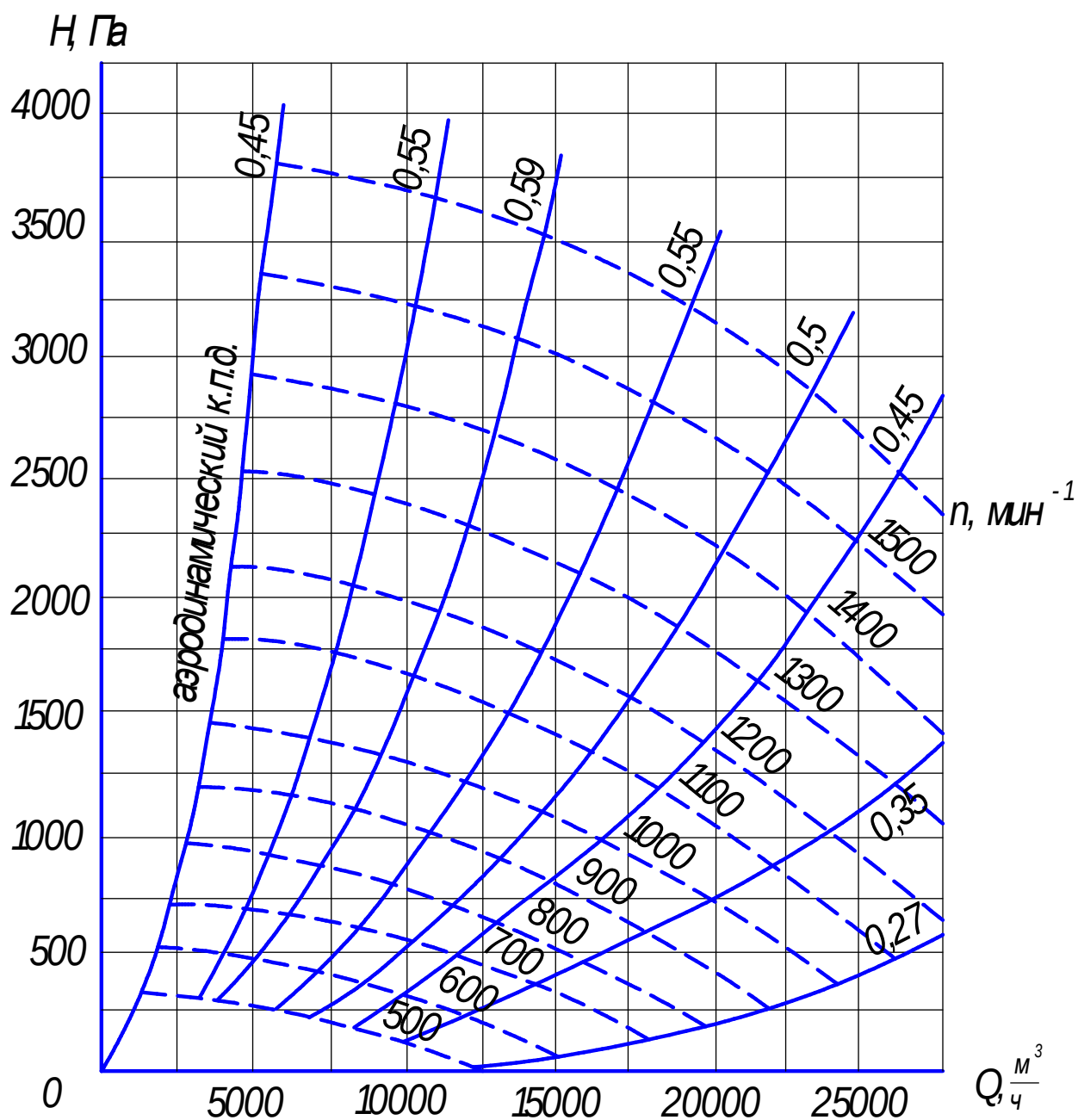


Рис. Ж.4. Аэродинамическая характеристика центробежного вентилятора ЦП7-40 №8

Приложение К

(справочное)

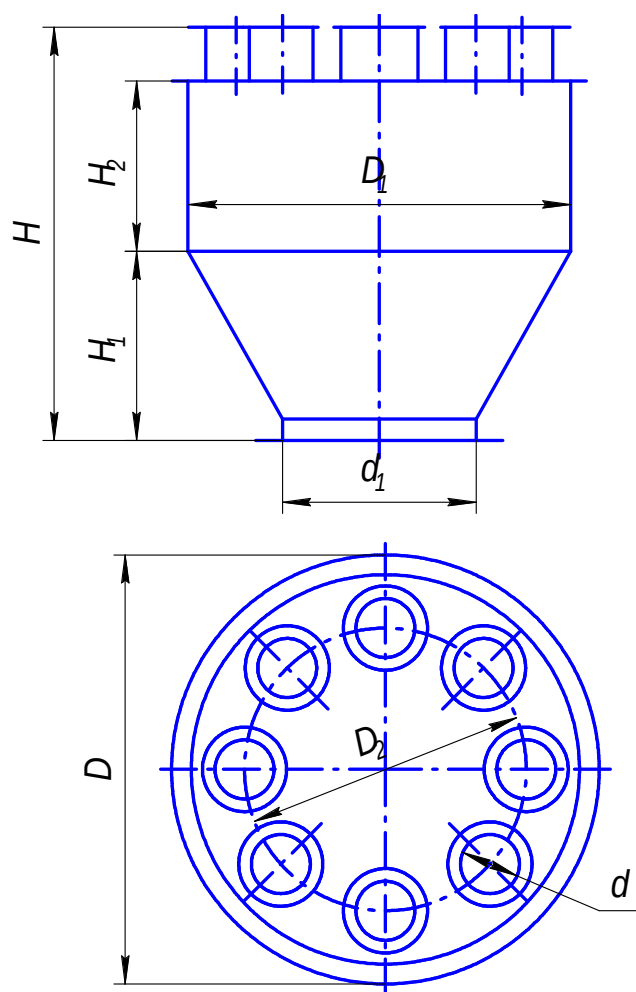


Рис.К.1. Схема вертикального коллектора с нижним отводом

Таблица К.1. Основные размеры вертикального коллектора с нижним отводом

Количество патрубков	H, мм	H ₁ , мм	H ₂ , мм	D, мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	d, мм	d ₁ , мм
6	882	380	375	810	750	520	180	380
8	1082	500	475	1020	950	720	180	440
10	1258	600	550	1170	1100	870	180	490
12	1425	700	625	1320	1250	1020	180	650
15	1708	850	750	1570	1500	1270	180	600
16	2008	1025	875	1820	1750	1520	180	650

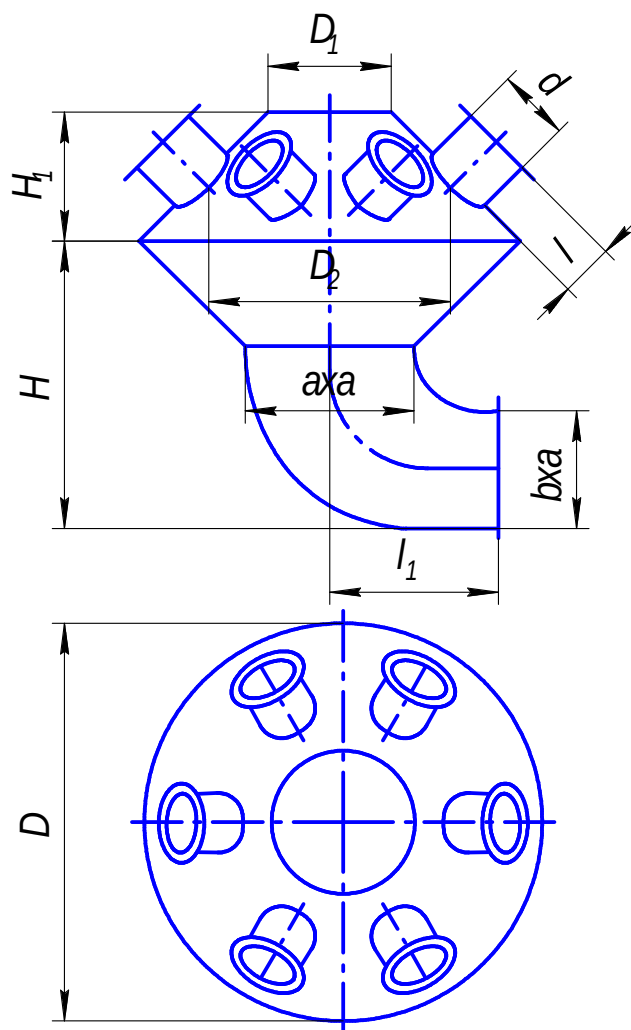


Рис. К.2. Схема конического коллектора с боковым отводом

Таблица К.2. Основные размеры конического коллектора с боковым отводом

Количество патрубков	H, мм	H ₁ , мм	H ₂ , мм	D, мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	d, мм	a, мм	b, мм	l, мм	l ₁ , мм
4	610	268	380	700	164	432	180	300	250	100	280
6	725	295	428	900	310	605	180	375	300	100	315
8	815	285	480	1000	435	717	180	400	350	100	330
10	945	275	535	1200	665	932	180	450	400	100	360

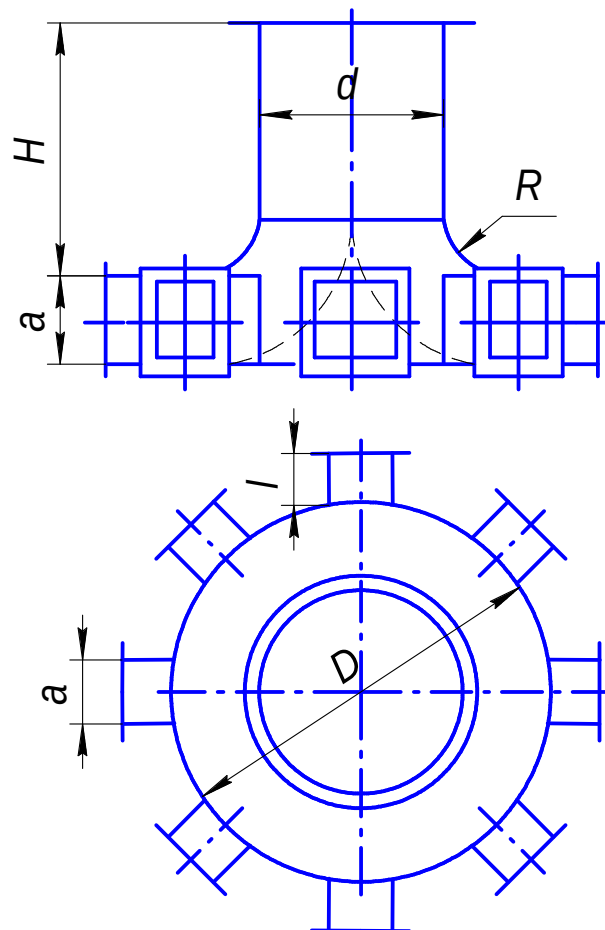


Рис. К.3. Схема коллектора типа «Люстра»

Таблица К.3. Основные размеры коллектора типа «Люстра»

Количество патрубков	a, мм	l, мм	D, мм	d, мм	R, мм	H, мм
n	160÷180	400÷500	$D = \frac{n(a + 70)}{\pi}$	$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}}$	$R = 1,5 \cdot d$	$H = R + 100$

Примечание: Q – суммарное количество воздуха, проходящее через коллектор, м³/с; V – принятая скорость воздуха в выходном патрубке, м/с.

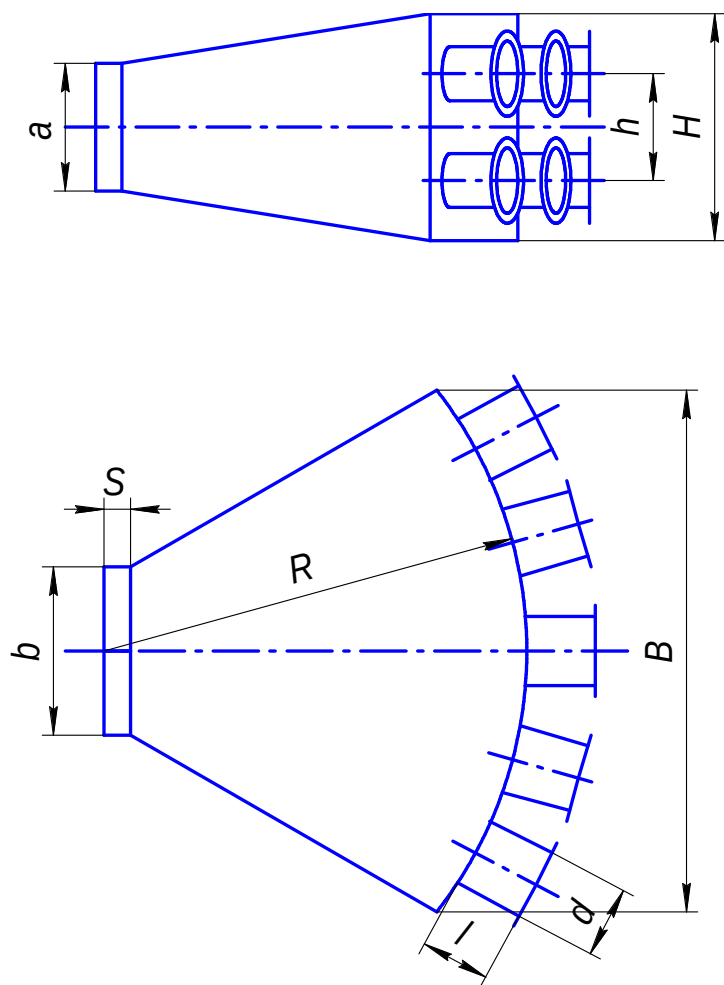


Рис.К.4. Схема горизонтального двухрядного коллектора

Таблица К.4. Основные размеры горизонтального двухрядного коллектора

Количество патрубков	a, мм	b, мм	B, мм	R, мм	H, мм	h, мм	d, мм	l, мм	S, мм
6	300	300	800	800	520	280	180	180	40
8	300	400	1000	900	520	280	180	180	40
10	350	400	1285	1000	520	280	180	180	40
12	350	500	1460	1100	520	280	180	180	40

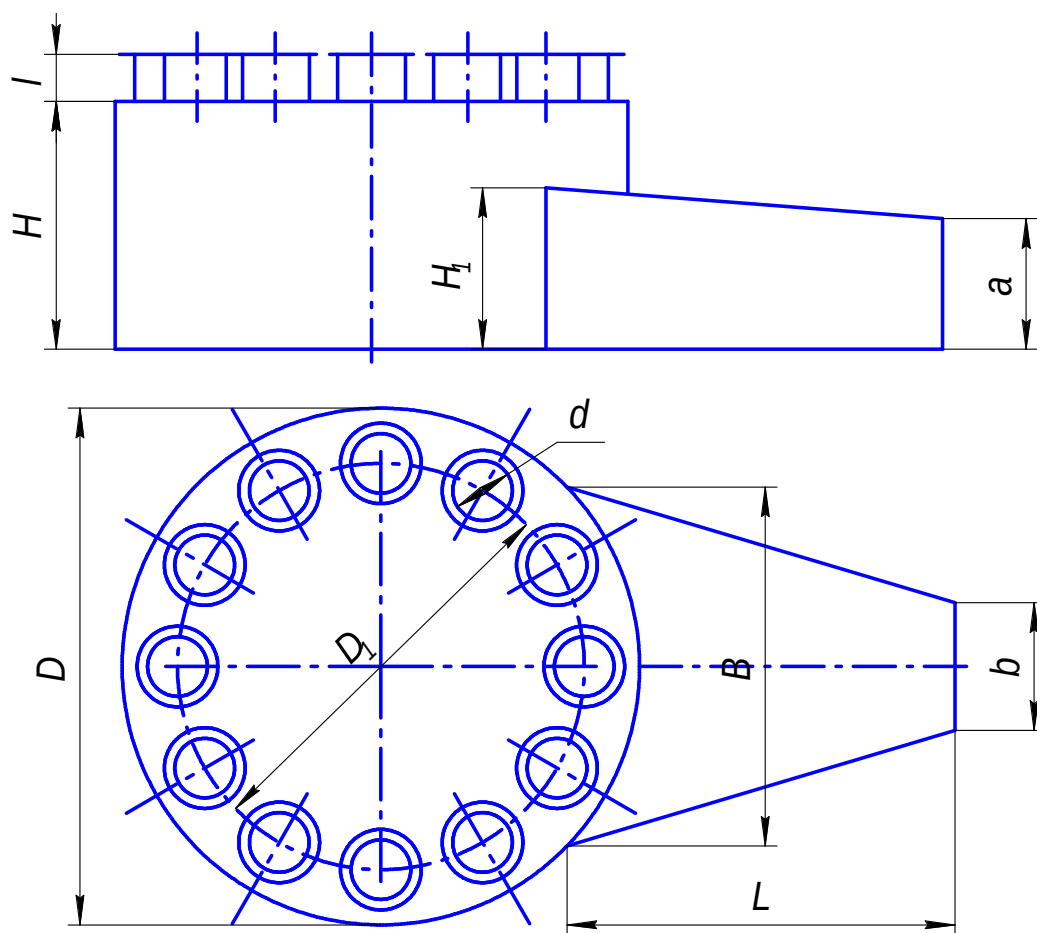


Рис.К.5. Схема коллектора типа «Курительная трубка»

Таблица К.5. Основные размеры коллектора типа «Курительная трубка»

Количество патрубков	D, мм	D ₁ , мм	d, мм	H, мм	H ₁ , мм	B, мм	a, мм	b, мм	L, мм	l, мм
6	750	520	180	375	300	500	200	200	850	100
8	950	720	180	475	350	600	255	255	900	100
10	1100	870	180	550	400	800	300	300	950	100
12	1250	1020	180	625	400	900	300	300	950	100
16	1750	1520	180	875	600	1200	400	400	1000	100

Приложение Л (справочное)

Таблица Л.1. Двигатели асинхронные серии АО2

Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин			
	3000	1500	1000	750
3,0	31-2	32-4	41-6	42-8
4,0	32-2	41-4	42-6	51-8
5,5	41-2	42-4	51-6	52-8
7,5	42-2	51-4	52-6	61-8
10,0	51-2	52-4	61-6	62-8
13,0	52-2	61-4	62-6	71-8
17,0	62-2	62-4	71-6	72-8
22,0	71-2	71-4	72-6	81-8
30,0	72-2	72-4	81-6	82-8

Приложение М
(рекомендуемое)

Таблица М.1. Варианты заданий на проектирование универсальной стружкоотсасывающей установки

№ вариан- та	Тип установки	Номер позиции на схеме		
		1	2	3
		Марка станка		
1	2	3	4	5
1	Обычного типа	Ц-6	МК	ЦДК-4
2	С горизонтальным двухрядным коллектором	ЛС-80-3	ЦМР-1	СФ-4
3	С коллектором типа «Люстра»	ЦА	ЦДТ-5	СР-12
4	С коническим коллектором с боковым отводом	ЦПА-2	ЦДК-4	СФ6-Г
5	С вертикальным коллектором с нижним отводом	ЦА	ЦР-2	СФ-4
6	Обычного типа	ЛС-80-3	Ц2К-12	СФ-4
7	С коническим коллектором с боковым отводом	ФА-4	С2Ф-4	СР-12
8	С вертикальным коллектором с нижним отводом	СФ-4	Ф2-4	ШЛХ-2
9	С горизонтальным двухрядным коллектором	ЦА	Ф2-ВК	СФ6-Г
10	С коллектором типа «курительная трубка»	ЦПА-2	ЦДК-4	Ф2-ВК

Таблица М.2. Привязочные размеры к схеме расположения оборудования

№ варианта	Расстояния между центрами станков в плане, м					Удаление циклона от цеха L, м	Высота трубопроводов Н, м
	А	Б	В	Г	Д		
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2,0	22,0	4,0	2,0	4,0	44,0	4,0
2	3,0	20,0	3,5	2,5	3,5	46,0	4,2
3	4,0	19,0	2,0	3,5	4,5	48,0	4,4
4	5,0	18,0	2,5	3,0	4,0	21,0	4,6
5	3,5	13,0	4,5	4,0	2,0	23,0	5,2
6	4,5	18,0	3,0	3,0	1,5	33,0	5,4
7	6,5	10,0	3,5	2,5	5,5	27,0	5,8
8	7,5	14,0	1,0	3,5	6,0	37,0	4,1
9	6,5	13,5	2,0	3,0	6,5	47,0	4,3
10	4,5	8,0	3,0	3,5	8,5	39,0	4,7