

**Министерство образования
Российской Федерации
Братский государственный технический
университет**

В.С. Кузнецов

С.В.Денисов

**ПНЕВМОТРАНСПОРТ
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ
ПРЕДПРИЯТИЙ.
ВНЕШНИЕ
ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫЕ
УСТАНОВКИ**

Учебное пособие

Братск 2007

УДК 674

Кузнецов В.С. Денисов С.В. Пневматический транспорт на деревообрабатывающих предприятиях. Внешние пневмотранспортные установки: Учебное пособие. – Братск: БрГУ, 2007. - 67 с.

В книге изложены общие сведения о пневмотранспортных установках деревообрабатывающих производств. Рассмотрены принципиальные схемы и различные типы пневмотранспортных установок, конструкции их узлов и отдельных частей. Даны рекомендации по их применению. Рассмотрены конструкции воздухоудных машин и даны рекомендации по их подбору.

Приведены основные примеры и рекомендации по проектированию установок внешнего пневмотранспорта низконапорного и высоконапорного, необходимые для выполнения курсовых и дипломных проектов. Она может быть полезна специалистам, которые занимаются проектированием, производством и эксплуатацией пневмотранспортных установок.

Библиогр. 6 назв. Ил.19 Табл.16

Рецензенты: Огурцов В.В., д-р технических наук, академик РАЕН,
Зав. Кафедрой «Технология деревообработки»,
(СибГТУ, г.Красноярск)
Поскребышев В.А., к.т.н. профессор кафедры
«Детали машин» (БрГУ, г.Братск)

Печатается по решению издательско-библиотечного совета

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие сведения о пневматическом транспорте.....	4
2. Классификация пневмотранспортных установок	6
3. Состав пневмотранспортных установок	9
3.1 Загрузочные устройства	9
3.2 Тягодутьевые машины	19
3.3 Разгрузочные устройства	27
3.4 Трубопроводные сети	30
4. Расчет пневмотранспортных установок для транспортирования коры, щепы и древесных мягких отходов	32
4.1 Теоретические основы работы пневмотранспортных установок.....	32
4.2 Исходные данные для проектирования.....	42
4.3 Расчет низконапорных систем пневмотранспорта	46
4.4 Пример расчета низконапорной пневмотранспортной установки.....	56
4.5 Расчет высоконапорных систем пневмотранспорта....	60
4.6 Пример расчета высоконапорной пневмотранспортной установки.....	62
Литература	67

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПНЕВМАТИЧЕСКОМ ТРАНСПОРТЕ

В деревообрабатывающей промышленности пневматические установки используются для транспортирования древесины в виде щепы, технологической стружки и отходов, получаемых при ее обработке (стружки, опилок, пыли), главным образом для пневматической доставки в места сбора и кратковременного хранения.

На предприятиях целлюлозно-бумажных, лесохимических, по производству древесно-стружечных и древесно-волоконистых плит применяется магистральный пневмотранспорт измельченной древесины для перемещения щепы, коры и древесных отходов между предприятиями и цехами на расстояния от 50 до 1500 м. Обычная производительность пневмотранспортных установок — несколько десятков тонн в час. В некоторых случаях - до 100 т/ч и более.

К преимуществам установок пневмотранспорта относятся: герметичность системы; отсутствие потерь перемещаемых грузов; предохранение их от влияния внешней среды; возможность перемещения грузов по сложной трассе с горизонтальными, наклонными и вертикальными участками; сосредоточенность машинного оборудования в одном месте, что исключает уход за установкой по всей трассе; приспособляемость к сложным местным условиям зданий и сооружений; перемещение грузов из нескольких мест в одно или из одного места в несколько, а также сочетание перемещения груза с технологическими процессами; транспортирование без участия человека.

К основным недостаткам пневмотранспорта можно отнести следующие: высокий удельный расход энергии (из-за сравнительно низкого КПД вентиляторов и уноса тепла из помещения вместе с рабочим воздухом приходится дополнительно расходовать энергию на отопление); интенсивный износ трубопроводов (особенно в местах поворотов); невозможность транспортирования грузов размером свыше 80 мм; невозможность транспортирования влажных и липких материалов; сложность отделения пылевидных материалов трудно от потока воздуха в конце транспортирования. На рис.1 приведены основные схемы пневмотранспортных установок.

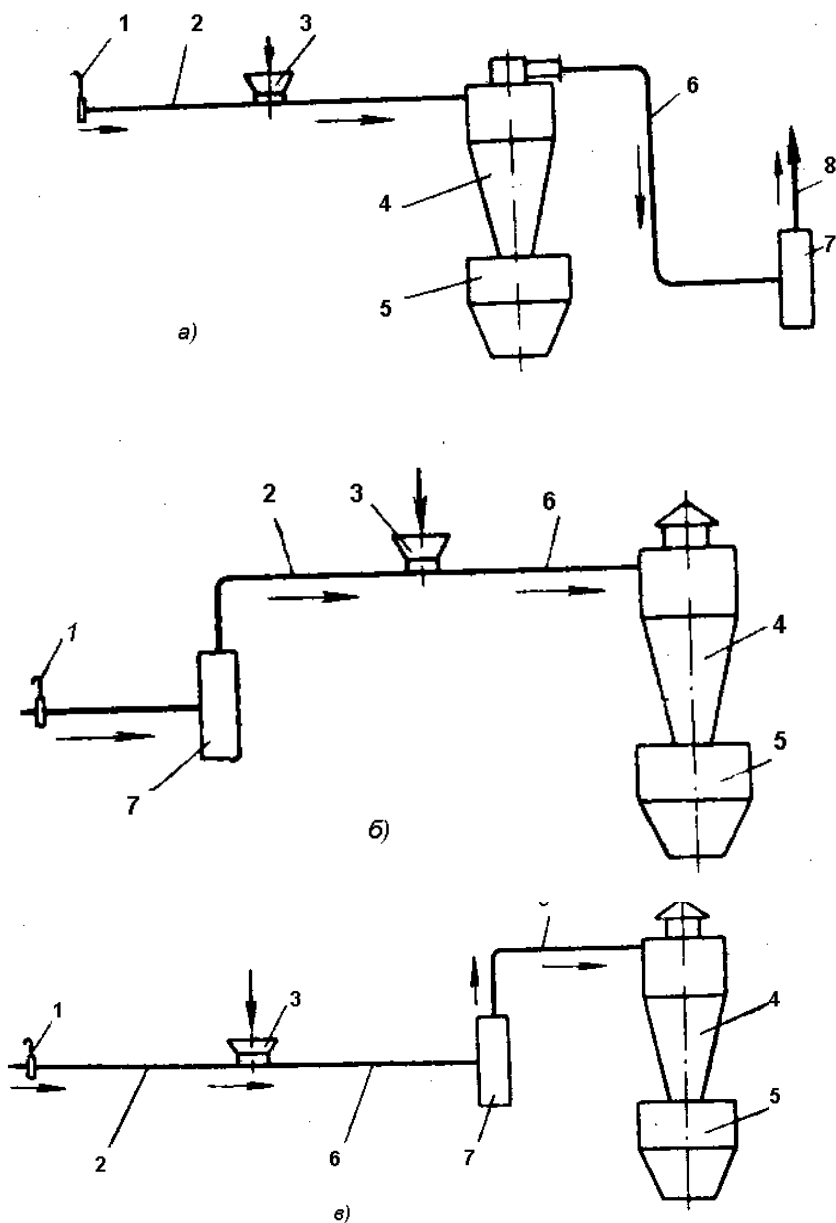


Рис. 1 Схемы пневмотранспортных установок
а – всасывающая; б – нагнетательная; в – всасывающе-
нагнетательна 1 – воздухозаборник; 2, 6, 8 – воздуховоды; 3 –

загрузочное устройство; 4 – циклон; 5 – бункер с шлюзовым затвором; 7 – воздуходувная машина.

2 КЛАССИФИКАЦИЯ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

Пневмотранспортные установки различают по способу создания воздушного потока и величине его давления в системе трубопроводов, а также по функциональным признакам.

В зависимости от давления воздуха в системе, пневмотранспортных установок, различают установки низкого, среднего и высокого давления.

В установках низкого давления разность давлений, под действием которой возникает воздушный поток, не превышает 5 кПа , в установках среднего давления эта разность лежит в пределах от 5 до 10 кПа , установки высокого давления работают при разности давлений от 10 кПа и выше. Наибольшее распространение получили пневмотранспортные установки низкого давления благодаря их простоте, надежности и невысокой стоимости.

В зависимости от способа создания воздушного потока различают пневмотранспортные установки:

- 1) всасывающие, работающие разреженным воздухом;
- 2) нагнетательные, работающие напорным воздухом;
- 3) всасывающе-нагнетательные, состоящие из всасывающей и нагнетательной систем, работающих от одного вентилятора.

Принцип действия всасывающей пневмотранспортной установки (рис. 1,а) следующий.

Воздуходувная машина (вентилятор) 7 через воздуховод 6 забирает воздух из циклона 4, поддерживая в нем постоянное давление меньше атмосферного на величину H_1 . Под действием этого давления во всасывающем трубопроводе 2 образуется воздушный поток, транспортирующий сыпучий материал (опилки, стружки, щепу) от загрузочного устройства 3 в циклон 4. В циклоне материал осаждается и попадает в герметичный бункер 5. Если транспортируемый материал содержит много пыли и циклон не обеспечивает ее осаждения, то после выброса из циклона воздух дополнительно очищается в специальных фильтрах.

Всасывающие установки применяются для перемещения сыпучих древесных материалов из одного или нескольких приемных пунктов в один (цеховые пневмотранспортные установки).

Нагнетательные пневмотранспортные установки отличаются от всасывающих тем, что давление в воздуховоде у них выше атмосферного.

На рис. 1,б показана схема нагнетательной пневмотранспортной установки. Из воздухозаборника 1 воздуходушная машина 7 нагнетает воздух в воздуховод 2. Через специальное загрузочное устройство 3 в воздуховод 2 поступает транспортируемый материал, который подхватывается воздушным потоком и по воздуховоду 6 транспортируется в циклон 4. В циклоне материал осаждается и попадает в бункер 5, а воздух выходит в атмосферу через выхлопную трубу. Если циклон не обеспечивает требуемой очистки воздуха, то последний из циклона можно направить в специальный фильтр для более тонкой очистки.

Нагнетательные установки обычно применяются для транспортирования сыпучих древесных материалов из одного пункта в один или несколько пунктов.

Наибольшее распространение получили всасывающе-нагнетательные пневмотранспортные установки.

Рассмотрим принципиальную схему всасывающе-нагнетательной пневмотранспортной установки, изображенной на рис. 1,а. Ветвь 1, 2, 3, 6 работает как всасывающая установка, а ветвь от вентилятора до циклона — 7, 8, 4, 5 — как нагнетательная пневмотранспортная установка.

Всасывающе-нагнетательная пневмотранспортная установка обладает положительными качествами всасывающей и нагнетательной установок, так как она может транспортировать сыпучий материал из одного или нескольких пунктов в один или несколько пунктов.

На рис. 2 показана схема всасывающе-нагнетательной пневмотранспортной установки с промежуточным циклоном, в которой транспортируемый материал не проходит через воздуходушную машину (вентилятор), что увеличивает срок ее эксплуатации и дает возможность применять воздуходушные машины, предназначенные для чистого воздуха.

В рассматриваемой установке перемещаемый материал поступает по всасывающему транспортному трубопроводу 2 в промежуточный циклон 3, где осаждается и с помощью загрузоч-

ного устройства 4 подается в напорный транспортный трубопровод 7 и далее в циклон 8 и бункер 9. Разрежение в промежуточном циклоне и напор в трубопроводе 7 создаются одной воздуходувной машиной, через которую проходит очищенный воздух.

По функциональному признаку пневмотранспортные установки разделяются на следующие два типа:

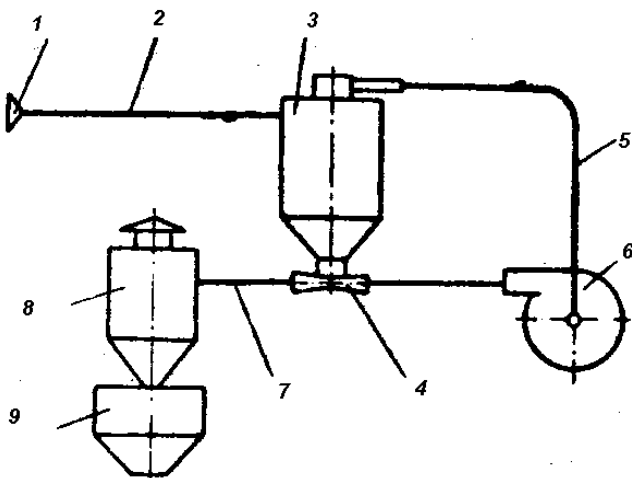


Рис. 2 Всасывающе-нагнетательная пневмотранспортная установка с промежуточным циклоном:

1 – загрузочное устройство приемник. (Всасывающая воронка); 2 – всасывающий транспортный трубопровод; 3 – промежуточный циклон; 4 – загрузочное устройство инжекционная воронка, шлюзовой затвор, питатель; 5 – трубопровод чистого воздуха; 6 – воздуходувная машина; 7 – нагнетательный транспортный трубопровод; 8 – циклон; 9 – бункер.

1. Аспирационные* (цеховые) установки, располагаются внутри производственных помещений и предназначены для удаления сыпучих отходов от деревообрабатывающих станков и

транспортировки их за пределы цеха. Такие установки работают при давлении воздуха в системе до 5кПа, т. е. являются установками низкого давления и могут быть всасывающими и всасывающе-нагнетательными;

2. Транспортные установки, обеспечивают только перемещение сыпучих материалов внутри цехов по технологическому потоку или по территории предприятия. Эти установки в зависимости от вида транспортируемого материала, концентрации аэросмеси и расстояния транспортирования могут быть всасывающими, нагнетательными и всасывающе-нагнетательными.

Транспортные установки в свою очередь различаются по способности перемещать аэросмеси различной концентрации и разделяются на установки низкой, средней и высокой концентрации. В установках низкой концентрации $\mu < 0,5$, средней концентрации $0,5 < \mu < 2,0$, высокой концентрации $\mu > 2,0$.

*Расчет аспирационных установок см. литературу [1] и [2]

3 СОСТАВ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

В состав всех систем пневматического транспорта включены: узлы загрузки материала, узлы разгрузки материала, тягодутьевые машины, трубопроводные сети. Конструктивные решения всех узлов, а также принципиальные схемы транспортирования сыпучих материалов определяются в процессе проектирования и зависят от многочисленных конкретных условий.

3.1 Загрузочные устройства

Для загрузки измельченной древесины находящейся в условиях атмосферного давления в нагнетательный трубопровод с избыточным давлением и высокой скоростью воздушного потока при выполнении условий минимальных потерь давления применяются специальные загрузочные устройства. В зависимости от принципа действия и конструктивного исполнения загрузочные устройства подразделяются на всасывающие патрубки, всасывающие воронки, эжекционные воронки, шлюзовые барабанные питатели и винтовые питатели. Всасывающие патрубки, всасывающие воронки и эжекционные загрузочные воронки применяются только в низконапорных пневмотранспортных установках с давлением не выше 5—10 кПа (500—1000 кгс/м²). В пневмотранспортных

установках при избыточном давлении 80—100 кПа (8000— 10 000 кгс/м²). Для транспортировки измельченной древесины наибольшее распространение получили шлюзовые барабанные питатели, обеспечивающие надежную подачу в трубопровод технологической, щепы, коры и отходов. Для загрузки сыпучих древесных материалов в трубопровод всасывающей установки используется **всасывающий патрубок** (рис. 3). Он представляет собой два вставленных один в другой металлических патрубка.

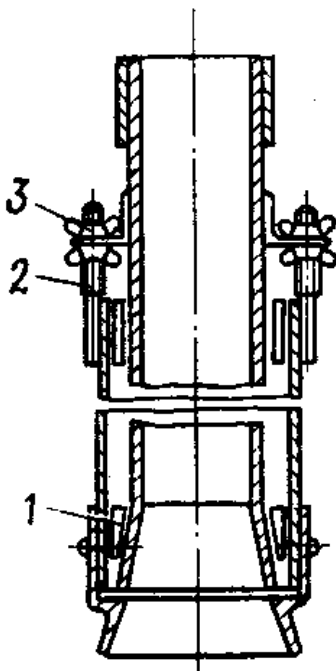


Рис. 3 Всасывающий патрубок для сыпучих древесных материалов.

1 – кольцевое пространство; 2 – регулировочный винт; 3 – гайка (барашек).

Внутренний патрубок в нижней части имеет раструб. Через кольцевое пространство *1* в сопло всасывается воздух из окружающей среды. Объем этого пространства можно регулировать барашками *3* на винтах *2*. Поток воздуха, устремляющийся вверх

по внутреннему патрубку, увлекает за собой сыпучий груз из массы материала, в который вводится расширяющееся сопло.

Для перегрузки материала из технологического оборудования в пневмотранспортную установку используется аспирационный эффект обеспечивающийся применением **всасывающих воронок** Рис. 4 а, б.

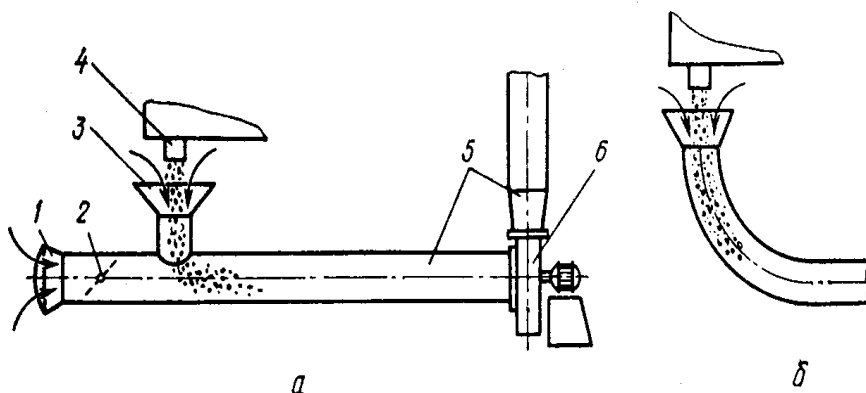


Рис. 4 Схема работы всасывающей воронки

1 – воздухозабор; 2 – запорно-регулирующее устройство; 3 – загрузочная всасывающая воронка; 4 – узел технологического оборудования; 5 – пневмотранспортный трубопровод; воздушная машина.

Эжекционная воронка применяется в нагнетательных установках, когда по технологическим условиям нельзя изменять размеры и фракции транспортируемого материала или применять шлюзовые или винтовые питатели.

Например, в лесопильном производстве для загрузки трубопроводов и транспортировании различных фракций щепы на склад. Область применения эжекционных воронок ограничена т. к. их использование обуславливает повышение давления воздушной машины при существенном снижении КПД пневмотранспортной установки. Схема работы эжекционной воронки представлена на рисунке 5.

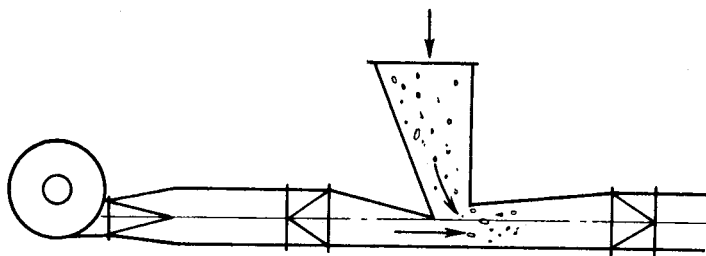


Рис.5 Схема работы эжекционной воронки.

Расчет параметров эжекционной воронки

Для каждой конкретной системы пневмотранспорта производится индивидуальный расчет эжекционной воронки. Исходными данными для расчета являются суммарные потери давления в системе $\Sigma \Delta p$ от воронки до конечной точки разгрузки и расход воздуха в сечении Б-Б равный Q_B .

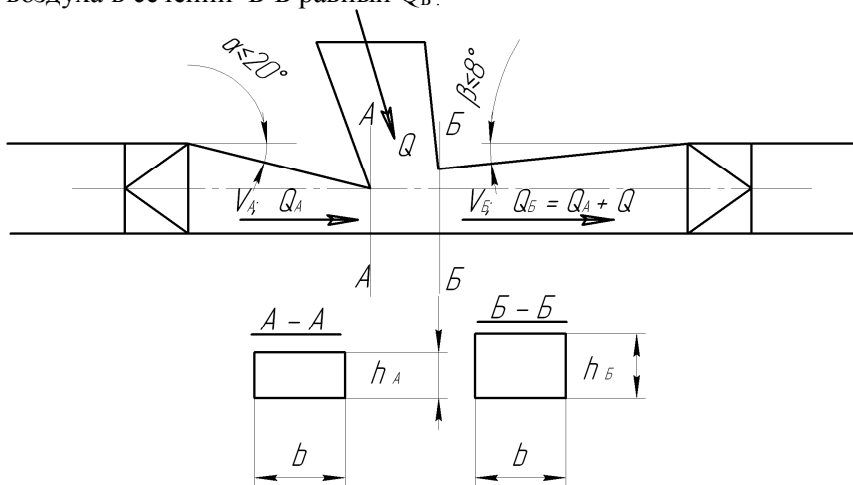


Рис. 6 Схема к расчету эжекционной воронки

Расчет воронки сводится к определению размеров в сечении А – А и Б – Б по схеме рис.

1. Задаются коэффициентом подсоса воздуха через воронку K равным 1,05 – 1,15. Коэффициент полезного действия воронки η изменяется в пределах от 0,8 до 0,7 обратно пропорционально величине подсоса.
2. Определяют полное давление в сечении А-А по формуле

$$H_A = \frac{H_B}{\eta} K, \quad (3.1)$$

где H_B – полное давление в сечении Б-Б, равное $\Sigma \Delta p$.

3. Определяют значение скорости в сечениях А-А и Б-Б, м/с:

$$V_A = \sqrt{\frac{2H_A}{\rho}}; \quad (3.2) \quad V_B = \sqrt{\frac{2H_B}{\rho}}, \quad (3.3)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³.

4. Задаются шириной воронки b , общим для сечений А-А и Б-Б, и определяют значения высоты воронки в соответствующих сечениях h_A и h_B , м, по формулам:

$$h_A = \frac{Q_B}{V_B \cdot b}; \quad (3.4) \quad h_A = \frac{Q_A}{V_A \cdot b}. \quad (3.5)$$

Ширину воронки b рекомендуется принимать в пределах 0,65 d – 0,85 d, а расстояние между сечениями А-А и Б-Б принимается равным от 0,8 до 1,2 b. На практике в конструкции воронок устанавливают шиберы, с помощью которых в процессе эксплуатации возможно изменение размеров h_A или h_B . Это позволяет изменять режимы работы эжекционной воронки.

Питатели применяются как во всасывающих, так и в нагнетательных системах пневмотранспорта, обеспечивая герметизацию пневмотранспортера в узлах загрузки. Применение питателей в узлах загрузки и выгрузки материала — неперенное условие работы рециркуляционных пневмотранспортеров.

В настоящее время известно несколько конструкций шлюзовых барабанных питателей, которые нашли наибольшее применение в пневмотранспортных установках для перемещения измельченной древесины: питатели гравитационного типа (рис. 7, а), питатели продувного типа (рис. 7,б) и питатели комбинированного типа (рис. 7, в).

К гравитационному типу можно отнести шлюзовый барабанный питатель конструкции ЦНИИМЭ и шлюзовый барабанный питатель с направленной по ходу воздушного потока подачей щепы конструкции Астраханского СКБ ВНПО «Бумпром», а также шлюзовый барабанный питатель фирмы «Rader Pneumatics».

Питателем продувного типа является шлюзовый барабанный питатель с продувом ячеек конструкции ЛТА им. С. М. Кирова [3].

. В питателе комбинированного типа сочетаются конструкции гравитационного и продувного.

Шлюзовые питатели типа Ш 1, гравитационного типа, представлены на рис.8, а их размеры и параметры в таблице 1. На рис.9 показан барабанный питатель типа ПБ конструкции Гипродревпрома . а в таблице 5.2 размеры и параметры.

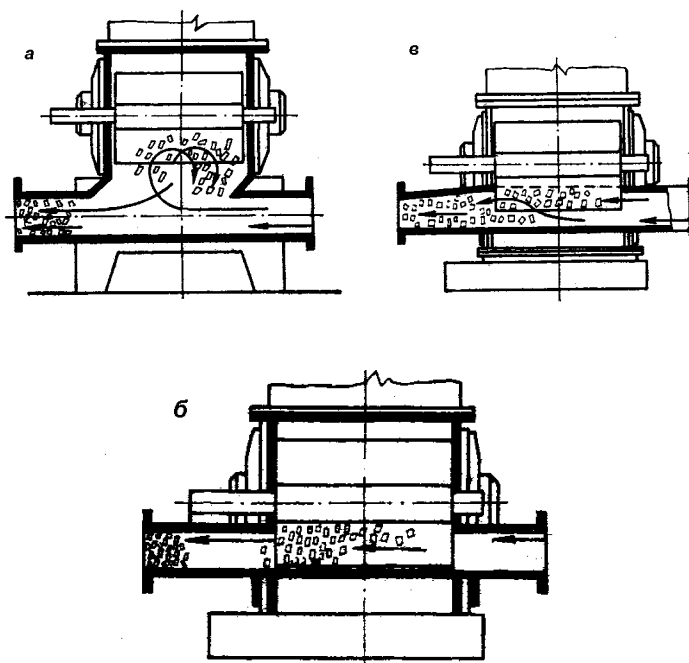


Рис. 7 Схемы шлюзовых барабанных питателей
а – гравитационного типа;
б-комбинированного типа;
в – продувного типа.

Производительность питателя (по массе) Π_m определяют по формуле

$$\Pi_m = 60L \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} - \frac{D-d}{2} \delta c \right) \rho_m \varphi n, \quad (3.6)$$

где L — длина ротора (барабана) питателя, м; D — наружный диаметр ротора питателя, м; d — внутренний диаметр ротора питателя, м; δ — толщина лопасти ротора, равная 0,010..0,025 м; c — число лопастей ротора, $c=6$..12; ρ_m — насыпная плотность материала, равная 0,3..0,45 т/м³; ϕ — коэффициент заполнения ячеек питателя материалом, равный 0,4... ..0,6; n — частота вращения, принимаемая во избежание большой утечки воздуха и падения производительности питателя в пределах 10— 30 об/мин.

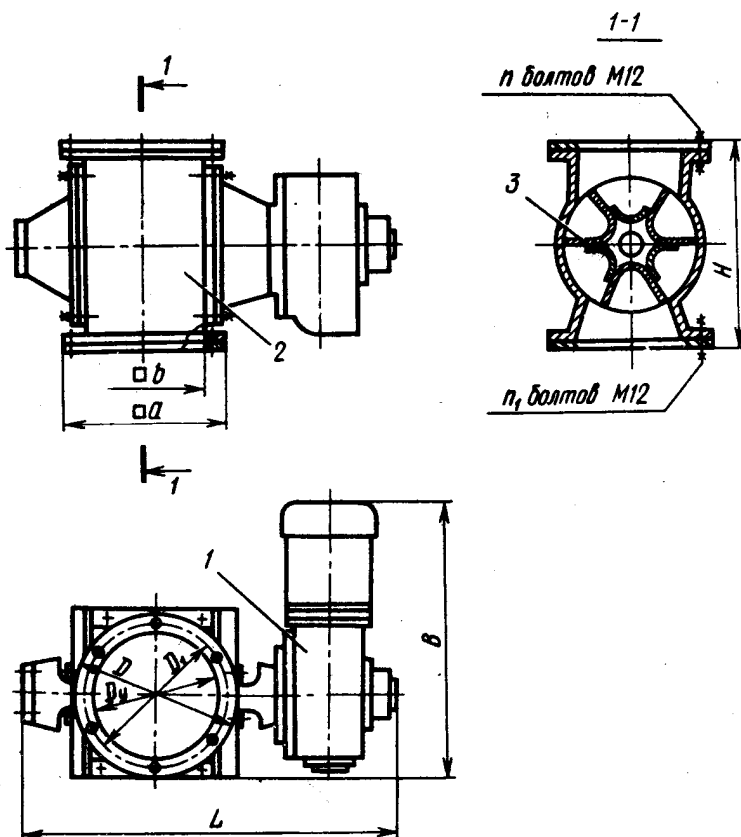


Рис 8 Шлюзовой питатель типа Ш 1
1 — электропривод; 2 — корпус; 3 — ротор.

Таблица 1

Характеристика и размеры шлюзовых питателей типа Ш 1

Обозначение питателя	Производи- тельность, м ³ /ч	Утечка воздуха через питатель, м ³ /ч	Электродвигатель		Размеры, мм										Масса, кг
			Тип	Мощ- ность, кВт	D_y	D	D_I	L	B	H	a	b	n	n_1	
Ш1-15 РНУ-01 Ш1-15 РВУ-01	0,14—1,3	до 40	4АХ71В6 В71В6	0,55	100	200	165	586	495 512	314	200	120	4	4	140
Ш1-20 РНУ-01 Ш1-20 РВУ-01	0,37—3,6	до 50	4АХ71В6 В71В6	0,55	150	250	215	447	506 522	382	250	170	4	4	150
Ш1-30 РНУ-01 Ш1-30 РВУ-01	1,5—14,2	до 80	4АХ80В6 В80В6	1,1	250	350	315	795	675 664	470	350	270	6	8	265
Ш1-45 РНУ-01 Ш1-45 РВУ-01	6—56	до 120	4АХ90 4 В90 4	2,2	400	500	470	963	725 825	645	500	420	6	8	365

Примечания: 1. Величина утечки соответствует перепаду давления 500 даПа; 2. В обозначении питателей: Р — ручное регулирование производительности; Н, В — не взрывозащищенное и взрывозащищенное исполнение электродвигателя; У — не коррозионностойкое исполнение питателя (углеродистая сталь). 3. В таблицу не включены данные о шлюзовых питателях типа Ш2 и Ш3, не применяющихся в системах пневмотранспорта и аспирации деревообрабатывающих производств.

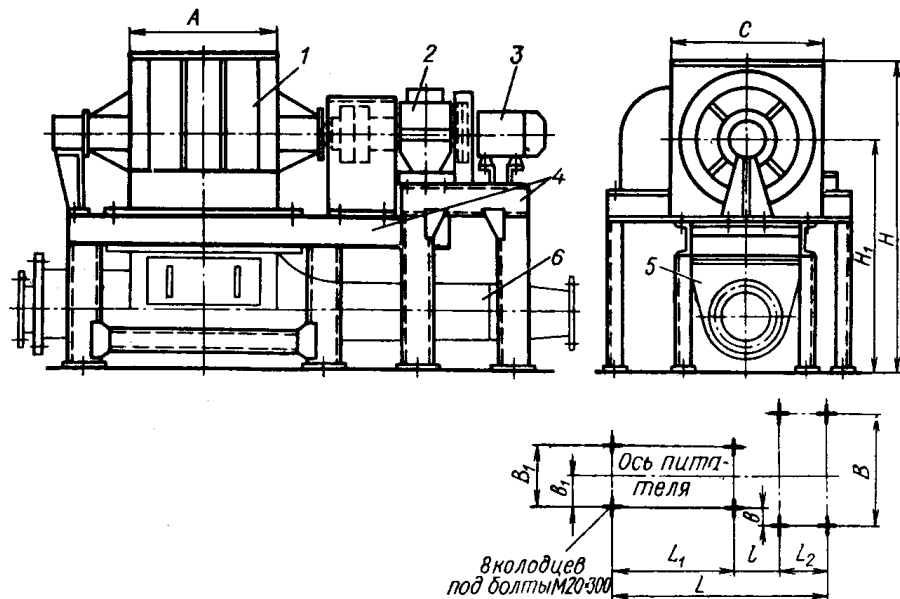


Рис.9 Барабанный питатель типа ПБ и план расположения фундаментных болтов
 1 – корпус; 2 – мотор-редуктор; 3 – электродвигатель; 4 – станина; 5 – барабан (ротор); 6 – тройник питателя.

Таблица 2

Характеристика и размеры питателей барабанных

Обозначения питателя	Производительн. G т/час	Электродвига- тель	Размеры, мм													
		Тип	Мощность $N_{квт}$	L	L_1	L_2	l	B	B_1	b	b_1	H	H_1	A	C	Масса, кг
ПБ-5.00.00.00	5	4A1006УЗ	2,2	1920	1080	430	410	1000	536	157	268	1375	1030	670	670	1335
ПБ-10.00.00.00	10	4A112МВ6УЗ	4,0	2132	1180	570	382	1250	550	350	275	1408	1048	700	680	1550
ПБ-20.00.00.00	20	4A1326УЗ	5,5	2470	1300	700	470	1370	810	280	405	2058	1573	790	975	2820
ПБ-30.00.00.00	30	4A132М6УЗ	7,5	2690	1500	720	470	1440	810	350	405	1818	1333	1000	975	2655
ПБ-50.00Ж00	50	4A1324УЗ	7,5	2890	1700	720	470	1500	810	410	405	2068	1583	1250	975	3450

Примечания: 1. Указанная в таблице массовая производительность — максимальная. 2. Для материалов с насыпной объемной массой $\gamma_{нас} \leq 0,3$ т/м максимальная массовая производительность питателей определяется умножением табличного значения G_M на отношение $\gamma_{нас} / 0,3$.

3.2 Тягодутьевые машины

В качестве тягодутьевых машин в системах пневматического транспорта применяются вентиляторы и воздуходувки, из серийно выпускаемых — вентиляторы марок ВЦП и ВВД, ВЦ7-42, ВР132, ВЦ-10, ВР120.

Вентиляторы ВЦП позволяют пропускать материало-воздушный поток через себя, т. е. могут устанавливаться между узлом загрузки и узлом разгрузки.

Вентиляторы ВВД, ВЦ7-42, ВР132, ВЦ-10, ВР120.

применяются только в нагнетательных пневмо-транспортных системах, так как они не предназначены для перемещения через себя материаловоздушной смеси: максимальная допустимая концентрация твердых частиц согласно паспортным данным заводов-изготовителей 150 мг/м^3 . см таблицы 5.3 и 5.4

Воздуходувки - это категория нагнетательных машин, которая по давлению нагнетания является промежуточной между вентиляторами и компрессорами.

В качестве нижней границы давления нагнетания для компрессоров обычно принимают уровень порядка 1,5..3,0 атм (150..300 кПа) по абсолютному или 0,5..2,0 атм. (50..200 кПа) по избыточному давлению. Оборудование с более низким давлением нагнетания относят к **воздуходувкам**, а создающее перепад давлений менее 15 кПа - к вентиляторам.

Воздуходувки объемного действия имеют различную производительность по воздуху от 150-200 до 750-800 $\text{м}^3/\text{мин}$ и максимальное давление (давление отключения воздуходувок, исходя из условий прочности корпуса) от 45-50 до 80 кПа. При применении таких воздуходувок нормальное рабочее давление (давление отключения питателя) рекомендуется принимать 60 кПа и в дальнейшем корректировать при расчёте и выборе конкретных воздуходувных машин;

Таблица 3

Технические характеристики вентиляторов высокого давления (ВВД)

Номер вентилятора	Конструктивное исполнение	Электродвигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне	
		Мощность, кВт	Синхр. частота вращения, об/мин		Производительность, тыс м3/час	Полное давление, Па
5	1	без электродвигателя				
		5.5	3000	2800	0,5-1,9	5700-5100
		7.5	3000	2800	0,5-2,3	5700-4700
	6	без электродвигателя				
		7.5	3000	3080	0,6-2,4	6600-5600
		11	3000	3550	0,7-2,5	8600-7700
6.3	1	без электродвигателя				
		4	1500	1450	1,0-3,5	1800-2050
	6	без электродвигателя				
		11	3000	2400	1,7-4,0	5000-5800
		18.5	3000	2400	1,7-5,8	5000-4800
8	1	без электродвигателя				
		5.5	1000	960	1,3-5,8	1500-1400
		15	1500	1450	1,8-8,0	3200-3000

	6	без электродвигателя				
		22	1500	1900	2,4-7,3	5500-6000
		30	1500	1900	2,4-10,0	5500-5200
9	1	без электродвигателя				
		7.5	1000	960	1,7-7,2	1800-1650
		22	1500	1450	2,6-10,5	4200-3700
	6	без электродвигателя				
		22	1500	1700	3,0-7,5	5600-5800
		30	1500	1700	3,0-10,0	5600-5400
11	1	без электродвигателя				
		22	1000	960	3,1-13,0	2750-2500
		75	1500	1380	4,5-17,0	5700-5200
	6	без электродвигателя				
		30	1000	1060	3,5-15,0	3400-3000
		37	1000	1140	3,7-16,0	3800-3500
		45	1500	1210	4,0-17,0	4400-3900
		55	1500	1300	4,3-18,0	5000-4500
		75	1500	1380	4,5-19,0	5700-5200

Примечание: схема исполнения 1 – рабочее колесо вентилятора установлено на валу электродвигателя., исполнение 6 - рабочее колесо установлен в подшипниковых опорах и вращение ему передаётся от электродвигателя через клиноременную передачу.

Таблица 4

**Технические характеристики вентиляторов высокого давления
ВЦ7-42; ВР132; ВЦ-10; ВР120**

Типоразмер	Электродвигатель		Параметры	
	Р, кВт	п, об./мин	Подача, тыс. м ³ /ч	Давление, Па
ВЦ7-42-2,5	2,2	3000	1,1	1900
	3		1,25	1700
ВЦ7-42-3,15	3	3000	1,7	3000
ВЦ7-42-4	5,5	3000	2,5	4500
	7,5		2,7	4400
ВР132-30-5	1,1	1500	1,9	995
	5,5	3000	3,1	4800
	7,5		3,45	4470
ВР132-30-6,3	22	3000	6,6	7700
	30		8,3	6900
ВР132-30-6,3 сх.5	7,5	2040	3,95	3970
	11	2045	5,9	3490
	11	2300	4,6	4845
	15		6,3	4470
	15	2600	5,05	6200
	18,5	2610	6,1	6000
	22	2620	7,45	5500
	22	2940	6,6	7700
	30		8,3	6900
ВР132-30-8	11	1500	7,45	2850
	11	1625	6	3850
	15		8	3675
	15	1810	6,65	4800
	18,5		8	4650

cx.5 BP132-30-8				
	22		9,5	4450
	22	2040	7,8	6070
	30		10,2	5750
	30	2300	8,35	7700
	37		9,95	7530
	45		12,1	7525
BP132-30-10	30	1500	15	4100
	37		18	4000
BP132-30-10 cx.5	37	1600	15	5700
	45		18	5500
	55		19,4	4300
	55	1800	19	7000
	75		25,3	6100
	55	1875	18,5	7800
BP120(6)-28-5,2,C-01	7,5	3000	1,0-5,2	4900-3900
	11	3000	1,0-5,2	8260-6280
	22		3,24-10,6	8260-6280
	30		3,24-10,6	
BP120(6)-28-6,3,2C-01				
BP120(6)-28-8,2C-01	18,5	1500	3,57-10,1	2400-2860
BP120(6)-28-10,2C-01	45	1460	8,0-19,0	4800-4250
BP120(6)-28-10,2C-02 cx.5	45	1590	6,4-20,8	4200-3800
	55			
	75	1870	7,6-24,9	6900-6100

По принципу действия можно выделить **ротационные** (двухроторные) машины и **турбовоздуходувки**.

Наиболее распространенным типом воздуходувок являются ротационные двухроторные объемного действия. В сравнении с воздуходувками других типов двухроторные отличаются компактностью. Принцип действия такой воздуходувки показан на рис 10. Аналогичным образом работают и двухроторные вакуумные насосы

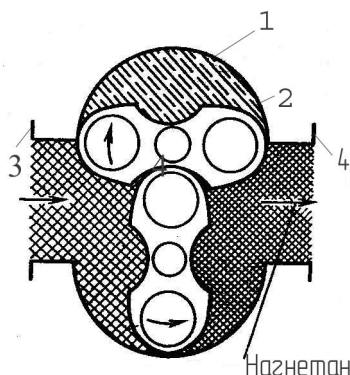


Рис. 10 двухроторная воздуходувная машина

В рабочей полости 1 синхронно вращаются два ротора 2, выполняющие роль вращающихся поршней. При вращении они захватывают воздух из всасывающего патрубка 3 и перемещают его к нагнетательному патрубку 4. Как только объем воздуха, перемещаемый между одним из поршней и корпусом камеры, соединяется с нагнетательным патрубком 4, происходит резкое (практически адиабатическое) повышение давления до давления нагнетания. Сжатие воздуха происходит за счет обратного потока и рабочий перепад давлений всегда равен сопротивлению цепи.

Синхронизация вращения роторов выполняется шестеренчатой передачей, поэтому воздуходувки такого типа часто называют шестеренчатыми компрессорами.

К этому типу (изобретенному братьями Рутс в 1854 г.) в частности относятся: воздуходувки 1Т; 2АФ; Omega; ДР; ВР компрессоры ВФ; 3АФ. (табл.5.5)

Воздуходувки и шестеренчатые компрессоры типа Рутс обеспечивают подачу без масляного воздуха, так как в рабочую камеру масло не подается. Они отличаются компоновкой, применяемыми при изготовлении материалами, наличием и типом обратных клапанов, ременной или муфтовой передачей, способом уплотнения между рабочей камерой и камерой с шестеренчатым блоком, степенью взрывозащищенности.

Технические характеристики воздуходувок

Воздуходувки серии 1Т	Перепад давлений 30..80 кПа (0,3..0,8 атм), производительность от 1,44 до 24 м ³ /мин.
Шестеренчатые компрессоры ВФ	Перепад давлений 30..80 кПа (0,3..0,8 атм), производительность от 0,4 до 37 м ³ /мин.
Шестеренчатые компрессоры ЗАФ	Перепад давлений 25..110 кПа (0,25..1,1 атм), производительность от 1,54 до 40,2 м ³ /мин.
Воздуходувки серии 2AF(2АФ)	Перепад давлений 10..80 кПа (0,1..0,8 атм), производительность от 1 до 18,2 м ³ /мин. Выпускаются компанией Vienybe (Венибе), Литва.
Воздуходувки серии Omega	Перепад давлений 30..100 кПа (0,3..1,0 атм), производительность от 1,28 до 156 м ³ /мин. Выпускаются компанией Vienybe (Венибе), Литва. Компрессорный блок оснащен трехлопастными роторами.
Воздуходувки серии DR	Избыточное давление от 10 до 110 кПа, производительность от 0,3 до 500 м ³ /мин. Выпускаются компанией SP SPOMAX SA, Польша. Широко применяются на очистных сооружениях и для пневмотранспорта сыпучих продуктов.
Воздуходувки типа ВР и газодувки типа ГР	Избыточное давление от 15 до 100 кПа, производительность от 0,5 до 377 м ³ /мин. В режиме вакуумирования обеспечивают 50%, а некоторые модели - до 90 % вакуума. Климатическое исполнение - У2 или У3 (от минус 35 °С). Выпускаются концерном "Укрросметалл", Украина

Турбогазодувки, турбовоздуходувки, турбонагнетатели, центробежные компрессоры

Это машины динамического типа. Сжатие газа в них происходит за

счет отбрасывания газа быстро вращающимся рабочим колесом (турбиной) из центра к периферии.

Не останавливаясь подробно на описании газодувок этого типа, приведем основные характеристики выпускаемых семейств таких газодувок, придерживаясь наименований, указываемых изготовителями.

Таблица 6

**Технические характеристики воздуходушных машин
типа ТГ, ВЦ, ЦНВ, ВД, ЭФ**

Турбокомпрессоры серий ТВ и ТГ	Производительность от 60 до 500 м ³ /мин. Перепад давлений от 0,08 до 0,8 атм. Примеры маркировки: ТГ300-1,6 (производительность 300 м ³ /мин., конечное абсолютное давление - 1,6 кгс/см ²), ТВ100-1,12 (производительность 100 м ³ /мин. конечное абсолютное давление - 1,12 кгс/см ²).
Воздуходувки типа ВЦ1	Производительность от 50 до 200 м ³ /мин. Перепад давлений 0,4..0,77 атм. Заменяют некоторые модели турбокомпрессоров типа ТВ50, ТВ80, ТВ200.
Низконапорные нагнетатели типа ЦНВ	Производительность от 40 до 330 м ³ /мин. Перепад давлений 0,15..2,40 атм. Заменяют некоторые модели турбокомпрессоров типа ТВ и ТГ.
Центробежные воздуходувки типа ВД	Производительность от 15 до 300 м ³ /мин. Перепад давлений (напор) 0,09..0,14 атм.
Центробежные воздуходувки (компрессоры) ЭФ- 200	Производительность от 13 до 45 м ³ /мин. Напорное давление от 10 до 80 кПа
Вихревые воздуходувки (компрессоры) ЭФ- 100	Производительность от 3 до 15 м ³ /мин. Напорное давление до 42

. Наибольшее распространение получили турбовоздуходувки марки ТВ завода «Узбекхиммаш» г. Чирчик (табл.5.6). При выборе тягодутьевых машин необходимо уточнять по данным заводоизготовителей их номенклатуру на соответствующий год.

При проектировании пневмотранспортных установок очень часто оказывается, что одной воздуходувки недостаточно для поддержания требуемой скорости транспортирования при заданной концентрации смеси и диаметре трубопровода. Для обеспечения требуемой подачи воздуха в таких случаях рекомендуется принимать две, три и более воздуходувок, работающих параллельно на один общий ресивер и на одну сеть. В параллельную работу на один ресивер можно устанавливать как объемные, так и центробежные воздуходувные машины, но с одинаковой характеристикой по давлению. Кроме того, каждая воздуходувная машина должна быть снабжена обратным клапаном, устанавливаемым до ресивера, который предохраняет от обратного вращения при запуске других воздуходувок, а также от возможного попадания щепы при близком расположении питателя и внезапной закупорке трубопровод

3.3 Разгрузочные устройства

Разгрузочные устройства предназначены для вывода перемещаемого материала из систем пневмотранспорта в заданное место промплощадки или в какое-либо приемное устройство технологического оборудования. В качестве разгрузочных устройств применяют циклоны и дефлекторы.

Циклоны

Циклоны служат для отделения транспортируемого материала от воздуха,

Циклон характеризуется аэродинамическим коэффициентом сопротивления $\xi_{ц}$, который представляет собой потерю давления в циклоне $\Delta P_{ц}$, отнесенную к динамическому давлению во входном патрубке

$$\xi_{ц} = \frac{\Delta P_{ц}}{P_{\partial}}, \quad (3.7)$$

где P_{∂} - динамическое давление во входном патрубке циклона.

Потеря давления в циклоне

$$\Delta P_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} P_{\text{д}}. \quad (3.8)$$

Циклоны состоят из двух цилиндров — наружного и внутреннего; в верхней части циклонов кольцевое пространство между ними закрыто. Наружный цилиндр в нижней части заканчивается конусом, имеющим разгрузочное отверстие для прохода материала. Для подключения трубопровода в циклоне предусмотрен патрубок, который приварен к наружному цилиндру и расположен таким образом, чтобы поток аэросмеси входил в кольцевое пространство по касательной.

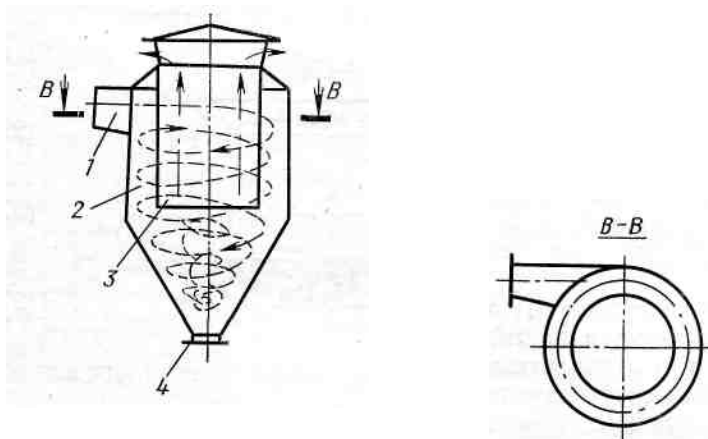


Рис 11 Схема циклона 1- входной патрубок, 2- корпус циклона, 3 – выхлопная труба; 4 – разгрузочное отверстие.

При движении смеси в кольцевом пространстве между корпусом циклона 2 и выхлопной трубой 3 частицы материала прижимаются центробежной силой к внутренней стенке корпуса циклона и благодаря трению о стенку теряют скорость и падают в разгрузочное отверстие 4. Воздух через нижнее отверстие выхлопной трубы поднимается вверх и выходит в атмосферу.

Наиболее распространенными разгрузочными устройствами являются циклоны. При транспортировке материалов, содержащих пыль, применяют циклоны типа УЦ, подбирая их с учетом необходимой очистки выбросов в прямоточных системах. В рециркуляционных системах применяют циклоны типа УЦ,

устанавливая их с улитками, а выгрузку материала осуществляя с помощью питателей.

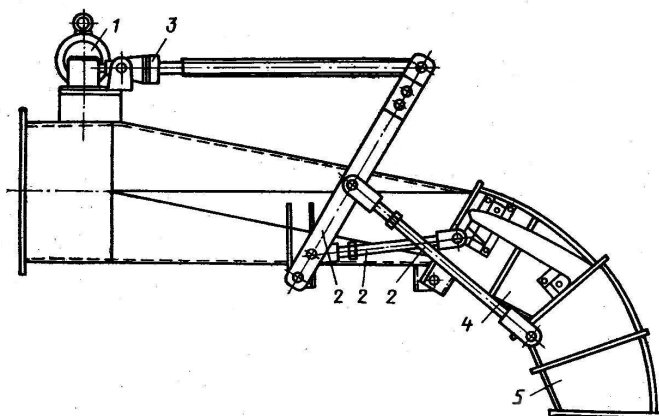
В прямоточных системах применяют также циклоны типа К или Ц.

Циклоны К и Ц, так же, как и УЦ, не изготавливаются серийно. Рабочие чертежи циклонов разработаны институтами Гипродревпром и Гипродрев.

Циклоны рекомендуемые для цеховых аспирационных и пневмотранспортных установок приведены в книге [1].

Дефлекторы

Дефлекторы предназначены для изменения направления движения потока аэросмеси при выходе из транспортного нагнетательного трубопровода. Применяется при подаче измельченной древесины в подвижной состав, в бункера и главным образом на



открытые склады

Рис.12 Дефлектор поворотного-маятникового типа

1 – мотор-редуктор, 2-система рычагов, 3 – соединительная муфта, 4, 5 – поворотные козырьки.

для формирования куч. Такой способ разгрузки пневмотранспортера допускается, если транспортируемый материал не содержит пыли.

В настоящее время известны несколько конструкций дефлекторов, применяемых в пневмотранспортных установках для

технологической щепы в нашей стране и за рубежом. Дефлекторы козырькового типа: поворотные, поворотно-маятниковые и маятниковые.

Наиболее совершенным по конструкции считается поворотно-маятниковый дефлектор (рис.12) с механическим приводом. Он является универсальным, так как имеет переменный радиус действия. Возвратно-поступательным движением подвижных козырьков 4 к 5 можно изменить направление потока аэросмеси посредством привода, состоящего из двигателя-редуктора / и системы рычагов 2. Специальной муфтой 3 рычаги через винтовую передачу соединяются с валом двигателя-редуктора. Второй привод, состоящий также из двигателя редуктора, позволяет дефлектору поворачиваться на угол 115° вокруг оси трубопровода. Управление дефлектором осуществляется дистанционно или с местного пульта управления. Чаще всего дефлектор поворотно-маятникового типа применяется на открытых складах кучевого хранения.

Дефлекторы серийно не изготавливаются. Типовые чертежи дефлекторов не разрабатывались.

3.4 Трубопроводные сети

Трубопроводные сети служат для транспортировки по ним материала, взвешенного в воздушном потоке, и для возврата чистого воздуха от циклонов-разгрузителей к узлу загрузки материала. Трубопроводные сети состоят из прямых участков, отводов или колен, тройников, переключателей потоков, компенсаторов, контрольных лючков.

В системах пневмотранспорта с расходной весовой концентрацией материала ρ до 0,5 кг на 1 кг воздуха применяются сварные воздуховоды из тонколистовой стали, изготавливаемые по нормам на воздуховоды для систем аспирации. При значениях ρ выше 0,5 в системах с максимальным давлением до 1000 даПа применяют сварные воздуховоды с толщиной стенки 3 мм. В системах с давлением свыше 1000 даПа применяются трубы стальные электросварные прямошовные или со спиральным швом.

Рекомендуемые наружные диаметры прямошовных труб согласно ГОСТ 10704: 219, 245, 273, 299, 325, 351, 377, 402, 426, 480, 530, 630.

при толщине труб 4,5, 5,0, 5,5, 6,0, 7,0, 8,0, 9,0, 10,0, 11,0 12,0.

Для систем аспирации и низконапорных пневмотранспортных систем, **отводы** изготавливаются сварными и сегментными из тонколистовой стали толщиной до 3 мм. Для сварных отводов крутизна должна быть R/d – не менее 2.

Для систем пневмотранспорта с давлением свыше 1000 даПа и с повышенными значениями концентрации применяют гнутые отводы. Сварные сегментные из тех же труб, что и прямые участки, а также сварные квадратного сечения с утолщенной стенкой по внешней дуге. Крутизна отводов для труб рекомендуется R/d – не менее 5.

Тройники служат для слияния или разделения потоков смеси транспортируемого материала в низконапорных пневмотранспортных системах с применением вентиляторов в качестве тягодутьевых машин. Такие тройники изготавливают сварными по нормали на воздухопроводы для аспирационных систем. Нормаль тройников приведена в книге [1].

Переключатели потока — это специальные устройства с ручным или электрическим приводом, обеспечивающие возможность поочередного соединения в одной точке сети одного участка тру-

бопровода с двумя или несколькими смежными с ним и параллельными между собой участками.

Для этой же цели применяются тройники с перекидным клапаном, работающим автоматически под воздействием давления потока воздуха. Эти устройства не изготавливаются серийно, не нормализованы и на них отсутствует типовая документация. Для каждого конкретного случая переключатели изготавливают как нестандартизированное оборудование по индивидуальным чертежам.

Компенсаторы применяются для предохранения трубопроводов от разрушения под воздействием усилий, возникающих в них вследствие линейного расширения и сжатия при нагревании летом и охлаждении зимой. Чаще всего роль компенсаторов играют отводы. На участках, длина которых превышает 100 м, устанавливают сальниковые компенсаторы между неподвижными опорами.

$$V_{BEPT} = V_{TOP} + V_S \quad (3.9)$$

4. РАСЧЕТ ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ КОРЫ, ЩЕПЫ И ДРЕВЕСНЫХ МЯГКИХ ОТХОДОВ

Общие положения

При проектном расчете, на основании исходных данных, определяются значения рабочих параметров пневмолинии:

- а) диаметр транспортного трубопровода;
- б) требуемый расход воздуха;
- в) требуемое рабочее давление воздухоудвнющей

машины;

- г) требуемая мощность привода.

4.1 Теоретические основы работы пневмотранспортных установок

Физические свойства воздуха

Атмосферный воздух представляет собой смесь различных газов (азота, кислорода, углекислоты и др.) и водяных паров. Количество водяных паров, содержащихся в воздухе, зависит от его температуры. Воздух с максимальным содержанием водяных паров называется насыщенным. Воздух, в котором отсутствуют водяные пары, называется сухим. Воздух промежуточного состояния (ненасыщенный) характеризуется относительной влажностью φ , которая представляет собой отношение концентрации водяного пара ненасыщенного воздуха к концентрации водяного пара насыщенного воздуха при одинаковых температуре и давлении:

$$\varphi = \frac{\omega_n}{\omega_{n,n}}, \quad (4.1)$$

где ω_n -концентрация водяного пара в ненасыщенном воздухе, Н/м³;
 $\omega_{n,n}$ - концентрация водяного пара в насыщенном воздухе, Н/м³.

Относительная влажность часто выражается в процентах:

$$\varphi = \frac{\omega_n}{\omega_{n,n}} \cdot 100\%, \quad (4.2)$$

Наиболее полно физическое состояние воздуха характеризуется его удельным весом, плотностью, давлением и вязкостью.

Удельный вес γ выражает вес единицы объема воздуха:

$$\gamma = \frac{G}{v}, \text{ Н/м}^3, \quad (4.3)$$

где G — вес (сила тяжести), Н; v — объем воздуха, м³.

Плотностью ρ называется количество массы в единице объема:

$$\rho = \frac{m}{v_1}, \text{ кг/м}^3 \quad (4.4)$$

где m — масса воздуха, кг.

Давление P — физическая величина, равная силе F , действующей на единицу площади поверхности S по нормали к ней:

$$P = \frac{F}{S}. \quad (4.5)$$

Давление воздуха измеряется в Н/м² или Па.

В пневмотранспортных установках различают абсолютное и относительное (избыточное) давление воздуха в трубопроводе. Если за начало отсчета принимается абсолютный вакуум, давление называется абсолютным (P). Если за начало отсчета принимается атмосферное давление, то давление называется относительным (H).

Относительное давление может быть больше атмосферного (в нагнетательных трубопроводах) и меньше атмосферного (во всасывающих трубопроводах).

С увеличением относительной влажности воздуха его удельный вес и плотность уменьшаются. Однако влияние относительной влажности незначительно и в практических расчетах им пренебрегают.

При изменении температуры и давления воздуха его удельный вес и плотность можно определить из соотношения

$$\frac{\gamma}{\gamma_o} = \frac{\rho}{\rho_o} = \frac{P}{P_o} = \frac{T_o}{T}, \quad (4.6)$$

где γ_o , ρ_o , P_o и T_o имеют стандартные значения ($\gamma_o = 11,82$ Н/м³; $\rho_o = 1,2$ кг/м³; $P_o = 101\,367$ Па; $T_o = 293^\circ\text{K}$).

Вязкость воздуха характеризуется коэффициентом абсолютной или динамической вязкости τ , определяемым опытным путем.

Коэффициент абсолютной вязкости воздуха зависит от его температуры, с повышением которой он увеличивается. Для стандартного воздуха

$$\tau = 17,95 \cdot 10^{-6} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2.$$

В расчетах чаще применяют коэффициент кинематической вязкости

$$\nu = \frac{\tau}{\rho}. \quad (4.7)$$

Значение ν зависит не только от температуры, но и от давления. Для стандартного воздуха коэффициент кинематической вязкости

$$\nu = 14,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Режимы движения воздуха в трубопроводах

Движение воздуха в трубопроводе может быть ламинарным или турбулентным. При ламинарном движении струйки потока перемещаются параллельно друг другу, плавно обтекают выступы и различного рода шероховатости, поток характеризуется неразрывностью струек по всему сечению трубопровода.

При турбулентном движении струйки воздушного потока прерываются и хаотически перемешиваются, образуя вихрь. Режим течения потока наиболее полно определяется критерием Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{Vd}{\nu}, \quad (4.8)$$

где V — средняя скорость потока, м/с; d — диаметр трубопровода, м;

ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Величины V и d представляют собой инерционные силы, ν — силы вязкости.

От соотношения сил инерции и сил вязкости зависит режим движения воздуха. Если в потоке воздуха преобладают силы вязкости, происходит ламинарное движение, отличающееся устойчивостью, если преобладают силы инерции, движение воздуха приобретает беспорядочный характер с интенсивным перемещением струй в поперечном направлении потока. Такое движение называется турбулентным.

Существует некоторый диапазон критических значений числа Рейнольдса Re , при которых происходит переход от ламинарного движения к турбулентному, т. е. имеется переходная область. Нижний предел критического значения Re для круглых трубопроводов составляет около 2300. Верхний предел Re , при

котором начинается турбулентное движение, зависит от целого ряда факторов и главным образом — от состояния стенок трубопровода, их шероховатости.

Каждый режим движения воздуха характеризуется полем скоростей, представляющим собой эпюру изменения скорости воздуха по сечению трубопровода (рис.13).

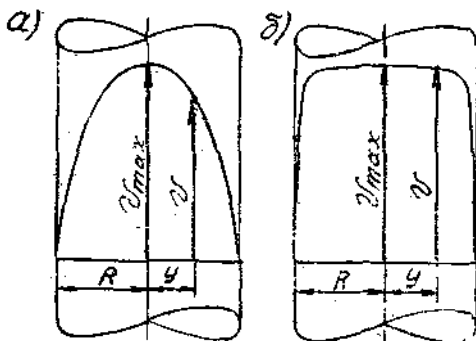


Рис. 13. Эпюры скорости воздуха в круглом трубопроводе: а — при ламинарном движении; б — при турбулентном движении.

При ламинарном движения воздуха в круглом трубопроводе поле скорости может быть построено в соответствии с уравнением

$$V = V_{\max} \left[1 - \left(\frac{Y}{r} \right)^2 \right], \quad (4.9)$$

где $V_{\max}$ -максимальная скорость движения воздуха (по оси трубы), м/с; r - радиус трубы, м.

Анализируя это уравнение параболы, легко заметить, что максимальная скорость будет при $Y=0$, т. е. на оси трубы, и нулевая скорость будет при $Y=R$, т. е. у стенок трубопровода (рис13).

При турбулентном движении воздуха поле скорости можно построить в соответствии с несколько приближенным уравнением

$$V = V_{\max} \left(1 - \frac{Y}{r} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (4.10)$$

где m — знаменатель показателя степени, принимается равным 7.

Для расчета ПТУ средняя скорость движения воздуха принимается равной:

при ламинарном режиме $V_{cp} = 0,5 V_{max}$,

при турбулентном режиме $V_{cp} = (0,81 - 0,88) V_{max}$.

В установках ПТУ для измельченной древесины средняя скорость воздушного потока не ниже 10 м/с, диаметр трубопроводов не меньше 0,1 м, поток воздуха в этих условиях — турбулентный.

Параметры воздушного потока

К основным параметрам воздушного потока относятся средняя скорость, объемный расход воздуха, статическое, динамическое и полное давление.

Между средней скоростью V_{cp} и объемным расходом воздуха Q существует следующая зависимость:

$$Q = F V_{cp}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4.11)$$

где F — площадь поперечного сечения трубы, м^2 .

В ПТУ низкого давления, в которых разность значений давления не превышает 4900 Па, удельный вес и объемный расход воздуха по длине трубопровода можно практически считать не изменяющимися. В этом случае для двух сечений одного и того же трубопровода уравнение неразрывности потока будет иметь следующий вид:

$$F_1 V_1 = F_2 V_2 = Q, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.12)$$

В установках с большой разностью значений давления необходимо учитывать изменение удельного веса и объемного расхода воздуха. В этом случае удобно пользоваться массовым расходом воздуха G_B . Тогда уравнение неразрывности потока примет следующий вид:

$$F_1 V_1 \gamma = F_2 V_2 \gamma_2 = G_B, \text{ Н/с}. \quad (4.13)$$

При рассмотрении процесса движения воздуха в трубопроводе различают статическое, динамическое и полное давление воздуха.

Статическое давление воздушного потока — это давление между частицами воздуха, находящегося в движении, которое одинаково действует на все стенки трубопровода. Статическое давление отражает потенциальную энергию потока в сечении трубопровода.

Статическое давление может быть абсолютным (P_t) и относительным (H_t).

Динамическое давление, или давление движущегося воздуха, определяется кинетической энергией воздушного потока в сечении трубопровода. Динамическое давление пропорционально квадрату скорости движения воздуха:

$$P_d = \frac{\rho V^2}{2} = \rho \frac{V^2}{2}, \text{ Па.} \quad (4.14)$$

Динамическое давление положительно как при абсолютной, так и при относительной системе отсчета.

Полное давление воздушного потока представляет собой сумму значений статического и динамического давлений в одном и том же сечении. Полное давление так же, как и статическое, может быть абсолютным:

$$P = P_{ст} + P_d = P_{ст} + \rho \frac{V^2}{2}, \text{ Па.} \quad (4.15)$$

и относительным

$$H = H_{ст} + P_d = H_{ст} + \rho \frac{V^2}{2}, \text{ Па.} \quad (4.16)$$

Относительное полное давление может быть положительным и отрицательным.

Полное давление отражает всю энергию воздушного потока в сечении трубопровода.

Связь между давлением и скоростью воздушного потока в различных сечениях трубопровода устанавливает уравнение Бернулли, которое можно представить в следующем простейшем виде:

$$P_{ст1} + \rho \frac{V_1^2}{2} = P_{ст2} + \rho \frac{V_2^2}{2} + \Delta P, \quad (4.17)$$

где $P_{ст1}$ и $P_{ст2}$ — статическое давление потока соответственно в сечении 1 и сечении 2, расположенных по ходу воздуха; ρ — плотность воздуха в обоих сечениях; V_1 и V_2 — средние скорости воздушного потока в этих сечениях; ΔP — потеря давления, вызванная сопротивлением движению воздуха.

Из уравнения Бернулли следует, что потери давления на любом участке трубопровода

$$\Delta P = \left(P_{cr1} + \rho \frac{V_1^2}{2} \right) - \left(P_{cr2} + \rho \frac{V_2^2}{2} \right), \quad (4.18)$$

т. е. равны разности значений полного давления (относительного или абсолютного) в начальном и конечном сечениях этого участка.

Анализируя уравнение Бернулли (5.28), можно установить, что, если скорость воздушного потока в определенном сечении трубопровода увеличить (например, за счет уменьшения диаметра трубопровода), то статическое давление в этом сечении уменьшится на столько, на сколько увеличится динамическое давление, а полное давление останется без изменений. Иными словами, при изменении скорости движения воздуха происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую.

Сопротивление движению воздуха и аэросмеси

Применяемые в ПТУ трубы имеют шероховатую поверхность внутренних стенок. Шероховатость стенок труб, а также различного рода выступы, повороты, сужения и т. п. создают сопротивление движению воздуха или аэросмеси. На преодоление этого сопротивления расходуется энергия воздушного потока, выражаемая через потери давления в трубопроводе.

Потери давления в трубопроводе или в системе трубопроводов ΔP_T складываются из потери давления вследствие трения воздуха в прямолинейных участках трубопровода $\Delta P_{тр}$ и потери давления, обусловленной местным сопротивлением $\Delta P_{м.с.}$

Потеря давления вследствие трения в трубопроводе круглого сечения определяется по эмпирической формуле

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \rho \frac{V^2}{2}, \text{ Па} \quad (4.19)$$

Где λ — коэффициент трения воздуха о стенки трубопровода; l — длина прямого трубопровода, м; d — диаметр трубопровода, м;

$\rho \frac{V^2}{2}$ — динамическое давление воздуха, движущегося по трубопроводу, исчисляемое по средней скорости воздуха, Па.

Потеря давления, обусловленная местным сопротивлением, определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \xi \rho \frac{V^2}{2}, \text{ Па.} \quad (4.20)$$

Где ξ — коэффициент местного сопротивления, определяемый опытным путем.

Местное сопротивление в ПТУ создают приемники, отводы, тройники, переходники, соединяющие трубы разного диаметра,. Кроме того задвижки, входные и выходные патрубки, циклоны, улавливатели и т. п.

Потери давления при движении в трубопроводе аэросмеси всегда больше, чем при движении чистого воздуха. Это объясняется, во-первых, тем, что объемная масса аэросмеси больше, чем чистого воздуха, что приводит к увеличению динамического давления. Во-вторых, движение аэросмеси сопровождается неизбежными ударами частиц материала друг о друга и о стенки трубопровода, в результате чего кинетическая энергия частиц уменьшается и на ее восстановление затрачивается дополнительная энергия.

Коэффициент увеличения потерь давления

$$\varepsilon = \frac{\Delta P'_{\text{тр}}}{\Delta P_{\text{тр}}}, \quad (4.21)$$

где $\Delta P'_{\text{тр}}$ и $\Delta P_{\text{тр}}$ —потери давления соответственно при движении аэросмеси и чистого воздуха, Па.

Отсюда

$$\Delta P'_{\text{тр}} = \varepsilon \Delta P_{\text{тр}} \quad (4.22)$$

Для определения коэффициента увеличения потерь давления ε при расчетах пользуются уравнением Геретерштадта:

$$\varepsilon = 1 + K\mu \quad (4.23)$$

где μ — расходная концентрация смеси;

K — опытный коэффициент учитывающий движение материала по трубопроводу, для трасс на которых наиболее вероятно винтовое движение аэросмеси из-за частых поворотов трассы в плане и по высоте, следует принимать равным 1,4. Для трасс с протяженными прямыми участками и небольшим числом поворотов величина K определяется по формуле

$$K = K_T \sqrt{\frac{d}{0,3}}, \quad (4.24)$$

Где d - диаметр рассчитываемого трубопровода, м;

K_T – табличное значение K в зависимости от вида материала:

Опилки	0,82
Стружка.....	0,78
Технологическая щеп.....	0,7
Измельченная кора.....	0,8

Подставив выражение для ϵ в формулу (5.32), получим уравнение для определения потерь давления при движении аэросмеси:

в горизонтальном трубопроводе $\Delta P_{\text{тр. гор}} = \Delta P_{\text{тр}}(1 + K\mu)$, Па, (4.25)

в вертикальном трубопроводе

$$\Delta P_{\text{тр. верт}} = \Delta P_{\text{тр}}(1 + K\mu) + h\gamma_B \frac{V_B}{V_M}, \text{ Па}, \quad (4.26)$$

где h — высота подъема, м; γ_B — удельный вес воздуха, Н/м³;

V_B — скорость воздуха, м/с; V_M — скорость частиц материала, м/с.

В местных сопротивлениях

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \xi \Delta P_{\text{д}}(1 + K\mu), \text{ Па}, \quad (4.27)$$

Общие потери давления в системе трубопроводов определяются как сумма потерь давления в соответствующих участках и ответвлениях.

Концентрация аэросмеси

Для количественной характеристики работы ПТУ необходимо знать массовую концентрацию смеси.

Различают расходную и действительную концентрацию смеси. Расходной концентрацией смеси μ , называется отношение массы транспортируемого материала за единицу времени к массе транспортирующего этот материал воздуха:

$$\mu = \frac{G_M}{G_B}, \quad (4.28)$$

где G_M — масса транспортируемого материала, кг; G_B — масса транспортирующего воздуха, кг.

Действительной концентрацией смеси μ_d называется отношение массы материала к массе воздуха, находящихся в данном объеме трубы в данный момент времени. Скорость движения материала всегда меньше скорости воздуха, поскольку частицы, сталкиваясь друг с другом, теряют скорость и отстают от частиц воздуха, увеличивая тем самым концентрацию смеси. Действительная концентрация смеси всегда выше расходной:

$$\mu_d = \rho \frac{Q_B}{Q_M}. \quad (4.29)$$

Скорость витания

Скоростью витания частиц насыпного материала называется постоянная скорость свободного падения частиц в неподвижном воздушном пространстве или скорость восходящего воздушного потока, при которой частицы находятся в этом потоке во взвешенном состоянии.

Для определения скорости витания частиц пользуются экспериментальным методом, который дает более точные результаты, чем аналитический.

Эмпирическая формула предложенная С.И. Святковым (ЛТА им. С.М.Кирова) для определения скорости витания древесных частиц имеет вид:

$$V_S = 0.14 \sqrt{\frac{\rho_M}{\left(0.02 + \frac{a}{h}\right) \rho_B}}, \text{ м/с} \quad (4.30)$$

где ρ_M — плотность древесины, кг/м³; a — коэффициент, зависящий от формы частиц (0,9 для частиц с прямоугольным сечением и 1,1 для частиц с квадратным или округленным поперечным сечением); h — толщина частицы, м; ρ_B — плотность воздуха, кг/м³.

Скорость воздуха в горизонтальном трубопроводе

Минимальное значение скорости воздуха, при которой обеспечивается устойчивое движение частиц материала по горизонтальному трубопроводу, называется *оптимальной транспортирующей скоростью воздуха* и определяется по эмпирической формуле

$$V_{ont} = 1,1 \left(4\mu \frac{V_B}{V_M} + 0,01\gamma_M + b \right), \text{ м/с}, \quad (4.31)$$

где C — коэффициент, позволяющий учитывать местные сопротивления (1,05—1,1); μ_p — расходная концентрация аэро-смеси; V_B/V_M — относительная транспортирующая скорость воздуха (см. табл. 5.7); p_m — плотность древесных частиц; b — коэффициент для учета влияния формы и размеров частиц (см. табл. 8); γ_M —

На основании опытных данных значения оптимальной транспортирующей скорости V_{ont} и концентрации аэросмеси μ рекомендуется принимать в соответствии с табл. 7

Таблица 7

Рекомендуемая концентрация аэросмеси

Транспортируемый материал	Скорость воздуха V_{ont} , м/с	Концентрация смеси, μ
Легкая древесная сухая пыль	6-8	0,05-0,10
Опилки	14-16	0,2-0,6
Стружка	17-18	0,2-0,7
Сортированная технологическая щепы разм. 25 x 25 x 5 мм	20-28	1-6
Несортированная топливная щепы	25-30	1-3
Спичечная соломка	18-20	-

Таблица 8

Значения эмпирических величин параметров движения аэросмеси

Транспортируемый материал	Параметр b	Параметр v_B/v_M
Опилки мелкие	7	11,1
Опилки крупные	8	1,18
Стружка мелкая	9	1,18
Стружка крупная	10	1,25
Сортированная технологическая щепы	11	1,43
Несортированная щепы, дробленка	13	1,67

Скорость воздуха в вертикальном трубопроводе

Скорость воздуха в вертикальном трубопроводе больше скорости воздуха в горизонтальном трубопроводе на величину,

равную скорости вращения частиц, т. е. трубопровода и производительность воздуходувки по воздуху определяются из оптимальных условий транспортирования измельченной древесины с минимальными энергозатратами.

Рабочее давление воздуходувной машины должно обеспечивать оптимальный режим работы пневмолинии,

В практике проектирования систем пневмотранспорта измельченных древесных материалов принято расчет системы с суммарными потерями давления до 1000 даПа выполнять без учета изменения плотности воздуха в системе, как **низконапорные**. С потерями давления свыше 1000 даПа расчет выполняют с учетом плотности воздуха, как высоконапорные системы.

4.2 Исходные данные для проектирования

Ниже рассмотрены исходные данные, которые необходимы для проектирования систем пневмотранспорта:

- технологическое назначение пневмотранспортера;
- характеристика транспортируемого материала;
- расчетная производительность пневмотранспортера;
- генплан территории предприятия или технологический план производства;
- монтажные чертежи технологического оборудования в точках загрузки и выгрузки транспортируемого материала.

Технологическое назначение пневмотранспортных систем

Пневмотранспорт на деревообрабатывающих предприятиях — звено в неразрывной технологической цепочке, поэтому назначение каждой пневмотранспортной системы определяется технологической схемой того или иного производства, т. е. в технологической части проектов. В этом отношении можно разделить системы пневмотранспорта на две группы: межцеховые пневмотранспортеры и внутрицеховые пневмотранспортеры. Первые — средство транспортной связи между различными производствами одного промышленного предприятия, например: пневмотранспортер отходов производства фанеры в производство древесностружечных плит, пневмотранспортер отходов мебельного производства в цех изготовления топливных брикетов и т. д. Вторые — средство транспортных связей между отдельными технологическими операциями внутри одного производства, например: пневмотранспортер щепы со склада щепы в отделение

изготовления стружки, пневмотранспортер сырой стружки из стружечного отделения в сушильно-сортировочное отделение (применяются в производстве древесностружечных плит); пневмотранспортер спичечной соломки из рубительного отделения в отделение пропитки, пневмотранспортер спичечной соломки от сушильной камеры в расходный бункер и т. д. (в производстве спичек).

Характеристика транспортируемого материала

Эта группа исходных данных должна содержать сведения о наименовании транспортируемого материала, его влажности, содержании в нем пыли, о величине объемной массы, коэффициента полндревесности и т. п. Некоторые усредненные значения характеристик древесных материалов, используемые при проектировании пневмотранспорта, приведены в табл. Приложения

Расчетная производительность пневмотранспортеров

Величина расчетной производительности может быть задана технологией производства или выбираться в процессе проектирования систем пневматического транспорта. Для определения расчетной производительности пневмотранспортеров необходимо знать производительность технологического оборудования, вырабатывающего материал, загружаемый в пневмотранспортеры. При непосредственной загрузке пневмотранспортеров из рубительных машин, стружечных станков, сортировок и т. д. за расчетную часовую производительность систем пневмотранспорта следует принимать величину максимальной паспортной производительности технологического оборудования, за исключением тех случаев, когда максимальная производительность этого оборудования ограничена возможностями загрузки.

Пример. На сортировку щепы СЩ-120, паспортная производительность которой 160 нас $\text{м}^3/\text{ч}$, щепы подается механическим транспортером, рассчитанным на максимальную нагрузку 100 нас $\text{м}^3/\text{ч}$, тогда суммарная расчетная производительность пневмотранспортеров, загружаемых всей рассортированной щепой из этой сортировки, должна быть равна 100 нас $\text{м}^3/\text{ч}$. Распределение этого количества на потоки определяется технологами и задается также в составе исходных данных для проектирования пневмотранспорта.

Если технологической схемой предусмотрена транспортировка измельченного материала одним пневмотранспортером от нескольких единиц технологического оборудования, работающих и одновременно и поочередно, (количество вырабатываемого материала колеблется в значительных пределах) то между этим

оборудованием и пневмотранспортером должна быть предусмотрена в схеме технологического процесса буферная емкость, гасящая эти колебания, с дозированной выдачей из нее материала в пневмотранспортер.

Для определения расчетной производительности пневмотранспортеров, загружаемых на станциях сухих пылеуловителей непосредственно из циклонов или фильтров аспирационных систем, исходной является величина годового выхода измельченных отходов $V_{отх}$ м³ плотной древесины, определяемая технологами из годового баланса сырья и материалов. В этих случаях расчетная часовая производительность пневмотранспортера G_m определяется по формуле

$$G_m = 1,15 V_{отх} \gamma_m / n, \quad \text{кг/ч} \quad (4.32)$$

где $V_{отх}$ выход измельченных отходов по годовому балансу сырья и материалов, м³ плотной древесины/год; γ_m — средняя объемная масса материала, кг/м³ плотной древесины; n — число часов работы в году технологического оборудования; 1,15 — коэффициент, учитывающий неравномерность загрузки технологического оборудования.

При определении размеров емкости для сбора и кратковременного хранения уловленного продукта этот коэффициент следует принимать равным единице.

Прочие исходные данные

Для проектирования межцеховых систем пневмотранспорта в составе исходных данных необходимо иметь генплан или топографическую съемку территории предприятия, а также архитектурно-строительные чертежи зданий и сооружений, с которыми соприкасаются элементы систем пневмотранспорта. Для проектирования внутрицеховых технологических пневмотранспортеров требуются технологические планы производства с указанием на них точек загрузки материала в пневмотранспортеры и выгрузки материала из пневмотранспортеров, а также архитектурно-строительные чертежи (планы, разрезы) производственных зданий, в которых размещено технологическое оборудование.

Монтажные чертежи технологического оборудования, из которого производится загрузка пневмотранспортеров материалом

и в которое материал выгружается из пневмотранспортеров, требуются для разработки узлов загрузки и выгрузки систем пневмотранспорта.

4.3 Расчет низконапорных систем пневмотранспорта

Расчет установок пневмотранспорта для транспортирования сыпучих грузов несколько отличается от расчета аспирационных установок, так как пневмотранспортные установки, особенно наружные, имеют значительную длину (иногда более 1 км) и транспортируют поток с большой концентрацией смеси. Здесь необходимо учитывать энергию потока, затрачиваемую на подъем транспортируемого материала в вертикальных участках трубопровода, на разгон загружаемого в установку материала, нужно учитывать потери давления в местных сопротивлениях в зависимости от концентрации смеси.

Расчет установок выполняется в следующей последовательности.

1. Задаются ориентировочной величиной расходной массовой концентрации μ . Четкой методики выбора величины μ в настоящее время нет: она зависит от исходных данных и намеченных принципиальных конструктивных решений. Следует, однако, иметь в виду, что чем выше значение расходной массовой концентрации, тем выше транспортный КПД системы. Для низконапорных пневмотранспортных систем μ обычно не превышает 1,5. Реальные условия могут диктовать выбор величины расходной массовой концентрации, значительно меньшей этого значения.

Исходя из затрат энергии, выгодно работать на малых концентрациях смеси ($\mu < 1$). Однако при этом растет диаметр транспортного трубопровода, что (особенно при средних и больших производительностях) означает громоздкость установок, большую их металлоемкость, значительные затраты на монтаж и ремонт. Кроме того, резко растет расход воздуха, что заставляет устанавливать на параллельную работу несколько воздуходувок.

Работа на высоких концентрациях сопровождается уменьшением

диаметра транспортных трубопроводов, увеличением потерь давления и потребляемой мощности. Таким образом, следует

ставить и решать вопрос об оптимальной концентрации смеси, исходя не только из величины потребляемой мощности, но и из всех видов затрат.

2. По заданной величине расчетной производительности установки G_m , кг/час транспортируемого материала и принятому значению концентрации μ определяют необходимый расход воздуха Q , м³/час, пневмотранспортной установки по формуле 5.42

$$Q = \frac{G_m}{\mu \rho_B}, \quad (4.33)$$

где ρ_B – плотность воздуха по условиям всасывания. Для низконапорных систем можно принять 1,2 кг/м³.

3. Определяют оптимальную транспортную скорость воздуха V_{opt} , м/с, в трубопроводе. Под транспортной скоростью понимают минимальную скорость воздуха, при которой частицы перемещаемого материала перемещаются в воздушном потоке во взвешенном состоянии. Согласно исследованиям, проведенным в ЛТА им С.М.Кирова, транспортная скорость воздуха с плотностью $\rho_B=1,2$ кг/м³ и $\mu < 2,0$ может быть определена по формуле 5.43

$$V_{onm} = 1,1 \left(4\mu \frac{V_B}{V_M} + 0,01\rho_M + b \right), \quad (4.34)$$

где 1,1 – коэффициент, учитывающий снижение скорости материала в элементах с местными сопротивлениями.

V_B/V_M – коэффициент опережения воздушного потока относительно транспортируемых частиц (принимается по таблице 5.8); ρ_M – объёмная масса материала транспортируемых частиц кг/м³;

b – эмпирическая величина, которая зависит от размеров и формы транспортируемых частиц (принимается по таблице 8).

4. Определяется теоретический диаметр транспортного трубопровода по формуле

$$d_T = 1.88 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{Q}{V_{onm}}}, \quad (4.35)$$

По расчетному диаметру подбирают ближайший меньший к d_T стандартный диаметр трубопровода. Диаметр участков трубопроводной сети, которые предназначены для движения чистого воздуха (без транспортируемого материала) принимается большим на 1-2 калибра, чем на транспортных участках.

5. Определяется расчетная скорость воздуха на участках транспортирования чистого воздуха и материала по формуле

$$V_B = 3,54 \cdot 10^{-4} \frac{Q}{d^2} \cdot \text{м/с} \quad (4.36)$$

6. Определяют сумму потерь давления в пневмотранспортной установке по формуле

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{\text{тр. гор}} + \Delta P_{\text{тр. верт}} + \Delta P_{\text{пов}} + \Delta P_{\text{м.с}} + \Delta P_{\text{разг}} + \Delta P_{\text{выгр}}, \text{ Па} \quad (5.46)$$

Где $\Delta P_{\text{тр. гор}}$ - потери давления в горизонтальных участках трубопровода;

$\Delta P_{\text{тр. верт}}$ - потери давления в вертикальных участках трубопровода;

$\Delta P_{\text{пов}}$ - потери давления при поворотах трассы;

$\Delta P_{\text{м.с}}$ - потери давления в местных сопротивлениях;

$\Delta P_{\text{разг}}$ - потери давления на разгон материала;

$\Delta P_{\text{выгр}}$ - потери давления на выгрузку материала.

Расчеты по определению каждого из слагаемых выполняются согласно исходных данных и принятых конструктивных решений.

Потери давления в прямых участках трубопроводов— $\Delta P_{\text{тр}}$.

Трубопроводы одной системы пневмотранспорта могут состоять из участков, отличающихся друг от друга аэродинамическими условиями, поэтому величина $\Delta P_{\text{тр}}$ может определяться как сумма потерь давления, рассчитываемых по отдельности для каждого из таких участков. В системах пневмотранспорта, работающих по рециркуляционной схеме, такими участками являются транспортный и обратный участки трубопровода. В системах пневмотранспорта, работающих по проточной схеме, могут быть достаточно протяженные участки, по которым подводится чистый воздух к узлу загрузки материала и в которых аэродинамические условия также отличаются от условий в транспортном участке трубопроводной сети.

Потери давления в горизонтальных участках трубопровода рассчитываются по формуле,

$$\Delta P_{\text{тр.гор}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{d} l_{\text{гор}} \rho_B V_{\text{гор}}^2 (1 + K\mu), \text{ Па} \quad (4.37)$$

где отношение λ/d определяется по графику [1] или таблице [4] ;

$l_{\text{гор}}$ – геометрическая длина всех горизонтальных участков трубопровода, м.

Потери давления в вертикальных участках трубопровода

$$\Delta P_{\text{тр.верт.}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{d} l_{\text{верт}} \rho_B V_{\text{верт}}^2 (1 + K\mu) + \mu \rho_B g h, \text{ Па}, \quad (4.38)$$

где $l_{\text{верт}}$ – суммарная геометрическая длина всех вертикальных участков трубопровода, м; для наклонных трубопроводов – длина проекции трубопроводов на вертикальную ось;

h – высота подъёма транспортируемого материала, м.

Значения коэффициента K в этих формулах принимаются по табл. 9

Таблица 9

Значения коэффициента K

Материал	Значения K при диаметре трубы, мм		
	<300	300	>300
Опилки	0,70	0,82	0,96
Стружка	0,65	0,78	0,80
Технологическая щепка	0,60	0,70	0,80

Если скорость воздуха в вертикальном трубопроводе больше, чем в горизонтальном, на величину скорости витания частиц транспортируемого материала, в формулу 4.38 подставляют весовую концентрацию смеси μ рассчитанную по формуле

$$\mu = \frac{G_M}{G_B}, \quad (4.39)$$

Если скорость воздуха в вертикальном трубопроводе принимают равной скорости в горизонтальном, то в эту формулу нужно

подставить величину действительной концентрации смеси рассчитанную по формуле

$$\mu_o = \mu \frac{V_B}{V_M}, \tag{4.40}$$

где V_B – скорость воздуха , м/с;

V_M – скорость транспортируемого материала, м/с.

Потери давления при поворотах трассы — $\Delta P_{пов.}$

Потери энергии аэросмеси на поворотах складываются из потерь на изменение направления движения потока и потерь на разгон материала за коленом, т. к. скорость его в колене резко падает. В каждом конкретном случае из-за определенных параметров транспортируемого материала, конструкции колена, расходной концентрации, угла поворота, крутизны колена, ориентации потока в пространстве и пр. нельзя достаточно точно рассчитывать величину потерь давления $\Delta P_{пов.}$ Поэтому в практике инженерных расчетов принят следующий подход.

При значениях расходной концентрации аэросмеси $\mu < 0,2$

$$\Delta P_{пов} = \Sigma \xi_o P_{дин} (1 + 1,4\mu), \tag{4.41}$$

где $\Sigma \xi_o$ — сумма коэффициентов местного сопротивления отводов (принимается по табл.); $P_{дин}$ — динамическое давление при скорости воздуха V_B .

Таблица 10

**Коэффициенты местных сопротивлений отводов ξ_o
с углом поворота 90^0 и радиусом поворота $R = 2d$**

Параметр	Отношение радиуса закругления колена к диаметру трубы						
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	6,0
Коэффициент ξ_o	0,25	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09

При значениях $\mu > 0,2$

$$\Delta P_{пов} = \Sigma \xi_{o, усл} P_{дин} (1 + K\mu), \tag{4.42}$$

где K — коэффициент, определенный по таблице

$\Sigma \xi_{o, усл}$ — сумма условных коэффициентов местного сопротивления, учитывающих потери давления на поворот и на разгон материала за коленом.

Значения, $\xi_{0, \text{ усл}}$ (табл. 10) получены для отводов с квадратным сечением, но применяются также и для расчета сварных сегментных отводов круглого сечения.

Условный коэффициент местного сопротивления $\xi_{0, \text{ усл}}$ или ξ_0 для отводов с углом поворота α , меньшим 90° , можно вычислить по формуле

$$\xi_o^1 = \xi_o \frac{\alpha}{90}, \quad (4.43)$$

Таблица 11

**Значения условного коэффициента
местного сопротивления $\xi_{0, \text{ усл}}$
отводов с углом поворота 90° и радиусом поворота $R = 5d$**

μ	Коэффициент $\xi_{0, \text{ усл}}$ при изменении направления потока					
	С горизонтального на вертикальное восходящее			С вертикального восходящего на горизонтальное		
	Опилки	стружка	щепа	Опилки	стружка	щепа
0,5	0,48	0,48	0,49	0,71	0,71	0,67
1,0	0,60	0,61	0,62	0,95	0,95	0,91
2,0	0,72	0,74	0,77	1,23	1,22	1,18
3,0	0,79	0,82	0,85	1,37	1,37	1,32
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

Потери давления в местных сопротивлениях— $\Delta P_{\text{м.с}}$

Местными сопротивлениями могут быть переключатели потоков, задвижки, компенсаторы, тройники барабанных питателей, всасывающие устройства. Потери давления в местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \xi_{\text{м.с.}} P_{\text{дин}} (1 + K\mu), \quad (4.44)$$

Где $\xi_{\text{м.с.}}$ — гидравлический коэффициент местного сопротивления того или иного элемента сети.

Ниже приведены значения $\xi_{\text{м.с.}}$, наиболее часто встречающиеся в конструкциях трубопроводных сетей.

В воздухозаборной трубе с зонтом (см. рис.14) $\xi_{\text{м.с.}}$ зависит от h/d_0 :

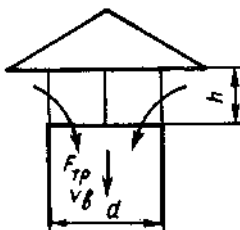


Рис. 14 Схема воздухозаборной трубы с зонтом

Таблица 12

$\xi_{\text{м.с}}$ воздухозаборной трубы с зонтом

h/d	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0 и более
$\xi_{\text{м.с.}}$	2,63	1,83	1,53	1,39	1,31	1,19	1,15	1,08	1,07	1,05

Во всасывающей трубе (рис.15) коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{м.с}}$ зависит от отношения δ/d :

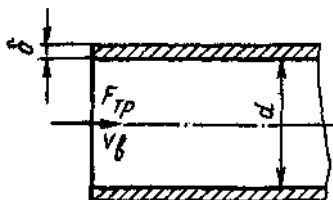


Рис. 15 Схема всасывающей трубы

Таблица 13

$\xi_{\text{м.с}}$ во всасывающей трубе

δ/d	0	0,004	0,008	0,012	0,016	0,02	0,024	0,03	0,04	>0,05
$\xi_{\text{м.с.}}$	1,0	0,94	0,88	0,83	0,77	0,72	0,68	0,61	0,54	0,05

Во всасывающей воронке (рис.16) значения $\xi_{\text{м.с}}$ приведены в табл.

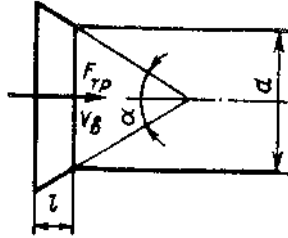


Рис.16 Всасывающая воронка

Таблица 14

$\xi_{м.с}$ всасывающей воронки

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

При установке на всасывающей трубе сетки коэффициент местного сопротивления на входе равен сумме $\xi_{м.с}$ трубы всасывающей, $\xi_{м.с}$ воронки всасывающей и $\xi_{м.с}$ сетки.

Ниже приведены значения $\xi_{м.с}$ из *металлических, проволочных сеток* в зависимости от отношения $F_{с.ж}/F_{тр}$,

Где $F_{с.ж}$ – живое сечение сетки;

$F_{тр}$ - площадь сечения трубы (воронки).

Таблица 15

$\xi_{м.с}$ металлических, проволочных сеток

$F_{с.ж}/F_{тр}$	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	1,0 и более
$\xi_{м.с}$	6,20	4,10	3,00	2,20	1,65	1,26	0,97	0,75	0,58	0,44	0,32	0,20	0,14	0,00

В задвижках плоско-параллельных (рис.17) коэффициент местного сопротивления $\xi_{м.с}$ зависят от отношения h/d

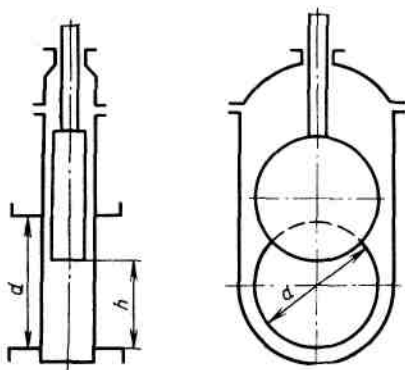


Рис. 17 Схема плоско-параллельной задвижки типа «Лудло» в прямой трубе

Таблица 16

$\xi_{м.с}$ задвижек плоско-параллельных

h/d	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_{м.с}$	33,0	11,0	4,7	2,35	1,23	0,67	0,31	0,11	0,05

Коэффициент местного сопротивления $\xi_{м.с}$ сальниковых компенсаторов следует принимать равным 0,2.

Коэффициент местного сопротивления $\xi_{м.с}$ загрузочных тройников барабанных питателей принимается равным 0,5.

Потери давления на разгон материала - $\Delta P_{разг}$. Для придания транспортируемому материалу устойчивой скорости перемещения в трубопроводе V_m от начальной скорости $V_m = 0$, необходимо затратить дополнительную энергию. Потери давления на разгон материала $\Delta P_{разг}$ можно определить по формуле

$$\Delta P_{разг} = 2 \frac{V_m}{V_B} P_{дин}, \quad (4.45)$$

где V_m/V_B – относительная скорость движения материала, или коэффициент отставания материала, - величина обратная параметру V_B/V_m (см. табл. 5.8).

Потери давления при выгрузке материала- $\Delta P_{\text{выгр}}$. При выгрузке транспортируемого материала через циклон потери давления определяются по формуле

$$\Delta P_{\text{выгр}} = \Delta p_{\text{цикл}} = \xi_{\text{ц}} P_{\text{дин}}, \quad (4.46)$$

где $\xi_{\text{ц}}$ – значение коэффициента местного сопротивления циклона:

Тип циклона		$\xi_{\text{ц}}$
Ц	-	4
К	-	5
УЦ-38	-	7,5Д (диаметра циклона).

Для циклонов типа УЦ500 – 2000 потери давления определяются по графикам [1].

$\Delta P_{\text{дин}}$ – динамическое давление соответствующее скорости воздуха в сечении входного патрубка.

При выгрузке с помощью дефлекторов потери давления численно равны динамическому давлению во входном сечении, Па, т.е.

$$\Delta P_{\text{выгр}} = \rho_B \frac{V_B^2}{2}, \quad (4.47)$$

где V_B — скорость воздуха в выходном сечении транспортного трубопровода, м/с.

По расчетным значениям расхода воздуха Q и суммарных потерь давления в системе $\Sigma \Delta P$ подбирается соответствующая тягодутьевая машина.

Часто потери давления в системах пневмотранспорта превышают величину максимального давления (напора), развиваемого одним вентилятором. В таких случаях к установке принимаются два работающих последовательно и в одинаковом режиме вентилятора. Давление каждого из этих вентиляторов равно половине суммарных потерь давления в системе.

Определяется мощность электродвигателя воздуходувной машины по формуле

$$N = \frac{Q \cdot H \cdot K \cdot K_1}{1000 \cdot \eta_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{пр}}} (1 \pm \mu_p) \text{ кВт}, \quad (4.48)$$

где Q - расход воздуха в установке, м³/сек; H - общие потери давления в установке, Па; η_v - КПД вентилятора (по характеристике);

$\eta_{пр}$ - КПД передачи (плоскоременной 0,90, клиноременной 0,95);

K_1 - 1,1 – коэффициент запаса мощности на неучтенные потери;

K - 1,1 коэффициент запаса мощности на пусковой момент,

μ_p - концентрация воздушной смеси, проходящей через вентилятор. Если материал не проходит через вентилятор, множитель $(1 + \mu_p)$ отпадает.

4.4 Пример расчета низконапорной пневмотранспортной установки

Технологические исходные данные:

- назначение пневмотранспортной установки – подача щепы от сортировки щепы через бункер и барабанный питатель по трубопроводу на склад щепы с разгрузкой через циклон;

- количество щепы по балансу сырья составляет 23600 м³/год плотной древесины;

- средняя объемная масса плотной древесины 600 кг/м³;

- число часов работы технологического оборудования 4200 ч/год;

- расчет вести для «стандартного» воздуха ($t^0 = 20^\circ \text{C}$; $\gamma_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$);

- схема системы пневмотранспортной установки представлена на рис. 18 содержит конструктивные исходные данные для расчета.

- трубопровод из сварных воздуховодов;

- повороты транспортного трубопровода $R/d = 5$;

- вид тягодутьевой машины ВВД;

- для очистки воздуха применяется циклон типа К.

Расчетная производительность пневмотранспортной установки определяется по формуле 5.41

$$G_m = 1,15 V_{отх} \gamma_m / n = 1,15 \cdot 23600 \cdot 600 / 4200 = 3880 \text{ кг/час.}$$

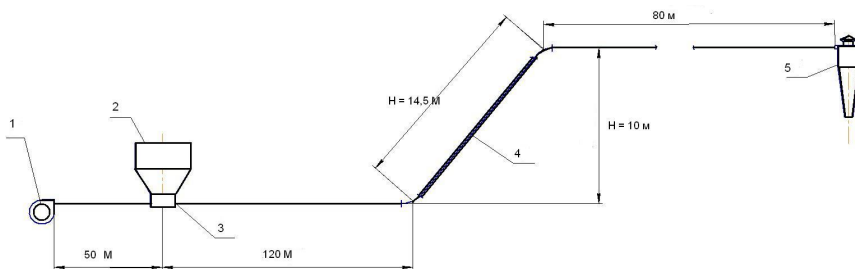


Рис. 18 Схема пневмотранспортной установки:

1 – воздуходувная машина; 2 – бункер щепы; 3 – барабанный питатель;

4 – трубопровод; 5 – циклон.

Расчёт

1. Принимаем концентрацию аэросмеси $\mu = 1,0$.
2. Находим объемный расход воздуха по формуле 5.42

$$Q = \frac{G_M}{\mu \rho_B} = \frac{3880}{1,0 \cdot 1,2} = 3230 \text{ м}^3/\text{час}.$$

3. Определяем оптимальную скорость воздуха по формуле 4.33, принимая по табл. 8 значения параметров b и V_B/V_M для технологической щепы:

$$V_{onm} = 1,1 \left(4\mu \frac{V_B}{V_M} + 0,01\rho_M + b \right) =$$

$$= 1,1(4 \cdot 1,0 \cdot 1,43 + 0,01 \cdot 600 + 11) = 22,7 \text{ м/с}.$$

4. Определяем диаметр транспортного трубопровода по формуле 4.34

$$d_T = 1,88 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{Q}{V_{onm}}} = 1,88 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{3230}{22,7}} = 0,224 \text{ м}.$$

Принимаем ближайший меньший из стандартного ряда диаметр воздуховодов – $d = 0,225 \text{ м}$

5. Определяем расчетную скорость воздуха в транспортном воздуховоде по формуле 4.35

$$V_B = 3,54 \cdot 10^{-4} \frac{Q}{d^2} = 3,54 \cdot 10^{-4} \frac{3230}{0,225^2} = 22,6 \text{ м/с};$$

Диаметр воздуховода для чистого воздуха до загрузки щепой примем на два калибра больше, т.е 0,280 м, а скорость воздуха в нем будет равна 14,6 м/с.

6. Определяем потери давления в установке, как сумму потерь давления на отдельных участках

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_{\text{тр. гор}} + \Delta P_{\text{тр. верт}} + \Delta P_{\text{пов}} + \Delta P_{\text{м.с}} + \Delta P_{\text{разг}} + \Delta P_{\text{выгр.}}$$

а) определяем потери давления на участке от вентилятора до барабанного питателя по формуле 5.47 для чистого воздуха

$$\Delta P_{\text{тр.гор.1}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{d} l_{\text{гор}} \rho_B V_{\text{гор}}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,063}{0,280} \cdot 5,0 \cdot 1,2 \cdot 14,6^2 = 142,8 \text{ Па}$$

б) определяем потери давления на участке горизонтальном участке от барабанного питателя до циклона по формуле 4.37

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{тр.гор}} &= \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{d} l_{\text{гор}} \rho_B V_{\text{гор}}^2 (1 + K\mu) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{0,082}{0,225} \cdot 92,0 \cdot 1,2 \cdot 22,6^2 (1 + 0,7 \cdot 1,0) = 10275 \text{ Па} \end{aligned}$$

Величину K принимаем по табл.9 для технологической щепы $K = 0,7$

Далее расчет производить не целесообразно, так как ясно, что даже два последовательно установленных вентилятора ВВД даже при максимально возможном давлении не создадут необходимый напор в системе.

В таких случаях задаются меньшим значением μ . Увеличивая тем самым расход воздуха, диаметры трубопроводов и уменьшая потери давления.

Задаёмся концентрацией $\mu = 0,4$, тогда, сделав перерасчет, получим:

Объемный расход воздуха $Q = 8080 \text{ м}^3/\text{час}$, оптимальную скорость воздуха для щепы 21,3 м/сек, диаметр транспортного воздуховода

$d_T = 0.366 \text{ м}$, (принимаем ближайший меньший стандартный диаметр равный 0,355м), расчетную скорость щепы $V_B = 22.7 \text{ м/сек}$, потери давления на участке от вентилятора до барабанного

питателя также составят $\Delta P_{\text{тр. гор.1}} = 142,8$ Па, потери давления на участке от барабанного питателя до циклона $\Delta P_{\text{тр. гор2}} = 4016$ Па.

Потери давления на вертикальном участке трассы (формула 4.38)

$$\Delta P_{\text{тр. верт.}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,047}{0,355} 10 \cdot 1,2 \cdot 22,3^2 (1 + 0,8 \cdot 0,4) + 0,4 \cdot 1,2 \cdot 9,8 \cdot 10 = 568,2 \text{ Па}$$

определяем потери давления при поворотах $\Delta P_{\text{пов}}$ по таблице 10 и формуле 4.43 находим ξ_0

$$\Sigma \xi_0 = 0,47 \cdot 60/90 + 0,67 \cdot 60/90 = 0,75.$$

по формуле 4.14 определяем $P_{\text{дин}} = \rho \frac{V^2}{2} = 1,2 \cdot 22,3^2/2 = 298,37$

Па.

по формуле 4.42 определяем $\Delta P_{\text{пов}}$

$$\Delta P_{\text{пов}} = \Sigma \xi_0 P_{\text{дин}} (1 + K_{\mu}) = 0,75 \cdot 298,37 (1 + 0,8 \cdot 0,4) = 295,4 \text{ Па.}$$

- определяем потери давления на местные сопротивления по формуле 5.54

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = \xi_{\text{м.с.}} P_{\text{дин}} (1 + K_{\mu}) = 0,45 \cdot 298,37 (1 + 0,8 \cdot 0,4) = 177,2 \text{ Па,}$$

где $\xi_{\text{м.с.}} = 0,45$ для барабанного питателя взято по данным [3], как для входа в трубопровод из вертикального сборника.

- определяем потери давления на разгон щепы по формуле 5.55

$$\Delta P_{\text{разг.}} = 2 \cdot 1,43 \cdot 298,37 = 853,3 \text{ Па}$$

Для очистки воздуха по условию задачи принят циклон типа K18 имеющий коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{ц}} = 5$ [1]

Потери давления при выгрузке определяются по формуле 4.46

$$\Delta P_{\text{выгр.}} = \Delta P_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \cdot \rho_{\text{с}} \frac{V_{\text{нагр}}^2}{2} = 5 \cdot 1,2 \cdot 14,2^2/2 = 605 \text{ Па}$$

Где $V_{\text{нагр}}$ – скорость воздуха во входном патрубке циклона K18 при объеме очищаемого воздуха 8080 м³/час или 2.25 м³/сек составляет 14,2 м/с.

Общая потеря давления

$$\Sigma \Delta P = 142,8 + 4016 + 568,2 + 295,4 + 177,2 + 853,3 + 605 = 6658 \text{ Па.}$$

Расчетную потерю давления и расход воздуха увеличим на 5% для компенсации неучтенных потерь давления. Таким образом,
 $\Sigma \Delta P_{\text{расч.}} = 6658 \cdot 1,05 = 6991 \text{ Па.}$

$$Q_{\text{расч.}} = 8080 \cdot 1,05 = 8484 \text{ м}^3/\text{час или } 2,36 \text{ м}^3/\text{сек}$$

Один вентилятор ВВД не обеспечит необходимый напор.

Следовательно, подбираются два вентилятора установленных последовательно, подача каждого из которых должна быть равна $Q_B = 8500 \text{ м}^3/\text{час}$ при напоре $P_B = 3500 \text{ Па}$.

Согласно технических характеристик требуемыми параметрами обладает вентилятор ВВД №8 с числом оборотов рабочего колеса

$$n = 1550 \text{ мин}^{-1}, \eta_B = 0,55.$$

Определяем мощность электродвигателя вентилятора по формуле 5.57

$$N = \frac{Q \cdot H \cdot K \cdot K_1}{1000 \cdot \eta_B \cdot \eta_{np}} = \frac{2,36 \cdot 3500 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{1000 \cdot 0,55 \cdot 0,95} = 19,1 \text{ кВт}.$$

По справочнику [3] выбирается электродвигатель АИР180S4 мощностью 22 кВт, частотой вращения 1500 мин^{-1} .

4.5 Расчет высоконапорных систем пневмотранспорта

Отличие расчета этих систем от расчета низконапорных состоит в том, что учитывается сжатие воздуха в тягодутьевых машинах и связанная с этим разница в плотности и физическом объеме воздуха в начале транспортного трубопровода и в конце его. Следует иметь в виду, что высоконапорные системы пневмотранспорта с применением воздуходувок различных марок проектируются только прямоточными.

Особенность расчета таких систем в том, что окончательные величины расходной концентрации и диаметра транспортного трубопровода, а иногда и марка тягодутьевой машины определяются после нескольких вариантов полного гидравлического расчета системы.

Ниже приводится схема расчета высоконапорных систем пневмотранспорта измельченных древесных материалов на деревообрабатывающих предприятиях.

1. Задаются ориентировочной величиной расходной концентрации μ .

2. По формуле 5.42 определяют ориентировочно объемный расход воздуха Q_v , м³/ч.

3. Принимается марка тягодутьевой машины и по каталожной характеристике уточняется расход воздуха в системе и расходная концентрация.

4. Определяется величина плотности сжатого воздуха $\rho_{в.н.}$, кг/м³, в начале транспортного трубопровода по формуле

$$\rho_{в.н.} = \frac{p_p + B}{29,27T}, \quad (4.48)$$

где p_p — рабочая (каталожная) величина повышения давления тягодутьевой машины, даПа;

B — средняя величина барометрического давления в летний период, даПа;

T — абсолютная температура воздуха в начале транспортного трубопровода, °K.

Для инженерных расчетов с применением турбовоздуходувки рекомендуется повышение температуры воздуха за воздуходувкой равным 10—20°, т. е. T принимается равным 303—313° K при расчетной температуре воздуха перед воздуходувкой $t_b = 20^\circ\text{C}$, или $T_b = 293^\circ\text{K}$.

5. Определяется величина средней плотности воздуха в транспортном воздуховоде из условия, что в конце трубопровода плотность воздуха $\rho_{в.к} = 1,2 \text{ кг/м}^3$:

$$\rho_{в.ср.} = \rho_{в.н.} + \rho_{в.к.}/2 \quad (4.49)$$

6. По формуле 4.31 определяется $V_{онм}$, м/с.

7. Определяется оптимальная скорость воздуха в начале транспортного трубопровода $V_{н.онм}$ м/с, по формуле

$$V_{н.онм.} = V_{онм} \sqrt{\frac{1,2}{\rho_{в.н.}}}. \quad (4.50)$$

8. Определяется диаметр транспортного трубопровода. Так как оптимальная скорость имеет наименьшее значение в начале транспортного трубопровода, то диаметр всего трубопровода

определяется по условиям в его начале: сначала находят d_T по формуле 4,34, в которой объемный

расход воздуха $Q = \frac{1,2}{\rho_{B.H}} Q_v$, а $V_{онт} = V_{н.онт.}$, а затем подбирается

труба по сортаменту и определяется диаметр (внутренний) трубопровода d , м.

9. Определяются расчетные значения скоростей с учетом фактического диаметра трубопровода: начальная скорость V_n рассчитывается по формуле 4.35, в которой

$$Q = \frac{1,2}{\rho_{B.H}} Q_v, \quad (4.51)$$

конечная V_k — по формуле 4.35

и средняя V_{cp} по формуле $V_{cp} = \frac{V_n + V_k}{2}$

Расчет потерь давления производится по тем же формулам, что и в низконапорных системах, но с учетом следующего:

- потери давления в прямых участках и отводах транспортных трубопроводов рассчитываются по скорости воздуха, равной V_{cp} при $\rho_{в.ср}$;
- динамическое давление при расчете остальных потерь давления принимается по скорости и плотности воздуха на соответствующих участках трубопровода.

4.6 Пример расчета высоконапорной пневмотранспортной установки

Технологические исходные данные для расчета:

- назначение пневмотранспортной установки — подача щепы от сортировки щепы через бункер и барабанный питатель по трубопроводу на склад щепы с разгрузкой через дефлектор;
- разгрузка щепы в пневмотранспортер из бункера емкостью 30 м³ производится разгрузочным шнеком с регулируемой производительностью. Заполнение бункера щепой происходит за 3 ч, включение и выключение пневмотранспортной установки происходит автоматически по команде датчиков верхнего и нижнего уровня щепы в бункере;
- средняя объемная масса плотной древесины 600 кг/м³;

- аксонометрическая пневмотранспортной установки представлена на рис.19 содержит конструктивные исходные данные для расчета.
- трубопровод из сварных воздуховодов;
- длина транспортного трубопровода – 254,5 м;
- повороты $R/d=5$: Г-BB (60°) – 1шт.; BB-Г (60°) – 1шт.; Г-Г (30°) – 1шт.;
- длина трубопровода чистого воздуха – 10,5 м.;
- местные сопротивления: воздухозаборная шахта с зонтом ($h/d = 0,5$) и с сеткой на входе в трубу ($F_{ж.с.}/F_{тр.} = 0,75$), задвижка типа «Лудло» -1шт., загрузочный тройник барабанного питателя – 1шт., сальниковый компенсатор – 1шт.;
- выгрузка осуществляется дефлектором на открытый склад;
- среднее расчетное барометрическое давление в жаркую неделю лета $B = 96060$ Па.

Расчетная производительность пневмотранспортера принимается из расчета перекачки всей щепы из наполненного бункера примерно за 20 мин. Масса щепы в объеме 30 м^3 составит

$$M = K_v \gamma_{пл} V = 0,4 \cdot 600 \cdot 30 = 7200 \text{ кг},$$

Тогда $G_m = 60/20 \cdot 7200 = 21600 \text{ кг/ч}$.

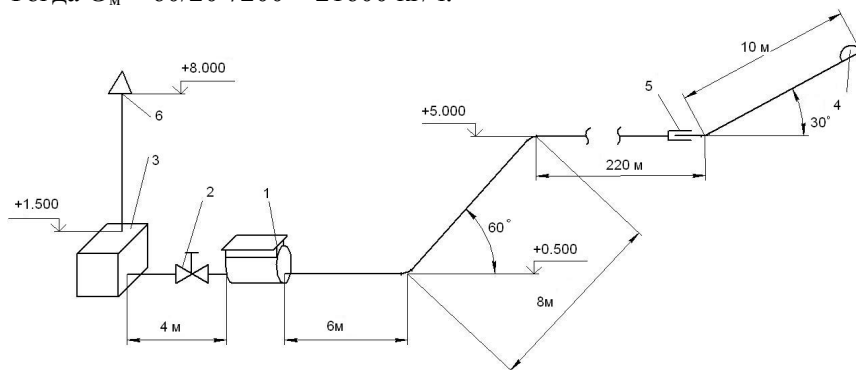


Рис. 19 Аксонометрическая схема пневмотранспортной установки:

1 – барабанный питатель; 2 – задвижка; 3 – воздуходувная машина; 4 – дефлектор; 5 – сальниковый компенсатор; 6 – воздухозаборная шахта с зонтом

Расчет

1. Принимаем концентрацию $\mu = 2,5$.
2. Определяем ориентировочно Q_v по формуле 4.32

$$Q_v = 21600 / 1,2 \cdot 2,5 = 7200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Принимаем к установке турбовоздуходувку ТВ-175-1,6М-01; номинальные параметры по аэродинамической характеристике [4]: $Q_v = 10020 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\rho_p = 63 \text{ кПа} = 6300 \text{ дПа}$

Расчетная величина расходной концентрации

$$\mu = 21600 / 10020 \cdot 1,2 = 1,8$$

4. По формуле 5.58 находим величину плотности сжатого воздуха в начале трубопровода

$$\rho_{в.н} = \frac{9606 + 6300}{29,27 \cdot 303} = 1,8 \text{ кг/м}^3.$$

5. По формуле 5.59 находим

$$\rho_{в.ср.} = (\rho_{в.н.} + \rho_{в.к.})/2 = (1,8 + 1,2)/2 = 1,5 \text{ кг/м}^3.$$

6. По формуле 4.41 находим

$$\begin{aligned} V_{онм} &= 1,1 \left(4\mu \frac{V_B}{V_M} + 0,01\rho_M + b \right) = \\ &= 1,1(4 \cdot 1,8 \times 1,43 + 0,01 \cdot 600 + 11) = 30,0 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

7. По формуле 4.50 находим

$$V_{н.онм.} = 30 \sqrt{\frac{1,2}{1,8}} = 24,5 \text{ м/с}.$$

8. По формуле 4.34 находим с учетом плотности сжатого воздуха

$$d_T = 1,88 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{Q}{V_{онм}}} = 1,88 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{1,2 \cdot 10020}{1,8 \cdot 24,5}} = 0,310 \text{ м}.$$

Принимаем трубу по ГОСТ 10704 $d = 325 \times 6,0$ с внутренним диаметром 0,313 м.

9. Находим среднюю скорость, определяя начальную и конечную скорость по формуле 4.35, м/с

$$V_n = 3,54 \cdot 10^{-4} \frac{1,2 \cdot 10020}{1,8 \cdot 0,313^2} = 24,1,$$

$$V_k = 3,54 \cdot 10^{-4} \frac{10020}{0,313^2} = 36,2.$$

Тогда $V_{cp} = (24,1 + 36,2)/2 = 30,2$ м/с.

10. Находим потери давления в системе. Начиная с прямых участков транспортного воздуховода.

а) Определяем потери давления на участке горизонтальном от барабанного питателя до дефлектора по формуле 4.37

$$\begin{aligned} \Delta P_{тр.гор} &= \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{d} l_{гор} \rho_B V_{гор}^2 (1 + K\mu) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{0,053}{0,313} 236 \cdot 1,5 \cdot 30,2^2 (1 + 0,7 \cdot 1,8) = 61775 \text{ Па} \end{aligned}$$

б) Приняв для трубопровода чистого воздуха (от воздухозаборника до питателя) воздуховод $d = 0,450$ м, находим скорость воздуха в этом трубопроводе по формуле 4.35

$$V_{ч.в.} = 3,54 \cdot 10^{-4} \cdot Q/d^2 = 17,5 \text{ м/с}$$

Тогда потери давления на этом участке составят

$$\Delta P_{тр.ч.в.} = \Delta P_{лм.поз.} \cdot L = 6,15 \cdot 10,5 = 65 \text{ Па},$$

где $\Delta P_{лм.поз.}$ - потери давления на одном погонном метре воздуховода при скорости 17,5 м/с [2].

в) По формуле 4.41 и табл. 11 находим потери давления на повороты, Па:

$$\begin{aligned} \Delta P_{пов} &= \sum \xi_o P_{дин} (1 + K\mu) = \\ &= \left[\frac{60}{90} (0,75 + 1,14) + \frac{30}{90} \cdot 0,72 \right] \frac{1,5 \cdot 30,2^2}{2} \times (1 + 0,7 \cdot 1,8) = 2329 \text{ Па} \end{aligned}$$

11. Находим потери давления в местных сопротивлениях:

а) на трубопроводе чистого воздуха (зонт на входной трубе с сеткой, задвижка и питатель) при скорости воздуха 17,5 м/с

$$\Delta P_{м.с.ч.в.} = \sum \xi_{м.с.} P_{дин} = (1,31 + 0,44 + 0,05 + 0,5) \cdot 183,75 = 423 \text{ Па};$$

б) на транспортном трубопроводе (сальниковый компенсатор):

$$\Delta P_{м.с.тр} = 0,2 \frac{1,5 \cdot 30,2^2}{2} (1 + 0,7 \cdot 1,8) = 309 \text{ Па};$$

в) по формуле (4.45) находим потери давления на разгон материала с учетом $\rho_{в.н.}$ и V_H :

$$\Delta P_{разг} = 2 \frac{V_M}{V_B} P_{дин} = 2 \cdot 1,8 \cdot \frac{1}{1,43} \cdot \frac{1,8 \cdot 24,1^2}{2} = 1316 \text{ Па};$$

г) по формуле 4.47 находим потери давления при выгрузке щепы:

$$\Delta P_{выгр} = \rho_B \frac{V_B^2}{2} = 1,2 \frac{36,2^2}{2} = 786 \text{ Па}.$$

Суммарные потери давления составят:

$$\Sigma \Delta P = 61775 + 65 + 2329 + 423 + 309 + 1316 + 786 = 67003 \text{ Па}$$

Мощность расходуемая на работу воздуходувки определяется по формуле 4.48

$$N = \frac{Q \cdot \Sigma \Delta P \cdot K \cdot K_1}{1000 \cdot \eta_M \cdot \eta_{np}} = \frac{2,78 \cdot 67003 \cdot 1,1 \cdot 1,1}{1000 \cdot 0,8 \cdot 1,0} = 282 \text{ кВт},$$

Вывод Таким образом выбранная воздуходувная машина типа ТВ-175 -1,6М-01 ($P = 0,16 \text{ МПа}$; $Q = 10020 \text{ м}^3/\text{час}$; $N_{эл.} = 320 \text{ кВт}$) и диаметр трубопровода $d_{тр. нар} = 0,325 \text{ м}$ выбраны правильно с некоторым запасом, т.е в процессе эксплуатации можно несколько увеличить производительность пневмотранспортера и сократить время опорожнения бункера.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов В.С. Пневматический транспорт на деревообрабатывающих предприятиях. Аспирационные установки: Учебное пособие. - Братск: ГОУ ВПО «БрГТУ», 2004.- 152 с.
2. Таубер Е.А., Калитиевский Р.Е., Громцев Е.К. Внутриводской транспорт. – М.: Лесная пром-сть, 1978. – 239 с.
3. Воронин Ю.Б. Пневмотранспорт измельченной древесины. - М.; Лесная пром-сть, 1977.- 208 с.
4. Воронин Ю.Б. Специальные виды транспорта на деревообрабатывающих предприятиях. Пневматический транспорт: Учебное пособие. - Братск: БрИИ, 1991. – 81с
5. Александров А.Н., Козориз Г.Ф. Пневмотранспорт и пылеулавливающие сооружения на деревообрабатывающих предприятиях: Справочник –М.: Лесная пром-сть, 1988.- 248 с.
6. Иевлев Н.А. Эксплуатация систем пневмотранспотрта на деревообрабатывающих предприятиях. М.: Лесная пром-сть, 1982, -214 с.