

Э. Г. Зарницына, О. Н. Терехова

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ И ПНЕВМОТРАНСПОРТ

Учебное пособие

Изд-во АлтГТУ
Барнаул•2011

Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет
им. И. И. Ползунова»

Э. Г. Зарницына, О. Н. Терехова

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ И ПНЕВМОТРАНСПОРТ

Учебное пособие

Рекомендовано Учебно-методическим объединением по образованию в области
технологии продуктов питания и пищевой инженерии
в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности 260601
«Машины и аппараты пищевых производств» направления подготовки
дипломированного специалиста 260600 «Пищевая инженерия»,
по специальности 260201 «Технология хранения и переработки зерна»
направления подготовки дипломированного специалиста 260200
«Производство продуктов питания из растительного сырья»

Изд-во АлтГТУ
Барнаул•2011

Зарницына Э. Г. Вентиляционные установки и пневмотранспорт : учебное пособие / Э. Г. Зарницына, О. Н. Терехова; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2011. – 228 с.

ISBN 978-5-7568-0336-5

Пособие предназначено для студентов специальностей «Машины и аппараты пищевых производств» и «Технология переработки зерна» при изучении дисциплин «Вентиляционные установки» и «Вентиляционные установки и пневмотранспорт». Даны основы проектирования аспирационных установок зерноперерабатывающих предприятий, примеры расчета аспирационных сетей размольного и подготовительного отделения мельниц. Приведены методические указания по проведению лабораторных работ. Даны классификация пневмотранспортных установок, а также их элементов: питающих устройств, компрессоров, плюзовых затворов; методические рекомендации к расчету пневмотранспортных установок. Пособие содержит все необходимые справочные материалы, используемые при проектировании и расчете аспирационных и пневмотранспортных установок.

Рекомендовано Учебно-методическим объединением по образованию в области технологии продуктов питания и пищевой инженерии в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 260601 «Машины и аппараты пищевых производств» направления подготовки дипломированного специалиста 260600 «Пищевая инженерия», по специальности 260201 «Технология хранения и переработки зерна» направления подготовки дипломированного специалиста 260200 «Производство продуктов питания из растительного сырья». Протокол № 7 от 20.12.2010 г.

Рецензенты:

И. Я. Федоренко, д.т.н., профессор, директор института техники и агроинженерных исследований Алтайского государственного аграрного университета;

В. Г. Плотников, к.т.н., технический директор ЗАО «Алейскзернопродукт» им. С. Н. Старовойтова

ISBN 978-5-7568-0336-5

© Э. Г. Зарницына, О. Н. Терехова, 2011

© Алтайский государственный технический университет
им. И. И. Ползунова, 2011

Введение

На любом промышленном предприятии воздух постоянно загрязняется выделяющимися в процессе производства газами и вредными парами. Что касается предприятий зерноперерабатывающей отрасли, то они имеют особенность, состоящую в том, что все транспортные и технологические операции хранения и переработки зерна сопровождаются выделением очень большого количества пыли. Поэтому на предприятиях отрасли зернопереработки вентиляционные установки призваны обеспечивать чистоту окружающего воздуха в соответствии с санитарно-гигиеническими нормами, устанавливаемыми специальной документацией СанПиН (Санитарные правила и нормативы).

На зерноперерабатывающих предприятиях применяют особый вид вентиляционных установок – аспирационные установки (аспирационные сети). В них происходит процесс аспирации оборудования. Аспирация – это процесс создания разряжения внутри рабочего пространства машины путем отсасывания определенного объема воздуха с целью предотвращения выделения пыли наружу и поступления в эти пространства наружного воздуха. В процессе аспирации с воздухом уносятся из машины избыточное тепло и влага, выделяемые при переработке зерна в муку и крупу.

Вентиляционные установки на зерноперерабатывающих предприятиях являются важной частью всего технологического процесса. Объем решаемых вопросов с помощью аспирационных установок велик. Основные задачи, выполняемые вентиляционными установками, следующие:

- создание метеорологических условий работы обслуживающего персонала;
- обеспечение чистоты воздуха на уровне санитарных норм. В соответствии с требованиями ГОСТ 12.1.005-88 предельно допустимая концентрация (ПДК) пыли воздуха в рабочей зоне не должна превышать 4 мг/м^3 – для зерновой пыли, 6 мг/м^3 – для мучной пыли;
- очистка зерна от легких примесей воздушным потоком;
- обогащение продуктов размола зерна потоком воздуха;
- удаление из оборудования лишней влаги и тепла;
- активное вентилирование зерновой массы;
- возможность осуществления транспортирования дисперсного материала;
- создание условий взрывобезопасности и пожаробезопасности;
- предохранение от износа рабочих органов машин, вызываемого постоянным абразивным воздействием минеральной пыли.

В народном хозяйстве страны перемещается огромное количество грузов, большинство из которых зерновые, порошкообразные, кусковые или волокнистые. Широкое распространение в отрасли переработки зерна имеет пневматический транспорт. Пневмотранспорт – транспортирование различных сыпучих грузов при помощи воздуха.

Установки пневмотранспорта применяются для загрузки бункеров и регулируемого выпуска материалов из них, перемещения материалов со складов в производственные цеха и между цехами, разгрузки и загрузки вагонов, судов и автомобилей. На предприятиях хранения и переработки зерна при помощи пневмотранспорта перемещаются зерно, продукты размола, отходы. Производительность пневмотранспортных установок – от нескольких кг/ч до сотен т/ч, дальность транспортирования может достигать нескольких километров. В системах пневмотранспорта применяют трубы диаметром 70–1200 мм. Давление воздуха или газа в установках высокого давления до 8000 Па, удельный расход энергии до 5 кВт·ч/т.

Перемещение сыпучих материалов в трубопроводе в смеси с воздухом осуществляется путём переноса твёрдых частиц материала во взвешенном состоянии обтекающим их потоком воздуха или насыщением материала воздухом, в результате чего материал приобретает текучесть.

Использование пневмотранспорта в настоящее время широко распространено, благодаря ряду преимуществ:

- перемещение материала по трассам любой сложности и высокой протяженности;
- экологичность данного вида транспорта;
- возможность организации транспорта из труднодоступных мест или в труднодоступные места;
- сопутствующие технологические преимущества (обогащение материала воздухом, сушка транспортирующего материала до 0,5% от общей массы, возможность совмещения с обеспыливанием);
- возможность существенного упрощения операций загрузки и разгрузки с железнодорожного транспорта и водного транспорта;
- возможность полной автоматизации процессов (бесшумность, отсутствие движущихся частей).

Наряду с вышеперечисленными преимуществами использования пневмотранспорта, существуют некоторые существенные недостатки, которые препятствуют использованию данного вида транспорта:

- высокая взрывоопасность систем;
- повышенная энергоемкость процесса;
- недостаточно высокая надежность системы;
- быстрая изнашиваемость отдельных частей оборудования (материалопровод в точке перегиба и приемно-питающее устройство);
- повреждение перемещаемого материала;
- трудность перемещения материалов, обладающих различной дисперсностью.

Эффективная и безопасная работа аспирационных и пневмотранспортных установок во многом определяется грамотно выполненным проектированием.

Данное учебное пособие включает в себя методики расчета вентиляционных и пневмотранспортных сетей, примеры расчетов, справочные материалы и методические указания к проведению лабораторных работ и решению задач.

Предназначено для студентов специальности «Технология переработки зерна» в рамках изучения дисциплины «Вентиляционные установки и пневмотранспорт» и студентов специальности «Машины и аппараты пищевых производств» при изучении дисциплины «Вентиляционные установки»; кроме того, пособие может быть использовано специалистами зерноперерабатывающих предприятий и проектных организаций.

1 ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

1.1 Проектирование вентиляционных установок

1.1.1 Основные требования к проектированию вентиляционных сетей

Эффективная работа любой вентиляционной установки в решающей степени зависит от уровня проектирования данной сети.

Проектирование вентиляционной сети – это процесс, состоящий в рациональном и целесообразном размещении оборудования в производственном здании с целью обеспечить наивысший эффект вентиляции. Эффективно работающей вентиляционной сетью будет считаться та, при проектировании которой выдержаны определенные требования.

Современная вентиляционная установка должна быть:

- высокоэффективной;
- эксплуатационно-надежной;
- экономичной;
- взрывобезопасной.

С точки зрения эффективности работы вентиляционной сети следует брать во внимание две позиции:

- вентиляционная сеть должна иметь высокую санитарно-гигиеническую эффективность;
- сеть должна иметь технологическую эффективность.

Высокую *санитарно-гигиеническую эффективность* вентиляционной сети можно обеспечить, если в процессе проектирования выдерживать следующие рекомендации:

- а) предусматривать аспирацию всего оборудования, в процессе работы которого выделяется пыль;
- б) обеспечить максимальную герметичность всего оборудования;
- в) применить для очистки воздуха от пыли в сети пылеотделитель с высоким коэффициентом пылеочистки.

Чтобы обеспечить высокую *технологическую эффективность*, следует обратить внимание на такие условия:

- а) применять рекомендуемый в технической характеристике расход воздуха на аспирацию машины;
- б) выбирать такие типы сетей, которые обеспечивают необходимый технологический климат в рабочем помещении (сети с рециркуляцией воздуха, с кондиционированием воздуха, с организованным подводом воздуха к аспирируемому оборудованию).

Сеть может быть *экономичной*, если в процессе проектирования придерживаться рекомендаций:

а) к сети следует подобрать пылеотделитель, имеющий по возможности наиболее высокий коэффициент пылеочистки и наименьшее аэродинамическое сопротивление;

б) подобрать к сети вентилятор с возможно более высоким КПД;

в) проектировать трассу сети с минимальной длиной воздухопроводов и с минимальным количеством местных сопротивлений;

г) предусматривать в сети минимальное число различных типоразмеров фасонных деталей;

д) уравнивание потерь давления в тройниках следует вести по возможности уменьшением диаметра участка с меньшим сопротивлением;

е) устанавливать вентилятор при длинной трассе сети не в конце, а в середине трассы, что позволит уменьшить потери давления по главной магистрали и снизить затраты мощности на работу сети.

Требования эксплуатационной надежности возможно выполнить, если в процессе проектирования сети предусмотреть следующее:

а) количество точек отсоса воздуха в одной сети не должно превышать 10–12 штук (исключение могут составлять сети, проектируемые с аспирационным сборником в качестве предварительного пылеуловителя);

б) применять при проектировании трассы сети по возможности большее количество симметричных тройников;

в) на участках сети скорость воздуха должна соответствовать требованию

$$v \geq v_{\text{н.т.}},$$

где $v_{\text{н.т.}}$ — скорость надежно-транспортирующая, исключающая возможность осаждения пыли в воздухопроводе;

г) машины с регулируемым режимом воздушного потока (воздушно-ситовые сепараторы, камнеотделительные машины и т. д.) следует аспирировать как местные установки;

д) к сети следует стремиться подобрать пылеуловитель простой по конструкции и надежный в эксплуатации.

Требования взрывобезопасности:

а) компоновка сетей должна проводиться с соблюдением принципа создания условий взрывобезопасности;

б) объем воздуха, отсасываемого на аспирацию потенциально взрывоопасных машин, проверяется с использованием специальной формулы

$$Q_{\text{м}} = K_{\text{в}} \frac{A}{a_{\text{min}}}, \quad (1.1)$$

где $K_{\text{в}}$ — коэффициент взрывобезопасности ($K_{\text{в}} = 2 \div 3$);

A — количество пыли, которое образуется в процессе работы данной машины, кг/ч;

a_{min} — нижний предел взрывобезопасной концентрации пыли, кг/м³;

в) размеры аспирационного отверстия у аспирируемых машин должны быть приняты таким образом, чтобы предотвратить унос из машины перерабатываемого продукта и тяжелой пыли;

г) на всасывающих фильтрах, работающих в аспирационных сетях необходимо предусматривать установку взрыворазрядителей, состоящих из мембраны и взрыворазрядной трубы, вынесенной за пределы здания.

Кроме указанных четырех основных требований, проектируемые сети должны быть удобны в обслуживании, эстетичны, иметь допустимые уровни шума и вибрации при работе.

1.1.2 Компоновка вентиляционных сетей

К проектированию вентиляционной части проекта приступают после выполнения технологической части. Технологическая часть проекта, как правило, включает следующие этапы:

- разработка и согласование новой технологической схемы;
- расчет и подбор необходимого технологического, транспортного и вспомогательного оборудования;
- разработка схемы коммуникаций;
- расстановка оборудования на этажах производственного здания.

Перед началом проектирования выполняют чертежи цеха или предприятия в масштабе 1:50 с расстановкой всего технологического, транспортного и прочего оборудования. Эти чертежи являются основой проекта, поэтому нужно строго следить за совмещением проекций, причем планы и разрезы необходимо размещать на листах в соответствии с требованиями ГОСТ 2.305-68.

Разработку вентиляционной части проекта начинают с определения оборудования, подлежащего аспирации. Перечень аспирируемого оборудования записывают в специальную таблицу, где указывают наименование, число единиц оборудования, этаж, на котором располагается оборудование, объем воздуха на аспирацию машин. После составления таблицы оборудования, подлежащего аспирации, можно приступить к компоновке вентиляционных сетей.

Компоновка вентиляционных сетей – это процесс объединения оборудования, подлежащего аспирации, в отдельные централизованные сети.

Вентиляционные сети komponуют двух типов: местные и центральные.

Местная вентиляционная сеть – это сеть, в которой вентилятор отсасывает воздух от одной машины (рисунок 1.1). Местные сети, как правило, предусматривают для машин, в которых воздух выполняет не только санитарно-гигиенические, но и технологические задачи (воздушные сепараторы, воздушно-ситовые сепараторы, камнеотделительные машины, концентраторы, ситовеечные машины, пневмосортировальные столы и некоторые другие машины).

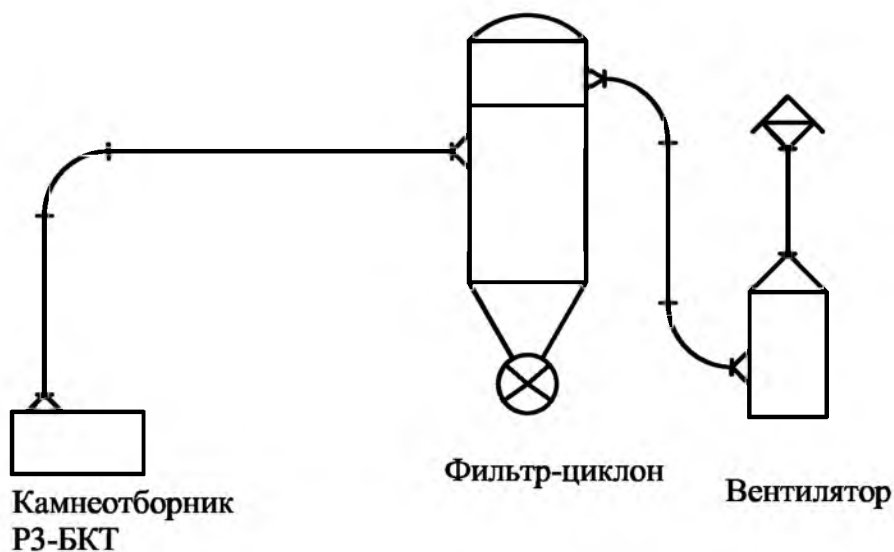


Рисунок 1.1 – Схема местной аспирационной установки

Центральная вентиляционная сеть – это сеть, в которой вентилятор отсасывает воздух от целого ряда машин (рисунок 1.2).

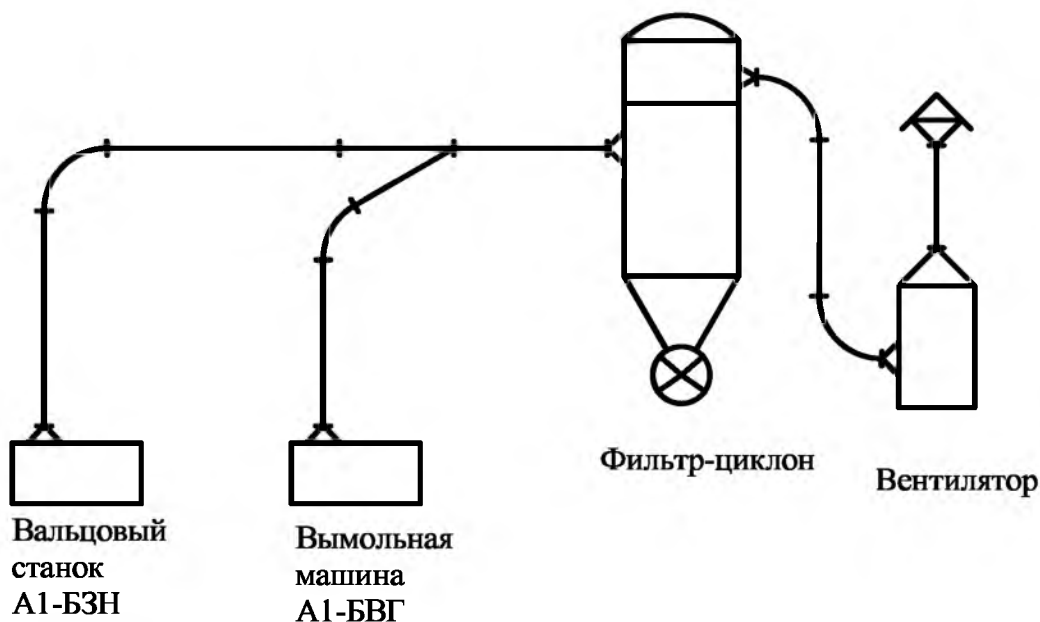


Рисунок 1.2 – Схема центральной аспирационной установки для улавливания ценной мелкодисперсной мучной пыли

Объединение оборудования в центральные вентиляционные сети проводят, выдерживая шесть основных принципов компоновки:

а) *пространственный принцип* – принцип наибольшей геометрической простоты и наименьшей протяженности сетей.

Данный принцип рассматривают с двух позиций:

- 1) в одну сеть следует объединять близко расположенное оборудование;
- 2) объединение следует вести в вертикальном направлении (объединять в одну сеть машины, размещенные на разных этажах);

б) *технологический принцип* – объединение оборудования в отдельные сети, при работе которого выделяется однородная по качеству пыль. Этот принцип учитывают в тех случаях, когда недопустимо смешивание разных по качеству видов пыли (подготовительные отделения мельницы, крупозаводы, комбикормовые заводы);

в) *температурный принцип*, состоящий в том, что в одну сеть объединяют оборудование, в рабочем пространстве которого воздух имеет примерно одинаковую температуру;

г) *принцип эксплуатационной надежности*, предполагающий выполнение двух основных требований:

1) общее количество точек отсоса в сети по возможности не должно превышать 12 штук;

2) машины с регулируемым режимом воздушного потока (воздушно-ситовые сепараторы, камнеотделительные машины и т. д.) следует аспирировать как местные установки;

д) *принцип взрывобезопасности* – нельзя объединять в одну аспирационную сеть потенциально взрывоопасное оборудование (нории, дробилки и т. д.) и оборудование бункерного или силосного типа.

е) *принцип одновременности работы* – когда в отдельные сети объединяется одновременно работающее оборудование. Принцип одновременности работы характеризуется коэффициентом использования $K_{\text{и}}$.

Под коэффициентом использования понимается отношение минимально возможного объема воздуха в сети к общему объему воздуха, перемещаемого вентилятором, т. е. :

$$K_{\text{и}} = \frac{Q_{\text{min}}}{Q_{\text{в}}}. \quad (1.2)$$

Коэффициент использования $K_{\text{и}}$ должен быть равен 1. Лишь в виде исключения для элеваторных сетей допускается $K_{\text{и}} \geq 0,5$.

Данный принцип имеет наибольшее значение при проектировании аспирационных сетей элеваторов.

После проведения компоновки аспирируемого оборудования, на каждую вентиляционную сеть составляется компоновочная таблица, в которой приводятся следующие сведения:

- наименование и марка аспирируемых в данной сети машин;
- количество однотипного оборудования;
- место расположения аспирируемых в сети машин;
- объемы воздуха на аспирацию машин и потери давления в аспирируемых машинах;
- задачи аспирации оборудования.

Для создания разряжения в аспирируемом оборудовании из каждой машины отсасывается строго определенный объем воздуха. Объемы воздуха на аспирацию машин определяются расчетным путем и сведены в специальные таблицы (Приложение Л).

Исходя из компоновочной таблицы, определяется объем воздуха отсасываемого от аспирируемых машин Q_{π}^c , м³/ч

$$Q_{\pi}^c = \Sigma Q_m, \quad (1.3)$$

где Q_m – объем воздуха на аспирацию отдельной машины, м³/ч.

Общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя Q_o^c , м³/ч определяется по выражению

$$Q_o^c = 1,05 \cdot Q_{\pi}^c, \quad (1.4)$$

где 1,05 – это нормативный коэффициент, учитывающий объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания.

Форма компоновочной таблицы приведена в приложении Т.

1.1.3 Расчет кратности воздухообмена и выбор типа сетей

При работе одной или нескольких вентиляционных сетей в производственном помещении возможно возникновение разряжения в здании, если отработанный воздух выбрасывается в атмосферу. При работе предприятия в зимний период года вакуум в помещении приводит к возникновению сквозняков и непроизводительным затратам на отопление.

О величине возникающего в здании разряжения можно судить по кратности воздухообмена.

Кратность воздухообмена – это число, показывающее сколько раз в течение одного часа в помещении меняется объем воздуха.

Кратность воздухообмена в цехе i , 1/ч, можно получить по выражению

$$i = \frac{\Sigma Q}{V_{\pi}}, \quad (1.5)$$

где ΣQ – общий расход воздуха от всего аспирируемого оборудования, м³/ч;

V_{π} – внутренний объем всех рабочих помещений цеха, м³.

Если расчетная кратность воздухообмена получается равной или меньше допустимой ($i_{\text{доп}} = 1 \div 1,5$ обмена в час), то проектируют один тип аспирационных сетей – с выбросом воздуха в атмосферу.

Если $i > i_{\text{доп}}$, то кроме сетей с выбросом воздуха в атмосферу необходимо проектировать сети другого типа:

а) сеть с организованным подводом или замкнутым циклом воздуха (элеваторы, подготовительные отделения мельниц);

б) сеть с рециркуляцией или с кондиционированием воздуха (размольные отделения мельниц, шелушильные отделения крупозаводов).

В этом случае рассчитывается количество воздуха $Q_{\text{выб}}$, м³/ч, которое выбрасывается в атмосферу

$$Q_{\text{выб}} = i_{\text{доп}} \cdot V_{\text{п}}. \quad (1.6)$$

Количество воздуха, которое приходится на сети другого типа, например, с рециркуляцией, будет равно

$$Q_{\text{рец}} = Q_{\text{общ}} - Q_{\text{выб}}. \quad (1.7)$$

В курсовом проекте допускается проектировать сеть с выбросом воздуха в атмосферу.

1.1.4 Подбор пылеотделителя к сети

В аспирационных сетях зерноперерабатывающих предприятий для очистки воздуха применяются центробежно-гравитационные пылеотделители – циклоны различных марок и фильтры-циклоны. Вид пылеотделителя принимается в зависимости от типа выбранной сети и от характеристики пыли.

Так, для отделения крупной минеральной пыли в сетях элеваторов и складов можно применять одиночные циклоны марки ЦОЛ. На элеваторах и в подготовительных отделениях мельниц и крупозаводов в сетях с выбросом воздуха в атмосферу применяют батарейные циклоны марки 4БЦШ. В размольных и выбойных отделениях мельниц и в шелушильных отделениях крупозаводов для очистки мелкодисперсной мучной пыли применяются батарейные циклоны марки УЦ. Фильтры-циклоны РЦИЭ и РЦИЭм используются в сетях всех зерноперерабатывающих предприятий вне зависимости от характеристики перемещаемой в сети пыли.

1.1.4.1 Общий порядок подбора циклона к сети

Соответствующая марка циклона выбирается в зависимости от вида отделяемой пыли. По общему объему воздуха, подлежащего очистке, выбирается необходимый типоразмер циклона (приложение Ж). В том случае, когда объем воздуха, подлежащего очистке, не попадает в допустимые пределы какого-либо типоразмера циклона, следует рассмотреть два типоразмера, наиболее соответствующие требуемому объему очищаемого воздуха. Далее определяется фактическая скорость воздуха на входе в циклон $v_{\text{вх}}$, м/с

$$v_{\text{вх}} = \frac{Q_{\text{о}}^{\text{с}}}{F_{\text{вх}}}, \quad (1.8)$$

где $F_{\text{вх}}$ – площадь входного отверстия циклона, м^2 .

Рассчитывается исходя из размеров отверстия, определяемых по проектным нормам.

Найденная расчетом входная скорость сравнивается с оптимальной входной скоростью. Если фактическая скорость равна или близка к оптимальной, то циклон правильно подобран к сети.

В том случае, когда фактическая скорость превышает оптимальную, либо меньше нее, то применять циклон для очистки воздуха нецелесообразно. Несо-

ответствие фактической скорости оптимальной неизменно приводит к снижению коэффициента пылеотделения.

Величина потерь давления в циклоне $H_{\text{ц}}$, Па определяется по формуле:

$$H_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \cdot \frac{\rho \cdot v_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (1.9)$$

где $\xi_{\text{ц}}$ – безразмерный коэффициент сопротивления циклона

$v_{\text{вх}}$ – фактическая скорость воздуха в сечении входного отверстия, м/с.

В зависимости от типа циклона коэффициенты сопротивления имеют разные значения. Они принимаются равными:

а) для циклонов марки 4БЦШ $\xi_{\text{ц}} = 5$;

б) для циклонов марки ЦОЛ $\xi_{\text{ц}} = 4$;

в) для циклонов марки УЦ $\xi_{\text{ц}} = (20 \div 22) D_{\text{н}}$,

где $D_{\text{н}}$ – диаметр наружного цилиндра циклона, м.

В некоторых случаях сопротивление циклона рассчитывают по упрощенной формуле:

$$H_{\text{ц}} = m \cdot Q_{\text{o}}^c, \quad (1.10)$$

где m – размерный коэффициент сопротивления циклона;

Q_{o}^c – объем воздуха, очищаемого в циклоне, м³/мин.

Значение коэффициента $m = \xi_{\text{ц}} \cdot \frac{\rho}{2F_{\text{вх}}^2}$ приводится в соответствующих справочниках.

Потери давления в батарейной установке $H_{\text{бат}}$, Па рассчитываются как

$$H_{\text{бат}} = 1,1 \cdot H_{\text{ц}}. \quad (1.11)$$

1.1.4.2 Общий порядок подбора фильтра-циклона к сети

Необходимая площадь фильтрующей поверхности $F_{\text{ф.р.}}$, м² определяется следующим образом:

$$F_{\text{ф.р.}} = \frac{Q_{\text{o}}^c}{q_{\text{ф.доп.}}}, \quad (1.12)$$

где Q_{o}^c – общий объем воздуха, очищаемого в пылеотделителе, м³/ч;

$q_{\text{ф.доп.}}$ – допустимая удельная нагрузка на фильтрующую ткань или скорость фильтрации, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$.

В соответствии с паспортными данными для фильтра-циклона РЦИЭ допустимая удельная нагрузка на фильтрующую поверхность может быть принята в пределах

$$q_{\text{ф.доп.}} = 420 \div 480 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}.$$

Однако при такой нагрузке потери давления в пылеотделителе очень высоки, поэтому в настоящее время допустимая нагрузка принимается в соответствии с указаниями по проектированию [8]. Согласно рекомендациям данного нормативного документа, нагрузка на фильтрующую ткань для фильтров-циклонов принимается следующим образом:

$$q_{\text{ф.доп.}} = 240 \div 300 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}} \text{ (для аспирационных сетей элеваторов и складов);}$$

$q_{\text{ф.доп.}} = 240 \div 300 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$ (для сетей подготовительных отделений мельниц и крупозаводов и в сетях комбикормовых заводов);

$q_{\text{ф.доп.}} = 300 \div 360 \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$ (для фильтров-циклонов, работающих в сетях размольных отделений мельниц и шелушильных отделений крупозаводов).

По найденной площади поверхности фильтрации $F_{\text{ф.р.}}$ принимается фильтр с фильтрующей поверхностью, близкой к расчетной, в соответствии с проектными нормами (приложение И). Затем определяется фактическая удельная нагрузка на ткань $q_{\text{ф.ф.}}, \frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$

$$q_{\text{ф.ф.}} = \frac{Q_{\text{о}}^c}{F_{\text{ф.ф.}}}, \quad (1.13)$$

где $F_{\text{ф.ф.}}$ – фактическая площадь фильтрующей поверхности принятого стандартного фильтра, м^2 .

По действительной удельной нагрузке определяется величина потерь давления в фильтре.

Для фильтра-циклона марки РЦИЭ сопротивление $H_{\text{ф.}}$, Па, рассчитывается по выражению:

$$H_{\text{ф.}} = 10^2 \cdot (q_{\text{ф.ф.}})^{1,3}, \quad (1.14)$$

где $q_{\text{ф.ф.}}$ – фактическая удельная нагрузка на ткань, $\frac{\text{м}^3}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$.

В курсовом проекте проводят подбор и циклона, и фильтра-циклона к сети, а затем, проанализировав их достоинства и недостатки, выбирают наиболее приемлемый вариант.

1.1.5 Предварительный подбор вентилятора к сети

В вентиляционных системах зерноперерабатывающих предприятий в качестве воздуходувных машин используют центробежные вентиляторы различных серий, имеющих коэффициент полезного действия в пределах $\eta_{\text{в}} = 0,5 \div 0,85$.

В соответствии с [8], в целях создания безопасных условий работы разрешено проектировать только сети всасывающего типа. В таких сетях в качест-

ве воздухоудвунной машины возможно применение вентиляторов общего назначения и вентиляторов специальных пылевых.

В аспирационных сетях предприятий переработки зерна применяют, как правило, вентиляторы 1-го исполнения и допустимо применение вентиляторов 5-го исполнения, имеющих худшие аэродинамические показатели работы.

Проектируя вентиляционную сеть, вентилятор подбирают предварительно на этапе, когда еще нет трассы сети, неизвестны длины участков и состав и размеры местных сопротивлений. После разработки трассы сети и расчета вентиляционной сети вентилятор подбирают в окончательном варианте. Методика подбора вентилятора одинакова, но при предварительном подборе основные параметры работы вентилятора назначаются ориентировочно.

Последовательность подбора вентилятора к сети следующая:

- рассчитывают объем воздуха, перемещаемого вентилятором в данной сети, Q_v , м³/ч, по выражению

$$Q_v = Q_n^c + \Delta Q_{дл} + \Delta Q_{п/о}, \quad (1.15)$$

где Q_n^c – объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин, м³/ч;

$\Delta Q_{дл}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания, м³/ч;

$\Delta Q_{п/о}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя в данной сети, м³/ч.

Величина $\Delta Q_{дл}$ при предварительном подборе вентилятора принимается как

$$\Delta Q_{дл} = 0,05 \cdot Q_n^c. \quad (1.16)$$

Объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя, зависит от типа пылеотделителя. Для фильтра-циклона РЦИЭ величина $\Delta Q_{п/о}$, м³/ч, рассчитывается как

$$\Delta Q_{п/о} = 0,05 \cdot Q_n^c. \quad (1.17)$$

Подсосы воздуха в циклонах следует принимать в зависимости от количества шлюзовых затворов для вывода пыли. Для батарейных циклонов с одним шлюзовым затвором величина $\Delta Q_{п/о}$ принимается, равной 150 м³/ч, а для циклонов с двумя шлюзовыми затворами подсос воздуха составляет не менее 200 м³/ч;

- давление, развиваемое вентилятором в сети, предварительно принимается ориентировочно в пределах $H_v = 1500 \div 2200$ Па;

- просматриваются универсальные характеристики вентиляторов различных серий, которые обеспечивают основные параметры работы вентилятора в данной сети: Q_v и H_v .

Характеристика сети при условии равновесия ($Q_v = Q_c$; $H_v = 1,1H_c$) накладывается на универсальную характеристику вентилятора для получения точки пересечения этих характеристик – рабочей точки вентилятора в данной сети. Положение рабочей точки позволяет судить о правильности подбора вентиля-

тора к сети и определить недостающие параметры работы вентилятора: частоту вращения рабочего колеса n_v и коэффициент полезного действия η_v .

Вентилятор считается правильно подобранным к сети при выполнении следующих условий:

а) к сети следует подобрать вентилятор, имеющий по возможности наиболее высокий КПД ($\eta_v = 0,5 \div 0,85$);

б) КПД выбранного вентилятора должен отвечать требованию $\eta_v \geq 0,9 \cdot \eta_{\max}$;

в) рабочая точка на универсальной характеристике вентилятора должна располагаться в области правее линии максимального КПД;

г) к сети желательно подобрать вентилятор, имеющий меньший номер.

1.1.6 Проектирование трассы сети

Приступая к проектированию трассы воздухопроводов, следует на чертежах общего вида вычертить в масштабе М 1:50 отсасывающие патрубки. Некоторые специалисты по вентиляционным установкам называют эти устройства конические входные коллекторы или конфузоры-пылеприемники.

Отсасывающий патрубок – это сужающийся переход, устанавливаемый в месте отсоса воздуха из аспирируемого оборудования, необходим для присоединения воздухопроводов к аспирируемой машине и выполняет, кроме того, такие функции:

а) уменьшает потери давления (по сравнению с входом в трубу с острыми кромками);

б) снижает скорость в сечении отверстия для аспирации и предотвращает унос из машины зерна и перерабатываемых продуктов, а также тяжелой пыли.

1.1.6.1 Проектирование отсасывающих патрубков

Перед проектированием отсасывающих патрубков изучается подлежащее аспирации оборудование. По каталогам и нормам определяются места отсоса воздуха от машин, выписывают размеры отверстий для аспирации; аспирационные отверстия наносят на чертежи строго по размерам.

Далее рассчитывают площадь отверстия под аспирацию $F_{a.o.}$, m^2 . При этом имеют в виду, что форма аспирационного отверстия учитывает цели аспирации и может быть прямоугольной либо круглой.

Определяется фактическая скорость выхода воздуха из машины $v_{a.o.ф.}$, m/c :

$$v_{a.o.ф.} = \frac{Q_m}{F_{a.o.} \cdot 3600}, \quad (1.18)$$

где Q_m – объем воздуха, отсасываемого из машины для аспирации, $m^3/ч$,
 $F_{a.o.}$ – площадь аспирационного отверстия, m^2 .

Если машина имеет несколько точек отсоса воздуха для аспирации, то скорость $v_{a.o.ф.}$, м/с, рассчитывается как:

$$v_{a.o.ф.} = \frac{Q_m}{F_{a.o.} \cdot n \cdot 3600}, \quad (1.19)$$

где n – количество точек отсоса.

Полученную расчетом скорость сравнивают с допустимой скоростью в плоскости аспирационного отверстия. Величина этой скорости зависит от скорости витания перерабатываемого в машине продукта и в расчетах принимается таким образом:

$$v_{a.o.ф.} \leq 2 \text{ м/с (для зерна пшеницы и ржи);}$$

$$v_{a.o.ф.} \leq 3 \text{ м/с (для крупяных культур);}$$

$$v_{a.o.ф.} \leq 1 \text{ м/с (для муки и продуктов размола зерна);}$$

$$v_{a.o.ф.} \leq 0,5 \text{ м/с (для тонкодисперсных видов сырья комбикормовых заводов).}$$

В результате сравнения вышеуказанных скоростей возможны два варианта:

а) фактическая скорость в сечении отверстия для аспирации близка к допустимой скорости, т. е. $v_{a.o.ф.} \leq v_{a.o.доп.}$;

б) фактическая скорость в аспирационном отверстии значительно превышает скорость допустимую, что может привести к уносу из машины перерабатываемого продукта.

В первом из названных вариантов в точке отсоса воздуха из машины устанавливают отсасывающий патрубок – сужающийся конфузор-пылеприемник (рисунок 1.3).

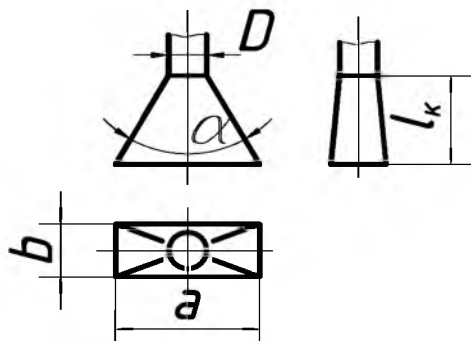


Рисунок 1.3 – Отсасывающий патрубок – конфузор-пылеприемник

Рассчитывается диаметр воздухопровода, присоединяемого к аспирируемой машине, D , мм

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot v \cdot 3600 \cdot n}}, \quad (1.20)$$

где v – минимальная надежно-транспортирующая скорость воздуха, препятствующая осаждению пыли в воздухопроводе, м/с.

Величина надежно-транспортирующей скорости воздуха зависит от дисперсного состава перемещаемой в сети пыли. В расчетах принимается согласно рекомендациям [8].

Для сетей размольных и выбойных отделений мельниц, в которых перемещается мелкодисперсная мучная пыль:

- $v \geq 10$ м/с – при вертикальном и наклонном (более 60 °) расположении воздуховодов;

- $v \geq 14$ м/с – при наклонном (менее 60 °) и горизонтальном расположении воздуховодов.

Для сетей подготовительных отделений мельниц и крупозаводов, в которых перемещается среднедисперсная по составу пыль смешанного характера:

- $v \geq 12$ м/с – при вертикальном и наклонном (более 60 °) расположении воздуховодов;

- $v \geq 16$ м/с – при наклонном (менее 60 °) и горизонтальном расположении воздуховодов;

Для сетей комбикормовых заводов:

- $v \geq 16$ м/с – для аспирационных сетей линий мучнистого сырья и шпотов, линий готовой продукции при горизонтальном и наклонном (менее 60 °) расположении участков;

- $v \geq 18$ м/с – для аспирационных сетей линии подачи зернового сырья, а также для сетей линии влаготепловой обработки;

- $v \geq 21$ м/с – для аспирационных сетей линии подготовки минерального сырья;

- $v \geq 14$ м/с – для аспирационных сетей других линий комбикормового производства.

При вертикальном расположении воздуховодов скорость воздуха может приниматься несколько ниже указанных рекомендаций. Для сетей элеваторов и зерноскладов, в которых перемещается крупнодисперсная минеральная пыль, рекомендуются следующие скорости:

- $v \geq 12$ м/с – при вертикальном и наклонном (более 60 °) расположении воздуховодов;

- $v \geq 18$ м/с – для горизонтальных воздуховодов.

Полученный диаметр округляется до ближайшего стандартного меньшего диаметра. Перечень стандартных диаметров приведен в приложении С.

Для дальнейшего расчета можно воспользоваться двумя подходами:

а) длина отсасывающего патрубка ℓ_k , мм, задается конструктивно, исходя из таких рекомендаций:

$\ell_k = 1D$, если $D \geq 250$ мм;

$\ell_k \approx (2 \div 3)D$, если $D < 250$ мм.

Рассчитывается угол раскрытия сужающегося перехода, используя выражение

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{a - D}{2 \cdot \ell_k}, \quad (1.21)$$

где a – длинная сторона аспирационного отверстия, мм.

Во избежание повышения сопротивления в отсасывающем патрубке рекомендуется угол раскрытия принимать в следующем диапазоне:

$\alpha_k = 30 \div 60^\circ$ – для конфузора, в основании которого лежит прямоугольное сечение;

$\alpha_k = 0 \div 90^\circ$ – для конфузора, в основании которого лежит круглое сечение;

$\alpha_d = 0 \div 40^\circ$ – для диффузора;

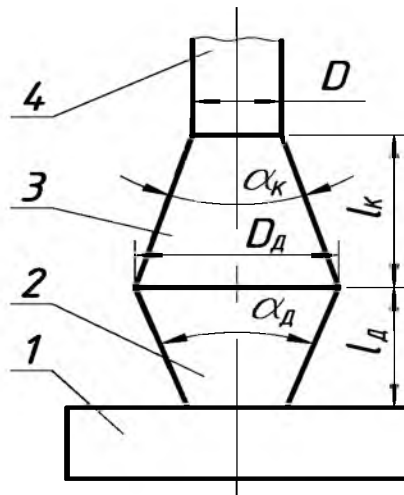
б) по приведенной выше рекомендации конструктивно назначается угол раскрытия отсасывающего патрубка из числа оптимальных углов раскрытия.

Рассчитывается длина входного коллектора

$$\ell_k = \frac{a - D}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (1.22)$$

Полученная длина перехода должна соответствовать вышеперечисленным рекомендациям.

Если скорость воздуха в плоскости выхода из машины значительно превышает скорость допустимую, т. е. $v_{a.o.f.} > v_{a.o.доп}$, то можно увеличить конструктивно размеры аспирационного отверстия с целью повышения площади аспирационного отверстия и снижения скорости выхода воздуха из машины. Однако конструкция оборудования чаще всего не позволяет увеличить размеры отверстия для аспирации. В этом случае в месте отсоса воздуха следует установить расширяющийся переход – диффузор, а далее установить сужающийся переход. Аспирация машины в этом случае осуществляется по схеме, представленной на рисунке 1.4.



1 – аспорируемая машина, 2 – расширяющийся переход,
3 – сужающийся переход, 4 – воздухопровод

Рисунок 1.4 – Схема аспирации машины при условии $v_{a.o.f.} > v_{a.o.доп}$.

Диаметр расширения диффузора D_d , мм, в этом случае рассчитывается как

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot v_{a.o.доп.} \cdot 3600 \cdot n}} \quad (1.23)$$

Полученный расчетом диаметр расширения округляют до ближайшего значения, кратного 5.

Все остальные размеры получают, используя вышеуказанные формулы (1.20; 1.21; 1.22) и рекомендации.

После вычерчивания на чертежах общего вида необходимых переходов определяют ориентировочно места для размещения пылеотделителя и предварительно подобранного вентилятора. Руководствуются при установке аспирационного оборудования определенными положениями.

1.1.6.2 Рекомендации по установке пылеотделителя и вентилятора

Основные рекомендации по установке пылеотделителя и вентилятора следующие:

- пылеотделитель и вентилятор следует размещать на свободных площадях симметрично остального оборудования и с соблюдением необходимых проходов (генеральный проход 1,0 ÷ 1,2 м с одной стороны, проходы 0,75 ÷ 0,8 м с других сторон и проход 0,5 м со стороны входа воздуха).

- пылеотделитель и вентилятор не следует располагать непосредственно напротив окон, что приводит к снижению освещенности помещения;

- пылеотделитель типа циклон разрешается располагать в углах здания вплотную к стенам и колоннам здания, а также выносить за пределы здания;

- пылеотделитель и вентилятор рекомендуется для снижения потерь давления по главной магистрали располагать, по возможности, ближе друг к другу;

- вентилятор вместе с приводом нельзя крепить к потолку, ввиду неудобства его обслуживания в этом случае;

- при проектировании трассы сети следует иметь в виду, что вывод воздуха из вентилятора может быть осуществлен вверх, вниз, вправо или влево;

- в случае дефицита производственной площади ввод воздуха в вентилятор можно осуществить с помощью так называемой коробки ЦАГИ;

- при длинной трассе сети вентилятор целесообразно установить в середине сети с целью снижения потерь давления по главному магистральному направлению;

- с целью уменьшения сопротивления сети и упрощения трассы сети, можно использовать также следующие рекомендации:

- а) у циклонов марки 4БЦШ сборную коробку для вывода отработанного воздуха можно поворачивать относительно оси батареи на определенный угол. Возможный угол поворота зависит от типоразмера циклона и принимается в соответствии с нормами (приложение Ж);

- б) у фильтров-циклонов камеру чистого воздуха можно также поворачивать на определенный угол относительно корпуса фильтра-циклона (приложение И).

1.1.6.3 Рекомендации по проектированию трассы воздухопроводов

При проектировании трассы аспирационной сети следует придерживаться следующих рекомендаций:

- трасса сети должна вестись кратчайшим путем с наименьшим количеством отводов и других местных сопротивлений;
- проектируя трассу сети, вначале следует объединять потоки воздуха с малыми расходами, а затем присоединять их к потокам с повышенным расходом и сопротивлением;
- объединение потоков воздуха осуществляется с использованием тройников (симметричных и несимметричных) и крестовин;
- для несимметричных тройников при проектировании трассы сети следует выдерживать обязательное условие

$$Q_{\pi} \geq Q_6 ,$$

где Q_{π} – объем воздуха, перемещаемого по проходному направлению тройника, $\text{м}^3/\text{ч}$;

Q_6 – объем воздуха, перемещаемого в боковом ответвлении тройника, $\text{м}^3/\text{ч}$;

- наибольшее предпочтение следует отдавать в процессе проектирования трассы сети тройникам симметричным, в которых обязательным является условие $Q_{61} = Q_{62}$. Симметричные тройники позволяют выдержать принцип аэродинамической симметрии, результатом которой будет являться упрощение трассы сети, упрощение процесса расчета сети и отсутствие необходимости уравнивания потерь давления в тройнике.

- если при проектировании трассы сети используется крестовина, то здесь желательно выдерживать два условия:

$$Q_{\pi} \geq Q_6 \text{ – обязательно;}$$

$$Q_{61} = Q_{62} \text{ – необязательно;}$$

- воздухопроводы вентиляционных сетей рекомендуется проводить параллельно и перпендикулярно стенам здания, избегая применения длинных косях воздухопроводов;

- горизонтальные воздухопроводы в пределах одного этажа необходимо располагать на одном уровне от пола. При этом минимальная высота от пола до нижней выступающей части воздухопровода должна быть не менее 2,2 м.

- на этаже, где установлен пылеотделитель, высоту горизонтальных воздухопроводов следует увязывать с высотой входного патрубка пылеотделителя;

- вертикальные воздухопроводы вентиляционных сетей не рекомендуется проводить через проходы и места обслуживания машин;

- воздухопроводы не должны пересекать балки, колонны, а также технологические и транспортирующие машины. В виде исключения допустимо проводить воздухопроводы внутри бункеров, однако при этом толщину стенки воздухопровода рассчитывают из условия смятия;

- при проектировании трассы сети размеры всех фасонных деталей принимаются в определенном соотношении от диаметра воздухопровода на данном участке:

а) радиусы отводов выполняются в оптимальном варианте по условию $R_o = 2D$. Допустимо принимать $R_o = 1,5D$, а также $R_o = 1D$ (в случае недостаточной производственной площади);

б) длины переходов принимаются конструктивно, исходя из следующих соображений:

$\ell_k = 1D$, если $D \geq 250$ мм;

$\ell_k \approx (2 \div 3)D$, если $D < 250$ мм;

в) длины тройников должны удовлетворять условию $\ell_{тр} \geq 3D_o$,

где D_o – диаметр объединенного потока, мм.

- углы раскрытия тройников следует принимать кратными 15° . Для несимметричных тройников, применяемых в вентиляционных системах, рекомендуются углы раскрытия $\alpha_{тр} = 15^\circ; 30^\circ; 45^\circ; 60^\circ$. Для симметричных тройников оптимальными являются такие углы: $\alpha_{тр} = 15^\circ; 30^\circ; 60^\circ$;

- при проектировании трассы сети воздухопроводы на различных участках могут иметь предварительные диаметры, которые рассчитываются исходя из уравнения неразрывности

$$Q = v \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (1.24)$$

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot v \cdot 3600}}. \quad (1.25)$$

При этом скорость движения воздуха на любом участке принимается равной *минимальной надежно-транспортирующей скорости воздуха*, о которой подробно говорится в 1.1.6.1. Также предварительные диаметры воздухопроводов можно определить, используя специальную номограмму (приложение С);

- после определения размеров фасонных деталей, необходимо вычертить сеть в масштабе 1:50 в трех проекциях. При этом следует вычертить сеть сначала в осевых линиях, а после согласования трассы с руководителем проекта её вычерчивают в «теле» в предварительных диаметрах. Этот этап проектирования является наиболее ответственным, т. к. сеть, по существу, спроектирована и остается лишь окончательным расчетом уточнить диаметры воздухопроводов. Поэтому на качество размерной компоновки следует обратить особое внимание.

1.1.7 Расчет вентиляционной сети

В процессе расчета вентиляционной сети решаются такие задачи:

- уточняются скорости движения воздуха и диаметры воздухопроводов на участках сети;

- определяются потери давления на участках сети;

- уточняется объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети;
- уравниваются потери давления в тройниках;
- рассчитываются потери давления по главному магистральному направлению сети;
- производится окончательный подбор вентилятора;
- рассчитывается мощность, потребляемая вентилятором, подбирается привод вентилятора.

Основанием для расчета разветвленной вентиляционной сети служит расчетная плоскостная схема сети (приложение Б).

1.1.7.1 Снятие и оформление расчетной плоскостной схемы сети

Плоскостная схема сети представляет развертку сети на горизонтальной плоскости, выполненную без масштаба. Плоскостные схемы делятся на расчетные и монтажные. Расчетная плоскостная схема снимается с чертежей общего вида вентиляционной установки со всеми размерами и точной конфигурацией фасонных деталей. Расчетную схему оформляют в следующей последовательности:

а) аспирируемое оборудование изображают прямоугольником, рядом с которым указывают наименование и марку машины, объем воздуха на аспирацию машины и потери давления в машине;

б) сеть разбивают на отдельные участки. Участком сети называется часть сети, имеющая постоянный объем перемещаемого воздуха и ограниченная с двух сторон. Границами участка могут быть: аспирируемая машина, тройник, пылеотделитель, вентилятор;

в) выбирают главное (магистральное) направление сети. Главное или магистральное направление сети – это последовательно расположенные участки сети, на которых имеют место максимальные потери давления. Магистральное направление выбирается обычно от машины с большими потерями давления и наиболее удаленной от вентилятора;

г) проводится нумерация участков. Участки главного магистрального направления нумеруют римскими цифрами, участки боковых ответвлений нумеруют арабскими цифрами;

д) с чертежей общего вида снимают и указывают на схеме расчетные длины участков, измеряемые с точностью до 0,1 м. Расчетная длина участка ℓ , м, определяется по выражению

$$\ell = \sum \ell_{\text{пр.}} + \sum \ell_{\text{о}} + \sum \ell_{\text{пер.}}, \quad (1.26)$$

где $\sum \ell_{\text{пр.}}$ – суммарная длина прямых частей воздухопроводов на участке, м;

$\sum \ell_{\text{о}}$ – суммарная длина выпрямленных отводов на данном участке, м;

$\sum \ell_{\text{пер.}}$ – суммарная длина переходов, м.

Длина отвода $\ell_{\text{о}}$, м, рассчитывается как

$$\ell_o = \frac{\pi \cdot R_o \cdot \alpha_o}{180^\circ} = \frac{\pi \cdot D \cdot n \cdot \alpha_o}{180^\circ}, \quad (1.27)$$

где R_o – радиус отвода, м;

α_o – угол поворота отвода, град.

е) на расчетную схему наносят характеристики фасонных деталей вентиляционной сети.

Характеристика местного сопротивления – это соотношение между основными параметрами фасонной детали, от которых зависит коэффициент данного местного сопротивления.

Различные фасонные детали имеют присущую только им характеристику, по которой в дальнейшем определяют, используя специальные таблицы (приложение Е), коэффициенты местных сопротивлений $\xi_{м.с.}$.

1.1.7.2 Выбор метода расчета вентиляционной сети

В настоящее время наиболее известны четыре метода расчета:

- а) метод потерь давления на единицу длины воздухопровода;
- б) метод полных давлений;
- в) метод динамических давлений;
- г) метод эквивалентных отверстий.

В основу каждого метода положено основное уравнение для расчета потерь давления на отдельном участке сети.

По первому методу потери давления на участке $H_{пт}$, Па, рассчитывают по выражению

$$H_{пт} = R \cdot \ell + \Sigma \xi \cdot H_d, \quad (1.28)$$

где R – коэффициент сопротивления на 1 м длины воздухопровода, Па/м;

ℓ – расчетная длина участка, м;

$\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений данного участка;

H_d – динамическое давление, Па.

Коэффициент потерь давления на единицу длины можно рассчитать аналитически

$$R = 0,013 \cdot \frac{v^{1,75}}{D^{1,25}}, \quad (1.29)$$

где v – скорость воздуха на участке, м/с;

D – диаметр воздухопровода, м.

Коэффициент R можно определить также графически, по специальной номограмме (приложение С).

Расчетная длина участка рассчитывается по выражению (1.26).

Коэффициенты местных сопротивлений определяются по таблицам (приложение Е).

Величина динамического давления H_d , Па, рассчитывается по формуле

$$H_d = \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1.30)$$

где ρ – плотность воздуха в стандартном состоянии, кг/м^3 ;

v – скорость воздуха на участке, м/с .

Согласно методу полных давлений, потери давления на участке рассчитываются по выражению

$$H_{\text{ит}} = \left(\lambda \frac{\ell}{D} + \sum \xi \right) \cdot H_d, \quad (1.31)$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления, обусловленный вязкостным трением и вихреобразованием.

Для гидравлически гладких труб, применяемых в вентиляционной технике зерноперерабатывающих предприятий, данный коэффициент рассчитывается по формуле А. В. Панченко:

$$\lambda = \frac{0,35}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (1.32)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

$$\text{Re} = \frac{v \cdot D}{\nu}, \quad (1.33)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, равный для стандартного воздуха,

$$\nu = 15 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}.$$

Прочие параметры, входящие в выражение 1.31, определяются по аналогии с методом расчета потерь давления на единицу длины воздухопровода.

После выбора определенного метода расчета разрабатывается форма расчетной таблицы для определения потерь давления по главной магистрали. Расчет вентиляционной сети полностью приводится в таблице.

Форма расчетной таблицы по первому методу расчета приведена в приложении Д.

1.1.7.3 Основные рекомендации к расчету вентиляционной сети

При расчете вентиляционной сети следует придерживаться следующих основных рекомендаций:

- скорость воздуха на участках сети, идущих от аспирируемых машин, должна соответствовать значению надежно-транспортирующей скорости воздуха, т. е. должно выполняться условие $v > v_{\text{н.т.}}$;

- на последующих участках сети скорость воздуха должна быть выше, чем на предыдущем участке. Снижение скорости воздуха крайне нежелательно, т. к. может привести к осаждению пыли в воздухопроводе и снижению эффективности работы аспирационной сети;

- скорость воздуха на участках сети после пылеотделителя, где перемещается практически чистый воздух, принимается для всех типов сетей в пределах $10 \div 11$ м/с;

- диаметры воздухопроводов на участках сети должны быть по возможности только стандартными;

- диаметр воздухопровода после тройника следует проверять на условие стандартности тройника

$$F_o = F_{\pi} + F_6, \quad (1.34)$$

где F_o – площадь сечения объединенного потока тройника, м^2 ;

F_{π} – площадь сечения тройника по прямому направлению, м^2 ;

F_6 – площадь сечения в боковом ответвлении тройника, м^2 .

$$D_o = \sqrt{D_{\pi}^2 + D_6^2}; \quad (1.35)$$

- на участках сети после пылеотделителя объем воздуха, перемещаемого вентилятором Q_v , $\text{м}^3/\text{ч}$, следует рассчитывать по формуле

$$Q_v = Q_{\pi}^c + \Delta Q_{\text{дл}} + \Delta Q_{\pi/o}, \quad (1.36)$$

где Q_{π}^c – объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\pi/o}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя в данной сети, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Величина объема воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов должна рассчитываться по выражению:

$$\Delta Q_{\text{дл}} = Q_{\pi}^c \cdot l_{\text{вс}} \cdot \frac{\delta}{100}, \quad (1.37)$$

где $l_{\text{вс}}$ – общая длина воздухопроводов на линии всасывания данной сети, м;

δ – нормативный коэффициент подсоса воздуха по длине воздухопроводов, %/м.

Принимается в расчетах следующим образом:

$\delta = 0,1$ %/м – для сетей, в которых перемещается мелкодисперсная органическая пыль;

$\delta = 0,15$ %/м – в сетях, где перемещается среднедисперсная пыль смешанного характера;

$\delta = 0,2$ %/м – в сетях, где перемещается крупная минеральная пыль.

Объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя, принимается по рекомендации, изложенной в 1.1.5.

В расчетной таблице должны быть приведены данные по уравниванию потерь давления в тройниках. Расчет характеристик переходов для пылеотделителя и вентилятора проводится по методике, изложенной в 1.1.7.5.

1.1.7.4 Уравнивание потерь давления в тройнике

В процессе расчета вентиляционной сети производится выравнивание сопротивлений в тройниках, т. е. необходимо добиться выполнения равенства

$$\Sigma H_{\text{пт}_{\text{пр}}} = \Sigma H_{\text{пт}_{\text{бок}}}, \quad (1.38)$$

где $\Sigma H_{\text{пт}_{\text{пр}}}$ – суммарные потери давления по прямому направлению тройника, Па;

$\Sigma H_{\text{пт}_{\text{бок}}}$ – суммарные потери давления в боковом ответвлении, Па.

При этом следует иметь в виду, что одно из направлений тройника будет относиться к главному магистральному направлению сети.

Уравнивать потери давления в тройниках необходимо для того, чтобы в сети перемещались заданные нормами объемы воздуха.

В разветвленных вентиляционных сетях уравнивание потерь давления в тройниках проводят двумя способами:

а) путем подбора соответствующих шайб и диафрагм, выполняющих роль дополнительных местных сопротивлений, которые устанавливаются на участке с меньшим сопротивлением.

Разница в потерях давления по главной магистрали и в боковом ответвлении ΔH компенсируется за счет дополнительных потерь давления в шайбе или диафрагме.

б) путем подбора соответствующих значений скорости v и диаметра D на участке с меньшим сопротивлением, при которых будет обеспечено вышеприведенное равенство (1.38).

Расчет дополнительного местного сопротивления для уравнивания ведут в следующей последовательности:

а) определяется разница в потерях давления по магистрали и участка с меньшими потерями давления ΔH , Па

$$\Delta H = \Sigma H_{\text{пт}_б} - \Sigma H_{\text{пт}_м}, \quad (1.39)$$

где $\Sigma H_{\text{пт}_б}$ – сумма потерь давления на участке с большим сопротивлением, т. е. на участке главной магистрали, Па;

$\Sigma H_{\text{пт}_м}$ – сумма потерь давления на участке с меньшим сопротивлением, Па;

б) рассчитывается коэффициент сопротивления шайбы или диафрагмы

$$\xi_{\text{м.с.}} = \frac{\Delta H}{H_{\text{д}_м}}, \quad (1.40)$$

где $H_{\text{д}_м}$ – динамическое давление на участке с меньшим сопротивлением, Па.

в) используя специальную номограмму (приложение С), определяют отношение $\frac{y}{D}$ или $\frac{d}{D}$. При этом учитывают, что данные отношения являются функцией от величин ΔH и $H_{д.м.}$;

г) рассчитывают величину «у» для диафрагмы либо диаметр «d» для шайбы.

Расчет дополнительного сопротивления можно также провести, используя методику и таблицу, приведенную в приложении У.

При уравнивании потерь давления по второму способу, искомый диаметр участка с меньшим сопротивлением $D'_м$, мм, может быть найден по формуле, предложенной В. А. Кострюковым

$$D'_м = D_м \cdot \sqrt[4]{\frac{\sum H_{пт.м.}}{\sum H_{пт.б.}}}, \quad (1.41)$$

где $D'_м$ – искомый диаметр участка с меньшими потерями давления, мм;

$D_м$ – первоначальный диаметр участка, мм.

Данный способ более экономичен и целесообразен по энергозатратам и по эффективности работы сети в целом. Однако способ этот имеет два недостатка:

- искомый диаметр практически всегда будет нестандартным, только всегда следует принимать его кратным 5;
- полностью уравнивать потери давления в тройнике в этом случае не представляется возможным.

Поэтому при уравнивании потерь давления по второму методу допустимое расхождение в потерях давления составляет $\pm 5\%$ от величины меньшего сопротивления.

1.1.7.5 Расчет характеристик переходов для пылеотделителя и вентилятора

По рассчитанным ранее данным выписывают размеры сечения воздухопровода на участке перед или после аспирационного оборудования, также по технологическим нормам выписывают размеры входного или выходного отверстия пылеотделителя либо вентилятора. При этом имеют в виду, что форма отверстий может быть как круглой, так и прямоугольной формы; рассчитывают площадь сечения воздухопровода и площадь отверстия аспирационного оборудования. Если площадь первого по направлению потока сечения больше, то данный переход является расширяющимся, т. е. диффузором. В противном случае эта фасонная деталь представляет собой сужающийся переход – конфузор. Далее определяют основные параметры переходов, используя методику, изложенную в 1.1.6.1, и рассчитывают характеристику этих переходов. Коэффициенты сопротивления переходов определяют по специальным таблицам (приложение Е).

1.1.8 Окончательный подбор вентилятора к сети и выбор привода вентилятора

Объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети Q_v , $\text{м}^3/\text{ч}$, рассчитывают как:

$$Q_v = Q_{\pi}^c + \Delta Q_{\text{дл}} + \Delta Q_{\pi/o}, \quad (1.42)$$

где Q_{π}^c – объем воздуха, отсасываемого от всех аспирируемых в сети машин, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздуховодов на всасывающей линии сети, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\pi/o}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Рекомендации по расчету либо выбору вышеназванных величин даны в 1.1.7.3.

Полное давление вентилятора H_v , Па, численно равно сопротивлению сети с учетом коэффициента запаса на неучтенные потери давления, т. е. :

$$H_v = 1,1 \cdot H_c, \quad (1.43)$$

Сопротивление сети H_c , Па, определяется как сумма потерь давления на участках сети по магистральному направлению с учетом величины разрежения в здании, если сеть проектируется с выбросом воздуха в атмосферу.

Таким образом

$$H_c = H_{\text{зд}} + H_{\text{маг}}, \quad (1.44)$$

где $H_{\text{зд}}$ – величина разрежения в здании, Па;

$H_{\text{маг}}$ – потери давления по главному магистральному направлению, Па.

Значение данной величины принимается в соответствии с расчетной таблицей.

Разрежение в здании равно сопротивлению при проходе воздуха через неплотности в здании и принимается в расчетах как

$$H_{\text{зд}} = 30 \div 50 \text{ Па.}$$

После уточнения основных параметров работы вентилятора в сети Q_v и H_v проводят окончательный подбор вентилятора к сети согласно методике, изложенной в 1.1.5.

1.1.8.1 Выбор привода вентилятора

Мощность на валу вентилятора N_v , кВт, определяется по формуле

$$N_v = \frac{Q_v \cdot H_v}{1000 \cdot \eta_v \cdot 3600}, \quad (1.45)$$

где Q_v – объем воздуха, перемещаемого вентилятором, $\text{м}^3/\text{ч}$;

H_v – давление, развиваемое вентилятором, Па;

η_v – общий КПД вентилятора.

В аспирационных сетях зерноперерабатывающих предприятий применяются в основном вентиляторы 1-го и 5-го исполнения, последние применяются реже, так как имеют худшие аэродинамические показатели работы.

Если подобран к сети вентилятор 1-го исполнения, то мощность электродвигателя $N_э$, кВт, для привода вентилятора равна

$$N_э = k \cdot N_в, \quad (1.46)$$

где k – коэффициент запаса мощности.

Принимают величину k в соответствии с рекомендациями:

Мощность на валу вентилятора $N_в$, кВт	k
0,5	1,5
0,5–1	1,3
1–2	1,2
2–5	1,15
5	1,1

В случае подбора к сети вентилятора 5-го исполнения мощность электродвигателя $N_э$, кВт, рассчитывается как

$$N_э = k \frac{N_в}{\eta_1 \cdot \eta_2}, \quad (1.47)$$

где η_1 – КПД подшипников вентилятора; $\eta_1 = 0,97$;
 η_2 – КПД клиноременной передачи; $\eta_2 = 0,96 \div 0,98$.

Электродвигатели для привода вентилятора подбираются по таблицам комплектации вентиляторов.

Для вентиляторов 5-го исполнения по частоте вращения электродвигателя и вентилятора рассчитывают передаточное число

$$i = \frac{n_в}{n_э}. \quad (1.48)$$

Диаметр ведомого шкива $d_{мв}$ обычно приводится в таблице комплектации вентилятора. Если диаметр не указан, то он назначается из ряда рекомендуемых стандартных диаметров (112, 125, 140, 160, 180, 200 и т. д.).

Диаметр ведущего шкива $d_{мв}$ рассчитывается на основании передаточного отношения и округляется до ближайшего стандартного диаметра.

По результатам расчета на отдельном листе вычерчивается без масштаба монтажная плоскостная схема сети и составляется подробная графическая спецификация деталей (приложение Г).

Эта схема является основанием для изготовления и монтажа деталей и всей вентиляционной сети в натуре. Поэтому на тщательность ее выполнения нужно обращать самое серьезное внимание.

1.2 Пример расчета аспирационной сети подготовительного отделения мельницы

1.2.1 Составление компоновочной таблицы сети

После проведения процесса компоновки вентиляционных сетей на каждую составляется компоновочная таблица 1.1.

Таблица 1.1 – Компоновочная таблица вентиляционной сети подготовительного отделения мельницы

Наименование и марка аспирируемых машин	Количество одно- тип- ных машин	Этаж уста- новки	Объем воздуха на аспирацию машин, м ³ /ч		Потери давле- ния в маши- не, Н _м , Па	Цель аспирации оборудо- вания
			от одной машины	от всех машин		
1	2	3	4	5	6	7
Сепаратор А1-БЛС-12	1	6	4000	4000	800	Санитарно- гигиениче- ская, тех- нологиче- ская
Триер А9-УТО-6	3	7	480	1440	250	Санитарно- гигиениче- ская
Обоечная машина РЗ-БГО-8	2	6	600	1200	300	Санитарно- гигиениче- ская, взры- вобезопас- ность

Полезный объем воздуха, перемещаемого в сети Q_{Π}^c , м³/ч, рассчитывается по выражению

$$Q_{\Pi}^c = \sum Q_M, \quad (1.49)$$

где Q_M – объем воздуха, отсасываемого на аспирацию отдельных машин, м³/ч

$$Q_{\Pi}^c = 4000 + 1440 + 1200 = 6640 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя Q_o^c , м³/ч определяется как

$$Q_o^c = 1,05 \cdot Q_{\Pi}^c, \quad (1.50)$$

где 1,05 – это нормативный коэффициент, учитывающий объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания.

$$Q_o^c = 1,05 \cdot 6640 = 6972 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

1.2.2 Расчет кратности воздухообмена и выбор типа проектируемой сети

Кратность воздухообмена $i_{\text{расч}}$, 1/ч можно получить по выражению

$$i_{\text{расч}} = \frac{Q_o^c}{V_{\Pi}}, \quad (1.51)$$

где Q_o^c – общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя, $\text{м}^3/\text{ч}$;

V_{Π} – объем помещений, где находится аспирируемое в сети оборудование, м^3 .

Объем помещений V_{Π} , м^3 в данной сети может быть рассчитан как

$$V_{\Pi} = a \cdot b \cdot \Sigma h, \quad (1.52)$$

где a – длина здания, м;

b – ширина здания, м;

Σh – суммарная высота этажей, на которых находится аспирируемое оборудование, м.

$$V_{\Pi} = 19,6 \cdot 18 \cdot 12 = 4233,6 \text{ м}^3, \quad i_{\text{расч}} = \frac{6972}{4233,6} = 1,6 \text{ 1/ч}.$$

Так как расчетная кратность воздухообмена превышает допустимую ($i_{\text{доп}} = 1 \div 1,5$ обмена в час), необходимо проектировать сеть с организованным подводом или замкнутым циклом воздуха. В курсовом проекте сеть проектируется с выбросом воздуха в атмосферу.

1.2.3 Подбор пылеотделителя к сети

1.2.3.1 Подбор циклона к сети

Так как в данной сети в воздухопроводах перемещается среднедисперсная пыль смешанного характера, то выбирается батарейный циклон марки 4БЦШ.

По общему объему воздуха, подлежащего очистке Q_o^c , $\text{м}^3/\text{ч}$, выбирается необходимый типоразмер циклона (приложение Ж). Общий объем воздуха, подлежащего очистке в данной сети, $Q_o^c = 6972 \text{ м}^3/\text{ч}$, поэтому выбирается ци-

клон марки 4БЦШ-500. Для него оптимальная пропускная способность находится в пределах $Q_{\text{опт}} = 6680 \div 7520 \text{ м}^3 / \text{ч}$.

Определяется фактическая скорость воздуха на входе в циклон $v_{\text{вх}}$, м/с

$$v_{\text{вх}} = \frac{Q_o^c}{F_{\text{вх}}}, \quad (1.53)$$

где Q_o^c – общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$F_{\text{вх}}$ – площадь входного отверстия циклона, м^2 .

Площадь входного отверстия циклона $F_{\text{вх}}$, м^2 определяется как

$$F_{\text{вх}} = 4 \cdot a_1 \cdot b_1, \quad (1.54)$$

где a_1 – длина входного отверстия циклона, м;

b_1 – ширина входного отверстия циклона, м.

$$a_1 = 0,29 \text{ м}; \quad b_1 = 0,1 \text{ м}.$$

$$F_{\text{вх}} = 4 \cdot 0,29 \cdot 0,1 = 0,116 \text{ м}^2.$$

$$v_{\text{вх}} = \frac{6972}{0,116 \cdot 3600} = 16,7 \text{ м/с}.$$

Оптимальное значение входной скорости для данной марки циклона составляет от 16 до 18 м/с. Рассчитанная входная скорость попадает в пределы оптимальных значений, следовательно, циклон правильно подобран к сети.

Определяется величина потерь давления в циклоне $H_{\text{ц}}$, Па

$$H_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \cdot \frac{\rho \cdot v_{\text{вх}}^2}{2}, \quad (1.55)$$

где $\xi_{\text{ц}}$ – безразмерный коэффициент сопротивления циклона;

ρ – плотность стандартного воздуха, кг/м^3 ;

$v_{\text{вх}}$ – фактическая скорость воздуха в сечении входного отверстия, м/с.

Безразмерный коэффициент сопротивления циклона выбирается в зависимости от типа циклона. Для циклонов марки 4БЦШ $\xi_{\text{ц}} = 5$.

$$H_{\text{ц}} = 5 \cdot \frac{1,2 \cdot 16,7^2}{2} = 836,7 \text{ Па}.$$

Потери давления в батарейной установке $H_{\text{бат}}$, Па рассчитываются как

$$H_{\text{БАТ}} = 1,1 \cdot H_{\text{Ц}}. \quad (1.56)$$

$$H_{\text{БАТ}} = 1,1 \cdot 836,7 = 920,3 \text{ Па.}$$

1.2.3.2 Подбор фильтра-циклона к сети

Определяется необходимая площадь фильтрующей поверхности $F_{\text{Ф.Р.}}$, м^2

$$F_{\text{Ф.Р.}} = \frac{Q_{\text{О}}^{\text{С}}}{q_{\text{Ф.ДОП.}}}, \quad (1.57)$$

где $Q_{\text{О}}^{\text{С}}$ – общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя, $\text{м}^3/\text{ч}$

$q_{\text{Ф.ДОП.}}$ – допустимая удельная нагрузка на фильтрующую ткань, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

Так как в данном проекте разрабатывается сеть подготовительного отделения мельницы, то $q_{\text{Ф.ДОП.}}$ принимается в пределах от 240 до 300 $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

$$F_{\text{Ф.Р.}} = \frac{6972}{(240 \div 300)} = (29,1 \div 23,2) \text{ м}^2.$$

Принимается фильтр-циклон, площадь фильтрующей поверхности которого соответствует расчетной. Выбирается фильтр-циклон РЦИЭ 23,4-36 (приложение И).

Определяется фактическая удельная нагрузка на ткань $q_{\text{Ф.Ф.}}$, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$

$$q_{\text{Ф.Ф.}} = \frac{Q_{\text{О}}^{\text{С}}}{F_{\text{Ф.Ф.}}}, \quad (1.58)$$

где $F_{\text{Ф.Ф.}}$ – фактическая площадь фильтрующей поверхности принятого стандартного фильтра, м^2

$$q_{\text{Ф.Ф.}} = \frac{6972}{23,4} = 298 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}.$$

По действительной удельной нагрузке определяется величина потерь давления в фильтре $H_{\text{Ф}}$, Па

$$H_{\text{Ф}} = 10^2 \cdot \left(\frac{q_{\text{Ф.Ф.}}}{60} \right)^{1,3}, \quad (1.59)$$

где $q_{\text{Ф.Ф.}}$ – фактическая удельная нагрузка на ткань, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$

$$H_{\phi} = 10^2 \cdot \left(\frac{298}{60} \right)^{1,3} = 803,3 \text{ Па.}$$

В данной сети рациональнее будет использование циклона по следующим причинам:

- циклон имеет более низкую первоначальную стоимость;
- потери давления в циклоне незначительно превышают потери в фильтре;
- он имеет более простую конструкцию и удобнее в обслуживании.

Недостатком циклона является более низкий коэффициент пылеочистки по сравнению с фильтром-циклоном.

1.2.4 Предварительный подбор вентилятора к сети

Определяется объем воздуха, перемещаемого вентилятором в данной сети, Q_B , $\text{м}^3/\text{ч}$, по выражению

$$Q_B = Q_{\Pi}^c + \Delta Q_{\text{дл}} + \Delta Q_{\Pi/O}, \quad (1.60)$$

где Q_{Π}^c – объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$$Q_{\Pi}^c = 6640 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\Pi/O}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя в данной сети, $\text{м}^3/\text{ч}$.

При предварительном подборе вентилятора к сети величина $\Delta Q_{\text{дл}}$ принимается ориентировочно

$$\Delta Q_{\text{дл}} = 0,05 \cdot Q_{\Pi}^c \quad (1.61)$$

$$\Delta Q_{\text{дл}} = 0,05 \cdot 6640 = 332 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Так как в данной сети в качестве пылеотделителя используется батарейная установка с одним шлюзовым затвором, то принимается $\Delta Q_{\Pi/O} = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$$Q_B = 6640 + 332 + 150 = 7122 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Давление, развиваемое вентилятором в данной сети H_B , Па можно принять ориентировочно в пределах от 1500 до 2200 Па.

В данном случае принимается $H_B = 2200 \text{ Па}$.

По полученным значениям Q_B и H_B к сети подбирается вентилятор ВР-120-45-5 с параметрами: $n_B = 2225 \text{ мин}^{-1}$; $\eta_B = 0,56$ при $\eta_{\text{max}} = 0,58$ (приложение К).

Данный вентилятор отвечает условиям правильного подбора вентилятора к сети: имеет более высокий КПД, отвечающий условию $\eta_v \geq 0,9 \cdot \eta_{\max}$; рабочая точка на универсальной характеристике располагается в области правее линии $\eta_{\max}$ (рисунок 1.5).

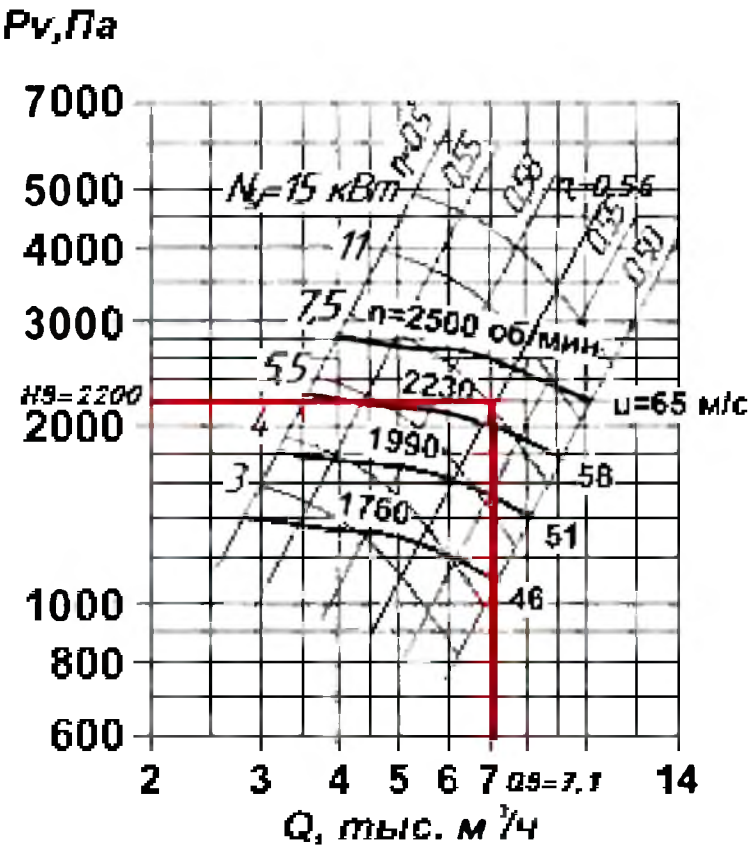


Рисунок 1.5 – Работа вентилятора ВР-120-45-5 в проектируемой сети в процессе предварительного подбора вентилятора к сети

1.2.5 Проектирование переходов от аспирируемого оборудования

Проектирование входного коллектора для триера А9-УТО-6 (рисунок 1.6).

Данный триер имеет одно аспирационное отверстие прямоугольной формы. Определяется площадь отверстия $F_{a.o.}$, m^2 , по формуле

$$F_{a.o.} = a \cdot b, \tag{1.62}$$

где a, b – стороны аспирационного отверстия, м.

По технологическим нормальям размеры отверстия равны: $a = 250 \text{ мм}$, $b = 160 \text{ мм}$ [11].

$$F_{a.o.} = 0,250 \cdot 0,160 = 0,04 \text{ м}^2.$$

Определяется фактическая скорость выхода воздуха из машины, $v_{a.o.ф.}$, м/с

$$v_{a.o.ф.} = \frac{Q_m}{F_{a.o.} \cdot 3600}, \tag{1.63}$$

где Q_m – объем воздуха, отсасываемого из машины для аспирации, $\text{м}^3/\text{ч}$.

$$Q_m = 480 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$v_{\text{а.о.ф.}} = \frac{480}{0,04 \cdot 3600} = 3,3 \text{ м/с}.$$

Фактическая скорость воздуха сравнивается с допустимой скоростью в плоскости аспирационного отверстия. Величина этой скорости зависит от скорости витания перерабатываемого в машине продукта и для зерна пшеницы и ржи принимается $v_{\text{а.о.ф.}} \leq 2 \text{ м/с}$.

Так как $v_{\text{а.о.ф.}} > v_{\text{а.о.доп}}$, то можно либо увеличить конструктивно размеры аспирационного отверстия с целью повышения площади аспирационного отверстия и снижения скорости выхода воздуха из машины, либо в месте отсоса воздуха установить расширяющийся переход-диффузор, а далее установить переход сужающийся.

Конструкция данного триера позволяет увеличить размеры аспирационного отверстия: $a = 420 \text{ мм}$, $b = 160 \text{ мм}$. Тогда площадь отверстия для аспирации будет равна

$$F_{\text{а.о.}} = 0,420 \cdot 0,160 = 0,066 \text{ м}^2,$$

а фактическая скорость выхода воздуха из машины

$$v_{\text{а.о.ф.}} = \frac{480}{0,066 \cdot 3600} = 2 \text{ м/с}.$$

Следовательно, при аспирации триера необходимо в качестве отсасывающего патрубка устанавливать сужающийся переход-конфузор.

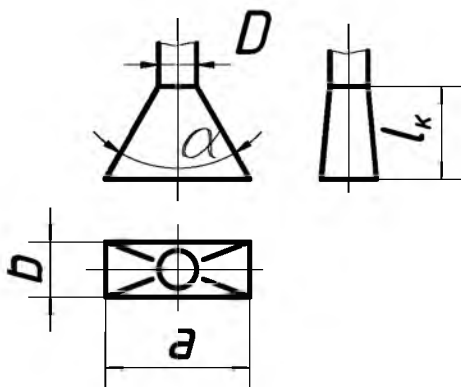


Рисунок 1.6 – Эскиз входного коллектора для аспирации триера А9-УТО-6

Определяется диаметр воздухопровода, присоединяемого к аспирируемой машине, D , мм

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_m}{\pi \cdot v_{\text{нт}} \cdot 3600}}, \quad (1.64)$$

где Q_m – объем воздуха, отсасываемого из машины для аспирации, $\text{м}^3/\text{ч}$,

$U_{нт}$ – минимальная надежно-транспортирующая скорость воздуха, м/с.

Величина надежно-транспортирующей скорости зависит от дисперсного состава перемещаемой пыли. В проектируемой сети перемещается среднедисперсная по составу пыль смешанного характера, для которой $U_{нт} \geq 16$ м/с [8; п.п. 5.9].

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 480}{3,14 \cdot 16 \cdot 3600}} = 0,103 \text{ м.}$$

Принимается ближайший меньший стандартный диаметр $D = 100$ мм.

Определяется длина входного коллектора, ℓ_k , мм

$$\ell_k = \frac{a - D}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha / 2}, \quad (1.65)$$

где a – длинная сторона аспирационного отверстия, мм;

D – диаметр воздухопровода, мм;

α – угол раскрытия входного коллектора, град.

Из диапазона оптимальных углов раскрытия (для конфузора, в основании которого лежит прямоугольное сечение – $\alpha_k = 30 \div 60^\circ$) принимается угол раскрытия $\alpha = 45^\circ$, тогда:

$$\ell_k = \frac{420 - 100}{2 \cdot \operatorname{tg} 45 / 2} \approx 385 \text{ мм.}$$

Полученная длина соответствует рекомендациям, данным в 1.1.6.1.

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_k

$$\xi_k = f(\alpha_k, n). \quad (1.66)$$

Для перехода сужающегося, где в основании прямоугольное сечение, параметр « n » равен

$$n = \frac{\ell_k}{D}, \quad (1.67)$$

$$n = \frac{385}{100} = 3,85, \quad \alpha_k = 45^\circ, \quad \xi_k = 0,09 \text{ (приложение E).}$$

Проектирование входного коллектора для обоечной машины РЗ-БГО-8 (рисунок 1.7).

Обоечная машина имеет два аспирационных отверстия прямоугольной формы. Определяется площадь отверстия $F_{а.о.}$, м^2 . По технологическим нормам размеры отверстия равны: $a = 300$ мм, $b = 200$ мм [12].

$$F_{а.о.} = 0,3 \cdot 0,2 = 0,06 \text{ м}^2.$$

Определяется фактическая скорость выхода воздуха из машины, $U_{а.о.ф.}$, м/с

$$U_{а.о.ф.} = \frac{600}{0,06 \cdot 2 \cdot 3600} = 1,39 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость воздуха не превышает допустимую скорость в плоскости аспирационного отверстия. Следовательно, при аспирации обоечной машины необходимо в качестве отсасывающего патрубка устанавливать сужающийся переход-конфузор.

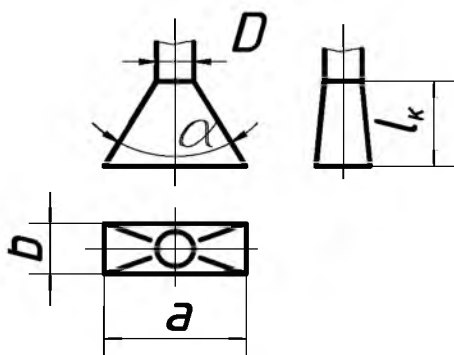


Рисунок 1.7 – Входной коллектор для аспирации обоечной машины РЗ-БГО-8

Определяется диаметр воздухопровода, присоединяемого к аспирируемой машине, D , мм

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 300}{3,14 \cdot 16 \cdot 3600}} = 0,081 \text{ м.}$$

Принимается диаметр $D = 80$ мм.

Конструктивно принимается оптимальный угол раскрытия $\alpha_K = 45^\circ$.

Определяется длина входного коллектора, ℓ_K , мм

$$\ell_K = \frac{300 - 80}{2 \cdot \tan 45/2} = 265 \text{ мм.}$$

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_K

$$\xi_K = f(\alpha_K, n = \frac{l_K}{D});$$

$$n = \frac{265}{80} = 3,3;$$

$$\xi_K = 0,09 \text{ (приложение Е).}$$

Проектирование входных коллекторов для сепаратора А1-БЛС-12

Сепаратор зерноочистительный А1-БЛС-12 состоит из ситового кузова и пневмосепарирующего канала.

Проектирование входного коллектора для ситового кузова

Ситовой кузов имеет одно аспирационное отверстие круглой формы. Определяется площадь отверстия $F_{a.o.}$, м^2

$$F_{a.o.} = \frac{\pi \cdot D_{a.o.}^2}{4}, \quad (1.68)$$

где $D_{a.o.}$ – диаметр аспирационного отверстия, мм.

По технологическим нормам диаметр отверстия равен 180 мм [12].

$$F_{a.o.} = \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} = 0,025 \text{ м}^2.$$

Определяется фактическая скорость выхода воздуха из машины, $v_{a.o.ф.}$, м/с

$$v_{a.o.ф.} = \frac{600}{0,025 \cdot 1 \cdot 3600} = 6,7 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость воздуха превышает допустимую скорость в плоскости аспирационного отверстия, которая должна быть не более 2 м/с. Так как внутри ситового кузова зерноочистительного сепаратора предусмотрен переходной патрубком, предотвращающий унос зерна потоком воздуха при выходе из аспирационного отверстия, то в точке отсоса воздуха устанавливается сужающийся переход-конфузор (рисунок 1.8). Он является переходом с круглого сечения на круглое.

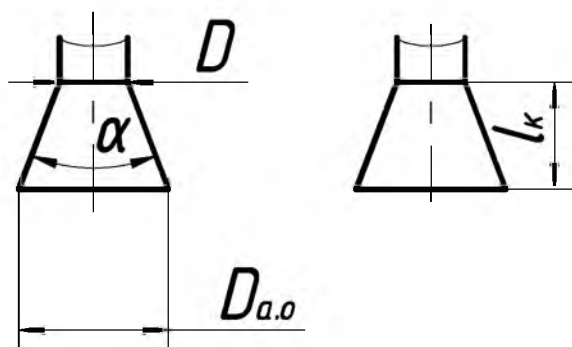


Рисунок 1.8 – Входной коллектор для аспирации ситового кузова сепаратора А1-БЛС-12

Диаметр воздухопровода D , мм, присоединяемого к машине будет равен

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 600}{3,14 \cdot 16 \cdot 3600}} = 116,4 \text{ мм.}$$

Стандартный диаметр следует принять $D = 110$ мм.

Из диапазона оптимальных углов раскрытия для конфузоров, в основании которых лежит круглое отверстие – $\alpha_k = (0 \div 90^\circ)$, принимается угол $\alpha_k = 20^\circ$.

Тогда длина перехода ℓ_k , мм, составит

$$\ell_k = \frac{D_{a.o.} - D}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{20^\circ}{2}};$$

$$\ell_k = \frac{180 - 110}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{20^\circ}{2}} = 198 \text{ мм.}$$

Принимается $\ell_k = 200$ мм.

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_k

$$\xi_k = f(\alpha_k, n = \frac{F_{a.o.}}{F}).$$

Площадь аспирационного отверстия $F_{a.o.} = 0,025 \text{ м}^2$.

Площадь воздуховода $F = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$;

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,11^2}{4} = 0,0095 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{0,025}{0,0095} = 2,1;$$

$$\xi_k = 0,033 \text{ (приложение E).}$$

Проектирование входного коллектора для пневмосепарирующего канала. Пневмосепарирующий канал имеет одно аспирационное отверстие прямоугольной формы. Определяется площадь отверстия $F_{a.o.}$, м^2 . По технологическим нормам размеры отверстия равны: $a = 1000$ мм, $b = 200$ мм [12].

$$F_{a.o.} = 1 \cdot 0,2 = 0,2 \text{ м}^2.$$

Определяется фактическая скорость выхода воздуха из машины, $v_{a.o.ф.}$, м/с

$$v_{a.o.ф.} = \frac{3400}{0,2 \cdot 1 \cdot 3600} = 4,7 \text{ м/с.}$$

Поскольку содержание полноценного зерна в отходах (~2 % от общей массы отходов) в пневмосепарирующем канале сепаратора А1-БЛС-12 регулируется с помощью передвижной стенки пневмоканала и дросселирующей заслонки в верхней части канала, то при аспирации пневмоканала следует предусмотреть в качестве отсасывающего патрубка сужающийся переход – конфузор (рисунок 1.9).

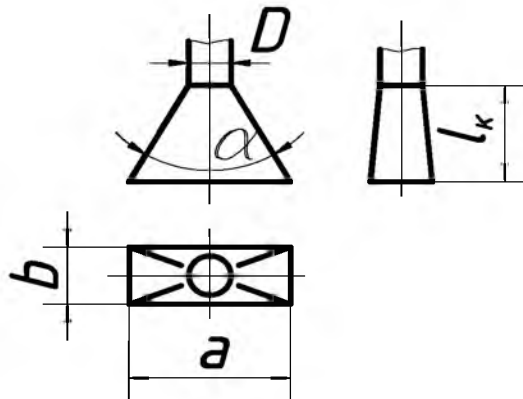


Рисунок 1.9 – Входной коллектор для аспирации пневмосепарирующего канала

Определяется диаметр воздухопровода, присоединяемого к аспорируемой машине, D , мм

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 3400}{3,14 \cdot 16 \cdot 3600}} = 0,274 \text{ м.}$$

Принимается стандартный диаметр $D=250$ мм.

Конструктивно задается угол раскрытия $\alpha_K = 75^\circ$.

Определяется длина входного коллектора, ℓ_K , мм

$$\ell_K = \frac{1000 - 250}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{75}{2}} = 490 \text{ мм.}$$

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_K

$$\xi_K = f(\alpha_K, n = \frac{l_K}{D});$$

$$n = \frac{490}{250} = 2,0;$$

$$\xi_K = 0,15 \text{ (приложение E).}$$

1.2.6 Расчет вентиляционной сети

Оформляется расчетная плоскостная схема сети (рисунок 1.10). Производится выбор метода расчета вентиляционной сети. В данном расчете применяется метод потерь давления на единицу длины воздухопровода.

После выбора метода расчета оформляется таблица 1.2 «Расчет потерь давления по главному магистральному направлению сети». Расчет вентиляционной сети полностью приводится в данной таблице.

В расчетной таблице приведены данные по уравниванию потерь давления в тройниках. Расчет характеристик переходов для горизонтального пылеотделителя, пылеотделителя 4БЦШ и вентилятора приведен далее.

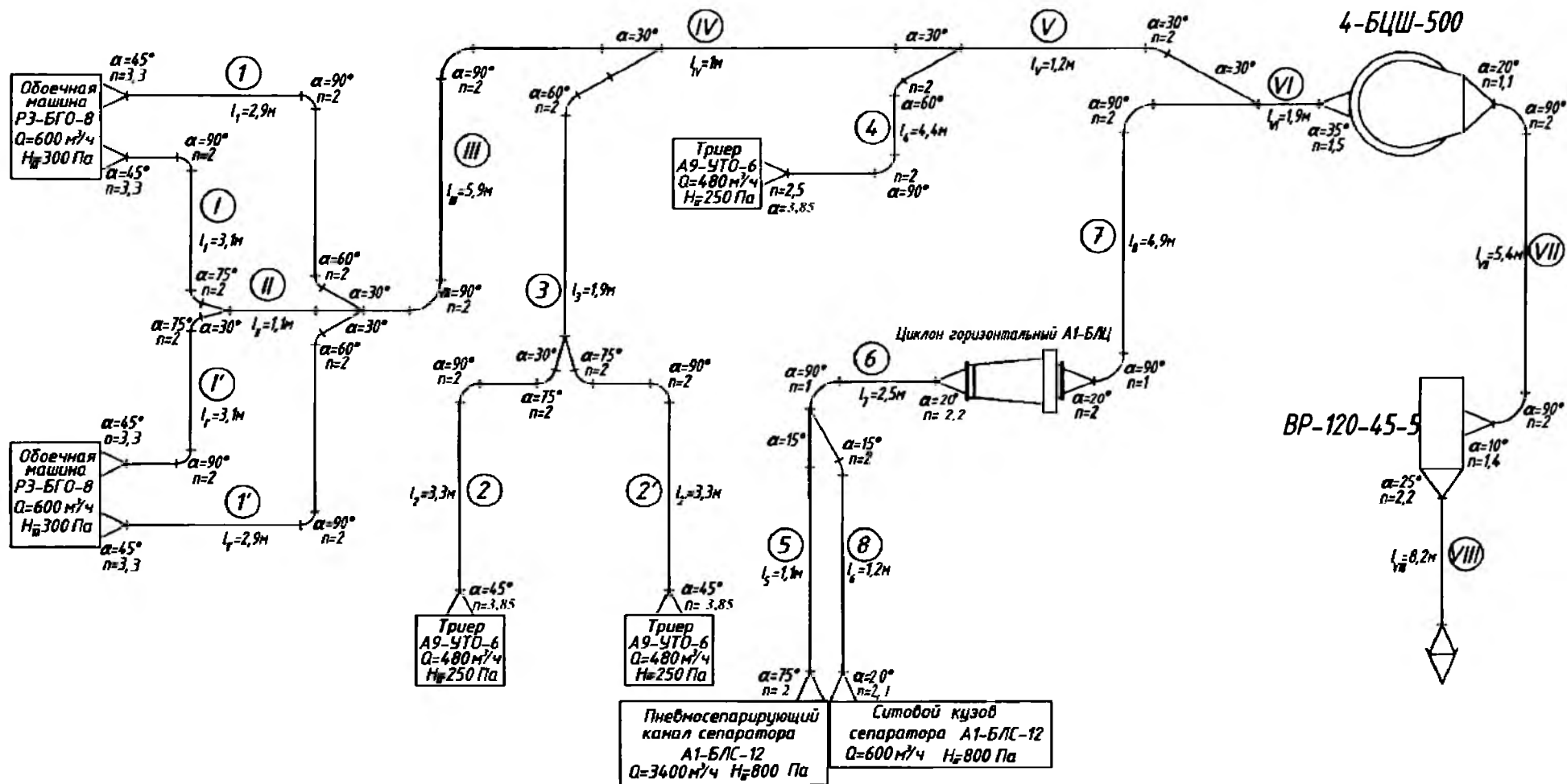


Рисунок 1.10 – Расчетная плоскостная схема сети

Таблица 1.2 – Расчет потерь давления по главному магистральному направлению сети

Наименование аспирируемых машин и № участков	Q, м³/ч	U, м/с	D, мм	R, Па/м	l, м	R·l, Па	Σζ	H _д , Па	Σζ·H _д , Па	H _{ггг} , Па	H _{ггг к.у.} , Па	H _{маг} , Па	Наименование и характеристика местных сопротивлений																Σζ на уч
													Конфузор			Диффузор			Отвод				Тройник						
													α _к	n	ζ _к	α _д	n	ζ _д	кол-во	α _о	n	ζ _о	α _{тр}	D _н /D _в	F _н /F _в	v _в /v _п	ζ _п	ζ _с	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
½ РЗ-БГО-8	300									300																			
½ РЗ-БГО-8	300									300																			
I, I'	300	16,6	80	41,7	3,1	129,1	0,525	165,1	86,7	215,8	515,8	515,8	30	3,3	0,09				1 1	90 75	2,0 2,0	0,15 0,135	30	1,0	1,0	1,0		0,15	0,525
II	600	17,5	110	30,9	1,1	34,0	0,27	184,7	49,9	83,8	599,6	599,6										30	≈ 1,4	≈ 2,0	≈ 0,9	0,27		0,27	
III	1200	21,7	140	33,1	5,9	194,9	0,80	281,6	225,3	420,1	1019,8	1019,8							2	90	2,0	0,15	30	1,0	1,0	0,8	0,50		0,80
IV	2160	23,6	180	28,0	1,0	28,0	0,15	333,9	50,1	78,1	1097,9	1097,9										30	2	4	0,7	0,15		0,15	
V	2640	24,6	195	27,2	1,2	32,6	0,469	362,1	169,8	202,5	1300,3	1300,3							1	30	2,0	0,069	30	1,4	2,0	1,4		0,40	0,469
1 приближение	2640	24,6	195	27,2	1,2	32,6	0,439	362,1	159,0	191,6	1289,4	1289,4							1	30	2,0	0,069	30	1,4	2,0	1,2		0,37	0,439
VI	6640	23,7	315	14,0	1,9	26,6	0,113	336,4	38,0	64,6	1354,0	1354,0				35	1,5	0,113											0,113
Циклон 4БЦШ-500										920,3	2274,3	2274,3																	
VII	7299	10,3	500	1,8	5,4	9,9	0,30	64,0	19,2	29,2	2303,5	2303,5	10	1,4	0,04	20	1,1	0,11	2	90	2,0	0,15							0,30
VIII	7299	10,3	500	1,8	8,2	14,8	1,04	64,0	66,6	81,4	2385	2385	Дефлектор: l/D=1; ξ _{вх} = 0,25. ξ _{вых} = 0,60																1,04
H _{маг} =2385 Па																													
½ РЗ-БГО-8	300									300																			
½ РЗ-БГО-8	300									300																			
1, 1'	300	16,6	80	41,7	2,9	120,8	0,26	165,1	42,9	163,7	463,7	599,6	30	3,3	0,09				1 1	90 60	2,0 2,0	0,15 0,12	30	≈ 1,4	≈ 2,0	≈ 0,9		-0,10	0,26
Расчет дополнительного сопротивления ΔH=ΣH _{ггггг} - ΣH _{ггггг, л} ; ΔH=599-463,9=135,9 Па. ζ _ш =ΔH/H _{дл, л} ; ζ _ш =135,9/165,1=0,823. d/D=0,85 по номограмме d/D=f(ΔH, H _д). d=0,85·D _{1, л} ; d=0,85·80=68 мм.																													
Трисер А9-УТО-6	480									250																			
Трисер А9-УТО-6	480									250																			
2, 2'	480	17,0	100	32,9	3,3	108,4	0,525	173,1	90,9	199,3	369,3		45	3,75	0,09				1 1	90 75	2,0 2,0	0,15 0,135	30	1,0	1,0	1,0		0,15	0,525
3	960	17,3	140	22,3	1,9	42,4	-0,03	180,2	-5,4	37,1	406,3	1019,8							1	60	2,0	0,12	30	1,0	1,0	0,8		-0,15	-0,03
Расчет дополнительного сопротивления ΔH=ΣH _{гггггг} - ΣH _{ггггг} ; ΔH=1019,8-406,3=613,5 Па. ζ _ш =ΔH/H _{дз} ; ζ _ш =613,5/180,2=3,405. d/D=0,77 по номограмме d/D=f(ΔH, H _д). d=0,77·D _з ; d=0,77·140=108 мм.																													
Трисер А9-УТО-6	480									250																			
4	480	17,1	100	32,9	4,4	144,5	-0,565	173,1	-97,8	46,7	296,7	1097,9	45	3,75	0,09				1 1	90 60	2,0 2,0	0,15 0,12	30	2	4	0,7		-0,925	-0,565
Расчет дополнительного сопротивления ΔH=ΣH _{ггггггг} - ΣH _{гггггг} ; ΔH=1097,9-296,7=801,2 Па. ζ _ш =ΔH/H _{дг} ; ζ _ш =801,2/173,1=4,629. d/D=0,74 по номограмме d/D=f(ΔH, H _д). d=0,74·D _г ; d=0,74·100=74 мм.																													
Пневмосепарирующий канал	3400									800																			
5	3400	15,3	250	13,0	1,1	14,3	0,165	222,3	36,7	51,0	851,0		75	1,4	0,15								15	2,5	6,25	1,1	0,015		0,165
Сепаратор А1-БЛС-12	600									800																			
8	600	21,2	100	48,5	1,2	58,3	0,210	270,5	56,8	115,1	915,1		20	2,1	0,03			0	1	15	2,0	0,037	15	2,5	6,25	1,1		0,14	0,210
Расчет дополнительного сопротивления ΔH=ΣH _{гггггггг} - ΣH _{гггггггг} ; ΔH=915,1-851,0=64,1 Па. ζ _ш =ΔH/H _{дгг} ; ζ _ш =64,1/270,5=0,237. d/D=0,94 по номограмме d/D=f(ΔH, H _д). d=0,94·D _{гг} ; d=0,94·100=94 мм.																													
6	4000	19,4	270	12,0	2,5	30,0	0,36	226,2	81,4	111,4	962,4					20	2,2	0,13	1	90	1,0	0,23							0,36
Циклон А1-БЛЦ										150	1114,6																		
7	4000	18,1	280	10,1	4,9	49,5	0,413	196,1	81,0	130,5	1242,6	1300,3	20	2,0	0,033				1 1	90 90	1,0 2,0	0,23 0,15	30	≈ 1,4	2,0	≈ 1,4	0,00		0,413
1 приближение	4000	20,2	265	13,1	4,9	64,2	0,463	243,7	112,9	177,1	1289,5	1289,4	20	2,0	0,033				1 1	90 90	1,0 2,0	0,23 0,15	30	≈ 1,4	2,0	≈ 1,2	0,05		0,463
ΔH=1291,7-1289,4=2,3 Па; ΔH<5%																													

Переход к горизонтальному циклону А1-БЛЦ (рисунок 1.11).

Данный переход является переходом с круглого сечения на круглое.

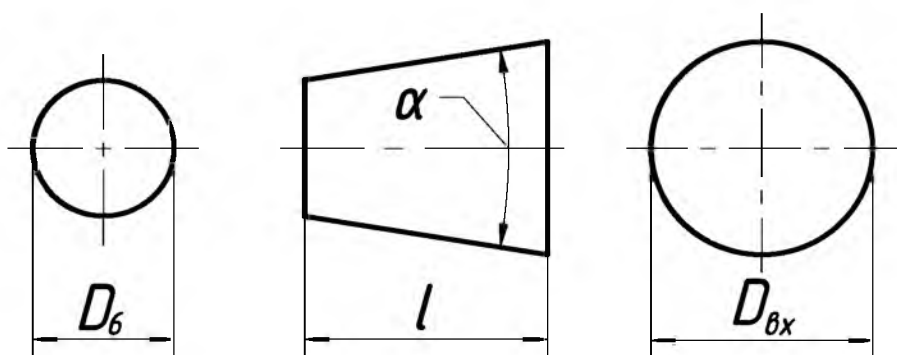


Рисунок 1.11 – Эскиз перехода к горизонтальному циклону А1-БЛЦ

Площадь воздухопровода на участке F_6 , м^2 , определяется по формуле

$$F_6 = \frac{\pi \cdot D_6^2}{4},$$

где D_6 – диаметр воздухопровода на 6 участке, м;

$$F_6 = \frac{3,14 \cdot 0,270^2}{4} = 0,057 \text{ м}^2.$$

Определяется площадь входного отверстия горизонтального циклона, $F_{\text{вх}}$, м^2 . По технологическим нормам $D_{\text{вх}} = 400 \text{ мм}$ [12].

$$F_{\text{вх}} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 0,126 \text{ м}^2.$$

Так как $F_6 < F_{\text{вх}}$, то данный переход является диффузором.

Рассчитывается длина диффузора по формуле

$$\ell_d = \frac{D_{\text{вх}} - D_6}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_d}{2}},$$

где α_d – угол раскрытия диффузора, принимается $\alpha_d = 20^\circ$,

$$\ell_d = \frac{400 - 270}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{20}{2}} = 370 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора, ξ_d

$$\xi_d = f(\alpha_d; n = \frac{F_{\text{вх}}}{F_6});$$

$$n = \frac{0,126}{0,057} = 2,2;$$

$$\xi_d = 0,13 \text{ (приложение Е)}.$$

Переход от горизонтального циклона А1-БЛЦ (рисунок 1.12).

Данный переход является переходом с круглого сечения на круглое.

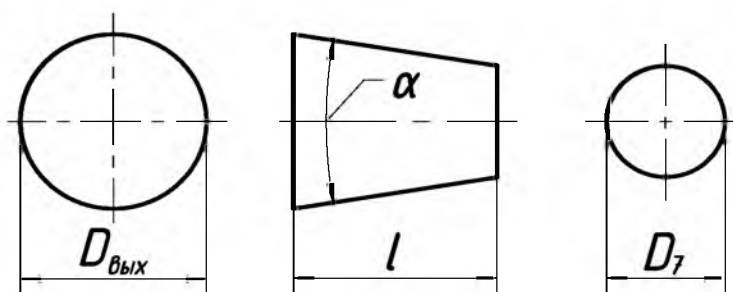


Рисунок 1.12 – Эскиз перехода от горизонтального циклона А1-БЛЦ

Площадь воздухопровода на 7 участке F_7 , м^2 , определяется по формуле

$$F_7 = \frac{\pi \cdot D_7^2}{4},$$

где D_7 – диаметр воздуховода на 7 участке, м,

$$F_7 = \frac{3,14 \cdot 0,265^2}{4} = 0,06 \text{ м}^2.$$

Определяется площадь выходного отверстия горизонтального циклона А1-БЛЦ, $F_{\text{вых}}$, м^2 . По технологическим нормам $D_{\text{вых}} = 400 \text{ мм}$ [8].

$$F_{\text{вых}} = \frac{3,14 \cdot 0,4^2}{4} = 0,126 \text{ м}^2.$$

Так как $F_{\text{вых}} > F_7$, то данный переход является конфузуром.

Рассчитывается угол раскрытия конфузора α_K , град., по формуле

$$\text{tg } \alpha_K / 2 = \frac{D_{\text{вых}} - D_7}{2 \cdot \ell_K},$$

где ℓ_K – длина конфузора, мм.

Конструктивно принимается длина конфузора $\ell_K = 370 \text{ мм}$.

$$\text{tg } \alpha_K / 2 = \frac{400 - 265}{2 \cdot 370} = 0,182;$$

$$\alpha_K = 20^\circ.$$

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_K

$$\xi_K = f(\alpha_K; n = \frac{F_{\text{вых}}}{F_7});$$

$$n = \frac{0,126}{0,06} = 2;$$

$$\xi_K = 0,033 \text{ (приложение Е)}.$$

Переход к циклону 4БЦШ-500 (рисунок 1.13).

Данный переход является переходом с круглого сечения на прямоугольное.

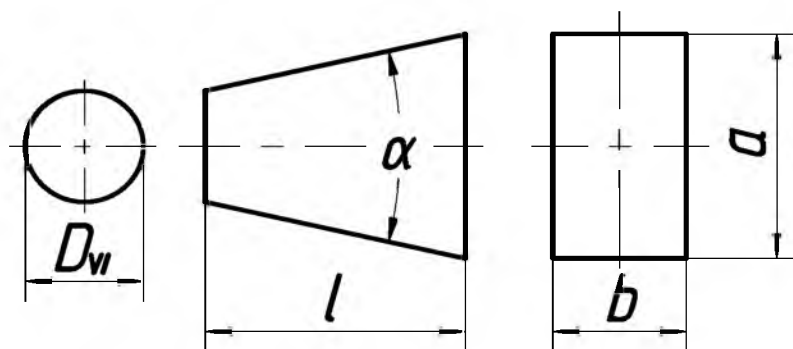


Рисунок 1.13 – Эскиз перехода к циклону 4БЦШ-500

Определяется площадь воздухопровода на VI участке, F_{VI} , m^2 по формуле

$$F_{VI} = \frac{\pi \cdot D_{VI}^2}{4},$$

где D_{VI} – диаметр воздухопровода на VI участке, м,

$$F_{VI} = \frac{3,14 \cdot 0,315^2}{4} = 0,08 \text{ м}^2.$$

Площадь входного отверстия циклона, F_{BX} , m^2 , рассчитана в 1.2.3.1.

$$F_{BX} = 0,116 \text{ м}^2.$$

Так как $F_{VI} < F_{BX}$, то данный переход является диффузором.

Рассчитывается длина диффузора ℓ_D , мм, по формуле

$$\ell_D = \frac{2a_1 - D_{VI}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_D}{2}},$$

где α_D – угол раскрытия диффузора, принимается 35° ,

$$\ell_D = \frac{580 - 315}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{35}{2}} \approx 420 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора, ξ_D

$$\xi_D = f(\alpha_D; n = \frac{F_{BX}}{F_{VI}});$$

$$n = \frac{0,116}{0,08} \approx 1,5;$$

$$\xi_D = 0,113 \text{ (приложение E).}$$

Переход от циклона 4БЦШ-500 (рисунок 1.14).

Данный переход является переходом с прямоугольного сечения на круг-
лое.

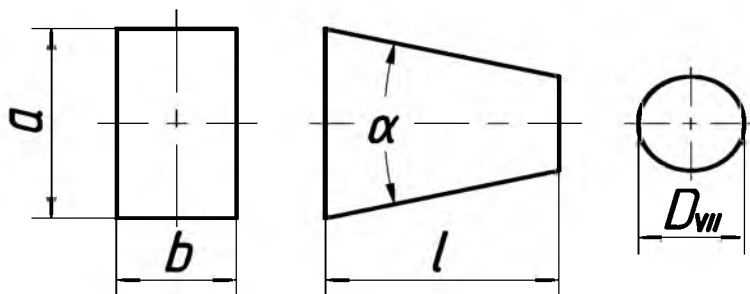


Рисунок 1.14 – Эскиз перехода от циклона 4БЦШ-500

Площадь выходного отверстия циклона, $F_{\text{вых}}$, м^2 , определяется по формуле

$$F_{\text{вых}} = a \cdot b,$$

где a , b – стороны выходного отверстия циклона, м.

По технологическим нормам размеры отверстия равны: $a = 616$ мм, $b = 296$ мм (приложение Ж).

$$F_{\text{вых}} = 0,616 \cdot 0,296 = 0,182 \text{ м}^2.$$

Определяется площадь воздухопровода на VII участке, F_{vii} , м^2 по формуле

$$F_{\text{vii}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{vii}}^2}{4},$$

где D_{vii} – диаметр воздухопровода на VII участке, м.

$$F_{\text{vii}} = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 0,196 \text{ м}^2.$$

Так как $F_{\text{вых}} < F_{\text{vii}}$, то данный переход является диффузором.

Рассчитывается длина диффузора. Принимается угол раскрытия диффузора $\alpha_d = 20^\circ$.

$$\ell_d = \frac{616 - 500}{2 \cdot \tan \frac{20}{2}} = 330 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора, ξ_d

$$\xi_d = f(\alpha_d; n = \frac{F_{\text{vii}}}{F_{\text{вых}}});$$

$$n = \frac{0,196}{0,182} = 1,1;$$

$$\xi_d = 0,11 \text{ (приложение Е)}.$$

Переход к вентилятору ВР-120-45-5 (рисунок 1.15).

Данный переход является переходом с круглого сечения на круглое.

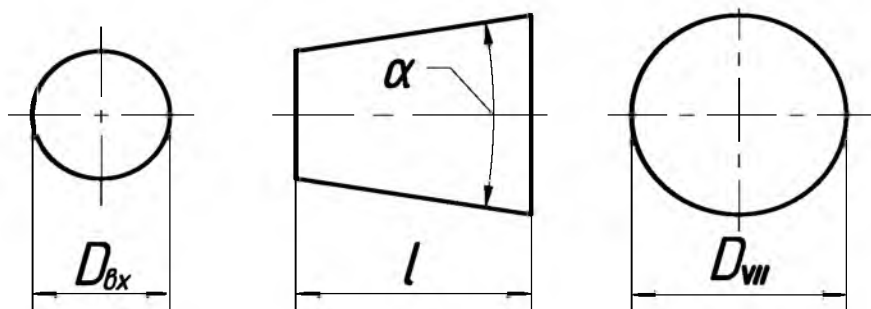


Рисунок 1.15 – Эскиз перехода к вентилятору ВР-120-45-5

Площадь воздухопровода на VII участке $F_{VII} = 0,196 \text{ м}^2$.

Определяется площадь входного отверстия вентилятора, F_{BX} , м^2 по формуле

$$F_{BX} = \frac{\pi \cdot D_{BX}^2}{4},$$

где D_{BX} – диаметр входного отверстия вентилятора, м.

Диаметр входного отверстия вентилятора $D_{BX} = 420 \text{ мм}$ (приложение К).

$$F_{BX} = \frac{3,14 \cdot 0,42^2}{4} = 0,138 \text{ м}^2.$$

Так как $F_{VII} > F_{BX}$, то данный переход является конфузором.

Рассчитывается длина конфузора по формуле

$$\ell_K = \frac{D - D_{BX}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2}}, \quad (1.69)$$

где D – диаметр воздухопровода на VII участке, мм;

D_{BX} – диаметр входного отверстия вентилятора, мм;

α_K – угол раскрытия конфузора, принимаемый $\alpha_K = 10^\circ$.

$$\ell_K = \frac{500 - 420}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{10}{2}} = 455 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_K

$$\xi_K = f(\alpha_K; n = \frac{F_{VII}}{F_{BX}});$$

$$n = \frac{0,196}{0,138} = 1,4;$$

$$\xi_K = 0,04 \text{ (приложение Е).}$$

Переход от вентилятора ВР-120-45-5 (рисунок 1.16).

Данный переход является переходом с квадратного сечения на круглое.

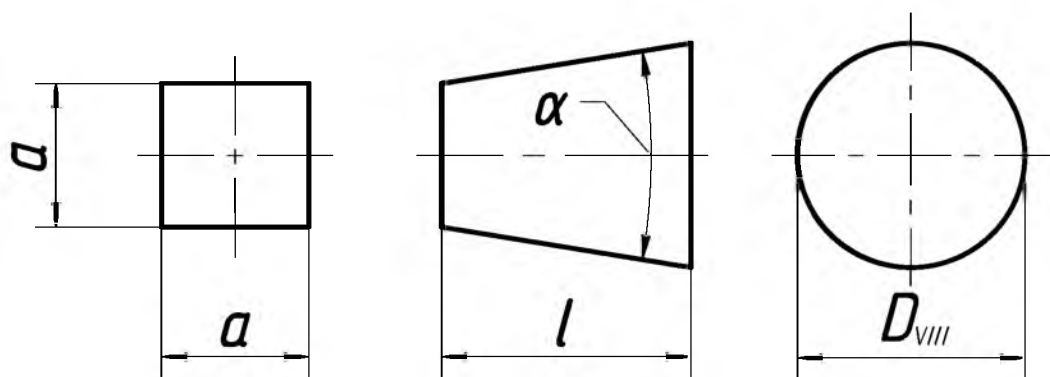


Рисунок 1.16 – Эскиз перехода от вентилятора ВР-120-45-5

Площадь воздухопровода на VIII участке F_{VIII} , м^2 равна площади воздухопровода на VII участке $F_{VIII} = F_{VII} = 0,196 \text{ м}^2$.

Определяется площадь выходного отверстия вентилятора, $F_{\text{вых}}$, м^2

$$F_{\text{вых}} = a^2,$$

где a – сторона выходного отверстия вентилятора, м; $a = 300 \text{ мм}$ (приложение К).

$$F_{\text{вых}} = 0,3^2 = 0,09 \text{ м}^2.$$

Так как $F_{\text{вых}} < F_{VIII}$, то данный переход является диффузором.

Рассчитывается длина диффузора по формуле

$$\ell_d = \frac{D_{VIII} - a}{2 \cdot \tg \frac{\alpha_d}{2}}, \quad (1.70)$$

где α_d – угол раскрытия диффузора, принимается $\alpha_d = 25^\circ$,

$$\ell_d = \frac{500 - 300}{2 \cdot \tg \frac{25}{2}} = 450 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора

$$\xi_d = f(\alpha_d; n = \frac{F_{VIII}}{F_{\text{вых}}});$$

$$n = \frac{0,196}{0,09} = 2,2;$$

$$\xi_d = 0,19 \text{ (приложение E)}.$$

1.2.7 Окончательный подбор вентилятора к сети, расчет мощности на привод вентилятора и выбор привода вентилятора

Объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети, Q_B , м³/ч, определяется по формуле

$$Q_B = Q_{\Pi}^c + \Delta Q_{\text{дл}} + \Delta Q_{\text{п/о}}, \quad (1.71)$$

где Q_{Π}^c – объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин, м³/ч;

$\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания, м³/ч;

$\Delta Q_{\text{п/о}}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя в данной сети, м³/ч.

Рассчитывается величина $\Delta Q_{\text{дл}}$ по уточненному выражению

$$\Delta Q_{\text{дл}} = Q_{\Pi}^c \cdot \ell_{\text{вс}} \cdot \frac{\delta}{100}, \quad (1.72)$$

где $\ell_{\text{вс}}$ – суммарная длина всех воздухопроводов на линии всасывания сети, м,

$\ell_{\text{вс}} = 3,1 + 3,1 + 1,1 + 5,9 + 1,0 + 1,2 + 1,9 + 5,4 + 2,9 + 9 + 3,3 + 3,3 + 1,9 + 4,4 + 1,1 + 1,2 + 2,5 + 4,9 = 51,1$ м;

δ – нормативный коэффициент подсоса воздуха на 1 м длины, который принимается для данного типа сети $\delta = 0,15$ %/м.

$$\Delta Q_{\text{дл}} = 6640 \cdot 51,1 \cdot \frac{0,15}{100} = 509 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$Q_B = 6640 + 509 + 150 = 7299 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Полное давление, развиваемое вентилятором в данной сети H_B , Па численно равно сопротивлению сети с учетом коэффициента запаса на неучтенные потери давления

$$H_B = 1,1 \cdot H_C. \quad (1.73)$$

Сопротивление сети H_C , Па, складывается из потерь давления по магистральному направлению и разрежения в здании

$$H_C = H_{\text{маг}} + H_{\text{зд}}. \quad (1.74)$$

Величина $H_{\text{зд}}$ принимается от 30 до 50 Па. Принято $H_{\text{зд}} = 40$ ° Па.

Значение величины $H_{\text{маг}}$ берется из расчетной таблицы 1.2.

$$H_C = 2385 + 40 = 2425 \text{ Па},$$

$$H_B = 1,1 \cdot 2425 = 2668 \text{ Па}.$$

Предварительно подобранный вентилятор ВР-120-45-5 (рисунок 1.17) подходит к данной сети. При новых условиях работы изменилось положение ра-

бочей точки. Положение рабочей точки отвечает условиям правильности подбора вентилятора к сети. Новые параметры работы вентилятора: $n_B = 2505 \text{ мин}^{-1}$, $\eta_B = 0,57$.

Мощность на валу вентилятора N_B , кВт, определяется по формуле

$$N_B = \frac{Q_B \cdot H_B}{1000 \cdot \eta_B \cdot 3600}, \quad (1.75)$$

где Q_B – объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети, $\text{м}^3/\text{ч}$;

H_B – полное давление, развиваемое вентилятором в сети, Па;

η_B – КПД вентилятора.

$$N_B = \frac{7299 \cdot 2668}{1000 \cdot 0,57 \cdot 3600} = 9,54 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя $N_{\text{э}}$, кВт для привода вентилятора определяется по формуле

$$N_{\text{э}} = k \cdot \frac{N_B}{\eta_1 \cdot \eta_2}, \quad (1.76)$$

где k – коэффициент запаса мощности (принимается $k = 1,1$ в соответствии с рекомендациями в 1.1);

η_1 – КПД подшипников вентилятора; $\eta_1 = 0,97 \div 0,98$;

η_2 – КПД клиноременной передачи; $\eta_2 = 0,96 \div 0,98$.

$$N_{\text{э}} = 1,1 \cdot \frac{9,54}{0,98 \cdot 0,98} = 10,9 \text{ кВт.}$$

Выбирается электродвигатель 4А132М4У3 с параметрами:

$N_{\text{э}} = 11 \text{ кВт}$, $n_{\text{э}} = 1460 \text{ об/мин}$.

Рассчитывается передаточное число i по формуле

$$i = \frac{n_B}{n_{\text{э}}}, \quad (1.77)$$

где n_B – частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин;

$n_{\text{э}}$ – частота вращения вала электродвигателя, об/мин.

$$i = \frac{2505}{1460} = 1,7.$$

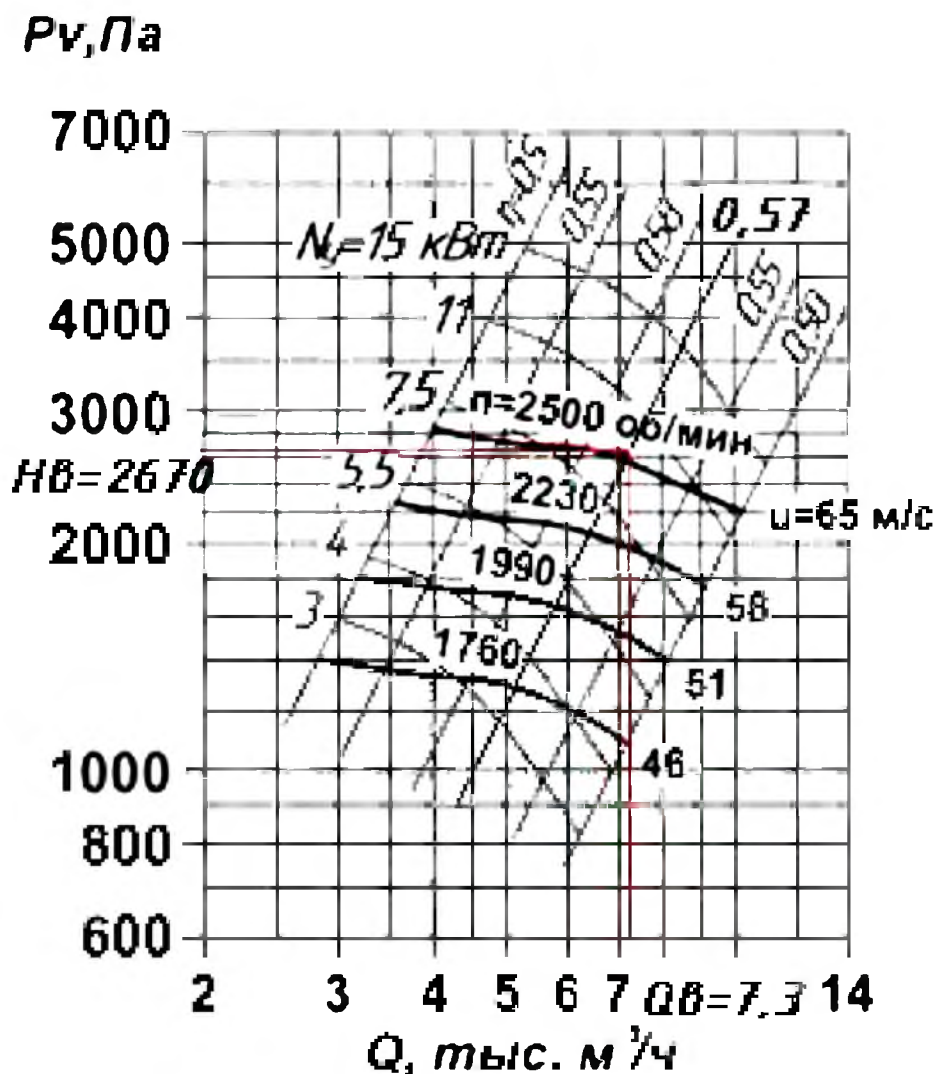


Рисунок 1.17 – Работа вентилятора ВР-120-45-5 в проектируемой сети в процессе окончательного подбора вентилятора к сети

Исходя из полученного передаточного отношения, выбирается пара шкивов для клиноременной передачи из ряда рекомендуемых. Диаметр ведомого шкива назначается $d_{\text{ш.в.}} = 180 \text{ мм}$. Диаметр ведущего шкива $d_{\text{ш.э.}}$, мм, рассчитывается как

$$d_{\text{ш.э.}} = d_{\text{ш.в.}} \cdot i,$$

$$d_{\text{ш.э.}} = 180 \cdot 1,7 = 306 \text{ мм}.$$

Из ряда стандартных диаметров шкивов принимается $d_{\text{ш.э.}} = 315 \text{ мм}$ [10].

1.3 Пример расчета аспирационной сети размольного отделения мельницы

1.3.1 Составление компоновочной таблицы сети

После компоновки вентиляционной сети составлена компоновочная таблица 1.3.

Таблица 1.3 – Компоновка вентиляционной сети

Наименование и марка аспирируемого оборудования	Количество однотип- ных машин	Этаж уста- новки	Объем воздуха на аспирацию машин, м ³ /ч		Потери давле- ния в машине Н _м , Па	Цель аспирации оборудования
			от одной машины	от всех машин		
Ситовеечная машина А1-БС2-О	3	3	4200	12600	350	Санитарно- гигиеническая, технологиче- ская

Для данной сети полезный объем воздуха, перемещаемого в сети Q_{Π}^c , м³/ч можно определить по выражению:

$$Q_{\Pi}^c = \Sigma Q_M,$$

где Q_M – объем воздуха, отсасываемого на аспирацию отдельных машин, м³/ч.

$$Q_{\Pi}^c = 12600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя Q_O^c , м³/ч определяется по выражению

$$Q_O^c = Q_{\Pi}^c + \Delta Q_{\text{дл}} = 1,05 \cdot Q_{\Pi}^c,$$

где $\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания, м³/ч.

$$Q_O^c = 1,05 \cdot 12600 = 13230 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

1.3.2 Расчет кратности воздухообмена и выбор типа сети

Кратность воздухообмена $i_{\text{расч}}$, 1/ч можно получить по выражению

$$i_{\text{расч}} = \frac{Q_O^c}{V_{\Pi}},$$

где Q_O^c – общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя, м³/ч;

V_{Π} – объем помещений, где находится аспирируемое в сети оборудо-
вание, м³.

Объем помещений V_{Π} , м^3 в данной сети может быть рассчитан как

$$V_{\Pi} = a \cdot b \cdot \Sigma h,$$

где a – длина здания, м;

b – ширина здания, м;

Σh – суммарная высота этажей, на которых находится аспирируемое оборудование, м.

$$V_{\Pi} = 18 \cdot 9 \cdot 4,8 = 777,6 \text{ м}^3, \text{ тогда } i_{\text{расч}} = \frac{13230}{777,6} = 17 \text{ 1/ч}.$$

Так как расчетная кратность воздухообмена больше допустимой ($i_{\text{доп}} = 1 \div 1,5 \text{ 1/ч}$), то сеть необходимо проектировать с рециркуляцией или с кондиционированием воздуха.

Поскольку выполняется курсовой проект, сеть проектируется с выбросом воздуха в атмосферу.

1.3.3 Подбор пылеотделителя к сети

1.3.3.1 Подбор циклона к сети

Данная сеть проектируется для размольного отделения мельницы, где в вентиляционных сетях перемещается мелкодисперсная пыль. Для отделения такой пыли можно применять циклоны марки УЦ.

По общему объему воздуха, подлежащего очистке Q_0^c , $\text{м}^3/\text{ч}$ выбирается необходимый типоразмер циклона (приложение Ж). Общий объем воздуха, подлежащего очистке, в данной сети $Q_0^c = 13230 \text{ м}^3/\text{ч}$, поэтому выбирается циклон марки $2 \times 4 \text{УЦ} - 700$. Для него оптимальная пропускная способность находится в пределах $Q_{\text{опт}} = 8820 \div 10580 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определяется фактическая скорость воздуха на входе в циклон $v_{\text{вх}}$, м/с

$$v_{\text{вх}} = \frac{Q_0^c}{F_{\text{вх}}},$$

где Q_0^c – общий объем воздуха, перемещаемого в сети до пылеотделителя, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$F_{\text{вх}}$ – площадь входного отверстия циклона, м^2 .

Площадь входного отверстия циклона $F_{\text{вх}}$, м^2 определяется как

$$F_{\text{вх}} = 8 \cdot a_1^2,$$

где a_1 – длина и ширина входного отверстия циклона, м

$a_1 = 0,175 \text{ м}$ (приложение Ж).

$$F_{\text{вх}} = 8 \cdot 0,175^2 = 0,245 \text{ м}^2;$$

$$v_{\text{вх}} = \frac{13230}{0,245 \cdot 3600} = 15 \text{ м/с}.$$

Оптимальное значение входной скорости для данной марки циклона составляет от 10 до 12 м/с. Т.к. входная скорость в циклоне значительно больше допустимой, то в данной сети пылеотделитель типа циклон применять нецелесообразно.

1.3.3.2 Подбор фильтра-циклона к сети

Объем воздуха, подлежащего очистке в данной сети, составляет

$$Q_0^C = 13230 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Рассчитывается необходимая площадь фильтровальных рукавов $F_{\text{ф.р.}}$, м^2

$$F_{\text{ф.р.}} = \frac{Q_0^C}{q_{\text{ф.доп.}}},$$

где $q_{\text{ф.доп.}}$ – допустимая удельная нагрузка на фильтровальную ткань, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Для фильтров-циклонов, работающих в сетях размольных отделений мельниц, допустимая удельная нагрузка на фильтрующую поверхность принимается в пределах:

$$q_{\text{ф.доп.}} = 300 \div 360 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

Принимается $q_{\text{ф.доп.}} = 360 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$, тогда $F_{\text{ф.р.}} = \frac{13230}{360} = 36,75 \text{ м}^2$.

В соответствии с проектными нормами выбирается фильтр-циклон с площадью фильтрующей поверхности, близкой к расчетной.

Выбирается фильтр-циклон РЦИЭ 40,8-72 (приложение И).

Определяется фактическая удельная нагрузка на ткань, $q_{\text{ф.ф.}}$, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$

$$q_{\text{ф.ф.}} = \frac{Q_0^C}{F_{\text{ф.ф.}}},$$

где $F_{\text{ф.ф.}}$ – фактическая площадь фильтрующей поверхности принятого стандартного фильтра, м^2 .

$$q_{\text{ф.ф.}} = \frac{13230}{40,8} = 324,3 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч}).$$

По действительной удельной нагрузке определяется величина потерь давления в фильтре $H_{\text{ф}}$, Па

$$H_{\text{ф}} = 10^2 \cdot \left(\frac{q_{\text{ф.ф.}}}{60} \right)^{1,3},$$

где $q_{\text{ф.ф.}}$ – фактическая удельная нагрузка на ткань, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$.

$$H_{\text{ф}} = 10^2 \cdot \left(\frac{324,3}{60} \right)^{1,3} = 896,7 \text{ Па}.$$

Достоинства фильтра-циклона:

- высокий коэффициент пылеочистки: $\eta_{п/о} = 0,998 \div 0,999$;
- эффективная очистка воздуха и улавливание ценной мучной пыли;
- компактность, возможность рационального использования производственной площади.

1.3.4 Предварительный подбор вентилятора к сети

Определяется объем воздуха, перемещаемого вентилятором в данной сети, Q_B , $\text{м}^3/\text{ч}$, по выражению

$$Q_B = Q_{\Pi}^C + \Delta Q_{\text{дл}} + \Delta Q_{\text{п/о}},$$

где Q_{Π}^C – объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздуховодов на линии всасывания, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\text{п/о}}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя в данной сети, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин равен

$$Q_{\Pi}^C = 12600 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

При предварительном подборе вентилятора к сети величина $\Delta Q_{\text{дл}}$ принимается

$$\Delta Q_{\text{дл}} = 0,05 \cdot Q_{\Pi}^C.$$

Для фильтров-циклонов величина $\Delta Q_{\text{п/о}}$ $\text{м}^3/\text{ч}$ составляет

$$\Delta Q_{\text{п/о}} = 0,05 \cdot Q_{\Pi}^C.$$

Следовательно:

$$Q_B = 1,1 \cdot Q_{\Pi}^C;$$

$$Q_B = 1,1 \cdot 12600 = 13860 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Давление, развиваемое вентилятором в сети H_B , Па, принимается ориентировочно в пределах от 1500 до 2200 Па.

Принято $H_B = 2000$ Па.

К сети подбирается вентилятор ВР120-45-8 (рисунок 1.18) со следующими параметрами:

$$n_B = 1285 \text{ мин}^{-1}; \eta_B = 0,58 \text{ при } \eta_{\text{MAX}} = 0,58.$$

Условия правильного подбора вентилятора к сети в данном варианте выполнены.

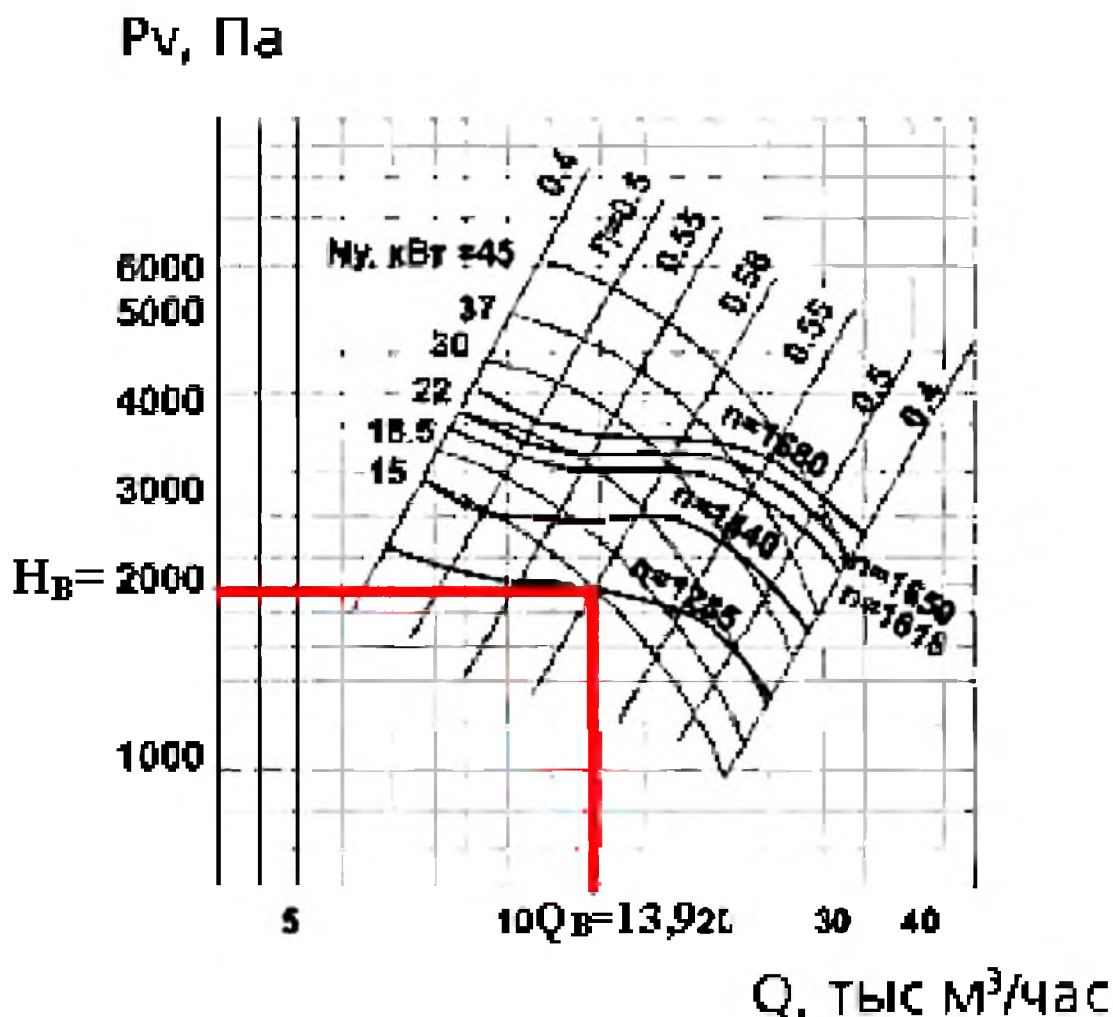


Рисунок 1.18 – Работа вентилятора ВР120-45-8 в проектируемой сети в процессе предварительного подбора вентилятора к сети

1.3.5 Проектирование переходов от ситовеечной машины А1-БС2-0

Ситовеечная машина А1-БС2-0 имеет 2 точки отсоса с отверстиями под аспирацию прямоугольной формы

В соответствии с технологическими нормами размеры аспирационного отверстия равны

$$a = 0,567 \text{ м}, b = 0,25 \text{ м} [11].$$

Определяется площадь аспирационного отверстия $F_{a.o.}$, m^2 :

$$F_{a.o.} = 0,567 \cdot 0,25 = 0,14 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость воздуха на выходе из аспирационного отверстия $v_{a.o.ф.}$, м/с составляет:

$$v_{a.o.ф.} = \frac{4200}{0,14 \cdot 2 \cdot 3600} = 4,1 \text{ м/с.}$$

Фактическая скорость превышает допустимое значение скорости, которое для продуктов размола и муки составляет $v_{a.o.доп.} \leq 1 \text{ м/с}$. Однако предусматривать расширяющиеся переходы – диффузоры при аспирации ситовесечной машины А1-БС2-0 не следует, поскольку в аспирационных камерах машины, разделенных на 16 отсеков, воздушный режим устанавливают таким образом, чтобы не допускать унос крупок, а в аспирационную сеть потоком воздуха уносить мучнистые и мелкие оболочечные частицы продукта. Для аспирации предусматривают сужающиеся переходы – конфузоры. (рисунок 1.19).

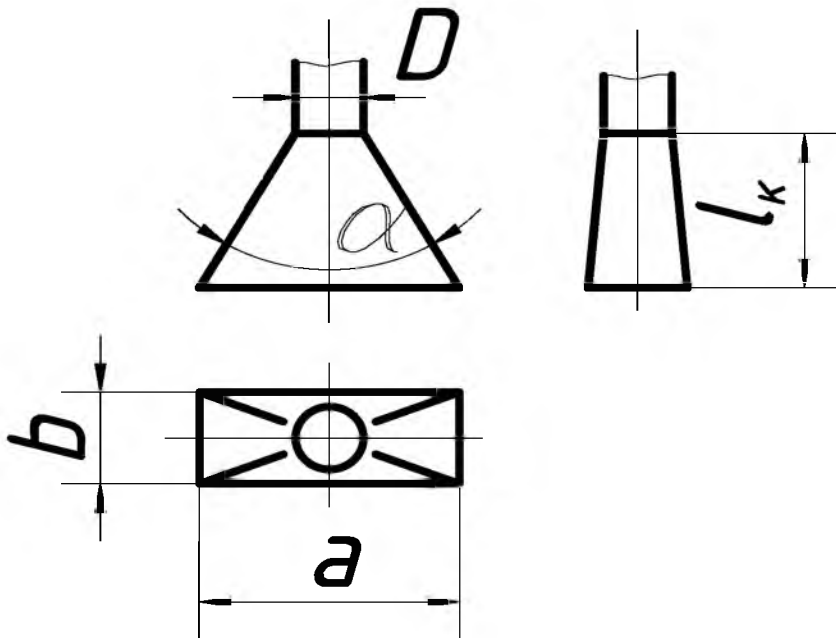


Рисунок 1.19 – Схема аспирации ситовесечной машины А1-БС2-0

Рассчитывается диаметр воздухопровода, идущего от ситовесечной машины D , м:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_M}{\pi \cdot v_{H.T.} \cdot n \cdot 3600}},$$

где $v_{H.T.}$ – минимальная надежно-транспортирующая скорость воздуха, м/с.

Величина надежно-транспортирующей скорости зависит от дисперсного состава перемещаемой пыли. В проектируемой сети перемещается мелкодисперсная мучная пыль, для которой $v_{H.T.} \geq 12 \text{ м/с}$.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 4200}{3,14 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 3600}} = 0,248 \text{ м.}$$

Принимается стандартный диаметр $D = 225 \text{ мм.}$

Конструктивно длина конфузора принимается равной $\ell_K = 285 \text{ мм.}$

Определяется угол раскрытия конфузора α_K , град:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2} = \frac{a - D}{2 \cdot \ell_K},$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_K}{2} = \frac{567 - 225}{2 \cdot 285} = 0,6.$$

Тогда

$$\alpha_K = 60^\circ.$$

Определяется коэффициент сопротивления конфузора, ξ_K

$$\xi_K = f(\alpha_K, n);$$

$$n = \frac{\ell_K}{D};$$

$$n = \frac{285}{225} = 1,3;$$

$$\xi_K = 0,11 \text{ (приложение Е).}$$

1.3.6 Расчет вентиляционной сети

Оформляется расчетная плоскостная схема сети (рисунок 1.20). Производится выбор метода расчета вентиляционной сети. В данном расчете применяется метод потерь давления на единицу длины воздухопровода, потери давления в тройниках уравниваются методом дополнительных местных сопротивлений.

После выбора метода расчета оформляется таблица 1.4 «Расчет потерь давления по главному магистральному направлению сети». Расчет вентиляционной сети полностью приводится в данной таблице.

Рисунок 1.20 – Расчетная плоскостная схема сети

Таблица 1.4 – Расчет потерь давления по главному магистральному направлению сети

Наименование аспирируемых машин и № участков	Q, м³/ч	U, м/с	D, мм	R, Па/м	l, м	R·l, Па	Σζ	H _д , Па	Σζ· H _д , Па	H _{гр} , Па	H _{гр} к.у., Па	H _{маг} , Па	Наименование и характеристика местных сопротивлений																Σζ на уч
													Конфузор			Диффузор			Отвод			Тройник							
													α _к	n	ζ _к	α _д	n	ζ _д	кол-во	α _о	n	ζ _о	α _{тр}	D _н /D _в	F _н /F _в	v _в /v _н	ζ _п	ζ _б	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Ситовесечная машина А1-БС2-О	4200									350																			
I; I'; 1; 1'; 3; 3'	2100	14,7	225	9,2	1,4	12,9	0,49	129,3	63,3	76,3	426,3	426,3	60	1,3	0,11				1	90	1,0	0,23	30	1,0	1,0	1,0		0,15	0,49
II	4200	15,0	315	6,3	3,9	24,6	0,6	134,6	80,8	105,3	531,5	531,5							1	90	2,0	0,15	30	1,0	1,0	1,0	0,45		0,6
III	12600	22	450	7,9	1,4	11	0,24	290,4	69,7	80,7	612,4	612,4				30	2,0	0,24											
Фильтр-циклон РЦИЭ 40,8-72										896,7	1509,1	1509,1																	
IV	13637	12,2	630	1,8	4	7,3	0,52	88,7	46,1	53,5	1562,6	1562,6				20	1,5	0,05	2	90	1,0	0,23						0,52	
V	13637	12,2	630	1,8	13,2	23,8	1,34	88,7	118,8	142,6	1705,2	1705,2				20	1,5	0,11	1	90	1,0	0,23							1,34
																			1	90	2,0	0,15							
																			Дефлектор: l/D=1;; ξ _{вх} =0,25, ξ _{вых} =0,60.										
H _{маг} =1705,2 Па																													
Ситовесечная машина А1-БС2-О	4200									350																			
2	4200	15,0	315	6,3	1,2	7,6	0,49	135,0	66,2	73,8	500,1	531,5							1	90	1,0	0,23	30	1,0	1,0	1,0		0,15	0,49
																		1	30	1,0	0,11								
Расчет дополнительного сопротивления																													
ΔH=ΣH _{грIII} - ΣH _{грII} ; ΔH=531,5-500,1=31,4 Па. ζ _д =ΔH/H _д ; ζ _д =31,4/135=0,236. y/D=0,23 по номограмме y/D=f(ΔH, H _д). y=0,23·D ₂ ; y=0,23·315=72,5 ≈ 73 мм.																													
Ситовесечная машина А1-БС2-О	4200									350																			
4	4200	15,0	315	6,3	0,5	3,2	0,26	135,0	35,1	38,3	464,6	531,5							1	30	1,0	0,11	30	1,0	1,0	1,0		0,15	0,26
Расчет дополнительного сопротивления																													
ΔH=ΣH _{грIII} - ΣH _{грIV} ; ΔH=505,9-438,6=66,9 Па. ζ _д =ΔH/H _д ; ζ _д =66,9/135=0,496. y/D=0,31 по номограмме y/D=f(ΔH, H _д). y=0,31·D ₄ ; d=0,31·315=97,6≈ 98 мм.																													

1.3.6.1 Проектирование переходов

Переход к фильтру-циклону РЦИЭ 40,8-72 (рисунок 1.21)

Данный переход является переходом с круглого сечения на прямоугольное.

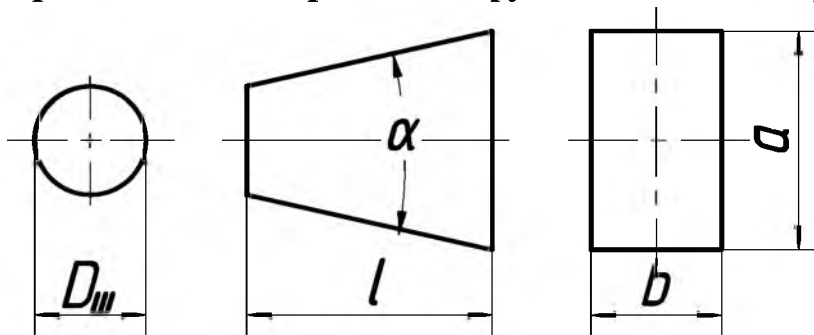


Рисунок 1.21 – Эскиз перехода к фильтру-циклону РЦИЭ 40,8-72

Определяется площадь воздухопровода на участке перед фильтром-циклоном РЦИЭ 40,8-72:

$$F_{III} = \frac{\pi \cdot D_{III}^2}{4};$$

$$F_{III} = \frac{3,14 \cdot 0,45^2}{4} = 0,159 \text{ м}^2.$$

Далее определяется площадь входного отверстия фильтра-циклона РЦИЭ 40,8-72 $F_{ВХ}$, м^2

$$F_{ВХ} = a \cdot b,$$

где a , b – стороны входного отверстия фильтра-циклона, м;

$a = 0,795 \text{ м}$, $b = 0,362 \text{ м}$ (приложение И).

$$F_{ВХ} = 0,795 \cdot 0,362 = 0,2878 \text{ м}^2.$$

Так как $F_{III} < F_{ВХ}$, то данный переход является расширяющимся, т. е. диффузором.

Рассчитывается длина диффузора ℓ_d , мм, по формуле

$$\ell_d = \frac{a - D_{III}}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_d}{2}},$$

где α_d – угол раскрытия диффузора, принятый равным $\alpha_d = 30^\circ$.

$$\ell_d = \frac{795 - 450}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{30}{2}} = 643,7 \approx 645 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора, ξ_d

$$\xi_d = f(\alpha_d; n = \frac{F_{ВХ}}{F_{III}});$$

$$n = \frac{0,2878}{0,159} \approx 2,0;$$

$$\xi_d = 0,24 \text{ (приложение Е).}$$

Переход от фильтра-циклона РЦИЭ 40,8-72 (рисунок 1.22).

Данный переход является переходом с круглого сечения на круглое.

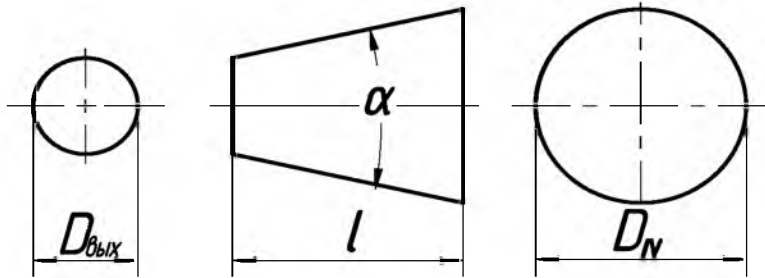


Рисунок 1.22 – Эскиз перехода от фильтра-циклона РЦИЭ 40,8-72

Определяется площадь выходного отверстия фильтра-циклона $F_{\text{вых}}$, м^2 :

$$F_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вых}}^2}{4}.$$

Диаметр выходного отверстия равен: $D_{\text{вых}} = 625 \text{ мм}$ (приложение И).

$$F_{\text{вых}} = \frac{3,14 \cdot 0,625^2}{4} = 0,306 \text{ м}^2.$$

Определяется площадь воздухопровода на IV участке, F_{IV} , м^2 по формуле

$$F_{\text{IV}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{IV}}^2}{4},$$

$$F_{\text{IV}} = \frac{3,14 \cdot 0,63^2}{4} = 0,311 \text{ м}^2.$$

Поскольку величины $F_{\text{вых}}$ и F_{IV} отличаются незначительно, то допускается вместо перехода смонтировать вставку из технической резины.

Переход к вентилятору ВР120-45-8

Данный переход является переходом с круглого сечения на круглое

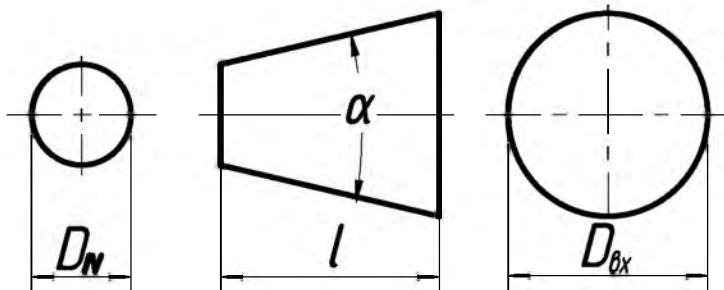


Рисунок 1.23 – Эскиз перехода к вентилятору ВР120-45-8

Площадь воздухопровода на IV участке равна $F_{\text{IV}} = 0,311 \text{ м}^2$.

Определяется площадь входного отверстия вентилятора $F_{\text{ВХ}}$, м^2

$$F_{\text{ВХ}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ВХ}}^2}{4},$$

где $D_{\text{ВХ}}$ – диаметр входного отверстия вентилятора, м;

$D_{\text{ВХ}} = 0,74$ м (приложение К).

$$F_{\text{ВХ}} = \frac{3,14 \cdot 0,74^2}{4} = 0,43 \text{ м}^2.$$

Т. к. $F_{\text{IV}} < F_{\text{ВХ}}$, то данный переход является диффузором.

Рассчитывается длина диффузора $\ell_{\text{д}}$, мм, по формуле

$$\ell_{\text{д}} = \frac{D_{\text{ВХ}} - D_{\text{IV}}}{2 \cdot \text{tg } \alpha_{\text{д}}/2},$$

где $\alpha_{\text{д}}$ – угол раскрытия диффузора, принятый равным, $\alpha_{\text{д}} = 20^\circ$.

$$\ell_{\text{д}} = \frac{740 - 630}{2 \cdot \text{tg } 20^\circ/2} \approx 310 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора, $\xi_{\text{д}}$

$$\xi_{\text{д}} = f(\alpha_{\text{д}}; n = \frac{F_{\text{ВХ}}}{F_{\text{IV}}});$$

$$n = \frac{0,43}{0,311} = 1,5;$$

$$\xi_{\text{д}} = 0,05 \text{ (приложение Е)}.$$

Переход от вентилятора ВР120-45-8 (рисунок 1.24).

Данный переход является переходом с квадратного сечения на круглое.

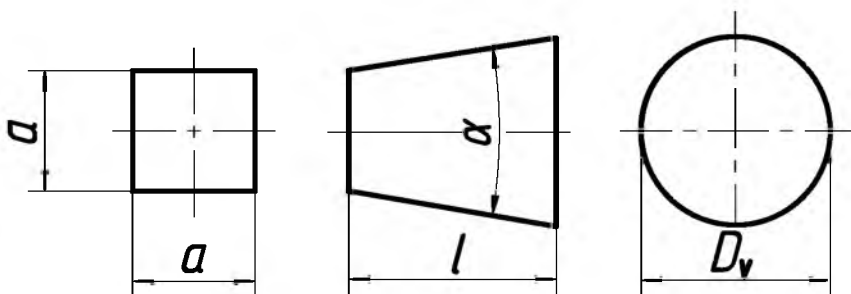


Рисунок 1.24 – Эскиз перехода от вентилятора ВР120-45-8

Определяется площадь выходного отверстия вентилятора $F_{\text{ВЫХ}}$, м^2

$$F_{\text{ВЫХ}} = a^2,$$

где a – сторона выходного отверстия, м;

$a = 0,44$ м (приложение К).

$$F_{\text{вых}} = 0,44^2 = 0,194 \text{ м}^2.$$

Площадь воздухопровода на V участке F_V , м^2 равна площади воздухопровода на IV участке

$$F_V = F_{IV} = 0,311 \text{ м}^2.$$

Т. к. $F_{\text{вых}} < F_V$, то данный переход является диффузором.

Длина диффузора ℓ_D , мм, равна

$$\ell_D = \frac{D_V - a}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha_D}{2}},$$

где α_D – угол раскрытия диффузора.

Конструктивно принят $\alpha_D = 20^\circ$.

$$\ell_D = \frac{630 - 440}{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{20^\circ}{2}} \approx 540 \text{ мм}.$$

Определяется коэффициент сопротивления диффузора, ξ_D

$$\xi_D = f(\alpha_D; n = \frac{F_V}{F_{\text{вых}}});$$

$$n = \frac{0,311}{0,194} = 1,5;$$

$$\xi_D = 0,11 \text{ (приложение E)}.$$

1.3.7 Окончательный подбор вентилятора к сети, расчет мощности на привод вентилятора и выбор привода вентилятора

Объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети, Q_B , $\text{м}^3/\text{ч}$, определяется по формуле

$$Q_B = Q_{\Pi}^c + \Delta Q_{\text{дл}} + \Delta Q_{\Pi/O},$$

где Q_{Π}^c – объем воздуха, отсасываемого от аспирируемых машин, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\text{дл}}$ – объем воздуха, подсасываемого по длине воздухопроводов на линии всасывания, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\Delta Q_{\Pi/O}$ – объем воздуха, подсасываемого при работе пылеотделителя в данной сети, $\text{м}^3/\text{ч}$.

$$\Delta Q_{\Pi/O} = 0,05 Q_{\Pi}^c,$$

$$\Delta Q_{\Pi/O} = 0,05 \cdot 12600 = 630 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

$$\Delta Q_{\text{дл}} = Q_{\Pi}^c \cdot \ell_{\text{вс}} \cdot \frac{\delta}{100},$$

где $\ell_{\text{вс}}$ – суммарная длина всех воздухопроводов на линии всасывания сети, м;

δ – нормативный коэффициент подсоса воздуха на 1 м длины (1.1.7.3).

$$\ell_{\text{вс}} = 32,3 \text{ м};$$

$$\Delta Q_{\text{дл}} = 12600 \cdot 32,3 \cdot \frac{0,1}{100} = 407 \text{ м}^3 / \text{ч};$$

$$Q_{\text{в}} = 12600 + 407 + 630 = 13637 \text{ м}^3 / \text{ч}.$$

Полное давление, развиваемое вентилятором в данной сети $H_{\text{в}}$, Па численно равно сопротивлению сети с учетом коэффициента запаса на неучтенные потери давления

$$H_{\text{в}} = 1,1 \cdot H_{\text{с}}.$$

Сопротивление сети $H_{\text{с}}$, Па, равно

$$H_{\text{с}} = H_{\text{маг}} + H_{\text{зд}}.$$

Принято $H_{\text{зд}} = 50$ Па.

Значение величины $H_{\text{маг}}$ берется из расчетной таблицы 1.4.

$$H_{\text{с}} = 1705,2 + 50 = 1755,2 \text{ Па};$$

$$H_{\text{в}} = 1,1 \cdot 1755,2 = 1913 \text{ Па}.$$

Предварительно подобранный вентилятор ВР120-45-8 подходит к данной сети.

При новых условиях работы изменилось положение рабочей точки. Новые параметры работы вентилятора: $n_{\text{в}} = 1250 \text{ мин}^{-1}$, $\eta_{\text{в}} = 0,58$. Условия правильного подбора выполнены.

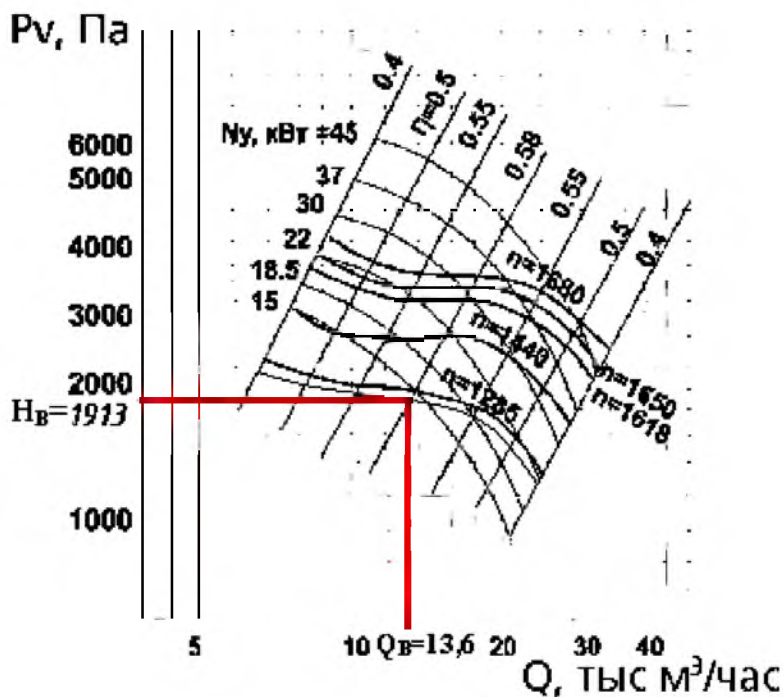


Рисунок 1.25 – Работа вентилятора ВР120-45-8 в проектируемой сети в процессе окончательного подбора вентилятора к сети

Определяется мощность на валу вентилятора N_B , кВт

$$N_B = \frac{Q_B \cdot H_B}{1000 \cdot \eta_B \cdot 3600},$$

$$N_B = \frac{13637 \cdot 1913}{1000 \cdot 0,58 \cdot 3600} = 12,5 \text{ кВт}.$$

Определяется мощность электродвигателя $N_Э$, кВт для привода вентилятора

$$N_Э = k \cdot \frac{N_B}{\eta_1 \cdot \eta_2},$$

где k – коэффициент запаса мощности (принимается $k = 1,1$ в соответствии с рекомендациями 1.1.8.1);

η_1 – КПД подшипников вентилятора; $\eta_1 = 0,97$,

η_2 – КПД клиноременной передачи; $\eta_2 = 0,96 \div 0,98$.

$$N_Э = 1,1 \cdot \frac{12,5}{0,97 \cdot 0,98} = 14,5 \text{ кВт}.$$

Выбирается электродвигатель 4А100S4 УПУЗ с параметрами:

$$N_Э = 15 \text{ кВт}; \quad n_Э = 1465 \text{ об/мин}.$$

Рассчитывается передаточное число i по формуле

$$i = \frac{n_Э}{n_B},$$

где $n_Э$ – частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

n_B – частота вращения рабочего колеса вентилятора, об/мин.

$$i = \frac{1465}{1250} = 1,17.$$

Диаметр ведомого шкива назначается из ряда рекомендуемых стандартных диаметров [10] $d_{ш.в.} = 180$ мм. Диаметр ведущего шкива $d_{ш.э.}$ рассчитывается

$$d_{ш.э.} = d_{ш.в.} \cdot i;$$

$$d_{ш.э.} = 180 \cdot 1,17 = 210,6.$$

Из ряда стандартных диаметров шкивов выбирается $d_{ш.э.} = 200$ мм [10].

1.4 Примеры решения задач

1.4.1 Примеры решения задач по разделу «Элементы промышленной аэродинамики»

Задача № 1 (рисунок 1.26).

Определить по данным измерений:

- 1) сопротивление машины;
- 2) коэффициент сопротивления машины;
- 3) объемный и массовый расход воздуха.

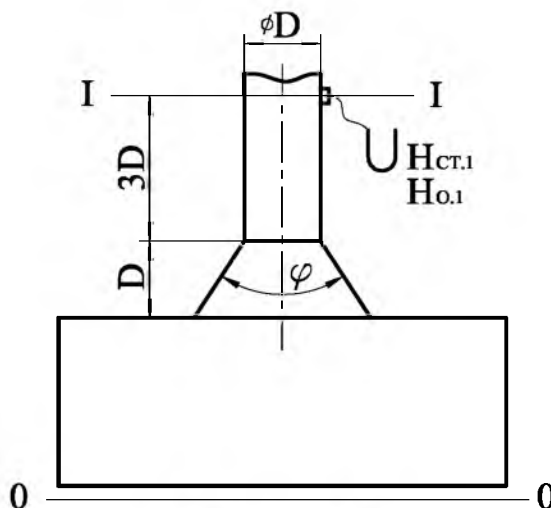


Рисунок 1.26

Данные измерений:

$H_{ст.1} = |560| \text{ Па}$; $H_{о.1} = |480| \text{ Па}$; $D = 160 \text{ мм}$; $\varphi = 45^\circ$. Воздух стандартный.

Выбираются сечения 0-0 и I-I, для которых записывается уравнение Бернулли:

$$H_{ст0} + H_{д0} = -H_{ст1} + H_{д1} + H_{пт0-1}. \quad (1.78)$$

Сечение 0-0 находится в атмосфере, следовательно, $H_{ст0} = 0$, $H_{д0} = 0$.

Значит,

$$H_{ст1} = H_{д1} + H_{пт0-1}. \quad (1.79)$$

Потери давления на участке между сечениями $H_{пт0-1}$, Па складываются из потерь давления в машине, потерь давления по длине, обусловленных вязкостным трением и вихреобразованием, и дополнительных потерь давления во входном коллекторе:

$$H_{пт0-1} = H_m + \lambda \frac{\ell}{D} \cdot H_d + \zeta_k \cdot H_d, \quad (1.80)$$

где H_m – потери давления в аспирируемой машине, Па;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления по длине;

ℓ – длина от машины до сечения I-I, м;

D – диаметр воздуховода, м;

H_d – динамическое давление, Па;

ζ_k – коэффициент сопротивления конического входного коллектора, определяемый по специальным таблицам в зависимости от характеристики местного сопротивления.

Потери давления в машине H_m , Па, можно записать, как

$$H_m = H_{ст1} - H_{д1} \cdot \left(1 + \lambda \frac{\ell}{D} + \zeta_k\right). \quad (1.81)$$

Величина динамического давления в сечении всасывающего воздуховода может быть найдена как

$$H_d = H_{ст} - H_o. \quad (1.82)$$

В данном случае

$$\begin{aligned} H_d &= H_{ст1} - H_{o1}; \\ H_d &= 560 - 480 = 80 \text{ Па}. \end{aligned} \quad (1.83)$$

С другой стороны динамическое давление H_d , Па

$$H_d = \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (1.84)$$

где ρ – плотность стандартного воздуха, кг/м³;

v – скорость движения воздуха, м/с.

Отсюда скорость воздуха v , м/с, равна

$$\begin{aligned} v &= 1,29 \cdot \sqrt{H_d}; \\ v &= 1,29 \cdot \sqrt{80} = 11,5 \text{ м/с}. \end{aligned} \quad (1.85)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ может быть определен на основании формулы А. В. Панченко:

$$\lambda = \frac{0,35}{Re^{0,25}}, \quad (1.86)$$

где Re – критерий Рейнольдса.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}, \quad (1.87)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, м²/с.

Так как воздух стандартный, то следует принять $\nu = 15 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Критерий Рейнольдса будет равен

$$Re = \frac{11,5 \cdot 0,16}{15 \cdot 10^{-6}} = 122666,7.$$

Коэффициент λ , таким образом, равен

$$\lambda = \frac{0,35}{122666,7^{0,25}} = 0,019.$$

Длина воздухопровода от машины до сечения I-I ℓ , м составляет

$$\ell = \ell_K + \ell_{IP} = D + 3D = 4D;$$

$$\ell = 4 \cdot 0,16 = 0,64 \text{ м.}$$

Коэффициент сопротивления входного коллектора при условии, что аспирационное отверстие машины прямоугольного сечения, имеет характеристику

$$\zeta_K = f(\varphi_K; n = \frac{\ell_K}{D}). \quad (1.88)$$

Т. к. $\varphi_K = 45^\circ$, $n = 1$, $\zeta_K = 0,09$ [приложение Е].

Таким образом, потери давления в машине составят

$$H_M = 560 - 80 \cdot (1 + 0,019 \cdot 4 + 0,09) = 466,7 \text{ Па.}$$

Аналитически потери давления в машине можно рассчитать по формуле

$$H_M = \varepsilon \cdot Q^2, \quad (1.89)$$

где ε – размерный коэффициент сопротивления машины, $\frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6}$;

Q – объем воздуха, отсасываемого из машины в процессе аспирации, $\text{м}^3/\text{мин}$.

Согласно уравнению неразрывности, объемный расход воздуха Q , $\text{м}^3/\text{мин}$ равен:

$$Q = 60 \cdot v \cdot F = 60 \cdot v \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (1.90)$$

$$Q = 60 \cdot 11,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,16^2}{4} = 13,87 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Следовательно, коэффициент сопротивления машины ε равен

$$\varepsilon = \frac{466,7}{(13,87)^2} = 2,43 \frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6}.$$

Массовый расход воздуха M , $\text{кг}/\text{мин}$ определяется как

$$M = \rho \cdot Q, \quad (1.91)$$

$$M = 1,2 \cdot 13,87 = 16,64 \text{ кг}/\text{мин.}$$

Задача № 2 (рисунок 1.27).

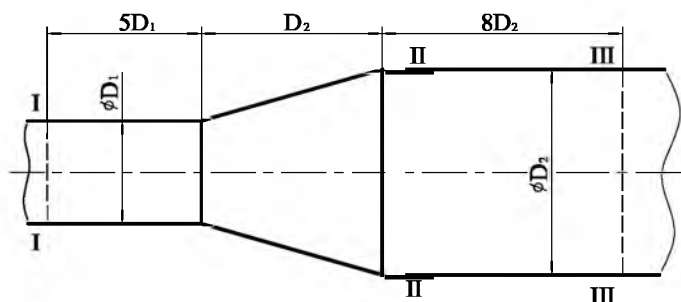


Рисунок 1.27

Определить по данным измерений:

- 1) тип воздуховода;
- 2) направление движения воздуха;

- 3) объем перемещаемого воздуха;
- 4) величину коэффициента λ ;
- 5) величину коэффициента R ;
- 6) величину коэффициента местного сопротивления $\zeta_{\text{м.с.}}$.

Данные измерений:

$$D_1=125 \text{ мм}; D_2=200 \text{ мм}; H_{\text{ст}1}=|965| \text{ Па}; H_{\text{ст}2}=|650| \text{ Па}; H_{\text{O}2}=|600| \text{ Па}; \\ H_{\text{ст}3}=|600| \text{ Па}.$$

Для определения типа воздуховода нужно сравнить величины абсолютных значений статического $H_{\text{ст}}$, Па и общего H_{O} , Па давлений в одном из сечений воздуховода. Известны давления в сечении II–II.

По данным измерений $|H_{\text{ст}2}| > |H_{\text{O}2}|$. Следовательно, воздуховод является всасывающим.

Т. к. воздух, как правило, движется из области большего давления в область меньшего давления, то нужно сравнить значения общих избыточных давлений в двух сечениях воздуховода. В данном случае можно сравнить общие давления в сечениях II–II и III–III.

Общее давление в сечении III–III будет равно

$$H_{\text{O}3} = H_{\text{ст}3} - H_{\text{д}3}.$$

Для участка между названными сечениями можно записать:

$$v_2 = v_3; H_{\text{д}2} = H_{\text{д}3}.$$

Величина динамического давления в сечении II–II определяется как

$$H_{\text{д}2} = H_{\text{ст}2} - H_{\text{O}2}; \\ H_{\text{д}2} = 650 - 600 = 50 \text{ Па}.$$

Таким образом,

$$H_{\text{O}3} = 600 - 50 = 550 \text{ Па}.$$

Поскольку воздуховод всасывающий, то избыточные статическое и общее давления в любом сечении отрицательны. Динамическое давление всегда положительно.

Таким образом,

$$H_{\text{O}2} = -600 \text{ Па}; H_{\text{O}3} = -550 \text{ Па}; H_{\text{O}2} < H_{\text{O}3}.$$

Значит, воздух движется от сечения III–III к сечению II–II.

Объем перемещаемого воздуха Q , м³/с, находится по уравнению неразрывности:

$$Q = v_1 \cdot F_1 = v_2 \cdot F_2 = v_3 \cdot F_3 = \text{const},$$

где v_1, v_2, v_3 – скорости движения воздуха в сечениях, м/с;

F_1, F_2, F_3 – площади поперечных сечений воздуховода, м².

Скорость движения воздуха в сечении II–II равна

$$v_2 = 1,29 \cdot \sqrt{H_{\text{д}2}},$$

где $H_{\text{д}2}$ – динамическое давление в сечении II–II, Па.

$$v_2 = 1,29 \cdot \sqrt{50} = 9,1 \text{ м/с.}$$

Площадь воздуховода равна

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4},$$

где D – диаметр воздуховода в сечении, м.

$$F_2 = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2;$$

$$Q = 9,1 \cdot 0,0314 = 0,286 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Величина коэффициента гидравлического сопротивления λ находится из уравнения для расчета потерь давления по длине прямого воздуховода:

$$H_{\text{пт дл}} = \lambda \cdot \frac{\ell}{D} \cdot H_{\text{д}},$$

где $H_{\text{пт дл}}$ – потери давления по длине на данном участке, Па;

D – диаметр воздуховода на данном участке, м;

ℓ – длина участка, м;

$H_{\text{д}}$ – динамическое давление, Па.

$$\lambda_{3-2} = \frac{H_{\text{пт } 3-2} \cdot D_2}{\ell_{3-2} \cdot H_{\text{д } 2}}.$$

Потери давления на участке 3–2 рассчитываются на основании уравнения Бернулли

$$-H_{\text{О } 3} = -H_{\text{О } 2} + H_{\text{пт } 3-2};$$

$$H_{\text{пт } 3-2} = H_{\text{О } 2} - H_{\text{О } 3};$$

$$H_{\text{пт } 3-2} = 600 - 550 = 50 \text{ Па.}$$

Тогда по данным измерений

$$\lambda_{3-2} = \frac{50 \cdot 0,2}{1,6 \cdot 50} = 0,125.$$

Потери давления по длине воздуховода $H_{\text{пт дл}}$, Па можно рассчитать также по выражению

$$H_{\text{пт дл}} = R \cdot \ell,$$

где R – коэффициент потерь давления на 1 м длины воздухопровода, Па/м;

ℓ – длина участка, м.

$$R_{3-2} = \frac{H_{\text{пт } 3-2}}{\ell_{3-2}};$$

$$R_{3-2} = \frac{50}{1,6} = 31,3 \text{ Па/м.}$$

Так как воздух движется от сечения III–III к сечению II–II, то данное местное сопротивление является сужающимся переходом-конфузором. Коэффици-

ент сопротивления конфузора ζ_k может быть определен на основании уравнения Дарси-Вейсбаха:

$$H_{\text{пт}} = R \cdot \ell + \zeta_k \cdot H_d.$$

Откуда

$$\zeta_k = \frac{H_{\text{пт}} - R \cdot \ell}{H_d}.$$

Записывается уравнение Бернулли для сечений II-II и I-I:

$$-H_{O2} = -H_{O1} + H_{\text{пт } 2-1},$$

$$H_{\text{пт } 2-1} = H_{O1} - H_{O2}.$$

Общее давление в сечении I-I H_{O1} , Па находится по формуле

$$-H_{O1} = -H_{\text{ст1}} + H_{d1}, \text{ или } H_{O1} = H_{\text{ст1}} - H_{d1}.$$

Динамическое давление в сечении I-I находится по формуле

$$H_{d1} = \frac{\rho \cdot v_1^2}{2}.$$

Скорость воздуха v_1 , м/с можно определить, используя частное выражение уравнения неразрывности:

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{D_2^2}{D_1^2}.$$

Откуда

$$v_1 = \frac{v_2 \cdot D_2^2}{D_1^2};$$

$$v_1 = \frac{9,1 \cdot 0,2^2}{0,125^2} = 23,3 \text{ м/с};$$

$$H_{d1} = \frac{1,2 \cdot 23,3^2}{2} = 325,7 \text{ Па};$$

$$H_{O1} = 965 - 325,7 = 639,3 \text{ Па}.$$

Потери давления при движении воздуха от сечения II-II к сечению I-I составят

$$H_{\text{пт } 2-1} = 639,3 - 600 = 39,3 \text{ Па}.$$

Следовательно:

$$\zeta_k = \frac{H_{\text{пт } 2-1} - R_{2-1} \cdot \ell_{2-1}}{H_{d1}}.$$

Коэффициент потерь давления на 1 м длины R , Па/м, можно рассчитать аналитически по выражению:

$$R = 0,013 \frac{v^{1,75}}{D^{1,25}},$$

где v – скорость движения воздуха, м/с;

D – диаметр воздуховода, м.

$$R_{2-1} = 0,013 \frac{v_1^{1,75}}{D_i^{1,25}}.$$

Таким образом,

$$R_{2-1} = 0,013 \frac{23,3^{1,75}}{0,125^{1,25}} = 43,2 \text{ Па/м.}$$

Коэффициент местного сопротивления ζ_k равен

$$\zeta_k = \frac{39,3 - 43,2 \cdot 0,825}{325,7} = 0,011.$$

Задача № 3 (рисунок 1.28).

Построить в масштабе графики изменения полных, статических и динамических давлений по длине воздухопровода.

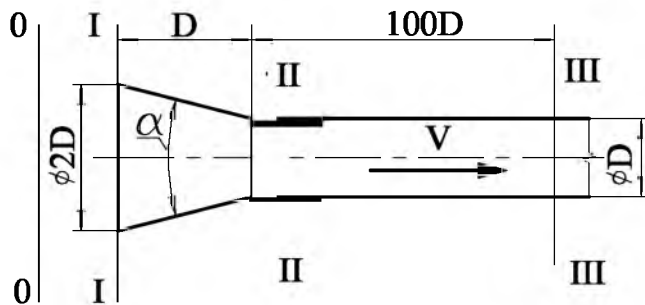


Рисунок 1.28

Исходные данные:

- $\alpha = 30^\circ$;
- $D = 140 \text{ мм}$;
- $Q = 9,3 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Выбираются сечения 0–0 и I–I, для которых записывается уравнение Бернулли:

$$H_{\text{ст}0} + H_{\text{д}0} = -H_{\text{ст}1} + H_{\text{д}1} + H_{\text{пт}0-1}.$$

Сечение 0–0 находится в атмосфере, следовательно, $H_{\text{ст}0} = 0, H_{\text{д}0} = 0, H_{\text{пт}0-1} = 0$.

Значит,

$$-H_{\text{ст}1} = -H_{\text{ст}1} + H_{\text{д}1} = 0,$$

$$H_{\text{ст}1} = H_{\text{д}1}.$$

Динамическое давление $H_{\text{д}1}$, Па, определяется по выражению

$$H_{\text{д}1} = \frac{\rho \cdot v_1^2}{2},$$

где ρ – плотность стандартного воздуха, кг/м^3 ;

v_1 – скорость движения воздуха в данном сечении, м/с .

Скорость движения воздуха находится из уравнения неразрывности

$$v_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (2D)^2};$$

$$v_1 = \frac{4 \cdot 9,3}{60 \cdot 3,14(2 \cdot 0,14)^2} = 2,52 \text{ м/с.}$$

$$H_{д1} = \frac{1,2 \cdot 2,52^2}{2} = 3,8 \text{ Па.}$$

Рассмотрим сечения I–I и II–II, для которых записывается уравнение Бернулли:

$$-H_{ст1} + H_{д1} = -H_{ст2} + H_{д2} + H_{пт1-2} = 0.$$

Отсюда полное давление $H_{о2}$, Па, равно

$$H_{о2} = H_{пт1-2}.$$

Статическое давление $H_{ст2}$, Па

$$H_{ст2} = H_{о2} + H_{д2}.$$

Потери давления на участке между сечениями $H_{пт1-2}$ складываются из потерь давления по длине, обусловленных вязкостным трением и вихреобразованием, и дополнительных потерь давления во входном коллекторе:

$$H_{пт1-2} = \lambda \frac{\ell}{D} \cdot H_{д2} + \zeta_k \cdot H_{д2}, \text{ Па,}$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления по длине;

ℓ – длина входного коллектора, м;

D – диаметр воздуховода, м;

$H_{д2}$ – динамическое давление на втором участке, Па;

ζ_k – коэффициент сопротивления конического входного коллектора, определяемый по специальным таблицам в зависимости от характеристики местного сопротивления.

Скорость воздуха в сечении II–II равна

$$v_2 = \frac{4 \cdot 9,3}{60 \cdot 3,14(0,14)^2} = 10,07 \text{ м/с.}$$

Таким образом,

$$H_{д2} = \frac{1,2 \cdot 10,07^2}{2} = 60,84 \text{ Па.}$$

Коэффициент гидравлического сопротивления λ может быть определен на основании формулы А. В. Панченко:

$$\lambda = \frac{0,35}{Re^{0,25}},$$

где Re – критерий Рейнольдса.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu},$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{с}$.

Так как воздух стандартный, то следует принять $\nu = 15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.
Критерий Рейнольдса будет равен:

$$\text{Re} = \frac{10,07 \cdot 0,14}{15 \cdot 10^{-6}} = 93987.$$

Коэффициент λ , таким образом, равен

$$\lambda = \frac{0,35}{93987^{0,25}} = 0,02.$$

Длина входного коллектора $\ell_k = 0,14 \text{ м}$,

Характеристика коэффициента сопротивления входного коллектора, представляющего переход с круглого сечения на круглое, определяется как

$$\zeta_k = f(\alpha_k; n = \frac{F_1}{F_2}).$$

Т. к. $\alpha_k = 30^\circ$, $n = 4$, то по таблице Е.3 $\zeta_k = 0,04$.

Таким образом,

$$H_{o2} = 0,02 \cdot \frac{0,14}{0,14} \cdot 60,84 + 0,04 \cdot 60,84 = 3,65 \text{ Па},$$

$$H_{ст2} = 3,65 + 60,84 = 64,49 \text{ Па}.$$

Рассмотрим сечения II–II и III–III, для которых уравнение Бернулли записывается таким образом

$$-H_{ст2} + H_{д2} = -H_{ст3} + H_{д3} + H_{пт2-3}.$$

Так как $H_{д2} = H_{д3}$, то

$$H_{ст3} = H_{ст2} + H_{пт2-3}.$$

Потери давления на участке между сечениями $H_{пт2-3}$, Па равны потерям давления по длине

$$H_{пт2-3} = \lambda \frac{\ell_{2-3}}{D} \cdot H_{д3}.$$

Длина участка между сечениями II–II и III–III $\ell_{2-3} = 14 \text{ м}$.

$$H_{пт2-3} = 0,02 \cdot \frac{14}{0,14} \cdot 60,84 = 121,68 \text{ Па}.$$

Отсюда,

$$H_{ст3} = 64,49 + 121,68 = 186,17 \text{ Па}.$$

Полное давление в сечении III–III равно

$$H_{o3} = H_{ст3} - H_{д3},$$

$$H_{o3} = 186,17 - 60,84 = 125,33 \text{ Па}.$$

По полученным данным строим графики изменения полных, статических и динамических давлений по длине воздухопровода.

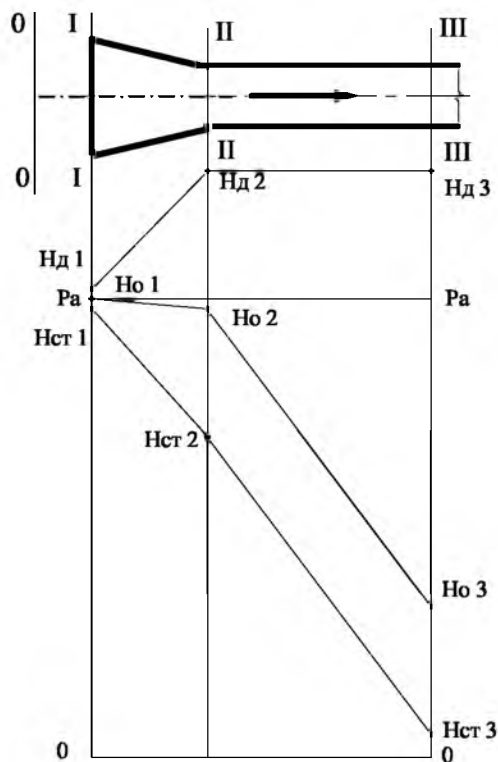


Рисунок 1.29 – График изменения давлений в воздухопроводе

1.4.2 Примеры решения задач по разделу «Пылевоздушные смеси и пылеотделители»

Задача № 4 (рисунок 1.30).

Определить по данным измерений:

- 1) сопротивление циклона;
- 2) коэффициент сопротивления циклона (безразмерный и размерный);
- 3) объем воздуха, подсасываемого в циклоне.

Данные измерений:

$$H_{ст1} = 360 \text{ Па}; H_{ст2} = 720 \text{ Па}; H_{о1} = 300 \text{ Па}; H_{о2} = 640 \text{ Па};$$

$$D_1 = 160 \text{ мм}; D_2 = 200 \text{ мм}; b_{хс} = 75 \times 160 \text{ мм}.$$

Состояние атмосферы: $t = 20^\circ \text{C}$, $P_a = 760 \text{ мм.рт.ст.}$

Записывается уравнение Бернулли для сечений I–I и II–II:

$$-H_{о1} = -H_{о2} + H_{пт1-2},$$

где $H_{о1}$, $H_{о2}$ – общие давления в сечениях, Па;

$H_{пт1-2}$ – потери давления от сечения I–I до сечения II–II, Па.

Потери давления при движении воздуха от сечения I–I до сечения II–II равны

$$H_{пт1-2} = H_{пт1-ц} + H_{птц} + H_{птц-2},$$

где $H_{пт1-ц}$ – потери давления от сечения I–I до циклона, Па;

$H_{птц}$ – потери давления в циклоне, Па;

$H_{птц-2}$ – потери давления от циклона до сечения II–II, Па.

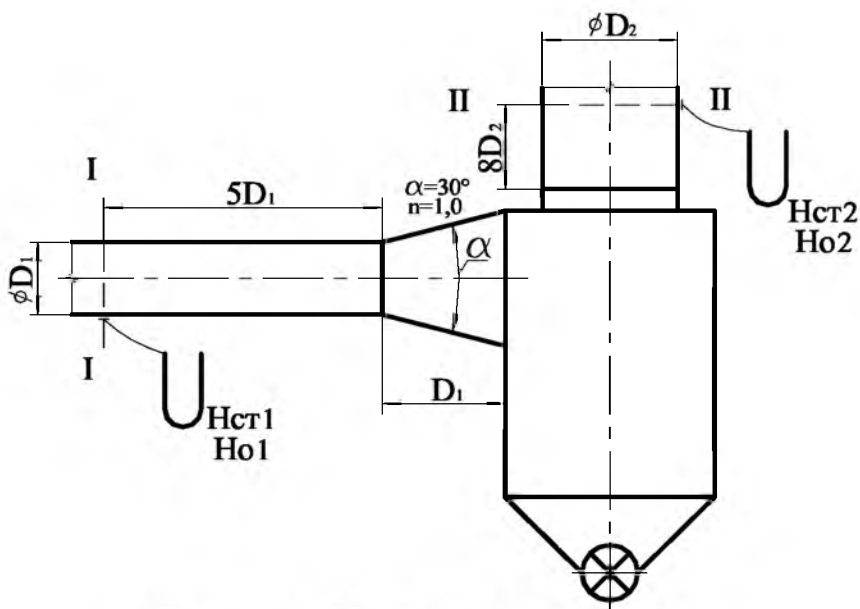


Рисунок 1.30 – Эскиз к задаче № 4

$$H_{\text{ПТ I-Ц}} = R_1 \cdot \ell_1 + \zeta_{\text{ПЕР}} \cdot H_{\text{Д1}},$$

где R_1 – коэффициент потерь давления на 1м длины воздухопровода на участке от сечения I-I до циклона, Па/м;

ℓ_1 – длина участка от сечения I-I до циклона, м;

$\zeta_{\text{ПЕР}}$ – коэффициент сопротивления перехода;

$H_{\text{Д1}}$ – динамическое давление в сечении I-I, Па.

$$R_1 = 0,013 \cdot \frac{v_1^{1,75}}{D_1^{1,25}},$$

где v_1 – скорость движения воздуха в сечении I-I, м/с;

D_1 – диаметр воздухопровода в сечении I-I, м.

$$v_1 = 1,29 \sqrt{H_{\text{Д1}}}.$$

Т. к. воздуховод всасывающий, то динамическое давление $H_{\text{Д1}}$ равно:

$$H_{\text{Д1}} = H_{\text{СТ1}} - H_{\text{О1}};$$

$$H_{\text{Д1}} = 360 - 300 = 60 \text{ Па};$$

$$v_1 = 1,29 \cdot \sqrt{60} = 10,0 \text{ м/с}.$$

Следовательно,

$$R_1 = 0,013 \cdot \frac{10,0^{1,75}}{0,16^{1,25}} = 7,2 \text{ Па/м}.$$

Длина участка ℓ_1 , м равна

$$\ell_1 = \ell_{\text{пр.}} + \ell_{\text{пер.}} = 5D_1 + D_1 = 6D_1;$$

$$\ell_1 = 6 \cdot 0,16 = 0,96 \text{ м}.$$

Для определения вида перехода сравниваются площади воздуховода и входного отверстия циклона:

$$F_1 = \pi \frac{D_1^2}{4};$$

$$F_1 = 3,14 \cdot \frac{0,16^2}{4} = 0,020 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{вх}} = b \cdot c,$$

где b, c – высота и ширина входного отверстия циклона, м.

$$F_{\text{вх}} = 0,075 \cdot 0,16 = 0,012 \text{ м}^2.$$

Поскольку $F_1 > F_{\text{вх}}$, то данный переход является конфузуром.

Коэффициент сопротивления конфузора, при условии, что входное отверстие циклона имеет прямоугольное сечение, имеет характеристику

$$\zeta_{\text{к}} = f(\alpha_{\text{к}}; n = \frac{\ell_{\text{к}}}{D_1}).$$

Т. к. $\alpha_{\text{к}} = 30^\circ$, $n = 1$, то по таблице Е.2 $\zeta_{\text{к}} = 0,11$.

Таким образом

$$H_{\text{пт-ц}} = 7,2 \cdot 0,96 + 0,11 \cdot 60 = 13,5 \text{ Па.}$$

Потери давления на участке от циклона до сечения II–II равны

$$H_{\text{пт ц-2}} = R_2 \cdot \ell_2,$$

где R_2 – коэффициент потерь давления на 1м длины на участке от циклона до сечения II–II, Па/м;

ℓ_2 – длина участка от циклона до сечения II–II, м.

$$R_2 = 0,013 \cdot \frac{v_2^{1,75}}{D_2^{1,25}},$$

где v_2 – скорость движения воздуха в сечении II–II, м/с;

D_2 – диаметр воздуховода в сечении II–II, м.

$$v_2 = 1,29 \sqrt{H_{\text{д2}}},$$

где $H_{\text{д2}}$ – динамическое давление в сечении II–II, Па.

$$H_{\text{д2}} = H_{\text{ст2}} - H_{\text{о2}};$$

$$H_{\text{д2}} = 720 - 640 = 80 \text{ Па};$$

$$v_2 = 1,29 \cdot \sqrt{80} = 11,5 \text{ м/с};$$

$$R_2 = 0,013 \cdot \frac{11,5^{1,75}}{0,2^{1,25}} = 7,0 \text{ Па/м.}$$

Длина участка ℓ_2 , м равна

$$\ell_2 = 8D_2;$$

$$\ell_2 = 8 \cdot 0,2 = 1,6 \text{ м.}$$

Таким образом

$$H_{\text{пт ц-2}} = 7,0 \cdot 1,6 = 11,2 \text{ Па.}$$

Потери давления в циклоне находятся из выражения потерь давления на участке между сечениями I–I и II–II

$$H_{\text{пт ц}} = \Delta H_{\text{O2-1}} - H_{\text{пт I-ц}} - H_{\text{пт ц-2}};$$

$$H_{\text{пт ц}} = 640 - 300 - 13,5 - 11,2 = 315,3 \text{ Па.}$$

Потери давления в циклоне можно также выразить следующим образом

$$H_{\text{пт ц}} = \zeta_{\text{ц}} \cdot H_{\text{д вх}},$$

где $\zeta_{\text{ц}}$ – безразмерный коэффициент сопротивления циклона;

$H_{\text{д вх}}$ – динамическое давление на входе в циклон, Па.

$$H_{\text{д вх}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{вх}}^2}{2},$$

где $v_{\text{вх}}$ – скорость воздуха на входе в циклон, м/с определяется на основании уравнения неразрывности

$$Q_1 = v_1 \cdot F_1 = v_{\text{вх}} \cdot F_{\text{вх}} = \text{const};$$

$$Q_1 = 10 \cdot 0,02 = 0,2 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$v_{\text{вх}} = \frac{Q_1}{F_{\text{вх}}};$$

$$v_{\text{вх}} = \frac{0,2}{0,012} = 16,7 \text{ м/с};$$

$$H_{\text{д вх}} = \frac{1,2 \cdot 16,7^2}{2} = 167,3 \text{ Па.}$$

Таким образом, на основании формулы для расчета аэродинамического сопротивления циклона можно найти безразмерный коэффициент сопротивления циклона $\zeta_{\text{ц}}$

$$\zeta_{\text{ц}} = \frac{H_{\text{пт ц}}}{H_{\text{д вх}}},$$

$$\zeta_{\text{ц}} = \frac{315,3}{167,3} = 1,88.$$

Потери давления в циклоне можно также отнести к объему очищаемого воздуха

$$H_{\text{пт ц}} = m \cdot Q_1^2,$$

где m – размерный коэффициент сопротивления циклона, $\frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6}$;

Q – объем воздуха, очищаемого в циклоне, $\text{м}^3/\text{мин}$.

$$m = \frac{H_{\text{пт ц}}}{Q_1^2};$$

$$m = \frac{315,3}{(0,2 \cdot 60)^2} = 2,19 \frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6}.$$

Определяется объем воздуха, подсасываемого в циклоне ΔQ , м³/с

$$\Delta Q = Q_2 - Q_1,$$

где Q_2 – расход воздуха в сечении II–II, м³/с.

По уравнению неразрывности

$$Q_2 = v_2 \cdot F_2,$$

где F_2 – площадь сечения II–II, м².

$$F_2 = \pi \frac{D_2^2}{4},$$

где D_2 – диаметр воздуховода в сечении II–II, м.

$$F_2 = 3,14 \cdot \frac{0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2;$$

$$Q_2 = 11,5 \cdot 0,0314 = 0,361 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Таким образом,

$$\Delta Q = 0,361 - 0,199 = 0,161 \text{ м}^3/\text{с}.$$

1.4.3 Примеры решения задач по разделу «Вентиляторь»

Задача № 5

Характеристика вентилятора при $n_b = 1000$ об/мин задана таблицей:

Q_b , м ³ /мин	20	40	60	80	100
H_b , Па	1700	1600	1500	1300	1000
η_b	0,3	0,5	0,62	0,6	0,5

Определить мощность на привод вентилятора при $n_b = 1500$ об/мин, при работе вентилятора в сети с параметрами:

- $H_c = 800$ Па;
- $Q_c = 70$ м³/мин.

Строится графическая индивидуальная характеристика одного вентилятора при $n_b = 1000$ об/мин (рисунок 1.31).

Строится характеристика сети по следующему алгоритму:

а) по исходным данным записывается уравнение характеристики сети. По условиям задачи величина разряжения в здании равна нулю, т. е. $H_{зд} = 0$, поэтому сеть будет иметь чисто квадратичную характеристику. Уравнение сети в этом случае имеет вид:

$$H_c = b \cdot Q^2,$$

где H_c – потери давления в сети, Па;

b – коэффициент сети, $\frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6}$;

Q – объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети, м³/мин;

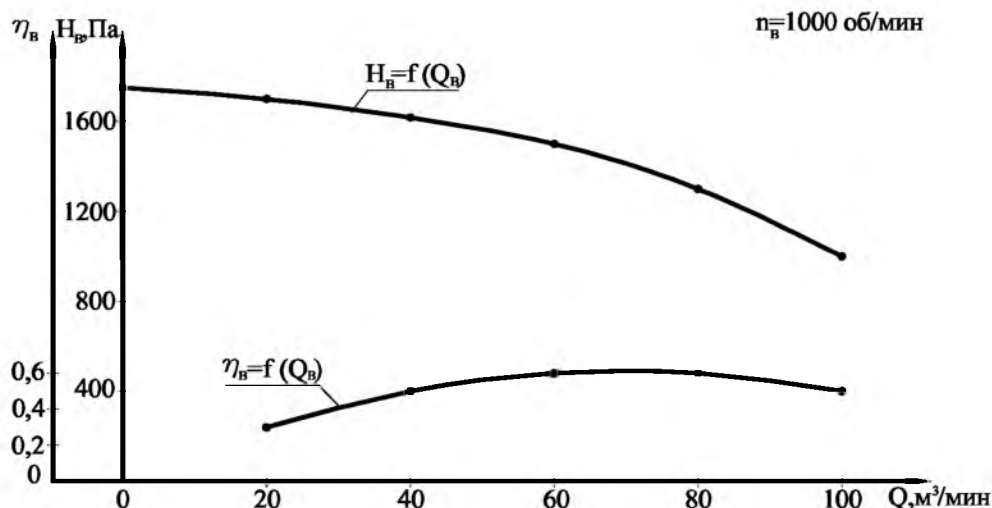


Рисунок 1.31 – Графическая индивидуальная характеристика вентилятора при $n_B = 1000$ об/мин

б) рассчитывается величина коэффициента b :

$$b = \frac{H_c}{Q_c^2}; \quad b = \frac{800}{70^2} = 0,163 \frac{\text{Па}}{\text{м}^6 / \text{мин}^2};$$

в) задаются произвольные значения объема перемещаемого воздуха, Q , м³/мин, например: $Q = 0$ м³/мин, 25 м³/мин, 50 м³/мин, 75 м³/мин, 100 м³/мин;

г) рассчитывается величина сопротивления сети H_c , Па:

$$H_{c1} = 0,163 \cdot 0^2 = 0 \text{ Па};$$

$$H_{c2} = 0,163 \cdot 25^2 = 101,9 \text{ Па};$$

$$H_{c3} = 0,163 \cdot 50^2 = 407,5 \text{ Па};$$

$$H_{c4} = 0,163 \cdot 75^2 = 916,9 \text{ Па};$$

$$H_{c5} = 0,163 \cdot 100^2 = 1630 \text{ Па}.$$

Характеристика сети накладывается на индивидуальную характеристику вентилятора при $n_B = 1000$ мин⁻¹.

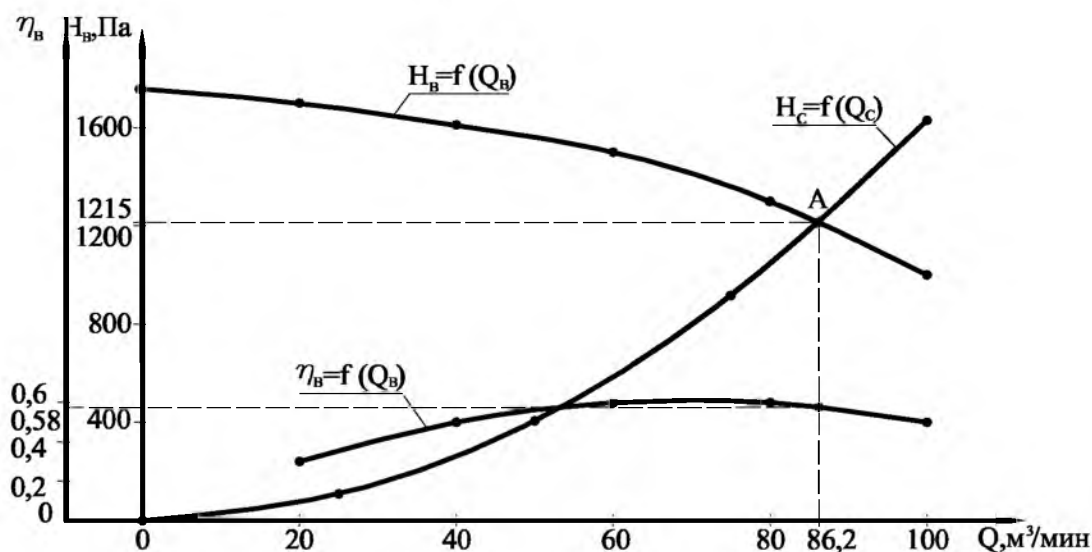


Рисунок 1.32 – Работа вентилятора в сети

Определяется рабочая точка вентилятора в данной сети – точка А, по которой находятся параметры работы вентилятора в данной сети (рисунок 1.32):

$$Q_B = 86,2 \text{ м}^3/\text{мин}, H_B = 1215 \text{ Па}, \eta_B = 0,58.$$

Мощность на привод вентилятора N_B , кВт при $n_B = 1000 \text{ мин}^{-1}$ равна

$$N_B = \frac{Q_B \cdot H_B}{1000 \cdot \eta_B},$$

где Q_B – объем воздуха, перемещаемого вентилятором, $\text{м}^3/\text{с}$;

H_B – давление, развиваемое вентилятором, Па;

η_B – КПД вентилятора при работе в сети.

$$N_B = \frac{1215 \cdot 86,2}{60 \cdot 1000 \cdot 0,58} = 3 \text{ кВт}.$$

Так как сеть имеет чисто квадратичную характеристику, то к ней можно применить законы пропорциональности.

Согласно 3-му закону пропорциональности, мощность на привод вентилятора прямо пропорциональна частоте вращения ОРО вентилятора в кубе:

$$\frac{N_{B1}}{N_{B2}} = \frac{n_1^3}{n_2^3},$$

где N_{B1} – мощность на привод вентилятора, кВт, при частоте вращения рабочего колеса вентилятора n_1 , об/мин;

N_{B2} – мощность на привод вентилятора, кВт, при частоте вращения рабочего колеса вентилятора n_2 , об/мин.

Следовательно,

$$N_{B2} = \frac{N_{B1} \cdot n_2^3}{n_1^3}.$$

Мощность на привод вентилятора при частоте вращения $n_B = 1500 \text{ об/мин}$ будет равна:

$$N_{B2} = \frac{3 \cdot 1500^3}{1000^3} = 10,1 \text{ кВт}.$$

Задача № 6

Характеристика вентилятора при $n_B = 1200 \text{ об/мин}$ задана таблицей:

Q_B , $\text{м}^3/\text{мин}$	20	40	60	80	100
H_B , Па	1730	1610	1460	1280	1080
η_B	0,32	0,52	0,62	0,64	0,56

Определить, как будут работать два таких вентилятора последовательно в сети с параметрами:

- $Q_C = 40 \text{ м}^3/\text{мин}$;

- $H_C = 550 \text{ Па}$ (в т. ч. $H_{зд} = 200 \text{ Па}$).

Строится графическая индивидуальная характеристика одного вентилятора при $n_B = 1200$ об/мин (рисунок 1.33).

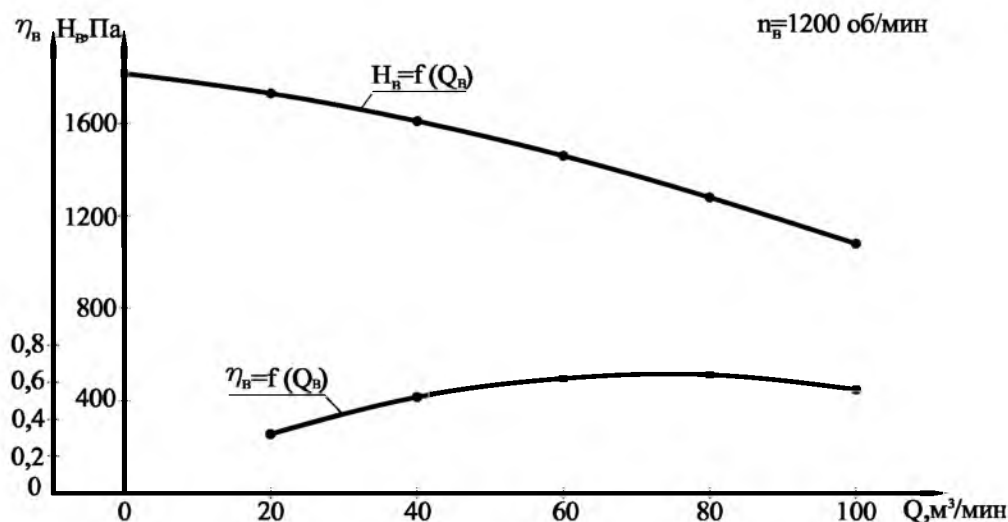


Рисунок 1.33 – Графическая индивидуальная характеристика одного вентилятора при $n_B = 1200$ об/мин

Строится характеристика сети по следующему алгоритму:

а) по исходным данным записывается уравнение характеристики сети:

$$H_c = H_{зд} + b \cdot Q^2,$$

где H_c – потери давления в сети, Па;

$H_{зд}$ – разряжение, возникающее в помещении при удалении воздуха за пределы здания в процессе аспирации, Па;

b – коэффициент сети, $\frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6}$;

Q – объем воздуха, перемещаемого вентилятором в сети, м³/мин;

б) рассчитывается величина коэффициента b :

$$b = \frac{H_c - H_{зд}}{Q^2};$$

$$b = \frac{550 - 200}{40^2} = 0,219 \frac{\text{Па} \cdot \text{мин}^2}{\text{м}^6};$$

в) задаются произвольные значения объема перемещаемого воздуха, Q , м³/мин, например: $Q = 0$ м³/мин, 25 м³/мин, 50 м³/мин, 75 м³/мин, 100 м³/мин;

г) рассчитывается величина сопротивления сети H_c , Па:

$$H_{c1} = 200 + 0,219 \cdot 0^2 = 200 \text{ Па};$$

$$H_{c2} = 200 + 0,219 \cdot 25^2 = 336,9 \text{ Па};$$

$$H_{c3} = 200 + 0,219 \cdot 50^2 = 747,5 \text{ Па};$$

$$H_{c4} = 200 + 0,219 \cdot 75^2 = 1431,9 \text{ Па};$$

$$H_{c5} = 200 + 0,219 \cdot 100^2 = 2390 \text{ Па}.$$

Накладывается характеристика сети на характеристику вентилятора при $n_B = 1200 \text{ мин}^{-1}$.

Определяется рабочая точка одного вентилятора в данной сети – точка А, по которой определяются параметры работы одного вентилятора в сети: $Q_B = 72,5 \text{ м}^3/\text{мин}$, $H_B = 1350 \text{ Па}$, $\eta_B = 0,64$.

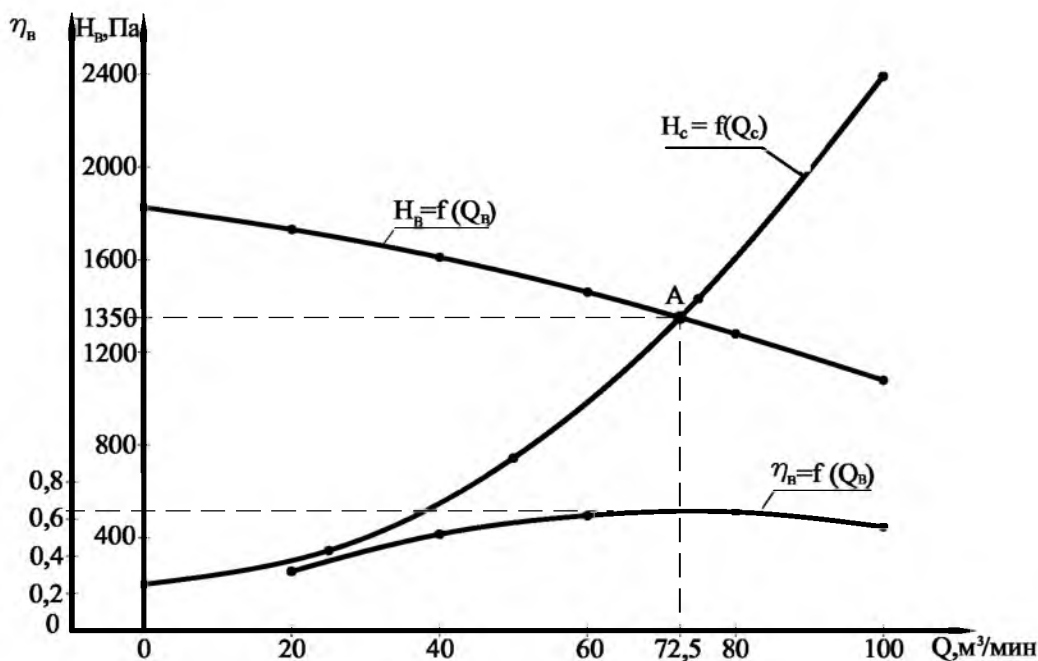


Рисунок 1.34 – Работа вентилятора в сети

Теоретическими предпосылками совместной работы двух последовательно соединенных вентиляторов будут выражения:

$$Q_{B1+2} = Q_{B1} = Q_{B2}, H_{B1+2} = H_{B1} + H_{B2}.$$

На основании этого строится суммарная характеристика двух последовательно соединенных вентиляторов в данной сети (рисунок 1.35).

На пересечении линий характеристики сети и суммарной характеристики двух вентиляторов находится рабочая точка A_1 со следующими параметрами: $Q_{B1+2} = 96,3 \text{ м}^3/\text{мин}$, $H_{B1+2} = 2236 \text{ Па}$, $\eta_{B1+2} = 0,6$.

По результатам работы делается вывод, что общее давление при работе двух вентиляторов никогда не увеличится в два раза; данное обстоятельство говорит о том, что давление, развиваемое каждым из вентиляторов при совместной работе, будет меньше того давления, которое развивал бы в данной сети один вентилятор.

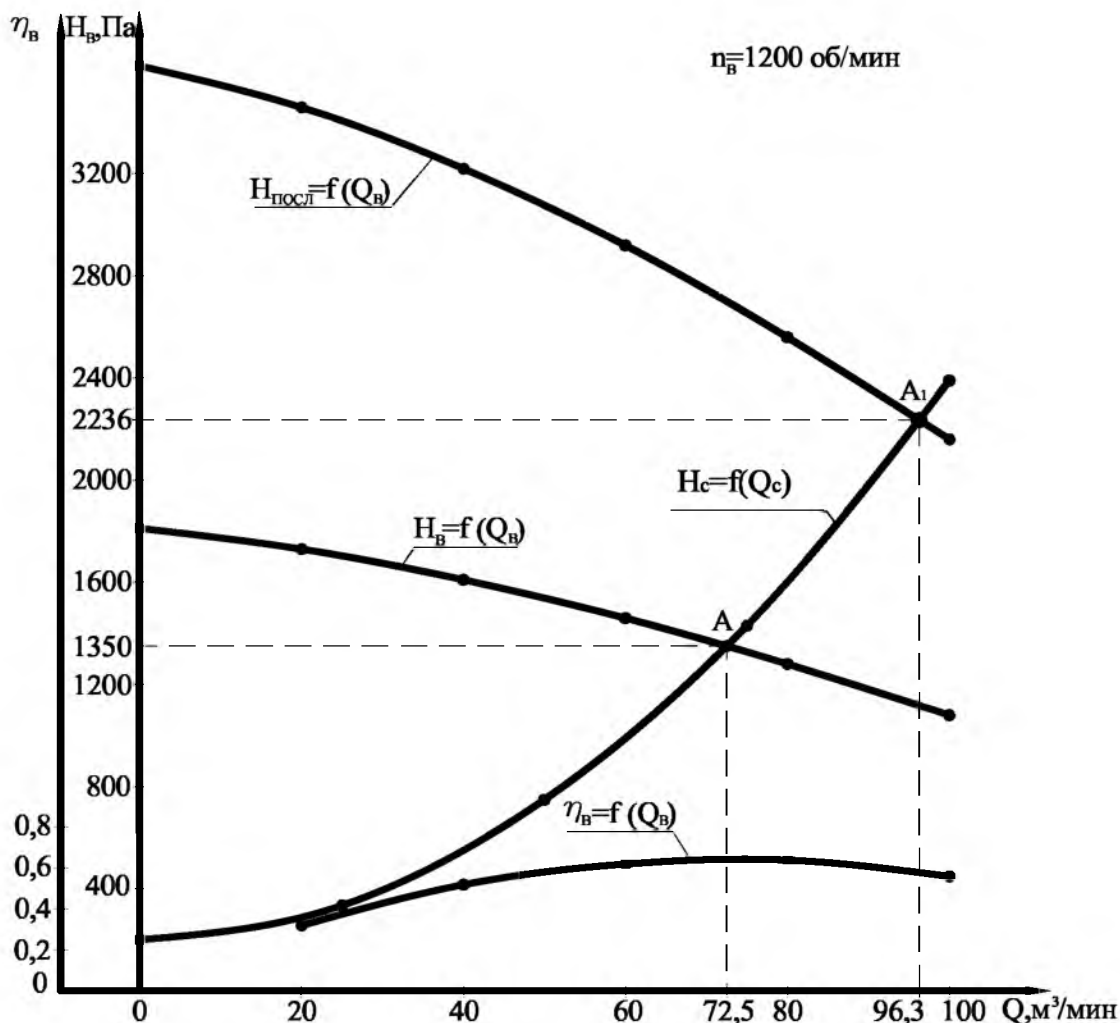


Рисунок 1.35 – Работа двух последовательно соединенных вентиляторов в данной сети

1.4.4 Перечень вариантов задач для экзаменационных билетов

Задача № 1

Определить потери давления в канале прямоугольного сечения 400×500 мм, выполненного из оцинкованной стали ($\Delta = 0,15$ мм), при скорости движения $V = 10$ м/с. Длина канала $l = 15$ м. Воздух стандартный.

Задача № 2

Определить объем перемещаемого воздуха, потери давления на единицу длины воздуховода, динамическое давление и потери давления на участке по следующим данным:

$D = 560$ мм; $V = 12$ м/с; $l = 10$ м.

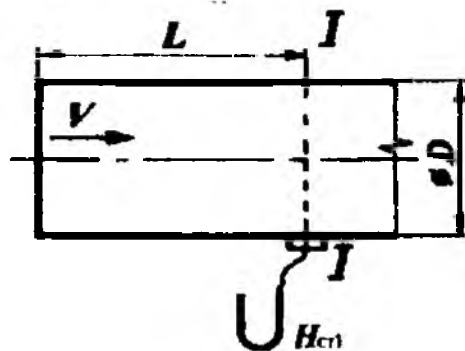
Состояние атмосферного воздуха: $P_a = 740$ мм.рт.ст.; $t = 5$ °С.

Задача № 3

По известной величине динамического давления H_d и размерам сечения воздухопровода определить режим движения воздуха, объемный и массовый расход воздуха. $H_d = 22$ Па; диаметр воздухопровода $D = 125$ мм;

- состояние атмосферного воздуха: $P_a = 755$ мм.рт.ст.; $t = 0$ °С.

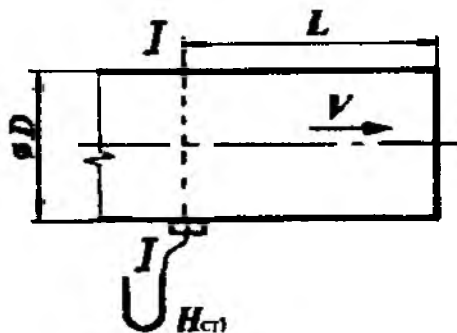
Задача № 4



Определить по данным измерений ориентировочный объем перемещаемого воздуха.

Давление $H_{ст1} = |50|$ Па; длина участка $L = 5$ м; диаметр воздухопровода $D = 200$ мм. Состояние атмосферного воздуха: $P_a = 760$ мм.рт.ст.; $t = 20$ °С.

Задача № 5

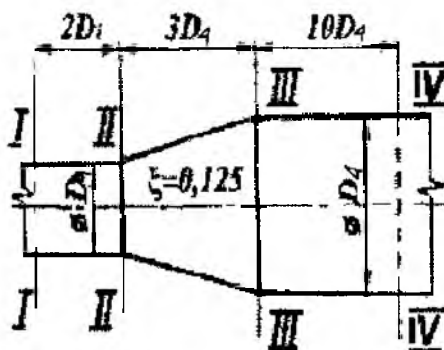


Определить по данным ориентировочный объем перемещаемого воздуха.

Давление $H_{ст1} = |260|$ Па; длина участка $L = 2$ м; диаметр воздухопровода $D = 100$ мм. Состояние атмосферного воздуха: $P_a = 760$ мм.рт.ст.; $t = 20$ °С.

Задача № 6

Построить в масштабе графики изменения полных, статических и динамических давлений по длине воздухопровода по следующим данным



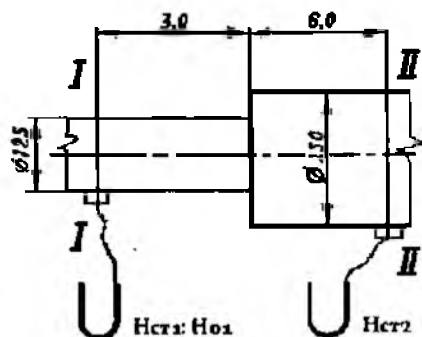
Давления: $H_{ст1} = |420|$ Па; $H_{o1} = |260|$ Па; $H_{o2} = |110|$ Па.

Диаметры воздухопроводов: $D_1 = 55$ мм; $D_4 = 110$ мм.

Задача № 7

Определить по данным измерений:

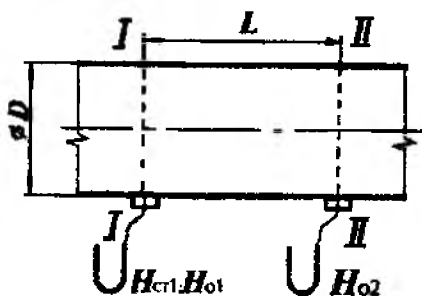
- 1) какой воздуховод: всасывающий или нагнетательный;
- 2) направление движения воздуха;
- 3) объем перемещаемого воздуха;
- 4) построить график изменения давлений по длине воздуховода.



Данные измерений:

$H_{cr1} = |150|$ Па; $H_{o1} = |50|$ Па; $H_{cr2} = |120|$ Па.

Задача № 8



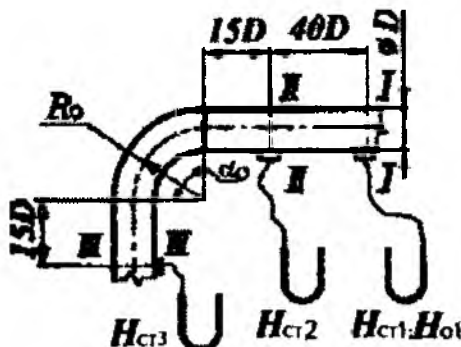
Определить по данным измерений:

- 1) какой воздуховод: всасывающий или нагнетательный;
- 2) в каком направлении движется воздух;
- 3) скорость движения и объем перемещаемого воздуха;
- 4) величину коэффициента λ и сравнить его с теоретической.

Давление: $H_{cr1} = |430|$ Па; $H_{o1} = |510|$ Па; $H_{o2} = |600|$ Па.

$L = 13$ м; $D = 165$ мм; состояние атмосферы: $P_a = 745$ мм.рт.ст.; $t = 30$ °С.

Задача № 9



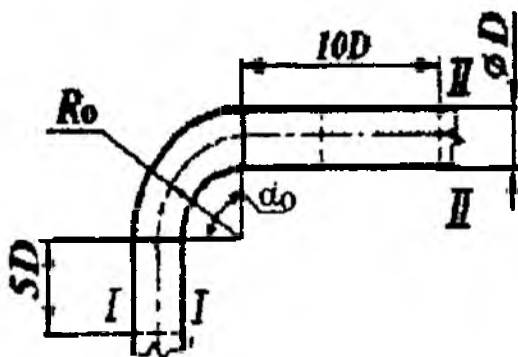
Определить по данным измерений:

- 1) какой воздухопровод;
- 2) направление движения воздуха;
- 3) объемный расход воздуха;
- 4) величину коэффициента λ и сравнить ее с теоретической величиной;
- 5) величину коэффициента сопротивления отвода и сравнить ее с табличной.

Данные измерений:

$H_{ст1}=|477|$ Па; $H_{ст2}=|589|$ Па; $H_{ст3}=|714|$ Па; $H_{o1}=|320|$ Па; $D=140$ мм; $R_o = 2D$; $\alpha_o = 60^\circ$.

Задача № 10

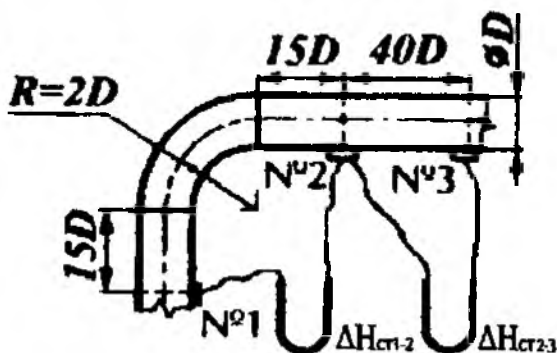


Определить коэффициент сопротивления отвода и потери давления на участке I–II по данным:

- радиус отвода $R_o = 400$ мм;
- диаметр воздухопровода $D = 200$ мм;
- угол поворота $\alpha_o = 90^\circ$;
- расход воздуха $Q = 60$ м³/мин.

Воздух стандартный.

Задача № 11

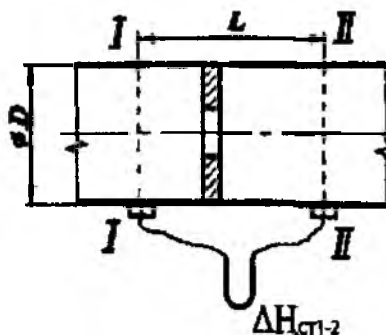


Определить коэффициент сопротивления отвода и сравнить его значение с табличным, если:

$\Delta H_{ст1-2} = 5,2$ кг/м²; $\Delta H_{ст2-3} = 5,3$ кг/м²; $H_d = 6,1$ кг/м²; $D = 100$ мм.

Воздух стандартный.

Задача № 12



Определить коэффициент сопротивления шайбы по следующим данным:

- величина $\Delta H_{ст1-2} = 90$ Па;
- скорость воздуха $v = 10$ м/с;
- диаметр воздухопровода $D = 160$ мм;
- длина участка $L = 2,1$ м.

Воздух стандартный.

Задача № 13

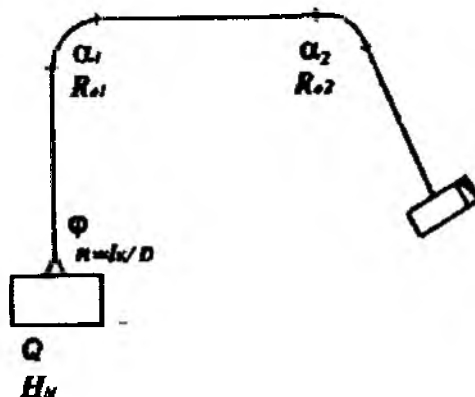
В результате градуирования диафрагмы получены следующие данные:

V , м/с	3	5	7	10	15
$\Delta H_{ст}$, Па	25	69	136	278	625

Определить скорость и объем перемещаемого воздуха при показании микроманометра:

$\Delta H_{ст} = 400$ Па; $D = 200$ мм.

Задача № 14



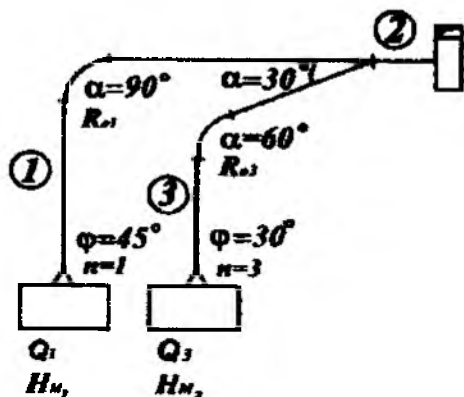
Определить диаметр воздухопровода и потери давления на участке сети с учетом потерь давления в машине по следующим данным:

$Q = 75$ м³/мин; $H_m = 250$ Па; $V = 12,9$ м/с; $l = 12$ м; $R_{o1} = n_1 \cdot D = 1 \cdot D$; $R_{o2} = n_2 \cdot D = 1,5 \cdot D$;

$\alpha_1 = 90^\circ$; $\alpha_2 = 45^\circ$; $\varphi = 30^\circ$; $n = l_k/D = 1$.

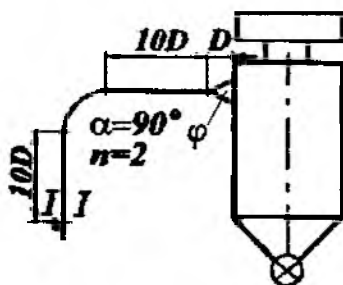
Задача № 15

Рассчитать потери давления на участках аспирационной сети подготовительного отделения мельницы по следующим данным:



Объем воздуха, отсасываемого от машины $Q_1 = 4800 \text{ м}^3/\text{ч}$; $Q_3 = 720 \text{ м}^3/\text{ч}$; потери давления в машине $H_{м1} = 600 \text{ Па}$; $H_{м3} = 250 \text{ Па}$; длины участков $l_1 = 5,8 \text{ м}$; $l_2 = 3 \text{ м}$; $l_3 = 2,6 \text{ м}$; радиусы отводов: $R_{01} = 2D$; $R_{03} = 1D$.

Задача № 16



Определить по данным измерений:

- 1) сопротивление циклона;
- 2) коэффициент сопротивления циклона (безразмерный и размерный);
- 3) объем воздуха, очищаемого в циклоне;

$D = 250 \text{ мм}$; $H_{ст1} = |710| \text{ Па}$; $H_{01} = |930| \text{ Па}$; $\varphi = 40^\circ$.

Размер входного отверстия $b \times c = 200 \times 200 \text{ мм}$.

Задача № 17

Подобрать пылеотделитель к сети, в которой аспирируются следующие машины:

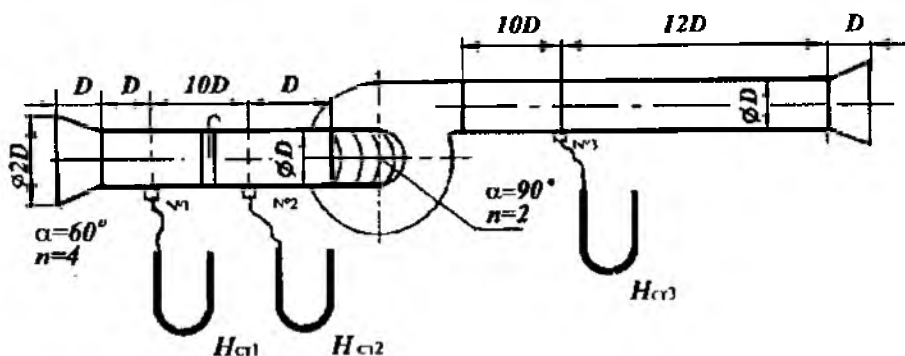
- башмак нории I-20 – 4 шт.;
- триер А9-УТК-6 – 4 шт.;
- обоечная машина РЗ-БГО-8 – 2 шт.

Задача № 18

Определить ориентировочно полезную мощность вентилятора.

Данные измерений:

$H_{ст1} = |70| \text{ Па}$; $H_{ст2} = |250| \text{ Па}$; $H_{ст3} = |915| \text{ Па}$; $D = 140 \text{ мм}$.



Задача № 19

Подобрать к сети пылевой вентилятор для перемещения воздуха в количестве $Q = 5600 \text{ м}^3/\text{ч}$ при сопротивлении сети $H_c = 1950 \text{ Па}$.

Определить установленную мощность электродвигателя, если передаточным механизмом является клиноременная передача.

Задача № 20

Характеристика вентилятора при $n_b = 1200 \text{ об/мин}$ задана таблицей:

$Q_b,$ $\text{м}^3/\text{мин}$	20	40	60	80	100
$H_b, \text{Па}$	1730	1610	1460	1280	1080
η_b	0,32	0,52	0,62	0,64	0,56

При каком числе оборотов рабочего колеса вентилятора будет обеспечен заданный объем воздуха в сети, имеющей параметры:

- $H_c = 800 \text{ Па}$;
- $Q_c = 100 \text{ м}^3/\text{мин}$.

Задача № 21

Характеристика вентилятора при $n_b = 1000 \text{ об/мин}$ задана таблицей:

$Q_b,$ $\text{м}^3/\text{мин}$	0	20	40	60	80	100
$H_b, \text{Па}$	1250	1180	1080	950	780	600
η_b	0	0,38	0,58	0,64	0,59	0,37

Определить, как будут работать два таких вентилятора параллельно в сети:

- $H_c = 500 \text{ Па}$ (в т. ч. $H_{зд} = 200 \text{ Па}$);
- $Q_c = 70 \text{ м}^3/\text{мин}$.

1.5 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

1.5.1 Лабораторная работа № 1

Измерение скорости и расхода воздуха в воздуховоде методом исследования поля скоростей

Цель работы

Изучение и практическое освоение основного способа измерения средней скорости и расхода воздуха в воздуховодах с помощью пневмометрической трубки методом исследования поля скоростей.

Основные теоретические положения

При движении потока воздуха в воздухопроводах в результате вязкостного трения, граничащие со стенками частицы воздуха, как бы «прилипают» к стенкам, остаются неподвижны и образуют тончайший пограничный слой. Остальной поток скользит по этой ламинарной пленке (рисунок 1.36). При этом у стенок наблюдается максимальный градиент скорости, убывающий до нуля к центру потока. По закону Ньютона – Петрова касательные напряжения трения, обусловленные вязкостью воздуха, пропорциональны градиенту скорости. Поэтому при небольших скоростях воздуха имеет место «слоистая» форма течения с неравномерным, вытянутым вдоль оси потока полем скоростей. В каждой точке поперечного сечения воздухопровода действует своя, так называемая местная скорость. Местная скорость вдоль оси потока будет максимальной, а у стенок воздуховода она будет равна нулю.

Для расчета местной скорости в любой точке поперечного сечения воздуховода при ламинарном режиме можно использовать уравнение Стокса

$$U = \frac{1}{4 \cdot \mu} \cdot R \cdot (r^2 - y^2), \quad (1.92)$$

где R – потери давления на 1 м длины воздухопровода, Па/м;

μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;

y – текущая ордината точки, расстояние от центра потока до соответствующей точки измерения, м.

Таким образом, при ламинарном режиме действует квадратичный закон распределения скоростей и эпюрой скоростей в круглом воздуховоде является параболоид вращения.

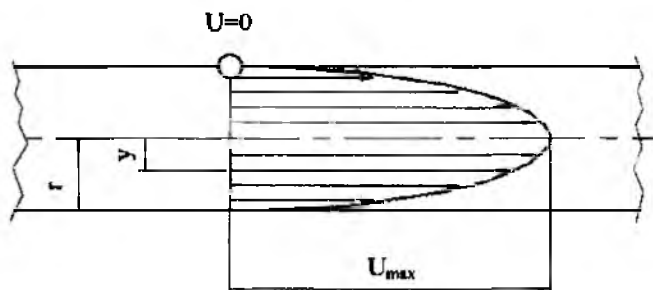


Рисунок 1.36 – Поле скоростей в воздухопроводе при ламинарном режиме движения

При $y = r$; $U = 0$.

При $y = 0$; $U = U_{\max}$.

Согласно выражению (1.92), можно получить максимальную скорость по оси потока

$$U_{\max} = \frac{R}{4 \cdot \mu} \cdot r^2. \quad (1.93)$$

Как известно, в вентиляционных установках все расчеты ведут по средней скорости воздуха. *Средней скоростью называется такая фиктивная скорость V , которая, будучи одинаковой и постоянной во всех точках поперечного сечения потока, обеспечивает такой же расход воздуха через сечение, что и при действительных скоростях.*

Учитывая, что при ламинарном режиме эпюра поля скоростей представляет собой параболоид вращения, можно получить формулу для расчета средней скорости

$$V = \frac{U_{\max}}{2} = 0,5 \cdot U_{\max}. \quad (1.94)$$

При турбулентном режиме воздушного потока, когда число Рейнольдса $Re > 2300$, закон распределения скоростей не подчиняется уравнению Стокса, а выражается уравнением кривой вида

$$U = U_{\max} \cdot \left(1 - \frac{y}{r}\right)^n, \quad (1.95)$$

$$\text{где } \frac{1}{6} > n > \frac{1}{10}.$$

В связи с этим среднюю скорость при турбулентном режиме приближенно находят по формуле

$$V = a \cdot U_{\max}, \quad (1.96)$$

где a – коэффициент поля скоростей.

Он зависит от числа Рейнольдса и колеблется в пределах от 0,8 до 0,88. Определение средней скорости по формуле (1.96) является приближенным и допустимо только при выравненных потоках. Так как на практике вентиляционные потоки обычно не выравнены, то для измерения средней скорости и расхода воздуха наиболее часто используют метод исследования поля скоростей. *Суть метода исследования поля скоростей состоит в том, что нужно определить местные скорости во многих точках по сечению воздухопровода и затем осреднить их.*

Так как математика допускает осреднение только равновесно определенных экспериментом величин, то поперечное сечение воздухопровода разбивают, проводя концентрические окружности, на кольца равной площади. В соответствующих точках поперечного сечения измеряют динамические давления, вычисляют по ним местные скорости и далее их осредняют.

Для получения средней скорости движения воздуха с большей степенью точности измеряют динамические давления в двух взаимно перпендикулярных сечениях воздухопровода.

Таким образом, воздуховод круглого сечения (рисунок 1.37) разбивают на m concentric расположенных площадей, получая количество точек замера $z = 4 \cdot m$.

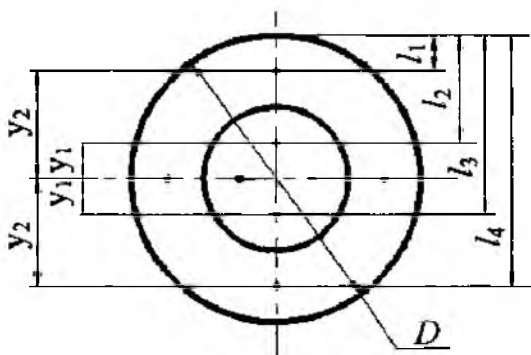


Рисунок 1.37

Разумеется, чем больше сечение воздухопровода, тем на большее число площадок его нужно разбить.

На основании опытных данных для воздуховодов круглого сечения величины m и z рекомендуется принимать в соответствии с таблицей 1.7.

Таблица 1.7

D, мм	до 150	150–440	450–600	600–800
m	2	3	4	5
z	8	12	16	20

Расстояние точки замера от центра воздуховода (текущая ордината точки измерения) можно определить по следующей формуле

$$y_n = \frac{D}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot n - 1}{2 \cdot m}}, \quad (1.97)$$

где D – диаметр воздуховода, мм;

n – порядковый номер точки от центра;

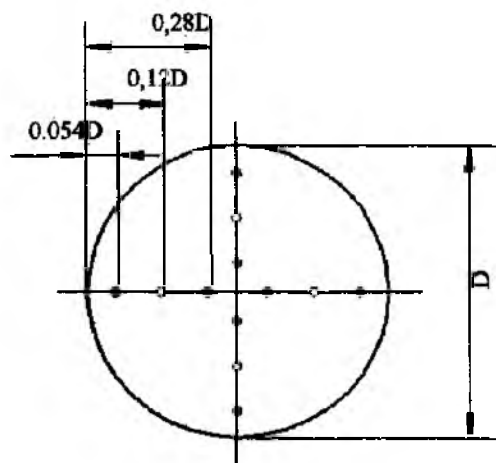
m – количество равновеликих колец, на которые разбито данное сечение.

Далее рассчитываются расстояния точек замера от стенки воздухопровода

$$\begin{aligned} \ell_1 &= \frac{D}{2} - y_2; & \ell_2 &= \frac{D}{2} - y_1; \\ \ell_3 &= \frac{D}{2} + y_1; & \ell_4 &= \frac{D}{2} + y_2. \end{aligned} \quad (1.98)$$

Согласно ГОСТу 12.3.018–79 «Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний», координаты точек измерения динамических давлений

в воздуховодах круглого сечения можно определить по упрощенной методике в соответствии с рисунком 1.38.



- – при $100\text{ мм} \leq D \leq 300\text{ мм}$;
- – при $D > 300\text{ мм}$.

Рисунок 1.38

Если воздуховод имеет прямоугольное или квадратное сечение, каждую сторону делят на m частей и получают при этом $z = m^2$ равновеликих площадей. В центрах симметрии каждой из них измеряют динамические давления, находят по ним местные скорости, осреднив которые и получают среднюю скорость движения воздуха (рисунок 1.39).

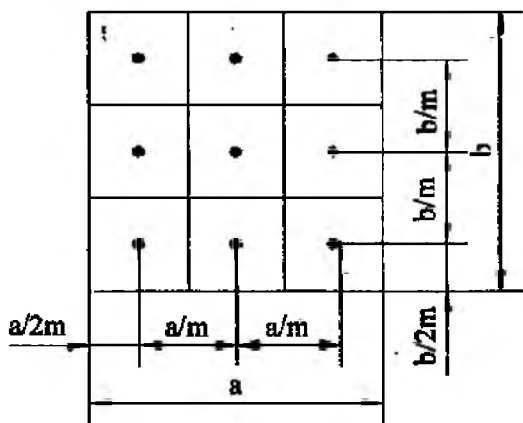


Рисунок 1.39

Опытные данные позволяют принимать величины m и z для воздуховодов прямоугольного и квадратного сечений в соответствии с таблицей 1.8.

Таблица 1.8

F, м ²	до 0,01	0,1	0,4	0,6	0,8
m	3	4	5	6	7
z	9	16	25	36	49

Для получения надежных результатов измерения сечения для замеров динамических давлений следует выбирать на расстоянии не менее пяти диаметров в обе стороны от фасонных деталей, так как наличие всякого рода местных сопротивлений значительно искажает поле скоростей. Если сечение для замеров вынуждено выбираться ближе, чем в пяти диаметрах от фасонной детали, то лучше, если сечение находится перед деталью, считая по направлению движения воздуха. Количество точек измерения в этом случае нужно увеличить по сравнению с рекомендуемым в таблицах.

Схема экспериментальной установки и приборы для работы

Измерение скоростей и расходов воздуха проводится на установке, которая состоит из входного коллектора 1, прямолинейного участка 2, задвижки 3 и вентилятора 4 (рисунок 1.40).

В комплект приборов входят: комбинированный приемник давления 5, микроманометр ММН 6 со шлангами 7, рулетка, барометр, психрометр и термометр.

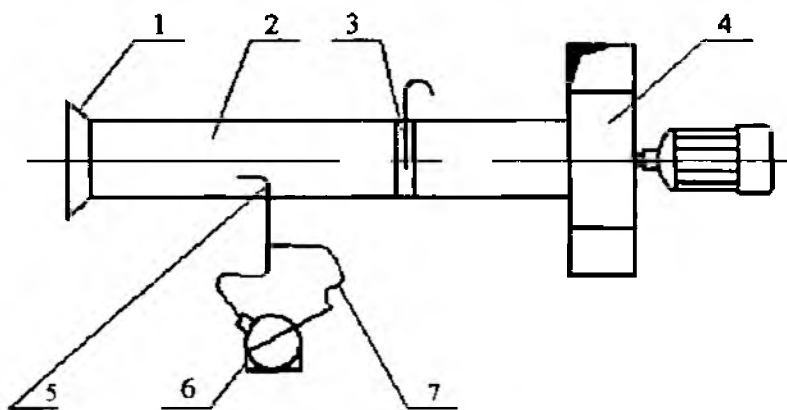


Рисунок 1.40

Порядок выполнения работы

1. Студенты делятся руководителем на подгруппы по 3–4 человека в каждой.
2. В каждой подгруппе один студент обязан проверить и подготовить к работе микроманометр; второй студент осуществляет поверку комбинированного приемника давления и проводит его разметку; третий определяет с помощью психрометра относительную влажность воздуха; четвертый – снимает показания термометра и барометра и рассчитывает все необходимые поправки.

3. После проведения всех подготовительных работ, студенты с разрешения преподавателя начинают опыты.

Перед пуском вентилятора задвижка 3 устанавливается в положение «закрыто» для обеспечения устойчивого запуска вентилятора.

4. Опыт проводится три раза, при различных скоростях движения воздуха, устанавливаемых с помощью задвижки. В каждом опыте измерения динамического давления проводятся последовательно по двум взаимно перпендикулярным направлениям.

5. По окончании опытов данные показывают руководителю, рабочее место с его разрешения приводится в порядок. Производится оформление отчета по эксперименту.

Поверка микроманометра

1. Микроманометр устанавливают по уровням.

2. Через шланг, соединенный с трубкой микроманометра, очень осторожно подсасывается воздух до появления столбика спирта в трубке прибора. Если столбик спирта не появляется или появляется вместе с пузырьками воздуха, то это значит, что спирта в бачке микроманометра мало. Его нужно осторожно, не переливая, долить в прибор, а пузырьки воздуха удалить многократным легким подсасыванием.

3. При максимальном факторе прибора ($K_{пр} = 0,8$) спирт подсасывается почти до максимального деления микроманометра, и шланг перегибается пополам почти у самого конца. Если при этом столбик спирта в приборе не падает, то шланг пригоден к работе, утечек в нем и трубке прибора нет. Если уровень спирта понижается, то шланг или трубка «течет», и нужно устранить неисправность.

4. Аналогично проверяется шланг, присоединенный к бачку, бачок прибора, только воздух здесь не следует подсасывать, а надо осторожно вдвухать.

5. После проверки герметичности прибора и шлангов нуль шкалы прибора совмещается с нижним краем мениска спирта. Прибор готов к работе.

Поверка комбинированного приемника давления

1. Смоченным пальцем на приемнике давления плотно закрывается отверстие для восприятия полного давления, а через штуцер полного давления подсасывается воздух и одновременно с подсасыванием отверстие штуцера прикрывается языком. Если язык «не отлипает», то приемник полного давления герметичен, то есть исправен.

2. С помощью скотча плотно закрывается щель для восприятия статического давления и через штуцер статического давления аналогично проводится подсос. Если и здесь герметичность не нарушена, комбинированная пневмометрическая трубка пригодна к работе.

Воздух в пневмометрическую трубку при проверке нельзя вдвухать, так как образующийся в приемнике конденсат закупорит малые проходные сечения, приемник выйдет из строя.

Разметка комбинированной пневмометрической трубки

1. Определить диаметр воздуховода.

2. Вычислить координаты точек измерения динамического давления.

3. Наложив линейку на пневмометрическую трубку так, чтобы нулевое деление ее совпало с осью отверстия для восприятия полного давления, а шкала шла вдоль трубки, отложить на трубке расстояния от стенки воздуховода до соответствующих точек измерения.

Приемник давления вводят в воздухопровод, пережав шланги, соединяющие его с микроманометром. После полного введения приемника шланги освобождают от зажимов, а пневмометрическую трубку последовательно устанавливают в соответствующие точки измерения, записывая каждый раз длину столба жидкости по шкале микроманометра. Пневмометрическую трубку устанавливают строго по оси и против направления движения потока.

Форма отчета по работе

На титульном листе делается следующая надпись:

Министерство образования и науки Российской Федерации

ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет
им. И. И. Ползунова»

Кафедра «Машины и аппараты пищевых производств»

Лаборатория вентиляции

Отчет по лабораторной работе № 1

«Измерение скорости и расхода воздуха в воздуховоде методом исследования
поля скоростей»

Выполнил	Студент	Курс	Группа	Ф. И. О.
число		месяц	год	
Проверил				

Далее на отдельном листе должны следовать данные:

1. Цель работы.

2. Приборы.

2.1 Комбинированный приемник давления.

2.2 Микроманометр № типа класса точности

2.3 Шланги резиновые.

2.4 Рулетка.

2.5 Линейка миллиметровая.

2.6 Барометр №.....типа.....класса точности.....

2.7 Психрометр №.....типа.....класса точности..... по ГОСТ.....

3. Состояние атмосферного воздуха.

3.1 Температура воздуха t, °С.

3.2 Показание барометра P_a', мм.рт.ст.

Общая поправка в показания барометра $K_{бар}$, мм.рт.ст.

Атмосферное давление в процессе измерения P_a, мм рт.ст.

3.3 Показания психрометра: t_c, °C., t_m, °C.

Относительная влажность воздуха ϕ, %.

3.4 Плотность воздуха при параметрах измерения.

Плотность воздуха рассчитывается по формуле

$$\rho = \frac{\rho_{\text{ст}}}{K_b}, \quad (1.99)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность воздуха при стандартных параметрах, кг/м³;

K_b – поправка для приведения измерений к стандартному состоянию воздуха.

Данная поправка может быть рассчитана как

$$K_b = 2,59 \cdot \frac{T_{\text{изм.}}}{P_{\text{атм.}}}, \quad (1.100)$$

где $T_{\text{изм.}}$ – температура воздуха в процессе измерения, ° K;

$P_{\text{атм.}}$ – атмосферное давление, мм рт. ст.

4. Поправки в показания микроманометра.

4.1 Поправка на тарировку

$$K_t = \frac{\rho_{\text{ж.ф.}}}{\rho_{\text{ж.т.}}}, \quad (1.101)$$

где $\rho_{\text{ж.ф.}}$ – истинная (фактическая) плотность жидкости, залитой в прибор при измерениях, г/см³;

$\rho_{\text{ж.т.}}$ – плотность жидкости, при которой проводилась тарировка (градуировка) шкалы прибора, г/см³.

4.2 Фактор (коэффициент) прибора

$K_{\text{пр}} =$

4.3 Общая поправка в отсчет по микроманометру

$$K = K_b \cdot K_t \cdot K_{\text{пр}} \cdot g. \quad (1.102)$$

Примечание: фактор прибора учитывается у микроманометра типа ММН; у микроманометра типа ТНЖ $K_{\text{пр}} = 1$; у микроманометра типа ЦАГИ и имеющих шкалу просто в мм, фактор равен синусу угла наклона трубки.

5. Схема опыта.

Следует рисовать с натуры, примерно на 0,5 листа формата.

6. Обработка результатов эксперимента (данные замеров и расчеты заносятся в таблицу 1.9).

Таблица 1.9 – Экспериментальные и расчетные данные

Расстояние точки замера от стенки воздухо-вода l_n , мм	Отсчеты динамического давления по прибору, l_i		Величины динамического давления H_{di} , Па		Местные скорости U_i , м/с		Средняя скорость воздуха V , м/с	Объемный расход воздуха Q , м ³ /с	Массовый расход воздуха $\rho \cdot Q$, кг/с
	по горизон-тали	по вер-ти-кали	по горизон-тали	по вер-ти-кали	по горизон-тали	по вер-ти-кали			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.									
2.									
3.									
4.									

Основные расчетные формулы

1. Величина динамического давления, получаемого при измерении, H_{di} , Па

$$H_{di} = K \cdot \ell_i, \quad (1.103)$$

где K – общая поправка в отсчет по микроманометру;

ℓ_i – отсчет динамического давления по шкале микроманометра, мм.

2. Местная скорость в данной точке поперечного сечения U_i , м/с определяется как

$$U_i = 1,29 \cdot \sqrt{H_{di}}. \quad (1.104)$$

3. Средняя по сечению воздухопровода скорость воздуха V , м/с

$$V = \frac{\sum_{i=1}^z U_i}{z}, \quad (1.105)$$

где z – общее количество точек измерения.

4. Объемный расход воздуха Q , м³/с, для воздухопроводов круглого сечения

$$Q = V \cdot F = V \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (1.106)$$

5. Массовый расход воздуха m , кг/с

$$m = \rho \cdot Q = \rho \cdot V \cdot F = \rho \cdot V \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (1.107)$$

Вопросы для письменного контроля

1. Изложите все, что Вы знаете о давлении.
2. Какие виды давлений различают в вентиляционной технике? Какие приборы применяются для их измерения?
3. Измерение избыточных давлений (приборы, поправки).
4. Измерение относительной влажности воздуха.
5. Назовите состав влажного воздуха и основные параметры, определяющие его состояние, применительно к вентиляционной технике.
6. Определение величины истинного атмосферного давления.
7. Устройство и работа микроманометра типа ММН.
8. Поправки, учитываемые при измерении избыточных давлений.
9. Поправки, учитываемые при измерении избыточных давлений микроманометром с вертикальной трубкой.
10. Поправки, учитываемые при измерении избыточных давлений U-образным микроманометром.
11. Понятие о стандартном состоянии воздуха. Как привести результаты измерений к стандартному состоянию воздуха?
12. Напишите вывод формулы для расчета поправки приведения измерений к стандартному состоянию воздуха.
13. Дайте понятие местной и средней скорости воздуха. Как определяется средняя скорость движения воздуха:
 - а) при ламинарном режиме;
 - б) при турбулентном режиме.
14. Дайте определение статического, динамического и полного давления. Что такое всасывающий и нагнетательный воздухопроводы?
15. Покажите и объясните схемы измерения избыточных давлений во всасывающем воздуховоде.
16. Покажите и объясните схемы измерения избыточных давлений в нагнетательном воздуховоде.
17. Объясните, почему схема измерения динамического давления во всасывающем и нагнетательном воздухопроводах одинакова?
18. Как проверить и подготовить к работе микроманометр типа ММН?
19. Расскажите все, что Вы знаете о приемниках давления.
20. Поверка и разметка комбинированной пневмометрической трубки.
21. Методика измерения средней скорости и расхода воздуха методом исследования поля скоростей в воздуховоде круглого сечения.
22. Методика измерения средней скорости и расхода воздуха методом исследования поля скоростей в воздуховоде прямоугольного сечения.
23. Методика измерения средней скорости и расхода воздуха методом исследования поля скоростей в воздуховоде квадратного сечения.
24. Дать понятие вязкости воздуха. Как характеризуется вязкость воздуха в вентиляционных системах? Пояснить, как вязкость воздуха влияет на работу вентиляционной сети.
25. Основные единицы измерения параметров воздуха в вентиляционной технике.

1.5.2 Лабораторная работа № 2

Измерение средней скорости и расхода воздуха в воздуховодах с помощью местных сопротивлений

Цель работы

Практическое освоение процесса тарирования местных сопротивлений, составляющего основу одного из способов контроля скорости и расхода воздуха в воздуховодах вентиляционных систем. Способ прост и оперативен. Он может быть использован для местного и дистанционного контроля скорости и объема перемещаемого воздуха, а также в системе комплексного автоматического контроля, регулирования и управления вентиляционными установками.

Основные теоретические положения

Местными сопротивлениями называют различного рода фасонные детали (отводы, тройники, диафрагмы, переходы и т. д.), изменяющие скорость, форму и направление движения потока. При движении потока в прямых воздуховодах часть энергии затрачивается на преодоление сопротивлений по длине, вызванных вязкостным трением и вихреобразованием. Если поток меняет скорость, форму или направление движения, то возникают дополнительные потери давления, состоящие из потерь на удар и дополнительное вихреобразование. Они называются потерями в местных сопротивлениях.

Для расчета дополнительных потерь в любом местном сопротивлении $H_{м.с.}$, Па используется формула Вейсбаха

$$H_{м.с.} = \zeta_{м.с.} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \zeta_{м.с.} \cdot H_d, \quad (1.108)$$

где $\zeta_{м.с.}$ – коэффициент местного сопротивления, определяемый экспериментальным путем и при турбулентном режиме являющийся постоянной величиной для данного местного сопротивления;

V – скорость движения потока воздуха, м/с;

H_d – величина динамического давления, Па.

Зная коэффициент и потери давления в местном сопротивлении, можно найти среднюю скорость воздуха V , м/с

$$V = \sqrt{\frac{2 \cdot H_{м.с.}}{\rho \cdot \zeta_{м.с.}}}, \quad (1.109)$$

а также объем перемещаемого воздуха Q , м³/с

$$Q = F \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot H_{м.с.}}{\rho \cdot \zeta_{м.с.}}}. \quad (1.110)$$

Чтобы воспользоваться выражениями (1.109) и (1.110), необходимо иметь значения коэффициента местного сопротивления $\zeta_{м.с.}$ и величину потерь давления в данном сопротивлении.

Однако использование справочных данных по коэффициенту $\zeta_{\text{м.с.}}$ может привести к значительным погрешностям при определении скорости и расхода воздуха по следующим причинам:

- при изготовлении фасонных деталей возможны отклонения в их размерах от указанных в справочнике;
- могут быть нарушены правила установки местных сопротивлений в действующие вентиляционные системы.

В связи с этим фасонные детали, используемые для измерения скорости и объема перемещаемого воздуха, должны быть предварительно индивидуально протарированы.

Тарирование местного сопротивления – это процесс установления экспериментальным путем зависимости скорости и расхода воздуха от величины измеряемого давления. Протарировать возможно практически любое местное сопротивление, однако наиболее часто используют входные коллекторы (входные раструбы), входные коллекторы (сужающиеся переходы), присоединяемые к машине для ее аспирации, диафрагмы и пайбы, отводы.

Что касается величины измеряемого давления, то она может быть определена для любого местного сопротивления на основании уравнения Д. Бернулли.

Например, для входного коллектора (рисунок 1.41), находящегося между сечениями 0–0 и I–I, можно записать

$$H_{\text{ст}_0} + H_{\mu_0} = -H_{\text{ст}_1} + H_{\mu_1} + H_{\text{пт}_{0-1}}, \quad (1.111)$$

т. к. $H_{\text{ст}_0} = 0$ и $H_{\mu_0} = 0$, а по формуле Дарси-Вейсбаха

$$H_{\text{пт}_{0-1}} = \lambda \cdot \frac{\ell}{D} \cdot H_{\mu} + \zeta_{\kappa} \cdot H_{\mu}, \quad (1.112)$$

то

$$H_{\text{ст}_1} = H_{\mu} \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{D} + \zeta_{\kappa} \right). \quad (1.113)$$

Откуда

$$V = \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{D} + \zeta_{\kappa} \right)}} \cdot \sqrt{H_{\text{ст}_1}}, \quad (1.114)$$

где ρ – плотность стандартного воздуха, кг/м³;

λ – коэффициент гидравлического сопротивления по длине;

ℓ – длина от входа в воздухопровод до сечения I–I, м;

D – диаметр воздухопровода, м;

ζ_{κ} – коэффициент сопротивления входного коллектора;

$H_{\text{ст}_1}$ – величина статического давления в сечении I–I, Па.

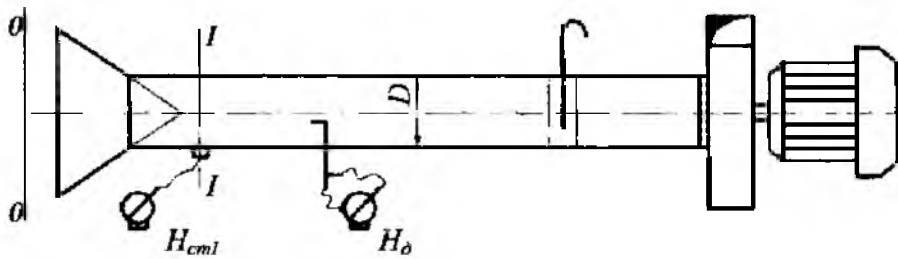


Рисунок 1.41

Величиной измеряемого давления при тарировании входного коллектора будет являться величина статического давления в сечении I–I.

Тогда скорость воздуха

$$V = a \cdot \sqrt{H_{ст1}}, \quad (1.115)$$

а объем перемещаемого воздуха

$$Q = a \cdot F \cdot \sqrt{H_{ст1}} = b \cdot \sqrt{H_{ст1}}, \quad (1.116)$$

где a – тарировочный коэффициент входного коллектора по скорости;

b – тарировочный коэффициент входного коллектора по расходу воздуха.

Для односторонних диафрагм и шайб, находящихся между сечениями I–I и II–II (рисунок 1.42) уравнение Бернулли следует записать таким образом

$$-H_{ст1} + H_{д1} = -H_{ст2} + H_{д2} + H_{пт1-2}, \quad (1.117)$$

где $H_{д1} = H_{д2}$, т. к. воздуховод имеет постоянное сечение.

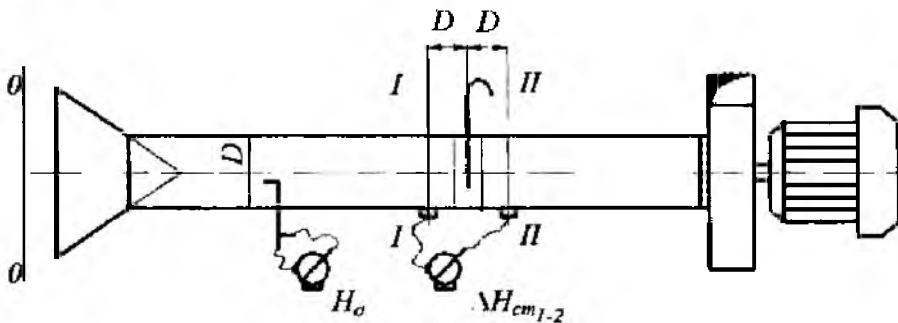


Рисунок 1.42

Потери давления на участке между сечениями I и II равны

$$H_{пт1-2} = \lambda \cdot \frac{\ell_{1-2}}{D} \cdot H_{д} + \zeta_{д} \cdot H_{д}. \quad (1.118)$$

Ввиду незначительной длины участка между сечениями I и II, потерями по длине можно пренебречь. Тогда зависимость между скоростью движения воздуха и измеряемым давлением выглядит следующим образом

$$V = \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \zeta_d}} \cdot \sqrt{\Delta H_{ст1-2}}, \quad (1.119)$$

или

$$V = a \cdot \sqrt{\Delta H_{ст1-2}}, \quad (1.120)$$

где a – тарировочный коэффициент диафрагмы.

Величиной измеряемого давления в данном случае является разность (перепад) статических давлений.

Зависимость между объемом перемещаемого воздуха и измеряемым давлением в этом случае может быть представлена в виде

$$Q = a \cdot F \cdot \sqrt{\Delta H_{ст1-2}} = b \cdot \sqrt{\Delta H_{ст1-2}}. \quad (1.121)$$

Аналогично определяется измеряемое давление для других фасонных деталей.

Процесс тарирования любого местного сопротивления выполняется в следующей последовательности:

- задвижкой устанавливается скорость движения воздуха и при помощи комбинированной пневмометрической трубки и микроманометра типа ММН определяется средняя скорость воздуха в воздухопроводе методом исследования поля скоростей. Одновременно фиксируется величина измеряемого давления;

- при данной скорости рассчитывается объем перемещаемого воздуха;

- по результатам эксперимента определяются тарировочные коэффициенты a и b ;

- строятся тарировочные графики $V = f(H_{ст})$ или $V = f(\Delta H_{ст})$ и $Q = f(H_{ст})$ или $Q = f(\Delta H_{ст})$.

Протарированное местное сопротивление в дальнейшем может быть использовано для определения скорости и объема перемещаемого воздуха, для чего необходимо получать лишь величину измеряемого давления.

Тарировочный коэффициент местного сопротивления можно рассчитать аналитически.

Например, для входного коллектора

$$a' = \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{D} + \zeta_k\right)}}, \quad (1.122)$$

где величину коэффициента λ в формуле (1.122) можно принять приближенно равной 0,015 или вычислить по упрощенной формуле

$$\lambda = 0,013 + \frac{0,001}{D}, \quad (1.123)$$

где D – диаметр воздухопровода, м.

Коэффициент местного сопротивления входного коллектора ζ_{κ} необходимо взять по справочным таблицам, в зависимости от его характеристики. Так как входной коллектор является переходом с круглого сечения на круглое, то он имеет характеристику

$$\zeta_{\kappa} = f\left(\alpha_{\kappa}, n = \frac{F_6}{F_m}\right).$$

Параметры входного коллектора, необходимые для определения характеристики, рассчитываются после проведения необходимых измерений.

Для того чтобы убедиться в необходимости тарирования фасонных деталей при их использовании в качестве приборов для измерения скорости и объема перемещаемого воздуха, необходимо сравнить коэффициенты a и a' , полученные соответственно опытным путем по формуле (1.116) и расчетным путем по формуле (1.122).

Погрешность в определении a' в сравнении с a определяется как

$$\delta_a = \frac{a - a'}{a} \cdot 100 \%. \quad (1.124)$$

Приборы для работы

В комплект приборов входят: барометр – 1, психрометр – 1, комбинированный приемник давления – 1, микроманометр со шлангами – 2, рулетка, линейка, входной коллектор или диафрагма.

Порядок выполнения работы

1. Студенты делятся руководителем на подгруппы.
2. Проводятся подготовительные работы по аналогии с лабораторной работой № 1.
3. После проверки и установки приборов докладывают руководителю о готовности и только с его разрешения начинают опыт.
4. Опыт проводится 4 раза, при четырех различных скоростях воздуха. Причем, в каждом опыте измерения динамического давления ведутся по двум взаимно перпендикулярным направлениям в сечении воздуховода, и одновременно в каждом опыте фиксируется статическое давление в сечении I–I для коллектора или перепад статических давлений для диафрагмы.
5. По окончании опытов данные показывают руководителю, рабочее место с его разрешения приводится в порядок. Производится оформление отчета по эксперименту.

Форма отчета по работе

Форма отчета остается в основном той же, что и в работе № 1, только следует изменить наименование работы, а в раздел «Приборы» включить второй микроманометр и коллектор или диафрагму с указанием размеров: $n = F_6 / F_m$ и α для входного коллектора; D/d для шайбы либо y/D – для диафрагмы.

Перед таблицей обработки результатов экспериментов нужно поместить схему установки, снятую с натуры.

Обработка результатов эксперимента представляется двумя таблицами.

Первая таблица обработки результатов эксперимента такая же, что и в лабораторной работе № 1 (таблица 1.9). Она переносится в данную работу вместе с расчетными формулами без изменений. Вторая таблица 1.10 является сводной таблицей результатов эксперимента.

Таблица 1.10 – Обработка результатов эксперимента

№ опыта	Средняя скорость воздуха V , м/с	Расход воздуха Q , м ³ /ч	Отсчет измеряемого давления по прибору	Величина измеряемого давления, Па	Опытные коэф-ты тарировки		Расчетные коэф-ты тарировки		Погрешность в определении коэф-та a
					a	b	a'	b'	
1.									
2.									
3.									
4.									
					$a_{cp} = b_{cp} =$				

Расчетные формулы

1. Если отсчет по прибору ℓ , то величины $H_{ст_1}$ или $\Delta H_{ст_1}$ будут равны

$$H_{ст_1} (\Delta H_{ст_1}) = K \cdot \ell$$

2. Коэффициент a :

а) для коллектора:

- из опыта

$$a = \frac{V}{\sqrt{H_{ст_1}}};$$

- расчетный

$$a' = \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \left(1 + \lambda \cdot \frac{\ell}{D} + \zeta_{\kappa}\right)}};$$

б) для диафрагмы:

- из опыта

$$a = \frac{V}{\sqrt{\Delta H_{ст_1}}};$$

- расчетный

$$a' = \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \zeta_d}}.$$

3. Коэффициент b :

а) из опыта:

- для коллектора

$$b = \frac{Q}{\sqrt{H_{ст_1}}};$$

- для диафрагмы

$$b = \frac{Q}{\sqrt{\Delta H_{\text{ст}}}};$$

б) аналитический:

$$b' = a' \cdot 3600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 900 \cdot a' \cdot \pi \cdot D^2.$$

К отчету прилагаются графики тарирования, выполненные на миллиметровке. Построение графиков ведется по опытным точкам с применением лекала.

Вопросы для письменного контроля

1. Изложите все, что Вы знаете о местных сопротивлениях.
2. Перечислите основные местные сопротивления, применяемые в в/у. Какие они выполняют функции?
3. Что собой представляют и чем обусловлены потери давления в местных сопротивлениях?
4. Формулировка теоремы Борда. Какой параметр местных сопротивлений определен на основе этой теоремы?
5. Напишите формулу Вейсбаха. В каком случае следует ее применять?
6. Что такое характеристика местного сопротивления? Приведите соответствующие примеры.
7. Изложите все, что Вы знаете о тройнике.
8. Понятие о стандартном тройнике.
9. Напишите все, что Вы знаете о переходах.
10. Почему аспирируемое оборудование присоединяют к воздухопроводу с помощью входных коллекторов?
11. Что такое конический входной коллектор? Какие он позволяет решить задачи? Какова характеристика входного коллектора?
12. Какие задачи решают в вентиляционной технике с помощью диафрагмы и ее разновидностей?
13. Расчет потерь давления в местных сопротивлениях (входы в воздуховод, переходы).
14. Расчет потерь давления в местных сопротивлениях (отводы, шайбы, диафрагмы).
15. Расчет потерь давления в местных сопротивлениях (тройники).
16. Что такое редукция сопротивлений, для каких фасонных деталей она наиболее показательна?
17. Что означает термин «протарировать» (проградуировать) местное сопротивление? Общий подход к вопросу тарирования.
18. Покажите схему и поясните порядок тарирования входного коллектора.
19. Схема и порядок тарирования коллектора, присоединенного к машине для ее аспирации.
20. Схема и порядок тарирования отвода.
21. Какие местные сопротивления используются для измерения скоростей и расходов воздуха?

22. Измерение средней скорости и расхода воздуха методом входного коллектора.

23. Измерение средней скорости и расхода воздуха методом диафрагмы.

24. Измерение средней скорости и расхода воздуха с помощью отвода.

25. Какое местное сопротивление применяется для уменьшения объема перемещаемого воздуха? В результате чего снижается расход воздуха?

1.5.3 Лабораторная работа № 3

Определение аэродинамических показателей работы циклона

Цель работы

Практическое освоение методики аэродинамического испытания циклона, определение объема очищаемого воздуха, сопротивления циклона, коэффициентов сопротивления циклона и объема воздуха, подсасываемого при работе циклона через неплотности и пылевыводящее отверстие.

Основные теоретические положения

Центробежный пылеотделитель – циклон – состоит из наружного и внутреннего цилиндров и конической части с пылевыводящим отверстием. Вход запыленного воздуха в циклон осуществляется через тангенциально расположенный патрубок, а вывод очищенного воздуха – через внутренний цилиндр вверх. Воздушный поток в циклоне совершает сложное вихревое движение. Частицы пыли, обладающие гораздо большей инерционностью, чем воздух, отбрасываются центробежными силами к стенкам циклона, опускаются вниз под действием сил тяжести и нисходящего вихря и выводятся наружу через пылевое отверстие. Винтовой характер движения потока обуславливает зоны вакуума в центральной части циклона, за счет чего даже в циклонах, установленных на нагнетательной линии, наблюдается значительный присос воздуха через пылевое отверстие. Это вместе с восходящим вихрем и недостаточно углубленным внутренним цилиндром является одной из основных причин выноса пыли из циклона, что ухудшает его коэффициент пылеотделения $\eta_{п/о}$.

Каждый тип циклона имеет наилучший коэффициент пылеотделения при какой-то определенной оптимальной входной скорости воздуха $V_{вх.опт.}$.

Отсюда оптимальная пропускная способность циклона $Q_{опт.}$, м³/ч

$$Q_{опт.} = 3600 \cdot V_{вх.опт.} \cdot F_{вх.}, \quad (1.125)$$

где $F_{вх.}$ – площадь входного отверстия циклона, м².

Сопротивление циклона $H_{ц}$, Па относят к квадрату входной скорости и определяют по выражению

$$H_{ц} = \zeta_{ц} \cdot \frac{\rho \cdot V_{вх.}^2}{2} = 0,6 \xi_{ц} \cdot V_{вх.}^2, \quad (1.126)$$

где $\zeta_{\text{ц}}$ – безразмерный коэффициент сопротивления циклона, зависящий от типа циклона, а у циклонов конического типа еще и от размеров, например, от диаметра наружного цилиндра. Так, для циклонов ЦОЛ $\zeta_{\text{ц}} = 4$; 4БЦШ $\zeta_{\text{ц}} = 5$. Для циклонов конического типа марки УЦ $\zeta_{\text{ц}} = (20 \div 22) D_{\text{н}}$, где $D_{\text{н}}$ – диаметр наружного цилиндра, м.

Сопротивление циклона удобно так же относить к квадрату расхода воздуха, поступающего на очистку в циклон.

$$H_{\text{ц}} = \zeta_{\text{ц}} \cdot \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot F_{\text{вх}}^2} = m \cdot Q^2, \quad (1.127)$$

где m – размерный коэффициент сопротивления циклона;

Q – объем очищаемого в циклоне воздуха, м³/мин.

Размерный коэффициент сопротивления для всех типов циклонов зависит от их размеров, а именно от площади входного патрубка.

Присосы воздуха, представляющие собой разность расходов на входе и выходе из циклона, резко снижают эффективность работы циклона.

Допустимый объем подсасываемого воздуха составляет $(150 \div 200)$ м³/час на один плюсовой затвор. Фактический объем очищаемого в циклоне воздуха, потери давления в циклоне, коэффициенты сопротивления и объем воздуха подсасываемого при работе циклона определяются экспериментально. Сечения для проведения аэродинамических измерений выбираются на прямых участках воздухопроводов не ближе 5 диаметров от ближайших местных сопротивлений.

Лабораторная установка (рисунок 1.43) состоит из 3 циклонов марки УЦ, ЦР и ЦОЛ, на входах в которые смонтированы воздухопроводы со штуцерами для измерения статического давления и отверстиями для измерения скоростей и расходов воздуха методом исследования поля скоростей. Выходные отверстия циклонов подключены к сборному воздухопроводу прямыми участками, в которых предусмотрено измерение статических давлений и расходов. Регулирование расхода воздуха, проходящего через циклоны, осуществляется задвижками. В сечениях I–I и II–II до и после циклона измеряются статические и динамические давления, по которым вычисляются и полные давления. Потери давления в циклоне $H_{\text{ц}}$, $P_{\text{а}}$ определяют из уравнения Бернулли, записанного для сечений I–I и II–II

$$H_{0_2} - H_{0_1} = \Delta H_{0_{2-1}} = H_{\text{шт}_{1-1}} + H_{\text{ц}} + H_{\text{шт}_{2-2}}, \quad (1.128)$$

тогда сопротивление циклона очевидно равно

$$H_{\text{ц}} = \Delta H_{0_{2-1}} - (R_1 \cdot \ell_1 + \sum \zeta_1 \cdot H_{\text{д}_1}) - (R_2 \cdot \ell_2 + \sum \zeta_2 \cdot H_{\text{д}_2}). \quad (1.129)$$

Величины коэффициентов сопротивления перехода к циклону и от него следует определить по таблицам, предварительно сняв с натуры их геометрические размеры и установив характер перехода (сужающийся или расширяющийся). Коэффициенты сопротивления отводов также находят по таблицам, исходя из геометрической характеристики.

Величины коэффициентов потерь давления на единицу длины участков до и после циклона R , Па/м находят расчетным путем по эмпирической зависимости:

$$R = 0,013 \cdot \frac{V^{1,75}}{D^{1,25}}. \quad (1.130)$$

Длины участков до и после циклона ℓ , м рассчитывают, предварительно проведя необходимые обмеры.

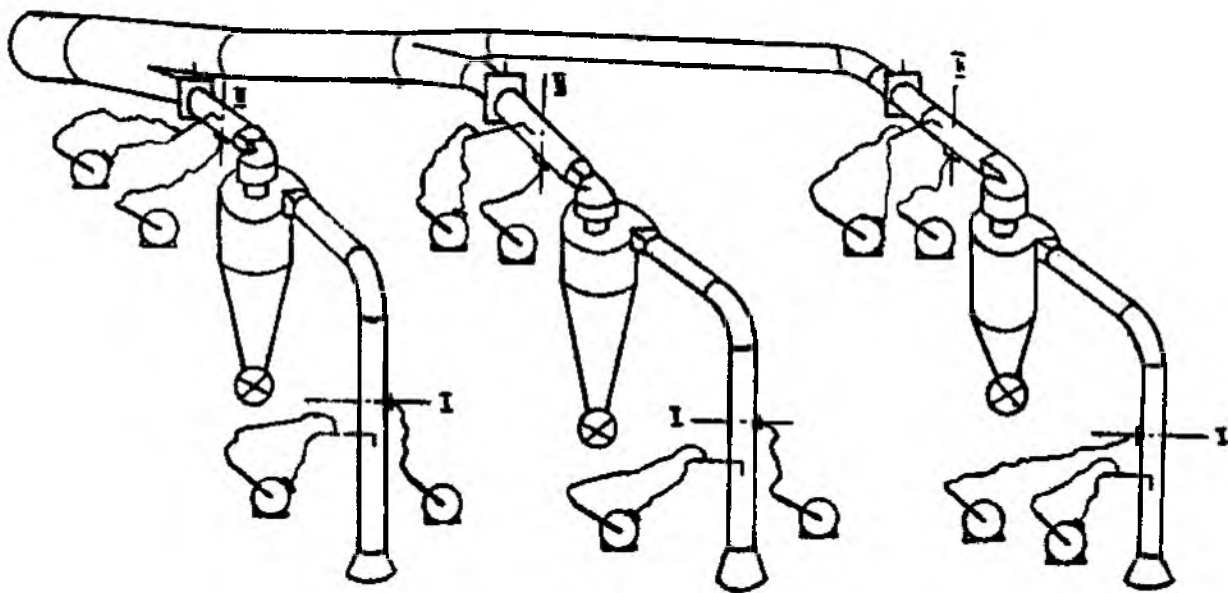


Рисунок 1.43

На основании величины потерь давления в циклоне определяют величину безразмерного коэффициента сопротивления циклона

$$\zeta_{\text{ц}} = \frac{H_{\text{ц}}}{H_{\text{вх}}} = \frac{H_{\text{ц}} \cdot 2}{\rho \cdot V_{\text{вх}}^2}, \quad (1.131)$$

где $V_{\text{вх}}$ — фактическая скорость на входе в циклон, м/с.

Данная скорость находится из уравнения неразрывности:

$$V_1 \cdot F_1 = V_{\text{вх}} \cdot F_{\text{вх}} = Q_1 = \text{const}. \quad (1.132)$$

Размерный коэффициент сопротивления циклона определяют по выражению:

$$m = \frac{H_{\text{ц}}}{Q_1^2}. \quad (1.133)$$

где Q_1 — объем очищаемого воздуха, м³/мин.

Объем воздуха, подсасываемого при работе циклона ΔQ , м³/ч рассчитывают как

$$\Delta Q = Q_1 - Q_2. \quad (1.134)$$

При испытании циклона, стоящего в конце нагнетательной линии, статическое и динамическое давление, по которым вычисляется полное давление H_0 , измеряют лишь в сечении I–I.

Если второе сечение выбрать далеко за циклоном, где $H_{0_2} = 0$, то

$$H_{0_1} - H_{0_2} = H_{0_1} = H_{\text{мт-н}} + H_{\text{ц}}. \quad (1.135)$$

Отсюда можно найти сопротивление циклона

$$H_{\text{ц}} = H_{0_1} - (R_1 \cdot \ell_1 + \sum \zeta_1 \cdot H_{\text{д}_1}). \quad (1.136)$$

Приборы для выполнения работы

В комплект приборов входят: барометр – 1, психрометр – 1, пневмометрическая трубка – 2, микроманометр со шлангами – 2, рулетка, линейка.

Порядок выполнения работы

1. Студенты делятся руководителем на подгруппы.
2. Проводятся подготовительные работы по аналогии с лабораторной работой № 1.
3. После проверки и установки приборов докладывают руководителю о готовности и только с его разрешения начинают опыт.
4. Опыт проводится 4 раза, при четырех различных скоростях воздуха. Причем, в каждом опыте скорости в сечении I–I и II–II, измеряются методом исследования поля скоростей, и одновременно в этих сечениях фиксируются статические давления.
5. По окончании опытов данные показывают руководителю, рабочее место с его разрешения приводится в порядок. Производится оформление отчета по эксперименту.

Форма отчета по работе

Форма отчета остается в основном той же, что и в работе № 1, только следует изменить наименование работы, а в раздел «Приборы» включить дополнительные средства измерений.

Перед таблицами обработки результатов экспериментов нужно поместить схему установки, снятую с натуры. Первые две таблицы обработки результатов экспериментов по измерению скоростей и расходов воздуха точно такие же, как и в первой лабораторной работе. Третья – сводная форма обработки результатов эксперимента – представлена в таблице 1.11.

Таблица 1.11 – Обработка результатов эксперимента

№ опыта	Отсчеты		Величины		Величины		$\Delta H_{0_{2-1}}$ Па	$H_{пт1-ц}$ Па	$H_{птц-2}$ Па	$H_{ц}$ Па	$\zeta_{ц}$	m
	$H_{ст1}$	$H_{ст2}$	$H_{ст1}, \text{Па}$	$H_{ст2}, \text{Па}$	$H_{0_1}, \text{Па}$	$H_{0_2}, \text{Па}$						
1												
2												
3												
4												

Необходимые расчетные формулы выписать из текста методики.

Вопросы для письменного контроля

1. По какому основному признаку классифицируются пылеотделители?
2. Что собой представляет коэффициент пылеотделения?
3. Какие факторы определяют эффективность работы пылеотделителя?
4. Устройство и принцип работы циклона.
5. Что такое оптимальная входная скорость?
6. Как рассчитать аэродинамическое сопротивление циклона?
7. Влияние входной скорости на процесс пылеотделения.
8. Основные типы циклонов, применяемые на зерноперерабатывающих предприятиях. В каком случае применяется тот или иной тип циклона?
9. Подбор циклона к сети.
10. По какому параметру судят о правильном подборе циклона к сети?
11. Устройство фильтра типа РЦИЭ.
12. Почему пылеотделители типа РЦИЭ называются фильтры-циклоны?
13. Регенерация фильтровальной ткани в фильтрах-циклонах типа РЦИ и РЦИЭ.
14. Основные функциональные элементы фильтров-циклонов.
15. Подбор фильтра-циклона к сети.
16. Как рассчитать сопротивление фильтра-циклона?
17. Поясните критерий правильного подбора фильтра-циклона к сети.
18. Схема аэродинамического испытания фильтра-циклона.
19. Определение аэродинамического сопротивления циклона или фильтра-циклона по результатам испытания.
20. Какие показатели работы пылеотделителя определяются по результатам испытания?
21. Как определяется объем воздуха, подсасываемого в процессе работы пылеотделителя?
22. Если $\Delta Q_{н/о}$ превышает нормативный объем подсоса, то что может быть причиной этого?
23. Как увеличится сопротивление циклона, если объем очищаемого воздуха повысить в 1,5 раза?
24. Методика испытания циклона, стоящего на линии всасывания.

1.5.4 Лабораторная работа № 4

Испытание центробежного вентилятора

Цель работы

Практическое освоение основных способов испытания центробежных вентиляторов с построением аэродинамических характеристик по данным испытаний.

Основные теоретические положения

Аэродинамической характеристикой вентилятора называется совокупность зависимостей основных параметров работы вентилятора от объема перемещаемого воздуха, т. е. $H_v = f(Q_v)$; $N_v = f_1(Q_v)$; $\eta_v = f_2(Q_v)$; $H_{ст_v} = f_3(Q_v)$; $\eta_{ст_v} = f_4(Q_v)$. Характеристика дает исчерпывающую картину аэродинамического и энергетического совершенства вентилятора.

С помощью аэродинамических характеристик определяются условия работы вентиляторов в вентиляционных сетях, проводится их подбор к сетям, а так же выясняются возможные неисправности в работе вентилятора и причины их возникновения.

По форме характеристики подразделяются на табличные и графические, причем последние имеют большее распространение. По содержанию различаются следующие характеристики:

- индивидуальная, которая строится для одного номера вентилятора при постоянной частоте вращения рабочего колеса;
- универсальная, которая строится для одного номера вентилятора в различном диапазоне частот вращения рабочего колеса;
- обезличенная (размерная и безразмерная), которая строится для всех вентиляторов данной серии.

Построить с достаточной степенью точности характеристику вентилятора расчетным путем не представляется возможным. Как правило, индивидуальную характеристику получают экспериментальным путем, проводя испытание вентилятора на стенде. Испытание центробежных вентиляторов проводят на следующих экспериментальных стендах:

- в трубе на всасывание;
- в трубе на нагнетание;
- в камере на всасывание;
- в камере на нагнетание.

Одним из наиболее распространенных и простых способов является испытание вентилятора в трубе на всасывание, для чего собирается экспериментальная установка, показанная на рисунке 1.44.

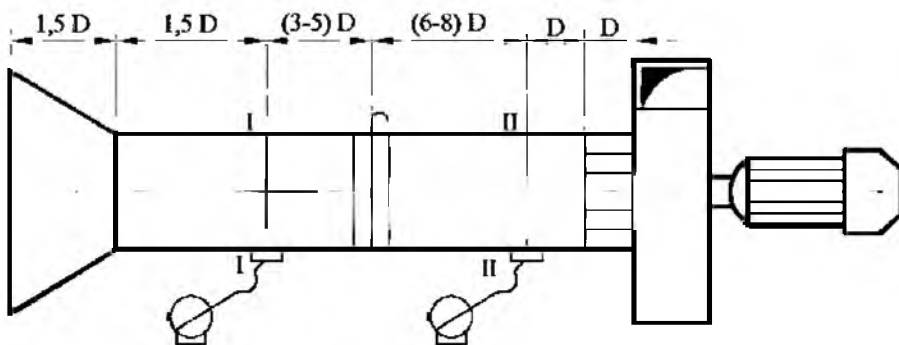


Рисунок 1.44

Экспериментальная установка должна отвечать ряду требований:

- диаметр всасывающего воздухопровода, как правило, принимается равным диаметру всасывающего отверстия вентилятора;
- на входе в вентилятор устанавливается выпрямляющая решетка, устраняющая влияние закручивания воздушного потока на результаты аэродинамических испытаний;
- регулирование объема перемещаемого воздуха осуществляется задвижкой;
- входной коллектор для измерения скорости и расхода воздуха перед испытанием вентилятора необходимо тарировать, чтобы экспериментально определить тарировочные коэффициенты и построить графики тарировки (лабораторная работа № 2);
- в установке применяется прямой индивидуальный электропривод с посадкой рабочего колеса на выходном валу электродвигателя;
- на всасывающем воздухопроводе в двух сечениях располагают приемники статического давления.

Испытание центробежного вентилятора проводят в следующей последовательности:

- устанавливают задвижкой различные значения объема перемещаемого воздуха в диапазоне от нуля до максимума;
- измеряют в сечениях I–I и II–II статические давления $H_{ст1}$ и $H_{ст2}$;
- одновременно с измерением давлений проводят измерения мощности, потребляемой вентилятором;
- по данным измерений рассчитывают все параметры работы вентилятора, необходимые для построения индивидуальной аэродинамической характеристики.

Скорость движения воздуха во всасывающем воздухопроводе V , м/с рассчитывают по выражению

$$V = a \cdot \sqrt{H_{ст1}}, \quad (1.137)$$

где a – тарировочный коэффициент входного коллектора по скорости воздуха.

Значение коэффициента тарирования входного коллектора по скорости «а» принимают по результатам, полученным в лабораторной работе № 2.

Возможно определить скорость воздуха, используя график зависимости $V = f(H_{ст_1})$, полученный по результатам тарирования входного коллектора (лабораторная работа № 2).

Зная скорость движения воздуха, рассчитывают объем перемещаемого воздуха Q_v , м³/с и динамическое давление H_d , Па.

Полное давление, развиваемое вентилятором в сети, H_v , Па рассчитывают по формуле

$$H_v = H_{o_{вс}} + H_{o_{вт}} = \sum H_{пт_{вс}} + \sum H_{пт_{вт}}, \quad (1.138)$$

где $H_{o_{вс}}$ – общее избыточное давление во всасывающей патрубке вентилятора, Па;

$H_{o_{вт}}$ – общее избыточное давление в нагнетательном отверстии вентилятора, Па;

$\sum H_{пт_{вс}}$ – сумма потерь давления на линии всасывания сети, Па;

$\sum H_{пт_{вт}}$ – сумма потерь давления на линии нагнетания, Па.

С другой стороны, полное давление, развиваемое вентилятором, может быть представлено как

$$H_v = H_{ст_v} + H_{d_{вых}}, \quad (1.139)$$

где $H_{ст_v}$ – статическое давление вентилятора, Па;

$H_{d_{вых}}$ – динамическое давление на выходе воздуха из нагнетательного патрубка вентилятора, Па.

Для получения общего давления развиваемого вентилятором на линии всасывания следует рассчитать полное давление в сечении II-II и прибавить к нему потери давления на участке от сечения II-II до всасывающего отверстия вентилятора. Таким образом,

$$H_{o_{вс}} = H_{o_2} + H_{пт_{2-в}} = H_{ст_2} - H_d + R \cdot \ell_{2-в} + \zeta_p \cdot H_d. \quad (1.140)$$

Величину коэффициента потерь давления на единицу длины можно рассчитать аналитически

$$R = 0,013 \cdot \frac{V^{1,75}}{D^{1,25}}. \quad (1.141)$$

Данный коэффициент можно найти графически по номограмме как функцию $R = f(V; D)$. Для выпрямляющей решетки, выполненной из листовой оцинкованной стали с 9 отверстиями, коэффициент сопротивления можно принять как $\zeta_p = 0,1$.

Полное давление вентилятора на нагнетании в данной установке (при отсутствии нагнетательного воздухопровода) очевидно, равно, динамическому давлению на выхлопе

$$H_{ог} = H_{двх} = \frac{\rho \cdot V_{вых}^2}{2}, \quad (1.142)$$

где $V_{вых}$ – скорость воздуха на выходе из нагнетательного патрубка, м/с.

В соответствии с уравнением неразрывности данная скорость может быть найдена, как

$$V_{вых} = \frac{Q}{F_{вых}}, \quad (1.143)$$

где $F_{вых}$ – площадь выходного патрубка вентилятора, м².

Сравнив выражения (1.138) и (1.139) для полного давления вентилятора, можно прийти к выводу, что в данном случае статическое давление вентилятора будет равно

$$H_{стн} = H_{ос} = H_{ст2} - H_{д} + R \cdot \ell_{2-n} + \zeta_p \cdot H_{д}. \quad (1.144)$$

Что касается мощности, потребляемой вентилятором, то для ее измерения, можно применять мотор-весы, дающие наиболее точные показания, либо использовать ваттметр. При измерении активной мощности электродвигателя ваттметром, мощность на валу вентилятора N_v , Вт равна

$$N_v = N_a \cdot \eta_{эд}, \quad (1.145)$$

где N_a – активная мощность двигателя, Вт;

$\eta_{эд}$ – КПД электродвигателя.

Коэффициент полезного действия электродвигателя зависит от полезной нагрузки и определяется по характеристике электродвигателя (рисунок 1.45).

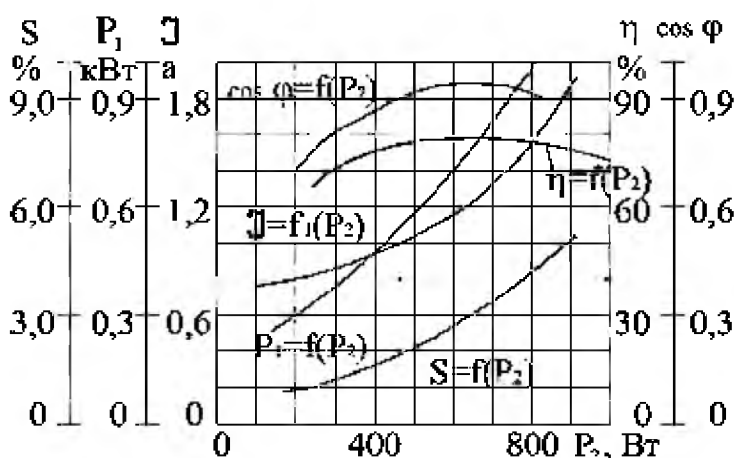


Рисунок 1.45 – Характеристика электродвигателя

Определив мощность на валу вентилятора, рассчитывают полный и статический КПД вентилятора

$$\eta_v = \frac{Q_v \cdot H_v}{1000 \cdot N_v}; \quad (1.146)$$

$$\eta_{стн} = \frac{Q_v \cdot H_{стн}}{1000 \cdot N_v}. \quad (1.147)$$

Испытав вентилятор и построив его индивидуальную характеристику при данной частоте вращения и мощности, можно построить универсальную характеристику вентилятора при различных частотах вращения, применив для пересчета характеристик законы пропорциональности

$$\frac{Q_{в1}}{Q_{в2}} = \frac{n_1}{n_2} \text{ и } \frac{H_{в1}}{H_{в2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \text{ (при этом } \eta_{в} = \text{const}). \quad (1.148, 1.149)$$

Выбирая парные значения $Q_{в}$ и $H_{в}$ из индивидуальной характеристики, соответствующие "целым" значениям $\eta_{в}$ (например, для $\eta_{в} = 0,4; 0,5$) и принимая новые частоты вращения, получают по законам пропорциональности точки универсальной характеристики, соответствующие новым числам оборотов, и соединяют их плавными кривыми $n_{в} = \text{const}$ и $\eta_{в} = \text{const}$ с помощью лекала. Кривые мощности на универсальные характеристики обычно не наносят, чтобы не затруднять чтение графика.

Пользуясь формулами пересчета и индивидуальной или универсальной характеристикой вентилятора, можно получить универсальную характеристику любого другого вентилятора данной серии.

По индивидуальной характеристике получают так же обезличенную безразмерную типовую аэродинамическую характеристику всей серии вентиляторов данного типа.

Можно получить и все остальные виды характеристик, причем на каждой характеристике в правом верхнем углу следует записать величину

$$n_y = 5,3 \cdot \frac{Q_{в}^{0,5}}{H_{в}^{0,75}} \cdot n_{в} \text{ (при } \eta_{в} = \eta_{в\text{max}}), \quad (1.150)$$

где $Q_{в}$ — объем воздуха, перемещаемого вентилятором, $\text{м}^3/\text{с}$;

$H_{в}$ — давление вентилятора, Па;

$n_{в}$ — частота вращения вентилятора, мин^{-1} .

Приборы для выполнения работы

В комплект приборов входят: микроманометр ММН со шлангами — 2, рулетка, барометр, психрометр, термометр.

Порядок выполнения работы

1. Студенты делятся руководителем на подгруппы.
2. Проводятся подготовительные работы по аналогии с лабораторной работой № 1.

3. После проверки и установки приборов докладывают руководителю о готовности и только с его разрешения начинают опыт.

4. Опыт проводится 8÷10 раз, при различных объемах перемещаемого воздуха в диапазоне от нуля до максимума. В каждом опыте в сечениях I—I и II—II фиксируются статические давления. Одновременно с измерением давлений проводят измерения мощности, потребляемой вентилятором.

5 По окончании опытов данные показывают руководителю, рабочее место с его разрешения приводится в порядок. Производится оформление отчета по эксперименту.

Форма отчета по работе

Первые три пункта отчета такие же, как и в предыдущих работах.

4. Схема опыта снимается с натуры.

5. Обработка результатов эксперимента.

Обработку результатов эксперимента удобнее всего провести с помощью трех таблиц 1.12, 1.13, 1.14.

Таблица 1.12 – Исходные данные

№ опыта	Отсчеты		Величины		V, м/с	H _д , Па	R, Па/м	R · ℓ _{2-в} , Па	ζ _р · H, Па	N _а , Вт	η _{эд}	N _в , Вт
	H _{ст1}	H _{ст2}	H _{ст1} , Па	H _{ст2} , Па								
1												
2												
3												
4												
...												
...												
10												

Таблица 1.13 – Сводная таблица результатов

№ опыта	Q, м ³ /с	H _{ст2} , Па	H _д , Па	H _{ств} , Па	H _{двых} , Па	H _в , Па	N _в , кВт	η _в	η _{ств}	n _у
1										
2										
3										
4										
.....										
...										
10										

Таблица 1.14 – Данные для построения универсальной характеристики

η	Q _в , м ³ /с	H _в , Па	n = 1000 мин ⁻¹		n = 2000 мин ⁻¹		n = 2500 мин ⁻¹	
			Q _{в1}	H _{в1}	Q _{в1}	H _{в1}	Q _{в1}	H _{в1}
η _{max}								
η ₁								
η ₂								
η ₃								

Необходимые расчетные формулы выписать в соответствии с текстом методики. По результатам лабораторной работы к отчету следует приложить выполненные в определенном масштабе индивидуальную и универсальную аэро-

динамические характеристики вентилятора. Характеристики лучше всего вычертить на миллиметровой бумаге, обязательно с применением лекала.

Вопросы для письменного контроля

1. Устройство и принцип работы центробежного вентилятора.
2. По каким основным признакам классифицируются вентиляторы?
3. Что можно сказать о форме, профиле и числе лопаток вентилятора?
4. Что такое быстроходность вентилятора? Для чего необходимо знать этот параметр?
5. Действительное и теоретическое давление вентилятора.
6. Полное давление центробежного вентилятора. Турбинное уравнение Л. Эйлера.
7. перечислите основные законы подобия в работе вентиляторов.
8. Законы пропорциональности в работе вентилятора. Их применение при построении характеристик.
9. Понятие об аэродинамической характеристике вентилятора. Основные виды характеристик.
10. Главная характеристика вентилятора. Виды главных характеристик.
11. Как строится индивидуальная характеристика вентилятора?
12. Как строится универсальная характеристика вентилятора?
13. Как по характеристикам вентилятора найти новую частоту вращения для изменения расхода воздуха?
14. Методика испытания вентилятора в трубе на всасывание.
15. Методика испытания вентилятора в камере на всасывание.
16. Определение полного давления вентилятора по результатам испытания центробежного вентилятора.
17. Определение статического давления вентилятора в процессе испытания.
18. Определение скорости движения воздуха и объема перемещаемого вентилятором воздуха по результатам испытания вентилятора.
19. Определение мощности на валу вентилятора, полного и статического КПД вентилятора.
20. Расшифруйте условное обозначение вентилятора ВР-86-77-4.
21. Объясните, почему при изменении положения задвижки изменяется объем перемещаемого в установке воздуха?
22. Объясните, как направление вращения рабочего колеса влияет на работу вентилятора?
23. Общий КПД вентилятора.
24. Что такое исполнение вентилятора? Наиболее часто применяемые виды исполнений вентилятора, их достоинства и недостатки.
25. Основные способы регулировки работы вентилятора (дресселирование, изменение частоты вращения рабочего колеса).

2 ПНЕВМОТРАНСПОРТ

2.1 Общая характеристика пневмотранспортных установок

Пневматический транспорт на зерноперерабатывающих предприятиях используют для внутрицехового и межцехового перемещения зерна, промежуточных продуктов размола и готовой продукции. Различают пневмотранспортные установки всасывающего и нагнетающего типов, различной протяженности, работающие при низких и высоких концентрациях аэросмеси. Эти различия определяют разнообразие схем установок, виды оборудования и методы расчета.

Широкое применение пневмотранспортных систем и установок в агропромышленном комплексе обусловлено рядом преимуществ пневматических устройств перед другими видами транспортного оборудования. Пневмотранспортные установки обеспечивают возможность перемещения сыпучих материалов по сложной траектории, забор материала из различных средств доставки и труднодоступных мест, выдачу его в различных точках, надежную защиту от атмосферных воздействий и необходимые санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала. Пневмотранспортные установки требуют относительно малых площадей для оборудования и трубопроводов, отличаются простотой эксплуатации, легкостью управления, возможностью автоматизации процессов транспортирования и использования дистанционного управления.

И хотя в сравнении с механическим транспортом, пневмотранспортные установки имеют повышенный расход энергии, этот недостаток стараются уменьшить повышением точности расчетов, рациональным проектированием, выбором оборудования и повышением его эксплуатационной надежности.

Процесс пневмотранспортирования сыпучих материалов зависит от концентрации частиц транспортируемого материала в аэросмеси. Различают массовую и объемную концентрации, а также действительную массовую концентрацию. Массовой концентрацией μ , (кг/кг) называется отношение массового расхода материала к массовому расходу воздуха, поступающего в установку в единицу времени. Ее определяют как отношение производительности установки, G_M , (кг/ч) к расходу воздуха G_B , (кг/ч), равному произведению объемного расхода воздуха, $m^3/\text{ч}$, на его плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Действительная массовая концентрация μ_d представляет собой отношение массового количества материала к массовому количеству воздуха, которые в процессе транспортирования находятся в некотором ограниченном участке материалопровода.

Величина μ отличается от действительной массовой концентрации μ_d , так как частицы материала и воздух движутся с различными скоростями, причем по длине материалопровода происходит изменение скорости воздушного потока, давления и объема воздуха. Массовая концентрация μ – величина постоянная, а действительная μ_d – переменная, зависящая от скорости воздушного потока и скорости частиц материала на данном участке материалопровода. Дейст-

вительная массовая концентрация является одной из основных величин, определяющих потери давления в материалопроводе.

Объемная концентрация представляет собой отношение объема частиц транспортируемого материала к объему воздуха, поступающего в материалопровод в единицу времени.

Величина массовых концентраций μ , при которых работают пневмотранспортные установки, колеблется в пределах от $0,2 \div 0,5$ до 100 кг/кг и более. Концентрация менее чем 10 кг/кг наиболее часто встречается в практике. Если при этом протяженность материалопровода не превышает 30 м, тогда потери давления в пневмотранспортной установке находятся в пределе до 15 кПа, и, следовательно, в качестве воздуходувной машины можно применить вентилятор высокого давления.

Пневмотранспортные установки, работающие при концентрациях более чем 10 кг/кг, оснащают турбовоздуходувками, ротационными воздуходувками или компрессорами. Для этих установок характерны малые диаметры материалопроводов, сравнительно небольшие расходы воздуха, простой способ разделения аэросмеси, а в некоторых случаях такие установки отличаются меньшим удельным расходом электроэнергии на единицу транспортируемого материала.

Удельное объемное содержание твердых частиц в аэросмеси не может быть больше, чем удельное объемное содержание тех же твердых частиц в насыпи. Следовательно, верхним пределом массовой концентрации теоретически является концентрация, полученная, если удельное объемное содержание твердых частиц в аэросмеси σ близко к удельному содержанию твердых частиц в насыпи σ_H . Максимальное значение σ составляет 90–95 % от σ_H . Это наблюдается в пневмотранспортных установках с камерными питателями, причем лишь в начале материалопровода.

Существует несколько режимов пневмотранспорта при высокой концентрации аэросмеси: транспорт во взвешенном состоянии с подстилающим слоем в горизонтальных материалопроводах, перемещение в поршневом режиме, транспорт сплошным потоком.

Пневматический транспорт при высоких концентрациях в режиме взвешенного состояния частиц с подстилающим слоем характеризуется относительно большой производительностью и невысоким расходом воздуха. Его используют как для внутрицехового, так и междехового перемещения муки, отрубей, рассыпных комбикормов и их компонентов.

Пневматический транспорт при низких концентрациях материала характеризуется высокими скоростями воздуха (18–25 м/с и более), значительно превышающими величины скорости витания частиц транспортируемого материала.

2.2 Классификация пневмотранспортных установок

В зависимости от того, находится ли материалопровод, отделитель и фильтр под разрежением или избыточным давлением, установку соответственно называют всасывающей или нагнетающей. На рисунке 2.1 приведена классификация пневмотранспортных установок зерноперерабатывающих предприятий.



Рисунок 2.1 – Классификация пневмотранспортных установок

По числу материалопроводов различают установки простые (с одним материалопроводом) и сложные. Все эти пневмоустановки могут быть с вертикальными и горизонтальными материалопроводами, с замкнутым и разомкнутым циклом воздуха.

У всасывающих установок узлы приема продукта проще и не требуют герметизации, воздухоудвная машина может быть расположена и вдали от самой установки, однако требуется тщательная герметизация отделителей и пылеотделителей. У нагнетательных установок воздухоудвная машина размещается непосредственно у места приема продукта, которое должно быть тщательно загерметизировано, в то же время к герметизации пылевыводящих отверстий разгрузителей и пылеотделителей применяют менее жесткие требования.

Для всасывающих систем пневмотранспорта характерна ограниченная разность давлений между атмосферным и давлением во всасывающем отверстии воздухоудвной машины. Воздухоудвные машины всасывающих установок рассчитаны на создание максимального разрежения от 50 до 95 кПа, т. е. потери давления во всей установке не могут быть больше указанной величины, что ограничивает дальность транспортирования аэросмеси и ее концентрацию; чем выше концентрация аэросмеси, тем меньше должна быть протяженность материалопровода.

К недостаткам таких установок относят сложность герметизирующих устройств для непрерывного вывода материала из отделителей и фильтров. Достоинство их – простота конструкции приемных устройств, которые могут быть выполнены в виде открытой воронки.

Отличительная особенность нагнетающих пневмотранспортных установок в неограниченной величине избыточного давления, развиваемого воздуходувной машиной, поэтому такие установки применяют для перемещения сыпучего материала на большие расстояния (до 500 м и более) при высоких концентрациях аэросмеси, благодаря чему достигается компактность и экономичность установок.

Нагнетающие пневмотранспортные установки снабжены простыми отделителями, не требующими специальных выпускных устройств. Основной недостаток нагнетающих систем заключается в трудности загрузки транспортируемого материала в материалопровод.

Комбинированные всасывающие-нагнетающие пневмотранспортные установки сочетают особенности обеих систем. Их применяют при необходимости забора сыпучего материала из насыпи и перемещения его на большие расстояния.

В зерноочистительных и размольных отделениях мукомольных заводов применяют, в основном, разветвленные всасывающие пневмотранспортные установки. Они характеризуются большим числом вертикальных материалопроводов, низкой концентрацией аэросмеси (не более 5 кг материала на 1 кг воздуха, что примерно составляет порядка 4 кг материала на 1 м³ воздуха), высокими скоростями перемещения продукта при потерях давления до 15 кПа. В таких установках используют центробежные воздуходувные машины.

В подготовительных отделениях мукомольных заводов на комплектном оборудовании для перемещения зерна применяют нагнетающие пневмотранспортные установки с одним материалопроводом и индивидуальной ротационной воздуходувной машиной. Особенность таких установок в повышенной концентрации аэросмеси по сравнению с всасывающими разветвленными установками.

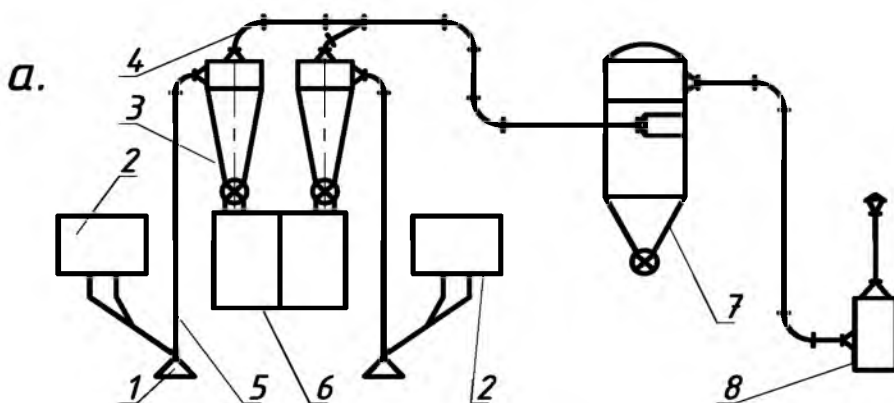
Для межцехового перемещения продуктов на зерноперерабатывающих предприятиях используют всасывающие и нагнетающие пневмотранспортные установки, работающие при низких и высоких концентрациях аэросмеси. Эти установки имеют один материалопровод с индивидуальной воздуходувной машиной. В установках всасывающего типа в качестве воздуходувных машин применяют центробежные вентиляторы высокого давления и одно- или многоступенчатые турбовоздуходувки. Нагнетающие межцеховые пневмотранспортные установки характеризуются высокими концентрациями аэросмеси, относительно низкими скоростями воздуха и материалопроводами небольших диаметров. Малые расходы воздуха обуславливают упрощенную систему его очистки. В этих установках потери давления могут превышать 100 кПа, поэтому воздуходувными машинами в них служат ротационные или винтовые воздуходувки и поршневые компрессоры.

Автомуковозы и вагоны-муковозы разгружают при помощи нагнетающих пневмотранспортных установок с высокой концентрацией аэросмеси. Загрузка материала в трубопровод таких установок производится без применения какого-либо механического питающего устройства. При выгрузке зерна из железнодорожных вагонов и судов применяют всасывающие или комбинированные пневмотранспортные установки. Они бывают стационарными и передвижными, концентрация аэросмеси в них может достигать 30 кг/кг, в качестве воздухоудвухных машин используют ротационные воздухоудвухки или многоступенчатые турбокомпрессоры.

2.3 Устройство пневмотранспортных установок

2.3.1 Всасывающая разветвленная пневмотранспортная установка

Схема всасывающей разветвленной пневмотранспортной установки представлена на рисунке 2.2. Установка работает при низких концентрациях аэросмеси. Транспортирующий воздух всасывается в приемное устройство 1, в которое также поступает поток сыпучего материала из-под вальцовых станков 2, дробилок, рассевов или самотечных труб. В приемниках частицы материала смешиваются с потоком воздуха и затем перемещаются им по материалопроводам 5 в отделители 3. Здесь происходит отделение основной массы сыпучего материала от транспортирующего воздуха. Очистку от мелких и легких частиц транспортирующий воздух проходит в рукавном тканевом фильтре 7. Затем, пройдя через воздухоудвухную машину 8, воздух удаляется в атмосферу. Все элементы пневмотранспортной установки, расположенные по направлению движения воздуха после отделителей, соединены между собой воздухоудвухами. Для вывода материала из отделителей предназначены шлюзовые затворы барабанного типа.

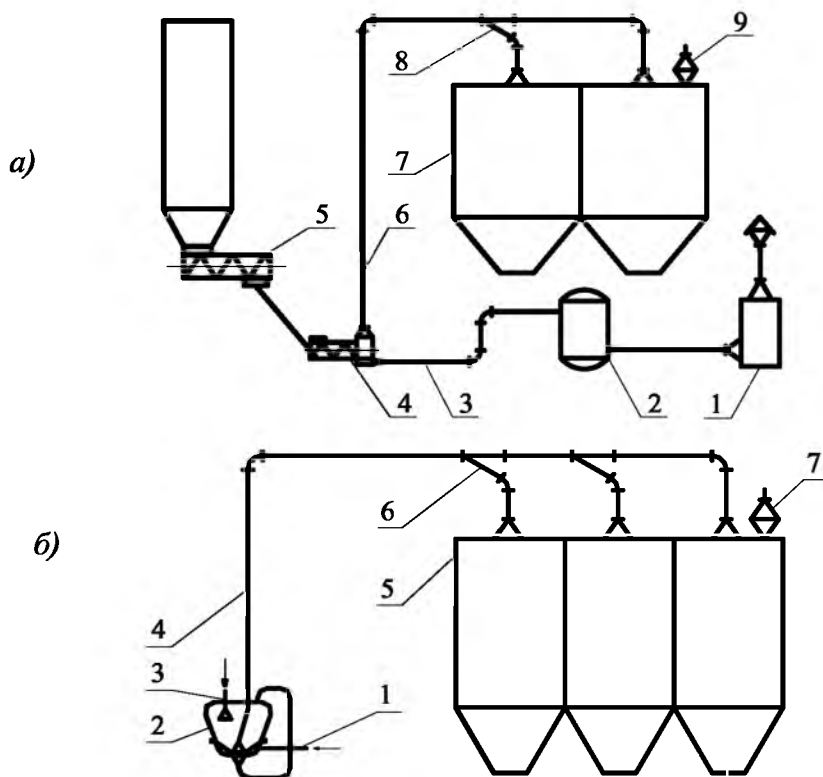


- 1 – приемное устройство; 2 – вальцовый станок; 3 – отседелитель; 4 – воздухоудвух;
5 – материалопровод; 6 – рассев; 7 – фильтр; 8 – воздухоудвухная машина

Рисунок 2.2 – Всасывающая разветвленная пневмоустановка

2.3.2 Нагнетающая пневмотранспортная установка

Нагнетающие пневмотранспортные установки предназначены для перемещения муки, комбикормов и других продуктов с большой концентрацией аэросмеси. В зависимости от протяженности трассы и величины концентрации аэросмеси требуется различное рабочее давление воздуха, что определяет выбор питателя и воздуходувной машины. При рабочем давлении менее 130 кПа используют шлюзовые или винтовые питатели и ротационные воздуходувки или поршневые компрессоры. При давлении более 130 кПа установка включает камерный питатель и поршневой компрессор. В отдельных случаях возможны и другие комбинации.



- а) с винтовым питателем: 1 – воздуходувная машина; 2 – воздухосборник;
3 – воздуховод; 4 – питатель; 5 – шнек-дозатор; 6 – материалопровод; 7 – силос;
8 – переключатель; 9 – фильтр;
- б) с камерным питателем: 1 – магистраль; 2 – питатель; 3 – загрузочное устройство;
4 – материалопровод; 5 – силос; 6 – переключатель; 7 – фильтр

Рисунок 2.3 – Нагнетающая пневмоустановка

Действует установка следующим образом (рисунок 2.3, а). Транспортируемый материал из шнека-дозатора 5 поступает по самотеку в винтовой питатель 4. Одновременно в питатель поступает по воздуховоду 3 сжатый воздух из воздухосборника 2 воздуходувной машины 1. Образовавшаяся в питателе аэросмесь поступает в материалопровод 6 и далее перемещается к месту разгрузки. Материалопроводы могут быть снабжены многопозиционными переключате-

лями 8, при помощи которых транспортируемый материал направляют в любой бункер или силос 7. Отработавший воздух после очистки в рукавном фильтре 9 удаляется в атмосферу.

Установка с камерным питателем (рисунок 2.3, б) работает следующим образом. Транспортируемый материал загружается в камеру питателя 2 через устройство 3. После заполнения камеры до определенного уровня загрузочное отверстие плотно закрывается и начинается подача в полость камеры сжатого воздуха. Как только давление достигнет необходимой величины, открывается запорное устройство и аэрированный материал выдавливается сжатым воздухом в материалопровод 4, по которому транспортируется к разгрузителю. Подача воздуха в опорожненную камеру прекращается, открывается загрузочное отверстие, и цикл действия питателя повторяется. Многопозиционный переключатель 6 позволяет направлять материал в любой силос 5. Очищенный в фильтре 7 воздух удаляется в атмосферу. Процесс транспортирования в установке с камерным питателем проходит при высоком рабочем давлении воздуха, что дает возможность перемещать материал на большие расстояния при высокой концентрации материала в аэромсмеси.

2.4 Основное оборудование пневмотранспортных установок

Вне зависимости от назначения всякая пневмоустановка имеет в своем составе устройства: для загрузки продукта – приемники во всасывающих установках, питатели – в нагнетающих; транспортирующие продукт – материалопроводы (вертикальные – «стояки»), отделяющие продукт – отделители (разгрузители), герметизирующие запорные устройства – шлюзовые затворы или клапаны, воздуходувные машины – вентиляторы или воздуходувки, устройства для очистки воздуха от пыли – пылеотделители, трубы вентиляционной части пневмосети – сборные воздуховоды. Кроме того, в состав некоторых пневмосетей входят устройства для воздушной сепарации продукта – пневмосепараторы.

Материалопроводы изготавливаются из стальных бесшовных труб при толщине стенки не менее 1,5 мм. Для облегчения веса материалопроводы больших диаметров (150 мм и более) часто выполняют сварными из листовой стали или оцинкованной жести. Отводы изгибают радиусом от 5 до 6 диаметров трубы или сваривают из большого числа элементов. Малые радиусы вызывают частые завалы, а большие – загромождают производственные помещения.

2.4.1 Приемные устройства всасывающих пневмотранспортных установок

Приемные устройства (приемники) всасывающих пневмотранспортных установок предназначены для образования смеси сыпучего материала с транспортирующим воздухом и направления ее в материалопровод, находящийся под разрежением. Приемные устройства должны отвечать следующим требованиям:

- обеспечение равномерной и непрерывной подачи материала в трубопровод с заданной производительностью;
- простота устройства и, возможно, минимальные габариты;
- минимальная величина аэродинамического сопротивления;
- надежность в эксплуатации и удобство обслуживания в периоды ликвидации завалов (закупорки материалопроводов).

Воздух в приемники может поступать через технологическую машину одновременно с материалом, аспирируя ее, и через специально предусмотренные отверстия или каналы.

В зависимости от пространственного расположения материалопровода (вертикального или горизонтального) и условий поступления материала используют приемники различного типа. Выбор типа обусловлен видом оборудования, из которого поступает транспортируемый материал, физическими свойствами материала (размер частиц, объемная плотность и др.) и типом воздухоудвнющей машины.

Вертикальные приемники ОТИ применяются преимущественно для загрузки зерна в вертикальные и наклонные материалопроводы. Для вертикального приема мучнистых и других мелких продуктов применяется серийно изготавливаемый приемник ВНИИЗ типа «сопло». Для горизонтального и наклонного приема служат горизонтальные приемники типа «Тройник». Имеются также приемники, встроенные в технологическое оборудование – вальцовые станки, наждачные обойки и т. п. Для забора продукта из насыпи служат сопла, а для загрузки продукта в нагнетательные линии – шахтные приемники, шлюзовые затворы и инжекторы, винтовые питатели.

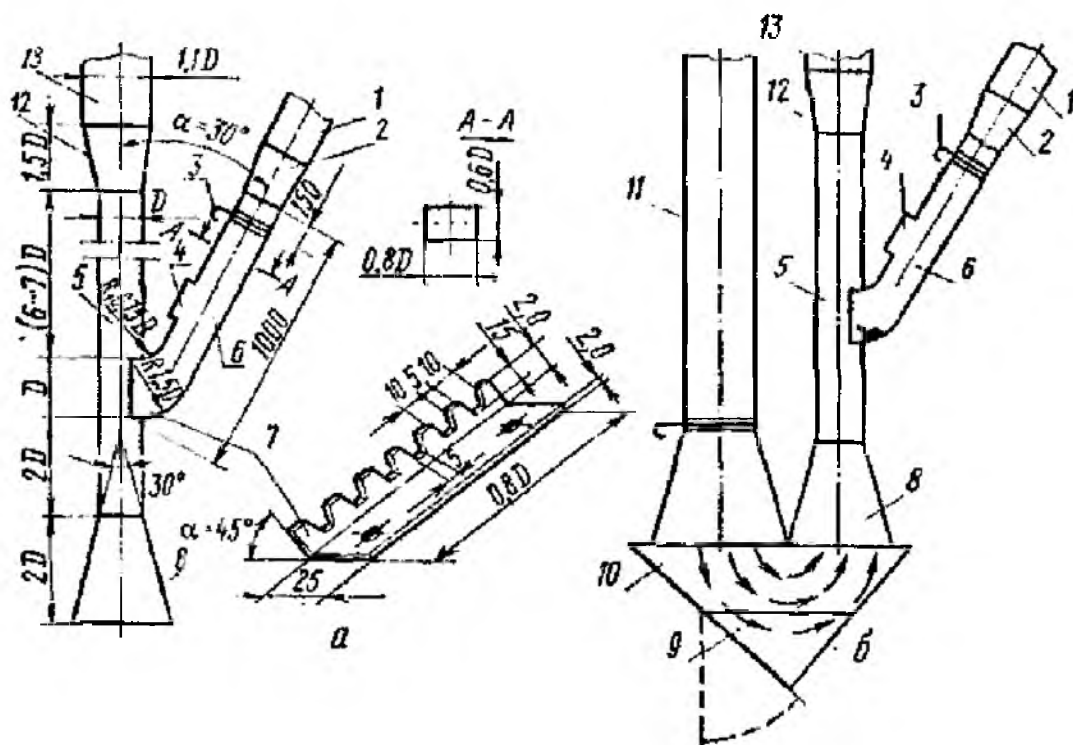
2.4.1.1 Приемники для вертикальных материалопроводов

Вертикальный приемник конструкции ОТИ. Это простейший приемник с открытым притоком воздуха (рисунок 2.4, а).

Транспортируемый материал по трубе 1 поступает в приемник, имеющий на участке 6 прямоугольное сечение, а на входе в трубопровод 5 – закругление. Там же установлена гребенка 7, которая облегчает поворот материала в направлении потока воздуха. При помощи задвижки 3 регулируют количество поступающего материала и воздуха. Чем меньше воздуха поступает вместе с материалом, тем надежнее действует приемник. Основной поток воздуха поступает в приемник снизу через конфузор 8. Для нормального притока воздуха приемник следует располагать не ниже 200 мм от пола.

Приемник ОТИ изготавливают из листовой стали толщиной 1 ÷ 1,5 мм. Он имеет небольшое аэродинамическое сопротивление, не сложен по конструкции и прост в обслуживании. Недостаток приемника в малом расходе воздуха, отсасываемого от оборудования, из которого поступает транспортируемый материал. Приемник ОТИ обычно устанавливают в зерноочистительных отделениях мукомольных заводов.

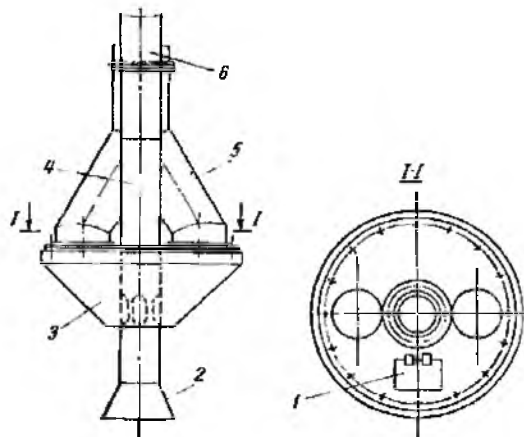
Приемник типа ОТИ с конической коробкой позволяет повысить расход воздуха, отсасываемого от оборудования (рисунок 2.4, б). Конфузор 8 устанавливается на конической коробке из листовой стали, к которой подведен воздуховод от технологической машины. В результате в машине поддерживается разрежение, достаточное для предотвращения выделения пыли в производственное помещение.



а – открытого типа; б – с устройством для создания разрежения в технологическом оборудовании; 1 – самотечная труба; 2 – переход; 3 – задвижка; 4 – лючок; 5 – вертикальный трубопровод; 6 – приемник; 7 – гребенка; 8 – конфузор; 9 – клапан; 10 – коническая коробка; 11 – воздуховод; 12 – диффузор; 13 – материалопровод

Рисунок 2.4 – Вертикальный приемник конструкции ОТИ

Приемник типа ПТО. Используется в подготовительных отделениях мукомольных заводов для вертикальных материалопроводов. Он представляет собой вертикальную трубу 4 (рисунок 2.5) с концентрически закрепленной на ней приемной коробкой 3 конической формы. На участке трубы, находящейся в нижней части коробки, расположены продолговатые отверстия шириной 30–50 мм, через которые поступает зерно в вертикальную трубу. Сверху коробки закреплены самотечные трубы 5. Для притока дополнительного воздуха и обслуживания приемника предусмотрен люк 1. Снизу вертикальная труба приемника имеет конфузор 2 для входа воздуха.



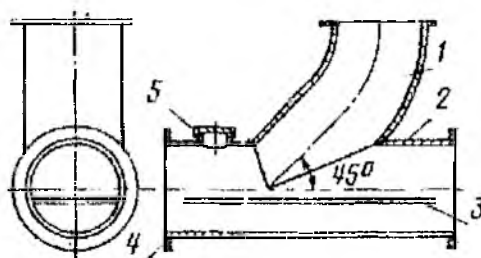
1 – люк; 2 – конфузор; 3 – приемная коробка; 4 – труба;
5 – самотечная труба; 6 – материалопровод

Рисунок 2.5 – Приемник типа ПТО

2.4.1.2 Приемники для горизонтальных материалопроводов

Приемник типа «тройник» конструкции ЦНИИПромзернопроект. Это – простейший приемник для подачи материала в горизонтальные участки материалопроводов. Он представляет собой горизонтальный участок трубы 2 (рисунок 2.6), разделенный перегородкой 3 на две части. К верхней части прикреплен под углом 45° приемный патрубок 1. Один конец горизонтальной трубы приемника соединен фланцем 4 с материалопроводом, а через второй, открытый, поступает транспортирующий воздух. На случай завала предусмотрен продувочный патрубок 5 с крышкой.

Материал через приемный патрубок поступает на перегородку, где смешивается с потоком воздуха и направляется в материалопровод. Канал приемника под перегородкой предотвращает закупорку материалопровода. Размеры приемника зависят от диаметра материалопровода и вида материала, характеризуемого углом естественного откоса. Достоинство приемника в простоте конструкции, малом аэродинамическом сопротивлении и небольших габаритах, а недостаток – в необходимости поддержания относительно высокой величины скорости воздуха.



1 – приемный патрубок; 2 – труба; 3 – перегородка; 4 – фланец;
5 – продувочный патрубок

Рисунок 2.6 – Приемник типа «тройник»

Приемник типа У2-БПЭ. Это вариант приемника типа «тройник». Применяют его во всасывающих установках пневматического транспорта продуктов размол на мукомольных заводах с комплектным оборудованием. Приемник представляет собой горизонтальный отрезок трубы (рисунок 2.7) с вырезанным в средней части прямоугольным окном, в которое вварен патрубок из листовой стали. Горизонтальная труба приемника снабжена на одном конце фланцем для соединения с машиной ударно-истирающего действия - энтолейтором РЗ-БЭР, а другим концом она соединяется с материалопроводом при помощи резиновой манжеты. Транспортируемый материал поступает в приемник частично из вальцового станка через верхнее отверстие и через торцевое отверстие из энтолейтора, где он проходит дополнительную обработку после вальцового станка. Транспортирующий воздух поступает в приемник из вальцового станка вместе с продуктом.

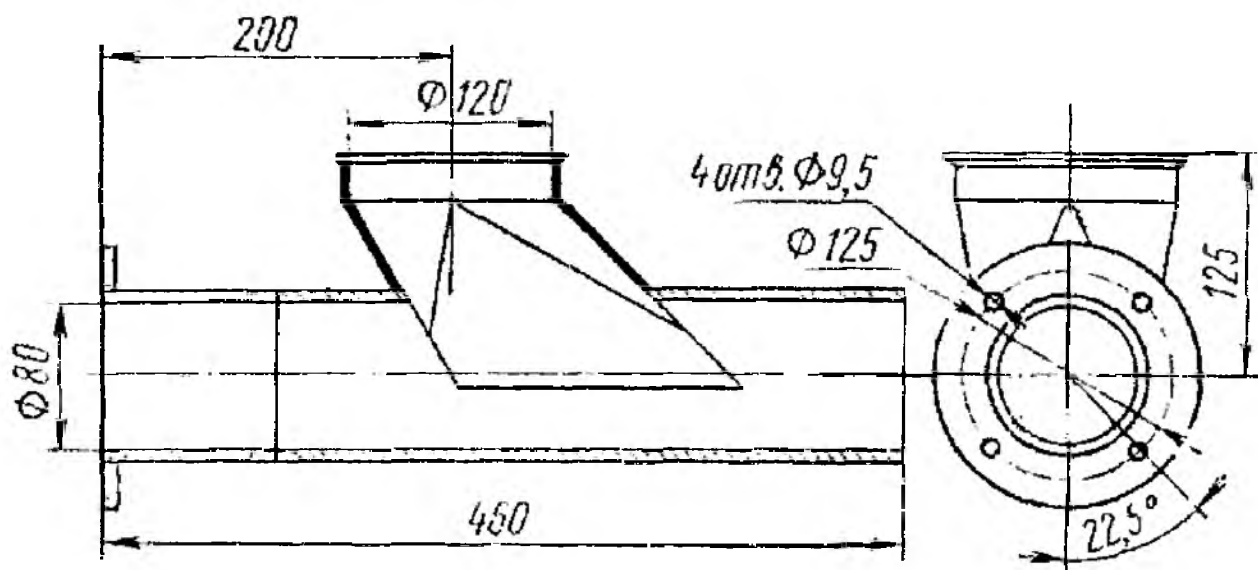


Рисунок 2.7 – Приемник типа У2-БПЭ для материалопроводов всасывающего пневмотранспорта

Приемник У2-БПЭ изготавливают пяти типоразмеров в зависимости от диаметра материалопровода. Высота, общая длина и длина входной части у всех типоразмеров одинаковы.

Приемник типа У2-БПО. Применяют его в мукомольных заводах на комплектном оборудовании, где все материалопроводы всасывающих пневмотранспортных установок имеют горизонтальные начальные участки. Выполнен приемник в виде отвода с углом поворота 90 ° (рисунок 2.8).

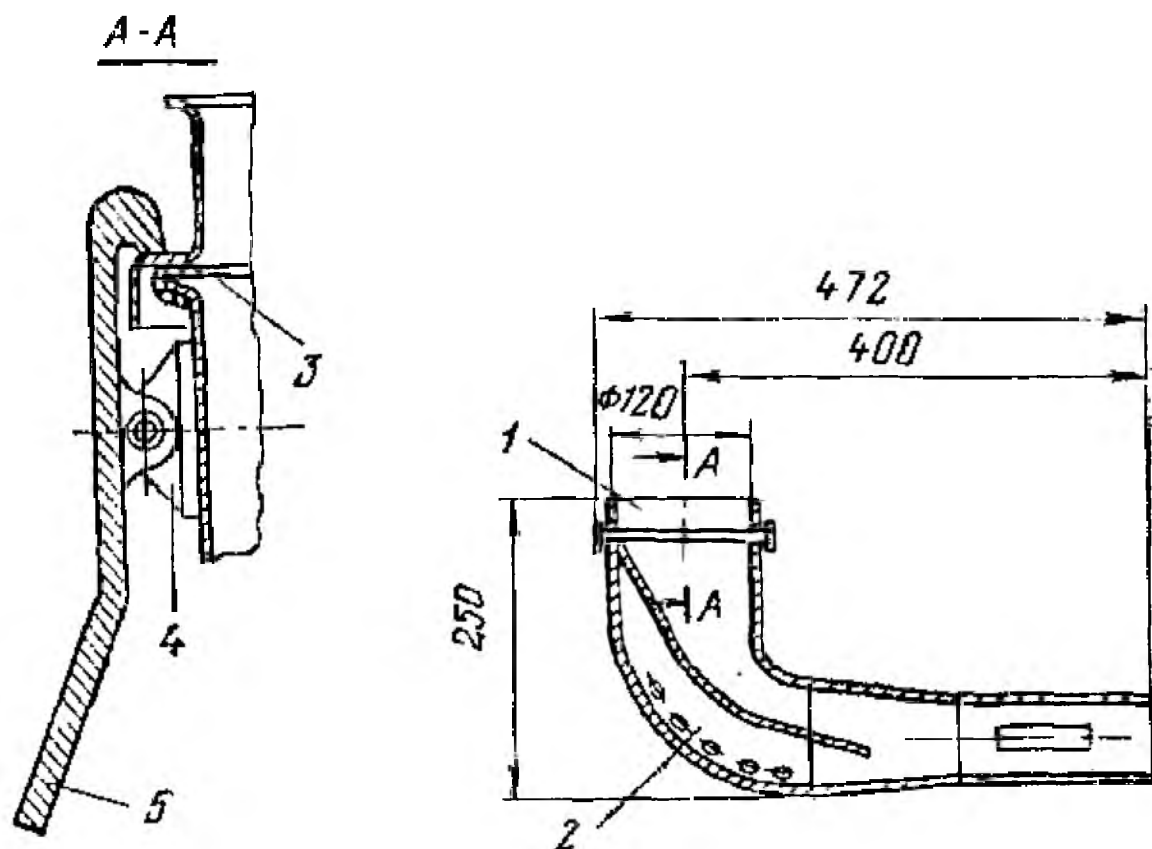
Отвод 2 – основной элемент конструкции приемников. Его сваривают из листовой стали толщиной 1 ÷ 2 мм. Внизу к отводу через переходной патрубок приварен отрезок трубы, который соединяется с материалопроводом равного диаметра металлическим хомутом с защелкой. Внутри отвода при-

паяна продольная перегородка, разделяющая его на две части. Верхняя плоскость перегородки луженая. В стенке отвода под перегородкой просверлены два ряда отверстий для дополнительного воздуха. Подачу воздуха можно регулировать установкой пластмассовых пробок в отверстия отвода.

Патрубок 1 диаметром 120 мм внизу имеет отбортовку в виде фальца, куда вставляется кромка отвода и за которую удерживаются скобы двух защелок 5, установленных шарнирно на хомуте с проушиной 4. Защелки снабжены пружинами, облегчающими их открытие. Для уплотнения соединения на кромку отвода надето резиновое кольцо 3.

В зависимости от величины диаметра выходной трубы различают две группы приемников типа У2-БПО (У2-БПО7 и У2-БПО12).

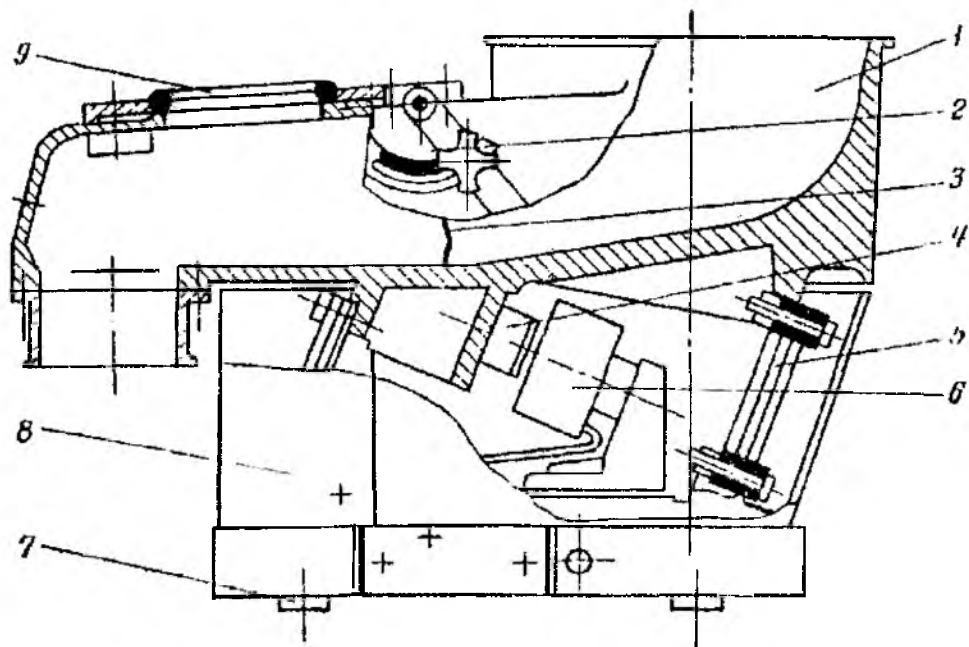
Всасывающий приемник обеспечивает нормальную работу пневмотранспортных установок при равномерном поступлении материала в пределах расчетного количества.



1 – приемный патрубок; 2 – отвод; 3 – резиновое кольцо;
4 – хомут с проушиной; 5 – защелка

Рисунок 2.8 – Приемник типа У2-БПО

В мукомольных заводах на комплектном оборудовании для равномерной подачи мучной пыли из рукавов фильтра и других трудносыпучих продуктов в приемники пневмотранспортных установок применяют лотковый вибропитатель типа У1-БВР (рисунок 2.9).



1 – вибrolоток; 2 – фиксатор; 3 – клапан; 4 – электромагнит; 5 – пружина; 6 – катушка электромагнита; 7 – амортизатор; 8 – основание; 9 – крышка

Рисунок 2.9 – Вибролотковый питатель

Он состоит из основания 8, установленного на резиновых амортизаторах 7, и лотка 1 с наклонным днищем. Лоток соединен с основанием четырьмя наклонными пластинчатыми пружинами 5. На днище вибропитателя укреплен сердечник электромагнита 4, а его катушка 6 – на основании лотка. На катушку подается через блок управления переменный электрический ток напряжением 220 В и частотой 50 Гц.

Для регулирования поступления материала в приемник пневмотранспортной установки питатель снабжен клапаном 3, положением которого управляют при помощи рычага с секторным фиксатором 2. Наблюдают за работой лотка через крышку 9. Вибропитатель устанавливают под бункером емкостью $0,1 \div 0,15 \text{ м}^3$. Вибропитатели изготавливают трех типоразмеров.

2.4.2 Питатели

Питатели предназначены для подачи транспортируемого материала в материалопроводы нагнетающих пневмотранспортных установок. Общие требования для питателей следующие:

- равномерность и непрерывность подачи транспортируемого материала в материалопровод с требуемой производительностью;
- минимум утечки воздуха из материалопровода через питатель в атмосферу;
- простота устройства;
- надежность в эксплуатации;

- минимальный удельный расход энергии на привод;
- минимальные габариты.

Разработаны и применяются три типа питателей: винтовые, шлюзовые и камерные. Кроме того, используют комбинированные питатели. Выбор питателя обусловлен физическими свойствами транспортируемого материала (размеры частиц, абразивность частиц и др.), величиной избыточного давления в питателе, типом и параметрами работы применяемой воздуходувной машины (компрессор или ротационная воздуходувная машина), производственной площадью для установки питателя, необходимостью (возможностью) непрерывного или периодического транспортирования и т. д.

Винтовые питатели

Винтовые питатели применяют для транспортирования муки на мельницах, хлебозаводах и других пищевых предприятиях. Они обеспечивают непрерывную и равномерную подачу транспортируемого материала, хорошую герметизацию, просты и надежны в эксплуатации. Недостаток их в большом удельном расходе энергии на привод. Серийно выпускаемые типоразмеры питателей отличаются диаметром винта и соответственно другими размерами.

Применяют два способа подачи воздуха: рассеянную, через пористую перегородку и струйную, через сопла. На предприятиях по переработке зерна применяют питатели с рассеянным способом подачи воздуха.

Транспортируемый материал поступает в кожух и перемещается винтом в направлении аэрокамеры. Вследствие переменного шага витков происходит уплотнение материала в полости кожуха. На участке кожуха, не занятом винтом, материал образует пробку, которая выдавливается в аэрокамеру. Сжатый воздух поступает в нижнюю часть аэрокамеры, проходит через пористую перегородку в ее верхнюю часть и приводит находящийся здесь сыпучий материал в псевдоожиженное (аэрированное) состояние. Этому способствует поступление воздуха в материал в виде тонких струй, полученных при прохождении его через поры бельтинга. Винт выдавливает образовавшуюся в верхней части камеры аэросмесь в материалопровод. Герметизация питателя достигается благодаря быстрому вращению винта, уплотнению материала в напорных витках винта и наличию пробки.

Основными показателями, определяющими работу винтового питателя, являются производительность, величина потери сжатого воздуха (утечка), мощность электродвигателя привода, или удельный расход энергии на привод, и аэродинамическое сопротивление. Эти показатели зависят от величины давления в аэрокамере, частоты вращения винта, а также от диаметра винта, числа и шага витков, величины зазора между винтом и кожухом, длины пробки, размеров аэрокамеры.

Винтовой питатель подает материал в аэрокамеру с давлением воздуха больше атмосферного. Винт и транспортируемый материал находятся под воздействием избыточного давления воздуха, вследствие чего происходит относительное перемещение.

Шлюзовые питатели

Шлюзовые питатели применяют как в установках пневмотранспорта, работающих при малых концентрациях аэросмеси с сопротивлением до 30 кПа, так и в установках, работающих при высоких концентрациях аэросмеси с сопротивлением до 130 кПа. Питатели рекомендуется использовать для подачи пшеничной и ржаной муки всех сортов, а также других неабразивных порошковых продуктов. Шлюзовые питатели сравнительно просты по конструкции, небольшие по габариту и массе, не требуют большого расхода энергии на привод. Главный недостаток питателей – это повышенная точность изготовления корпуса и ротора.

Принципиально шлюзовые питатели представляют собой горизонтальный цилиндр, сверху которого расположен патрубок для поступления транспортируемого материала. В некоторых конструкциях снизу корпуса питателей предусмотрен желоб, где образуется аэросмесь и из которого она выводится в материалопровод, соединенный с ним. По торцам корпус снабжен фланцами для боковых крышек, которые одновременно являются и ребрами жесткости.

К боковым крышкам подведены патрубки для сжатого воздуха или выпуска аэросмеси. Через центральные отверстия крышек проходит вал ротора питателя. В крышках помещены подшипник и уплотнительное устройство. В торцах питателя для герметизации мест сопряжения боковых крышек с корпусом профрезерована по всему периметру канавка, куда уложен резиновый шнур. При затяжке болтами боковых крышек резиновый шнур плотно прилегает к посадочной плоскости.

2.4.3 Разгрузители и пылеотделители

Разгрузители (отделители) предназначены для отделения транспортируемого материала от потока воздуха в местах его доставки. Разгрузителями пневмотранспортных установок на зерноперерабатывающих предприятиях чаще всего служат циклоны. В зерноочистительных отделениях мукомольных заводов используют и пневмосепараторы различных конструкций.

Отделители (разгрузители) условно подразделяются на объемные, центробежные и инерционные. Объемные отделители – это различного рода осадочные камеры. Они применяются довольно редко ввиду их громоздкости и низкой эффективности. Основные размеры объемных разгрузителей получают конструктивно, исходя из скорости воздуха в наиболее широком сечении около $0,2 \div 0,8$ м/с в зависимости от вида продукта. Объемные отделители применяют, когда нежелательно дробление продукта. Чаще всего в качестве разгрузителей применяют циклоны типа ЦРк – для отделения крупных продуктов, типа ЦР, УЦ и У2-БЦР – для отделения продуктов размола зерна. Для уменьшения высоты сети вместо отводов

на отделители часто ставят улитки того же вращения, что и отделители, под отделителями устанавливают смотровые стекла.

В качестве пылеотделителей в пневмоустановках преимущественно применяются циклоны и всасывающие рукавные фильтры типа РЦИ и РЦИЭ. Среди циклонов более высокий коэффициент пылеотделения, особенно на тонкой (мучной) пыли, имеют циклоны УЦ-38, обладающие почти в 1,5 раза большими габаритами и почти вдвое большим сопротивлением.

Для увеличения пропускной способности одиночные циклоны соединяются параллельно в батареи по 2÷10 штук. Выпускаются промышленностью циклоны в виде батарей по 4 штуки – 4БЦШ, а циклоны УЦ-38 – в виде батарей по 3, 4, 5, 6, 8 и 10 штук. Уменьшение габаритов батарей УЦ-38 может быть достигнуто за счет установки общей сборной коробки на выхлопных трубах циклонов, как и у батарей 4БЦШ. Форма такой коробки в известной мере произвольна и дает возможность вывести выхлоп в любую сторону, вверх и даже вниз.

Достоинствами циклонов является простота конструкции и принципа действия. Недостатком – небольшая степень очистки и отделение только тонкодисперсных материалов, поэтому при необходимости более «тонкой» очистки в сетях пневмотранспорта взамен циклонов применяются всасывающие высоковакуумные фильтры типа РЦИ и РЦИЭ.

2.4.5 Воздуходувные машины

Для создания в пневмотранспортной системе перепада давления, обеспечивающего движение в ней воздушного потока с определенными параметрами, применяют воздуходувную машину. Это основной элемент пневмотранспортной системы, работа которого определяет надежность работы всей установки. К воздуходувным машинам предъявляют следующие требования: высокая производительность при возможно малом расходе энергии, постоянная производительность при изменяющихся режимах сети, надежность в работе, компактность, простота обслуживания. В пневмотранспортных установках всасывающего типа наибольшее применение получили вентиляторы высокого давления типа ВД, ВВД, ВР, ВПЗ, турбовоздуходувные машины типа ТВ. Все перечисленные машины относят к типу центробежных машин. Кроме того, в пневмотранспортных установках также используются винтовые, роторные и поршневые компрессоры.

Воздуходувные машины предназначены для сообщения воздуху энергии, достаточной для перемещения самого воздуха и транспортируемого материала по воздуховодам, материалопроводам, через приемники, питатели, разгрузители, фильтры и другие элементы пневмотранспортных установок.

Полная энергия, сообщаемая воздуху, складывается из потенциальной и кинетической. Потенциальная энергия воздушного потока расходуется на преодоление сил трения воздуха о стенки всех частей пневмотранспортной установки, образование и перемещение завихренных структур воздуха, проникновение через пористые материалы фильтров, трение частиц транспортируемого материала о стенки материалопроводов, подъем материала в вертикально расположенных трубопроводах и т. д.

Кинетическая энергия потока расходуется на придание скорости воздушному потоку. Так как скорость потока изменяется в процессе движения по пневмотранспортной установке, возможен переход одного вида энергии в другой.

Для удобства выполнения расчетов и измерений параметров работы пневмотранспортных установок пользуются удельными величинами полной, потенциальной и кинетической энергии воздушного потока, отнесенных к 1 м^3 воздуха, которые, соответственно, равны полному, статическому и динамическому давлению воздушного потока и могут быть относительно просто определены.

Каждая воздуходувная машина имеет сторону всасывания, через которую воздух поступает в машину, и сторону нагнетания, через которую он выходит из нее. Во время прохождения через машину от всасывающей стороны к нагнетающей, воздушному потоку сообщается энергия. Величина полного давления, развиваемого воздуходувной машиной, определяется как разность полных давлений на нагнетании и всасывании.

Мощность двигателя воздуходувной машины находят по расходу воздуха и развиваемому давлению с учетом аэродинамических, механических и тепловых потерь энергии в самой машине, приводных устройствах и подшипниках. Потери определяют частные и общий КПД воздуходувной машины.

К воздуходувным машинам пневмотранспортных установок предъявляются следующие требования:

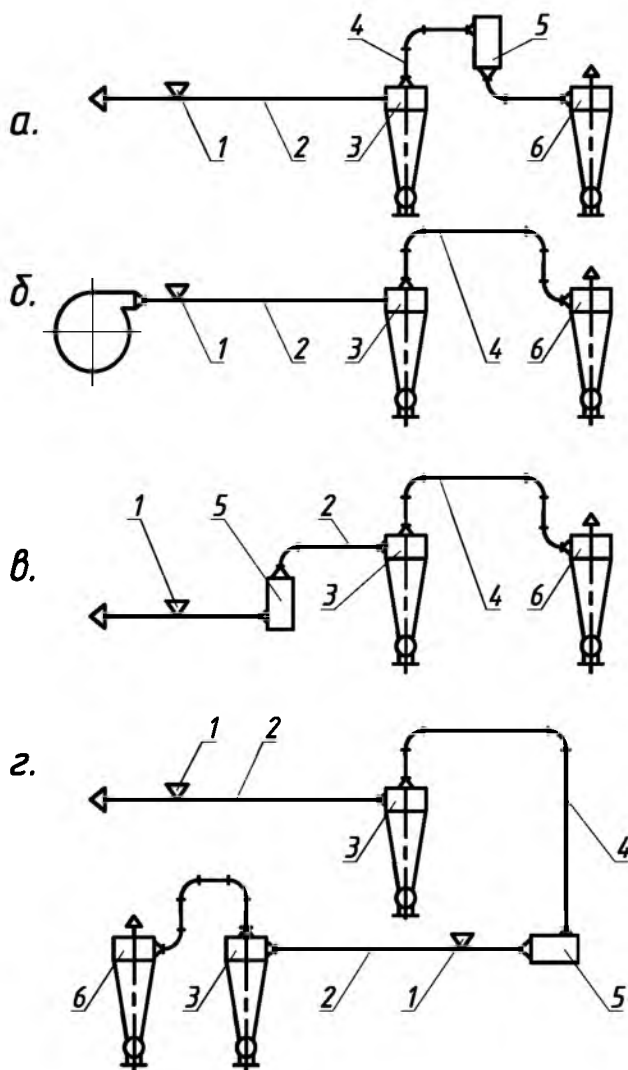
- максимально возможный общий КПД;
- простота конструкции и надежность в эксплуатации;
- минимальные габариты;
- хорошая уравновешенность;
- плавная подача воздуха;
- отсутствие масла и капельной влаги в воздухе;
- минимум обслуживающего персонала.

Выбор воздуходувной машины определяется необходимой производительностью и требуемым давлением, а также другими условиями, которые в комплексе должны обеспечить оптимальные технологические, энергетические и экономические показатели работы пневмотранспортной установки.

2.5 Основы расчета пневмотранспортных установок

2.5.1 Схемы пневмоустановок

На рисунке 2.13 показаны схемы простых пневмоустановок. Данные схемы (рисунок 2.13, *а, б*) применяются, как правило, в стационарных пневмоустановках, когда один и тот же продукт или попеременно разные подаются в одно и то же место. Схема (рисунок 2.13, *в*) хороша тем, что, наряду с упрощенным приемным устройством, можно упростить и узел разгрузки, но весь продукт при этом проходит через воздухоудвку, дробится сам и интенсивно ее изнашивает. Если же эти обстоятельства признаются мало существенными, то схема очень удобна для транспорта на дальние расстояния не боящегося дробления и мало взрывоопасного продукта, так как практически можно установить последовательно несколько вентиляторов при упрощенных узлах приема и разгрузки.

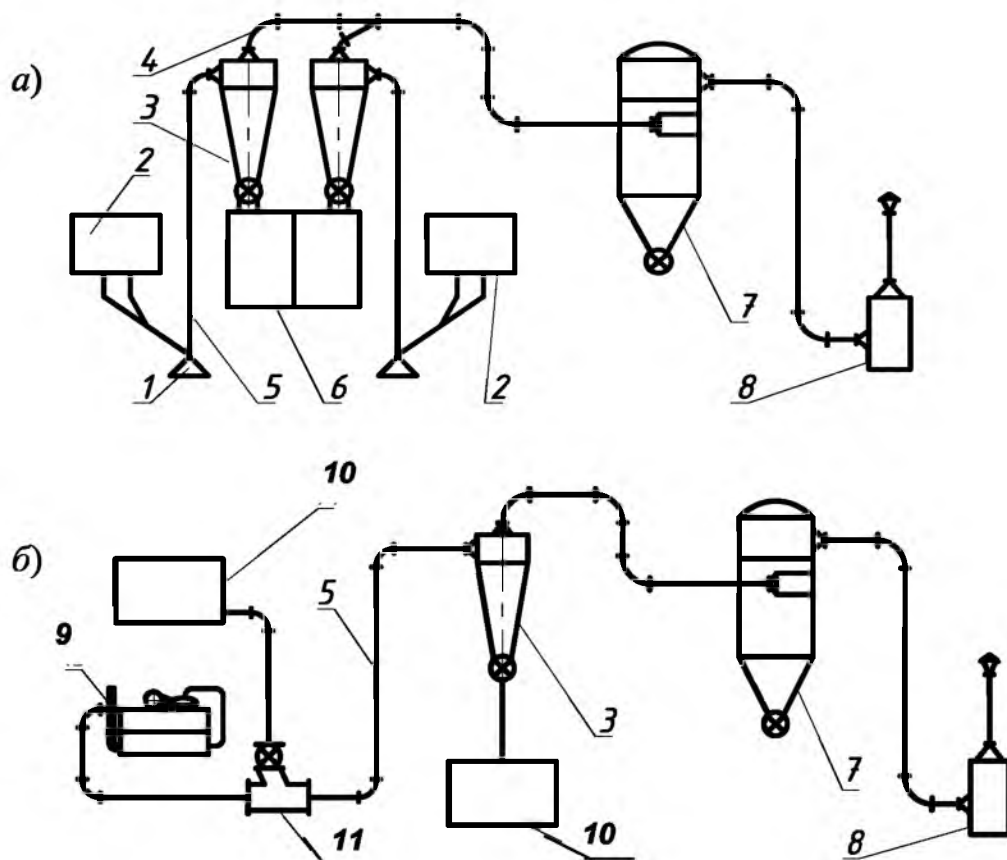


1 – приемник; 2 – материалопровод; 3 – отделитель; 4 – воздуховод;
5 – вентилятор; 6 – пылеотделитель

Рисунок 2.13 – Схемы простых установок

По схеме (рисунок 2.13, *з*) обычно строятся всякого рода передвижные пневмоперегрузчики.

Примеры сложных пневмоустановок, применяемых на зерноперерабатывающих предприятиях, показаны на рисунке 2.14.



- 1 – пневмоприемник; 2 – вальцовый станок; 3 – циклон-разгрузитель;
 4 – воздуховод; 5 – материалопровод; 6 – рассев;
 7 – фильтр-циклон РЦИЭ; 8 – вентилятор; 9 – компрессор; 10 – падди-машина;
 11 – приёмник типа «тройник»

Рисунок 2.14 – Схемы сложных пневмоустановок

В практике проектирования широкое распространение получили установки с всасывающими фильтрами и с батарейными циклонами. Пневмосети с циклонами проще, экономичнее, компактнее, надежнее в работе, неизмеримо удобнее в эксплуатации, однако с целью обеспечения эффективности очистки воздуха от тонкодисперсных частиц, в размольных отделениях мукомольных заводов чаще применяют схемы с всасывающим фильтром.

На рисунке 2.14, *а* представлена схема всасывающей пневмотранспортной установки размольного отделения мельницы, предназначенной для подъема продуктов размла зерна, поступающих из вальцовых станков, находящихся на первом этаже здания в рассев, расположенный на верхнем этаже.

Схема нагнетательного пневмотранспорта крупяного завода показана на рисунке 2.14, б.

После того, как трассы материалопроводов проведены на чертежах, можно определить их длину и конфигурацию и приступить к расчету материалопроводов.

2.5.2 Методика расчета пневмотранспортных установок зерноперерабатывающих предприятий

При расчёте пневмотранспортных установок определяют расчетные нагрузки и скорости воздуха в материалопроводах, диаметры материалопроводов и воздухопроводов, потери давления в элементах установок, размеры шлюзовых затворов и циклонов-разгрузителей с устройством для регулирования скорости воздуха, подачу и давление воздухоудвки, мощность электродвигателя воздухоудвки.

Задание на расчет включает плоскостную развертку с указанием геометрических размеров материалопроводов, длины горизонтальных и вертикальных участков без длины отводов, радиусы и углы отводов, наименование транспортируемых продуктов, расходы и наименование продукта в материалопроводах по балансу технологического процесса, тип приемников.

2.5.2.1 Расчёт материалопроводов

Для расчета материалопроводов обязательно предварительное определение или выбор основных исходных величин:

- расчетной производительности простой установки или нагрузок на материалопроводы сложной пневмоустановки G (т/сут, кг/мин);
- скоростей витания транспортируемых продуктов $v_{\text{вит}}$ (м/с);
- расчетной длины материалопроводов ℓ (м), высоты подъема продукта h , в том числе суммы коэффициентов местных сопротивлений $\sum \xi$ в материалопроводах;
- коэффициентов концентрации μ ;
- надежно транспортирующих скоростей воздуха, V (м/с).

Расчетную нагрузку G , кг/ч по зерну в материалопроводах зерноочистительных отделений принимают по суточной производительности $G_{\text{сут}}$, т/сут мукомольных заводов с коэффициентом запаса 1,2

$$G = 1,2 \frac{1000 \cdot G_{\text{сут}}}{24} \quad (2.1)$$

В материалопроводах размольного отделения мукомольного завода расчётную нагрузку принимают по количественному балансу $G_{\text{бал}}$, кг/ч, помола зерна с коэффициентом запаса 1,15

$$G = 1,15 \cdot G_{\text{бал}}. \quad (2.2)$$

Расчётную нагрузку в материалопроводе междеховой пневмотранспортной установки (кг/ч) определяют по формуле

$$G = \frac{\sum M_{\pi}}{t}, \quad (2.3)$$

где $\sum M_{\pi}$ – суммарное количество продукта, подлежащее передаче по материалопроводу в течение суток, кг;

t – время, затрачиваемое на транспортирование продукта из одного цеха в другой, ч.

Количество продукта $\sum M_{\pi}$ определяют по производительности цехов и балансу технологического процесса, время транспортирования t – технико-экономическим расчётом.

При поочередной передаче по одному материалопроводу различных продуктов необходимо учитывать время переключения (30 мин на каждое переключение).

Расчётную скорость воздуха V , м/с в материалопроводах определяют по формуле

$$V = K_z (10,5 + 0,57 V_{\text{вит}}) G_{\text{бал}}, \quad (2.4)$$

где K_z – коэффициент запаса, обеспечивающий устойчивое транспортирование при колебаниях нагрузки на пневмотранспортёр (таблица П. 2);

$V_{\text{вит}}$ – скорость витания частицы, м/с.

Расчётные скорости воздуха в материалопроводе после вальцовых станков третьей и последующих драных систем, а также последних размольных систем, начиная с 6-й, принимают с учётом обеспечения расходов воздуха на аспирацию станков.

Расчётную скорость воздуха в материалопроводах междеховых пневмотранспортных установок принимают при весовой концентрации аэросмеси μ до 0,5 кг/кг – 20 м/с, при μ более 0,5 кг/кг – 22 м/с. Величину μ для междеховых пневмотранспортных установок принимают до 3 кг/кг.

Весовую концентрацию аэросмеси определяют по формуле

$$\mu = \frac{G}{\rho_{\text{пр}} \cdot Q_{\text{пт}}}, \quad (2.5)$$

где $\rho_{\text{пр}}$ – плотность воздуха, входящего в приемное устройство, кг/м³;

$Q_{\text{пт}}$ – расчетный расход воздуха в материалопроводе, м³/ч.

В расчетах пневмотранспортных установок допускается принимать плотность стандартного воздуха $\rho_{\text{пр}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Значение $Q_{\text{пт}}$ определяют по формуле

$$Q_{\text{пт}} = 3600 F \cdot V. \quad (2.6)$$

Диаметры материалопроводов определяют расчетом таким образом, чтобы потери давления в пневмотранспортерах одной установки не превышали располагаемого давления. Располагаемое давление в размольных отделениях

ориентировочно рекомендуется принимать в зависимости от производительности мукомольного завода (секции) следующими:

Q, т/сут	H _{расп} , кПа
<200	6...8
200–350	11,5
400–500	15,0

Для предварительно выбранной воздуходувной машины H_{расп} определяют по формуле

$$H_{\text{расп}} = H_{\text{расч}} - (H_{\text{пу}} + H_{\text{воз}} + H_{\text{кол}} + 1000), \quad (2.7)$$

где H_{расч} – расчетное разрежение, которое развивает воздуходувная машина при оптимальном режиме, Па;

H_{пу} – потери давления в пылеулавливающей установке, Па;

H_{воз} – потери давления в соединительных воздуховодах и глушителе, Па;

H_{кол} – потери давления в коллекторе, Па;

1000 – неучтенные потери давления в установке, Па.

Для определения H_{расп} можно ориентировочно принять при одноступенчатой очистке воздуха H_{пу} = 1000 Па и при двухступенчатой очистке воздуха H_{пу} = 2000 Па, а H_{воз} + H_{кол} = 1000 Па.

При выборе воздуходувной машины и расчете стремятся к тому, чтобы располагаемое давление и потери давления в максимальном числе материалопроводов установки были равны.

Существует следующий ряд стандартных диаметров, по которому следует принимать внутренний диаметр материалопроводов: 56, 60, 66, 72, 76, 81, 85, 91, 98, 103, 108, 115, 119, 125, 133, 144, 150, 163, 173, 182, 192 мм.

Для материалопроводов межцеховых пневмотранспортных установок допускается применять трубы до 400 мм включительно.

2.5.2.2 Расчет потерь давления

Потери давления в пневмотранспортере H_{пт}, Па определяют по формуле

$$H_{\text{пт}} = H_{\text{маш}} + H_{\text{пр}} + \sum H_p + \sum H_{\text{тр.в}} + \sum H_{\text{тр.г}} + \sum H_{\text{отв}} + H_{\text{под}} + H_{\text{ц.р.}} + H_{\text{с.у.}}, \quad (2.8)$$

где H_{маш} – потери давления в машине, соединенной с приемным устройством и в самотечной трубе, Па;

H_{пр} – потери давления в приёмном устройстве, Па;

$\sum H_p$ – потери давления на сообщение скорости (разгон) продукту и на восстановление скорости после отводов, Па;

$\sum H_{\text{тр.в}}, \sum H_{\text{тр.г}}$ – потери давления от трения при движении аэросмеси в прямолинейных вертикальных и горизонтальных участках материалопроводов, Па;

$\sum H_{\text{отв}}$ – сумма потерь давления в отводах, Па;

$H_{\text{под}}$ – потери давления на подъем продукта по вертикали, Па;

$H_{\text{ц.р.}}$ – потери давления в циклоне-разгрузителе, Па;

$H_{\text{с.у.}}$ – потери давления в сужающем устройстве, Па;

Потери давления в пневматическом приемном устройстве определяют по формуле

$$H_{\text{пр}} = \xi_{\text{пр}} \rho_{\text{пр}} \frac{V_{\text{пр}}^2}{2}, \quad (2.9)$$

где $\xi_{\text{пр}}$ – коэффициент, зависящий от типа приемного устройства;

$V_{\text{пр}}$ – скорость воздуха в приемном устройстве, м/с.

Значение $\xi_{\text{пр}}$ принимают:

Приемное устройство	$\xi_{\text{пр}}$
типа «Сопло» 0,7	0,7
типа «Тройник» 1,5	1,5
встроенное в вальцовый станок	0,7
для зерна	1,5

Скорость воздуха в приемном устройстве определяют по формуле

$$V_{\text{пр}} = V \cdot F / F_{\text{пр}}, \quad (2.10)$$

где F и $F_{\text{пр}}$ – площади поперечного сечения материалопровода и трубы приёмного устройства, м.

Потери давления в приемных устройствах, встроенных в обоечные машины для зерна, определяют по формуле

$$H_{\text{пр}} = 0,25 \rho_{\text{пр}} V (1 + \mu). \quad (2.11)$$

Сумма потерь давлений на сообщение скорости (разгон) продукту и на восстановление скорости после отводов вычисляют по формуле

$$\sum H_p = \sum H_{\text{р.отв}} + H_p. \quad (2.12)$$

Потери давления на сообщение скорости (разгон) продукту определяют по формуле

$$H_p = i \cdot G, \quad (2.13)$$

где i – потери давления на сообщение скорости продукту при $G = 1$ т/ч, Па.

После приемных устройств, встроенных в обоечные машины для зерна, потери на сообщение скорости продукту не учитывают.

Потери давления на восстановление скорости продукта после отвода вычисляют по формуле

$$H_{\text{р.отв}} = \Delta y i G, \quad (2.14)$$

где Δy – коэффициент, зависящий от величины угла отвода, отношения радиуса отвода к диаметру материалопровода и длины прямолинейного участка за отводом (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Коэффициент потерь давления Δp

Отношение радиуса отвода к диаметру материалопровода	Величина центрального угла, град	Коэффициент Δp при длине участка за отводом, м			
		до 1,0	до 2,0	до 3,0	до 4,0 и более
2–4	76–90	0,24	0,42	0,48	0,60
	61–75	0,19	0,33	0,38	0,48
	31–60	0,14	0,25	0,29	0,36
	15–30	0,07	0,13	0,14	0,18
5–9	76–90	0,20	0,35	0,40	0,50
	61–75	0,16	0,2?	0,32	0,40
	31–60	0,12	0,21	0,24	0,30
	15–30	0,06	0,11	0,12	0,15
10–12	76–90	0,16	0,28	0,32	0,40
	61–75	0,13	0,22	0,25	0,32
	31–60	0,10	0,17	0,19	0,24
	15–30	0,05	0,08	0,10	0,12

Потери давления i на сообщение скорости продукту при $G = 1$ т/ч определяют по формуле

$$i = \frac{MV}{D^2}, \quad (2.15)$$

где M – количество продукта, кг;

$M = 0,324$ для грубых и $0,35$ для мягких продуктов;

V – скорость воздуха в материалопроводе, м/с;

D – диаметр материалопровода, м.

К грубым продуктам относят зерно, отходы разных категорий, дробленое зерно, продукты I, II, III и IV драных, 1, 2 и 3-й размольных, 1-й и 2-й шлифовочных систем, крупную крупку, продукты I и II драных систем обойного помола, продукты переработки зерна крупяных культур. Все остальные продукты размола, готовую продукцию, мучку, отруби, кукурузный зародыш относят к мягким продуктам.

Потери давления от трения при движении аэросмеси в прямолинейных вертикальных и горизонтальных участках материалопровода определяют по формулам:

$$H_{np.v} = H_q(1 + K_v\mu); \quad (2.16)$$

$$H_{np.r} = H_q(1 + K_r\mu), \quad (2.17)$$

где, H_q – потери давления от трения при движении в материалопроводе чистого воздуха, Па;

K_v, K_r – экспериментальные коэффициенты.

Потери давления от трения при движении чистого воздуха в материалопроводах определяют по формуле

$$H_{\text{ч}} = R_{\text{п.м}} l, \quad (2.18)$$

где $R_{\text{п.м}}$ – потери давления на трение на 1 м материалопровода при движении чистого воздуха, $\text{Па} \cdot \text{м}^{-1}$;

l – длина прямолинейных участков материалопровода, м.

Величину $R_{\text{п.м}}$ находят по формуле

$$R_{\text{п.м}} = \frac{\lambda}{D} \rho \frac{V^2}{2}, \quad (2.19)$$

где λ – опытный коэффициент трения.

Коэффициент λ определяют по формуле Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{(1,75 + 2 \lg \frac{D}{2\delta})^2}, \quad (2.20)$$

где δ – высота выступов шероховатости, м.

При расчете материалопроводов для зерна δ принимают равной $0,1 \cdot 10^{-3}$ м, для продуктов размола – $0,2 \cdot 10^{-3}$ м.

Экспериментальный коэффициент K_v для продуктов размола определяют по формуле

$$K_v = \frac{A_v (D - 0,04)}{V^{1,33}}, \quad (2.21)$$

где A_v – 240 для грубых (кроме зерна) и 160 для мягких продуктов.

Для зерна K_v определяют по таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Коэффициент K_v

Диаметр материалопровода, мм	V, м/с						
	20	21	22	23	24	25	26
1	2	3	4	5	6	7	8
56	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31
60	0,43	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37	0,36
66	0,45	0,44	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38
72	0,49	0,47	0,45	0,44	0,43	0,42	0,41
76	0,51	0,49	0,47	0,46	0,45	0,44	0,43
81	0,53	0,52	0,50	0,48	0,47	0,46	0,45
85	0,55	0,53	0,51	0,50	0,48	0,47	0,46
91	0,57	0,55	0,53	0,52	0,50	0,49	0,48
98	0,61	0,58	0,56	0,55	0,53	0,52	0,51
103	0,63	0,61	0,58	0,57	0,55	0,54	0,53
108	0,65	0,63	0,60	0,59	0,57	0,56	0,55
115	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,58

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3	4	5	6	7	8
119	0,71	0,68	0,66	0,64	0,62	0,61	0,60
125	0,73	0,70	0,68	0,66	0,64	0,63	0,61
133	0,76	0,74	0,71	0,69	0,67	0,66	0,64
144	0,81	0,78	0,75	0,73	0,71	0,70	0,68
150	0,83	0,80	0,78	0,75	0,73	0,72	0,70
163	0,88	0,85	0,82	0,79	0,77	0,76	0,74
173	0,92	0,86	0,85	0,83	0,81	0,79	0,77
182	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84	0,82	0,80
192	0,98	0,96	0,92	0,91	0,89	0,87	0,83

Коэффициент K_r определяют по формуле

$$K_r = \frac{A_r D}{V^{1,25}}. \quad (2.22)$$

Для зерна A_r равно 150, для остальных грубых продуктов – 135, для мягких продуктов – 110.

Потери давления в отводе $H_{отв}$ определяют по формуле

$$H_{отв} = H_{отв,ч} (1 + K_{отв} \cdot \mu), \quad (2.23)$$

где $H_{отв,ч}$ – потери давления в отводе при движении чистого воздуха, Па;

$K_{отв}$ – коэффициент сопротивления при движении продукта в отводе.

Коэффициент $K_{отв}$ определяют по формуле

$$K_{отв} = \frac{B' D}{V^{1,25} \left(\frac{r}{D} \right)^m}, \quad (2.24)$$

где r – радиус закругления отвода, м;

B', m – экспериментальные коэффициенты определяют по таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Коэффициенты B', m и E

Направление отвода	m	Зерно		Грубые продукты		Мягкие продукты	
		B'	E	B'	E	B'	E
с вертикали на горизонталь	0,23	550	1,20	450	1,32	320	1,41
с горизонтали на вертикаль	0,15	620	0,91	500	0,99	400	1,15
в горизонтальной плоскости	0,18	590	1,01	480	1,15	370	1,24

Потери давления $H_{отв,ч}$ определяют по формуле

$$H_{отв,ч} = \Delta_{отв} \xi_{отв} \frac{\rho V^2}{2}, \quad (2.25)$$

где $\Delta_{отв}, \xi_{отв}$ – экспериментальные коэффициенты определяют по таблицам 2.4 и 2.5.

Таблица 2.4 – Определение коэффициента $\Delta_{\text{отв}}$

Центральный угол отвода, град	Коэффициент $\Delta_{\text{отв}}$
15–30	0,35
31–60	0,70
61–75	0,85
76–90	1,00

Таблица 2.5 – Определение коэффициента $\xi_{\text{отв}}$

Диаметр материалопровода, мм	Значения $\xi_{\text{отв}}$, при радиусе r отвода, м		
	1,0	1,5	2,0
56–66	0,82	1,20	1,59
72–81	0,62	0,90	1,18
85–98	0,52	0,73	0,97
103–115	0,41	0,58	0,78
119–125	0,36	0,50	0,65
133–163	—	0,45	0,57
173–192	—	0,35	0,45
200–280	—	0,30	0,35
315–400	—	0,20	0,24

Потери давления на подъем продукта по вертикали определяют по формуле

$$H_{\text{под}} = 1,2 \cdot \mu Sg, \quad (2.26)$$

где S – расстояние по вертикали от точки приема продукта до входа в циклон-разгрузитель, м;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

Разгрузитель подбирают по количеству поступающего в циклон-разгрузитель воздуха $Q_{\text{ц.р}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$ и скорости воздуха $V_{\text{ц.р}}$, м/с во входном патрубке циклона-разгрузителя.

$$F_{\text{ц.р}} = \frac{Q_{\text{ц.р}}}{3600 V_{\text{ц.р}}}, \quad (2.27)$$

где $F_{\text{ц.р}}$ – поперечное сечение входного патрубка циклона-разгрузителя; м^2 ;

$Q_{\text{ц.р}}$ – количество воздуха, поступающего в циклон-разгрузитель, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$V_{\text{ц.р}}$ – скорость воздуха во входном патрубке циклона-разгрузителя, м/с .

При определении $Q_{\text{ц.р}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$ следует учитывать изменение состояния воздуха в пневмотранспортёре

$$Q_{\text{ц.р}} = Q_{\text{пт}} \frac{\rho}{\rho_{\text{ц.р}}}, \quad (2.28)$$

где ρ – плотность воздуха при входе в материалопровод, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{ц.р}}$ – плотность воздуха при входе в разгрузитель, кг/м^3 .

Плотность воздуха $\rho_{ц.р}$, кг/м³ определяют по формуле

$$\rho_{ц.р} = \frac{(P_a - H_{мп})}{RT}, \quad (2.29)$$

где P_a – атмосферное давление, Па;

$H_{мп}$ – расчетные потери давления в материалопроводе, Па;

R – газовая постоянная, для сухого воздуха $R = 288$ Дж/(кг·К);

T – абсолютная температура в конце материалопровода, равная $(273+t^\circ\text{C})$, К.

Для нормальных атмосферных условий ($P_a = 101400$ Па, $t = 20^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi = 50\%$) $\rho = 1,2$ кг/м³.

При определении $\rho_{ц.р}$ температуру воздуха в конце материалопровода следует принимать в зерноочистительных отделениях $+15^\circ\text{C}$, в размольных отделениях после вальцовых станков $+30^\circ\text{C}$ и в остальных материалопроводах $+20^\circ\text{C}$.

При $H_{мп} < 10$ кПа $Q_{ц.р} = 1,1 Q_{пм}$.

Скорость воздуха во входном патрубке циклона-разгрузителя следует принимать следующей:

Циклон-разгрузитель	$V_{ц.р}$, м/с
ЦР	14–18
ЦРК	8–10 (для зерна) 14–20 (для продуктов размола)
УЦ-38	10–12
У2-БЦР	17–20

Меньшие скорости принимают для первых драных, первых размольных и шлифовочных систем, большие – для остальных систем.

Потери давления в циклоне-разгрузителе, определяют по формуле

$$H_{ц.р} = \xi_{ц.р} \rho_{ц.р} \frac{V_{ц.р}^2}{2}, \quad (2.30)$$

где $\xi_{ц.р}$ – коэффициент сопротивления (для циклона ЦРК – 3,7; для ЦР – 4,5; УЦ-38 – 20 $D_{ц.р}$; $D_{ц.р}$ – диаметр циклона разгрузителя, м);

$\rho_{ц.р}$ – плотность воздуха в циклоне-разгрузителе.

Потери давления в сужающем устройстве составляют:

$$H_{с.у} = \xi_{с.у} \rho_{с.у} \left(\frac{Q_{с.у}}{K_{с.у}} \right)^2, \quad (2.31)$$

где $\xi_{с.у}$ – коэффициент сопротивления, для сопла Вентури равный 2,5; для трубы Вентури – 1;

$\rho_{с.у}$ – плотность воздуха на входе в сужающее устройство, кг/м³;

$Q_{с.у}$ – количество воздуха, проходящего через сужающее устройство, м³/ч;

$K_{с.у}$ – коэффициент расхода сужающего устройства.

Значения $K_{с.у}$ приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Коэффициент расхода сужающего устройства

Размеры, мм				Коэффициент расхода $K_{с.у}$	Масса, кг
D	D ₁	D ₂	A		
315	200	345	1145	530	15,5
355	225	285	1290	670	18,5
400	255	430	1455	870	22,9
450	290	480	1615	1040	29,2
500	320	530	1790	1360	36,3
560	355	590	2035	1720	44,8
630	400	660	2290	2120	55,7
710	450	740	2580	2750	70,4
800	510	830	2890	3450	86,6

Сопротивление трубы Вентури включают в сопротивление воздухопроводов. Для сопла Вентури расход воздуха рассчитывают по формуле

$$Q_{с.у} = Q_{ц.р} + \Delta Q_{ц.р}, \quad (2.32)$$

где $Q_{ц.р}$ – количество воздуха, поступающего в циклон-разгрузитель м³/ч;

$\Delta Q_{ц.р}$ – количество воздуха, подсасываемого в циклон-разгрузитель, шлюзовой затвор, материалопровод и улитку, м³/ч.

Значения величины $\Delta Q_{ц.р}$ следующие:

$H_{пт}$, кПа	$\Delta Q_{ц.р}$, м ³ /ч
<5	20
5–10	40
>10	60

Для пневмосепараторов величину подсоса увеличивают в 1,5 раза.

2.5.2.3 Расчет шлюзовых затворов

Мощность электродвигателя для привода шлюзовых затворов принимают в зависимости от числа затворов следующей:

Число шлюзовых затворов	N, кВт
2	0,6
3...4	1,1
5...6	1,5

Пропускную способность шлюзовых затворов, кг/ч, определяют по формуле

$$G_{шл} = 0,06 V_{шл} n \rho_{пшл} \eta_{шл}, \quad (2.33)$$

где $V_{шл}$ – вместимость ячеек шлюзового затвора, л (для ШУ-6 $V_{шл} = 6$; для ШУ-15 $V_{шл} = 15$);

n – частота вращения ротора шлюзового затвора, об/мин;

$\rho_{\text{п}}$ – насыпная плотность продукта, кг/м³;

$\beta_{\text{шл}}$ – поправочный коэффициент к насыпной плотности продуктов размола, учитывающий аэрирование их при транспортировании, равный 0,7;

$\eta_{\text{шл}}$ – коэффициент заполнения барабана шлюзового затвора с питающей воронкой, равной для продуктов размола 0,4 и для зерна – 0,5.

При расчете пневмотранспортных установок, предназначенных для работы в условиях, существенно отличающихся от нормальных атмосферных условий, в частности для предприятий высокогорных районов, рекомендуется вносить поправки на фактическую плотность воздуха.

Так, при определении значения потерь давления на трение при движении чистого воздуха на 1 м материалопровода, на сообщение скорости продукту, а также в отводе при движении чистого воздуха $H_{\text{отв.ч}}$ полученные результаты умножают на поправку:

$$\Delta = \rho_a / 1,2, \quad (2.34)$$

где ρ_a – плотность воздуха, соответствующая среднему атмосферному давлению в данном районе.

При определении весовой концентрации аэросмеси μ , а также потерь давления на подъем $H_{\text{под}}$, плотность воздуха принимать соответствующей среднему атмосферному давлению в данном районе.

2.5.2.4 Расчет пылеуловителей

Для очистки воздуха от пыли после разгрузителей и пневмосепараторов в зерноочистительных отделениях при транспортировании зерна применяют двухступенчатую очистку, состоящую из батарейных циклонов типа 4БЦШ и фильтров типа РЦИ; в размольных и выбойных отделениях – одноступенчатую очистку в фильтрах-циклонах типа РЦИ.

Батарейный циклон подбирают по количеству воздуха $Q_{\text{б.ц.}}$; поступающего в циклон, и скорости воздуха $V_{\text{б.ц.}}$ во входном патрубке.

Требуемый размер поперечного сечения входного патрубка батарейного циклона $F_{\text{б.ц.}}$, м², определяют из соотношения:

$$F_{\text{б.ц.}} = \frac{Q_{\text{б.ц.}}}{3600 V_{\text{б.ц.}}}, \quad (2.35)$$

Количество воздуха, поступающего в батарейный циклон, определяют по формуле

$$Q_{\text{б.ц.}} = \sum Q_{\text{пр.}} + \sum \Delta Q_{\text{пр.}}, \quad (2.36)$$

Входную скорость воздуха $V_{\text{б.ц.}}$ (м/с) принимают для батарейных циклонов типа 4БЦШ-16–18 и типа УЦ-10–12.

Потери давления в батарейном циклоне, Па , определяют по формуле

$$H_{\text{б.ц.}} = \xi_{\text{б.ц.}} \rho_{\text{б.ц.}} \frac{V_{\text{б.ц.}}^2}{2}, \quad (2.37)$$

где $\xi_{б.ц}$ – коэффициент сопротивления батарейного циклона, равный для 4БЦШ – 5,0, для УЦ – $22D_{б.ц}$;

$V_{б.ц}$ – скорость воздуха во входном патрубке батарейного циклона, м/с.

Плотность воздуха при входе его в батарейный циклон определяют так же, как и для циклонов-разгрузителей.

Тканевый фильтр подбирают по количеству поступающего в неё воздуха и допустимой нагрузке на ткань фильтра. Требуемую поверхность фильтрующей ткани матерчатых фильтров F_{ϕ} , м^2 , определяют по формуле

$$F_{\phi} = Q_{\phi} / 60q_{\text{доп}}, \quad (2.38)$$

где Q_{ϕ} – количество поступающего в фильтр воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$q_{\text{доп}}$ – допускаемая удельная воздушная нагрузка на ткань фильтра, $\text{м}^3/(\text{мин} \cdot \text{м}^2)$.

Количество поступающего в фильтр воздуха, Q_{ϕ} , $\text{м}^3/\text{ч}$, определяют соответственно для одноступенчатой и двухступенчатой очистки воздуха по формулам:

$$Q_{\phi} = \sum Q_{\text{ц.р.}} + \sum \Delta Q_{\text{ц.р.}}; \quad (2.39)$$

$$Q_{\phi} = \sum Q_{б.ц.} + \sum \Delta Q_{б.ц.}, \quad (2.40)$$

где $\sum Q_{б.ц.}$ – суммарное количество воздуха, подсасываемого в батарейные циклоны и соединительные воздуховоды, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Величину подсоса воздуха в батарейном циклоне и соединительном воздуховоде принимают следующей:

$N_{\text{пт}}, \text{кПа}$	$\Delta Q_{б.ц.}, \text{м}^3/\text{ч};$
<10	150;
>10	250

(для двухрядных циклонов типа УЦ $\Delta Q_{б.ц.}$ удваивают).

Удельную воздушную нагрузку на ткань фильтра q , $\text{м}^3/\text{мин} \cdot \text{м}^2$, принимают такой:

- в размольных отделениях:

а) при помоле пшеницы 1,0–1,25;

б) при помоле ржи 0,85–1,0 (верхние пределы для циклонов-разгрузителей типа ЦР и УЦ, нижние – для ЦРК);

- в зерноочистительных отделениях 1,25–1,5 (верхний предел – при двухступенчатой очистке).

Сопротивление фильтра N_{ϕ} , Па, вычисляют по следующим формулам: для размольных отделений

$$N_{\phi} = 525q^{1,3}; \quad (2.41)$$

для зерноочистительных отделений

$$N_{\phi} = 630q^{1,3}. \quad (2.42)$$

Продукты, выделенные пылеулавливающими установками, направляют для контроля в зерноочистительных отделениях на машины, контролирующие отходы, а в размольных отделениях – на рассевы (за исключением 1-й, 2-й размольных систем).

2.5.2.5 Расчет воздуходувных машин

Воздуходувку для проектируемой пневмотранспортной установки выбирают по расчетной подаче Q и давлению P_v по соответствующим характеристикам. Расчетную подачу Q , м³/ч для этого определяют по формуле

$$Q = 1,05(\sum Q_{\phi} + \sum \Delta Q_{\phi}). \quad (2.43)$$

Значение расчетной подачи должно находиться на нисходящей части характеристической кривой $Q-P_v$ (т. е. справа от максимального давления) и не более чем на 20 м³/мин превышать номинальную (при максимальном КПД) подачу воздуходувки.

Для выбора воздуходувки по характеристике, составленной для условий всасывания при нормальных атмосферных условиях ($\rho = 1,2$ кг/м³), давление определяют по формуле

$$P_v = \frac{1,2N_{\text{расч}}}{\rho_{\text{расч}}}, \quad (2.44)$$

где $\rho_{\text{расч}}$ – расчётная плотность воздуха при входе в воздуходувку, кг/м³.

Плотность воздуха определяют по формуле

$$\rho_{\text{расч}} = \frac{(p_a - N_{\text{расч}})}{RT_{\text{расч}}}, \quad (2.45)$$

где $N_{\text{расч}}$ – расчетные потери давления в установке, Па.

Расчётные потери давления в установке определяют по формуле

$$N_{\text{расч}} = N_{\text{пт}} + N_{\text{кол}} + N_{\text{пу}} + N_{\text{воз}} + N_{\text{неучт}}, \quad (2.46)$$

где $N_{\text{пт}}$ – потери давления в пневмотранспорте, Па;

$N_{\text{кол}}$ – потери давления в коллекторе, Па (принимают в зависимости от длины и разветвленности коллектора в пределах 300...500 Па);

$N_{\text{пу}}$ – потери давления в пылеулавливающей установке при двухступенчатой очистке (суммарные потери в последовательно установленных батарейном циклоне и фильтре);

$$N_{\text{пу}} = N_{\text{б.п.}} + N_{\text{ф}}, \text{ Па};$$

$N_{\text{воз}}$ – потери давления в соединительных воздуховодах, Па; $N_{\text{воз}}$ следует принимать равными 500–1000 Па, в зависимости от протяженности воздуховодов;

$N_{\text{неучт}}$ – неучтенные потери давления в установке, Па.

Величину $N_{\text{неучт}}$ принимают:

$N_{\text{пт}}, \text{кПа}$	$N_{\text{неучт}}, \text{Па}$
<6	800
>6	1500.

2.5.2.6 Расчет мощности электродвигателя воздуходувной машины

Потребную мощность электродвигателя $N_{\text{расч}}$, кВт, воздуходувки определяют по формуле

$$N_{\text{расч}} = \frac{QH_{\text{расч}}}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{вм}} \eta_{\text{прив}} \eta_{\text{под}}}, \quad (2.47)$$

где $\eta_{\text{вм}}$ – КПД воздуходувки, принимаемый по аэродинамической характеристике машины;

$\eta_{\text{прив}}$ – КПД привода, равный 1,0 при работе воздуходувки на одном валу с электродвигателем, 0,98- при соединении валов при помощи муфты и 0,95 – при клиноременной передаче;

$\eta_{\text{под}}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии в подшипниках, равный 0,98–0,99.

Мощность $N_{\text{кл.вм.}}$, кВт, на клеммах электродвигателя вычисляют по формуле

$$N_{\text{кл.вм.}} = N_{\text{расч}} / \eta_e, \quad (2.48)$$

где η_e – КПД электродвигателя, принимаемый по паспорту при номинальной нагрузке, обычно равен 0,90.

Установленную мощность электродвигателя воздуходувки определяют по формуле

$$N_y = 1,2 N_{\text{расч}}. \quad (2.49)$$

2.5.2.7 Расчет коллектора, воздухопроводов, глушителя

Диаметры коллекторов и воздухопроводов выбирают из стандартного ряда так, чтобы скорость воздуха в воздухопроводах до пылеуловителя была 12–14, а после пылеуловителя – 10–12 м/с.

При компоновке пневмотранспортеров стремятся к минимальной протяжённости коллекторов и соединительных воздухопроводов.

Необходимую площадь свободного сечения шумоглушителя определяют по формуле

$$F_{\text{сб}} = Q / v_{\text{доп}}, \quad (2.50)$$

где Q – расход воздуха через шумоглушитель, м³/с;

$v_{\text{доп}}$ – допустимая скорость воздуха в глушителе принимают в пределах 8–14 м/с.

Длину глушителя определяют в зависимости от необходимого затухания шума.

2.5.3 Показатели качества компоновки пневмотранспортных установок

При проектировании всасывающих многотрубных пневмотранспортных установок возможны различные варианты компоновки установок по числу и диаметрам пневмотранспортеров в каждой.

Обобщающим показателем, позволяющим выбрать более правильный вариант компоновки, является коэффициент использования подводимой электроэнергии на перемещение материала в пневмотранспортной установке:

$$\eta_{\text{пт.у}} = \frac{g \sum (G_i L_i)}{1000(N_{\text{кл.вм}} + N_{\text{кл}})}, \quad (2.51)$$

где G_i – расход материала (расчетная нагрузка) в i -м материалопроводе, кг/с⁻¹;

L_i – длина i -го материалопровода, включающая горизонтальные участки транспортирования и длину по оси отводов, м; $g = 9,8 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$;

$N_{\text{кл.вм}}$ – мощность на клеммах электродвигателя воздуходувки, кВт;

$N_{\text{кл}}$ – мощность на клеммах электродвигателей шлюзовых затворов, пылеуловителей и другого оборудования пневмотранспортной установки, кВт.

Длину отводов по оси вычисляют по формуле

$$L_{\text{отв}} = \pi r \alpha / 180, \quad (2.52)$$

где r – радиус отвода, м;

α – центральный угол отвода, град.

Дополнительными показателями качества компоновки пневмотранспортных установок и технологического оборудования являются число дополнительных (перекидных) материалопроводов для размольного отделения мукомольных заводов определяют по формуле

$$n_{\text{д}} = n_{\text{о}} - n_{\text{в}}, \quad (2.53)$$

где $n_{\text{о}}$ – общее число материалопроводов в пневмотранспортных установках размольного отделения мукомольного завода;

$n_{\text{в}}$ – число материалопроводов, перемещающих готовую продукцию (муку и отруби) и промежуточные продукты из вальцовых станков.

Оборот продукта m вычисляют по формуле

$$m = \sum G_{\text{бал.и}} / G_{\text{бал.л}}, \quad (2.54)$$

где $\sum G_{\text{бал.и}}$ – суммарный расход продукта в материалопроводах размольного отделения мукомольного завода по балансу, кг·с⁻¹;

$G_{\text{бал.л}}$ – расход зерна по балансу, поступающего I драную систему 5 кг·с⁻¹.

При однотипных схемах технологического процесса размольного отделения мукомольного завода чем меньше оборот продукта, тем более качественная компоновка пневмотранспортных установок и технологического оборудования.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Форма титульного листа

Министерство образования и науки Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Алтайский государственный технический университет им. И. И. Ползунова»

Факультет Пищевых и химических производств

Кафедра «Машины и аппараты пищевых производств»

наименование кафедры

УДК 664.7.05:621.63(075.5)

Курсовой проект защищен с оценкой _____

Руководитель
проекта (работы) _____

(подпись) (и.о. фамилия)

“___” _____ 20__ г.
дата

тема проекта (работы)

Пояснительная записка к курсовому проекту (работе)

по дисциплине «Вентиляционные установки»

наименование дисциплины

обозначение документа

Проект выполнил(и)

Студент(ы) группы _____

и.о., фамилия

Руководитель

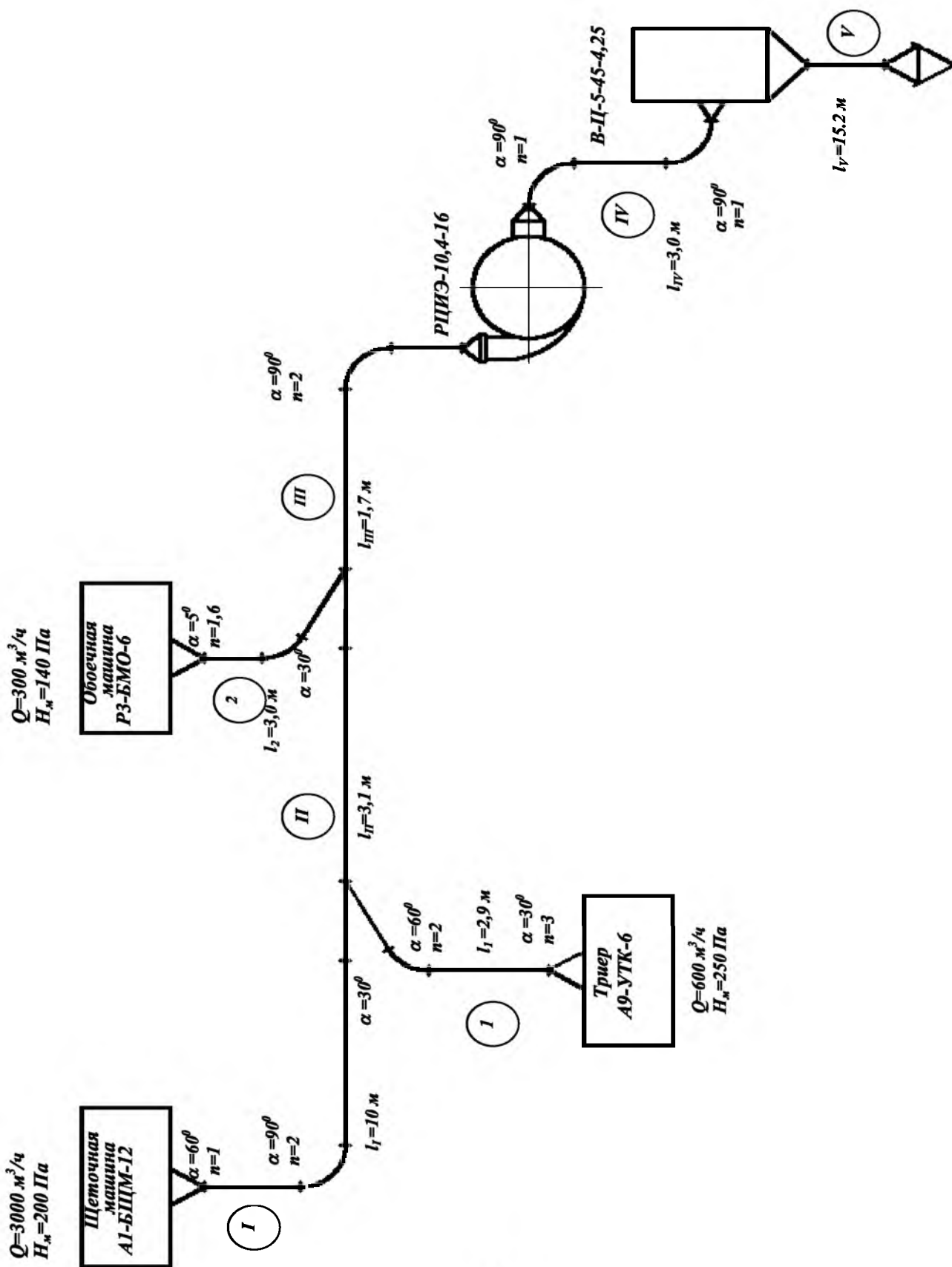
проекта (работы) _____

должность, ученое звание

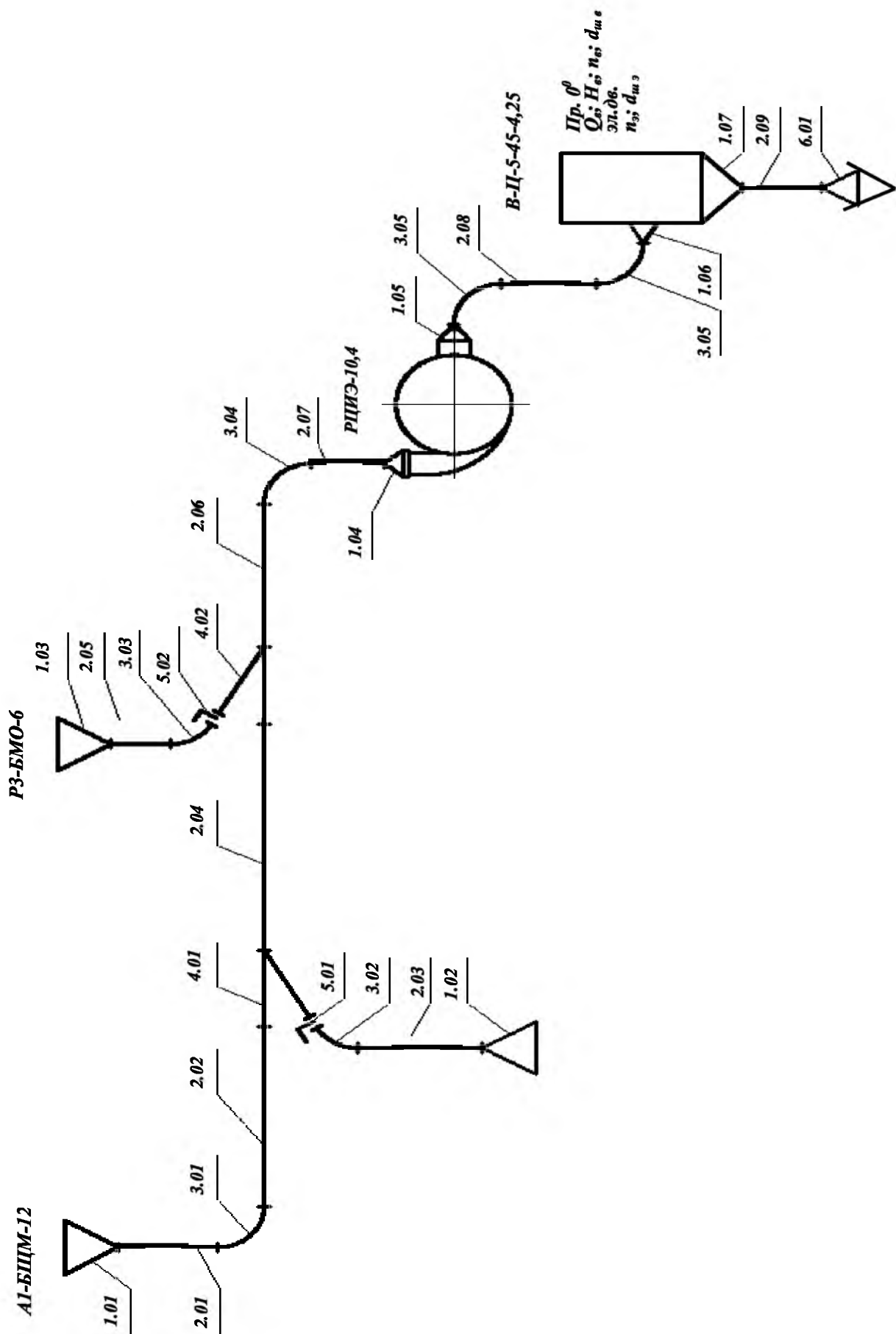
и.о., фамилия

20__

ПРИЛОЖЕНИЕ Б **Расчетная плоскостная схема сети**



ПРИЛОЖЕНИЕ В **Плоскостная монтажная схема сети**



ПРИЛОЖЕНИЕ Г

710

5

11 x 5 = 55

					Тема проекта			15						
					Обозначение документа			151718						
Изм.					Лист			№ докум.						
Разраб.					Подп.			Дата						
Пров.								Лит.						
Т.контр.								Масса						
								Масштаб						
								555						
								Лист						
								Листов						
Н.контр.								20						
утв.								АлмГТУ						
								группа						
17					23					15				
10					70					50				
185														

Форма углового штампа и графической спецификации

15		65				75				10		20	
Обоз- наче- ние	Наименование и эскиз детали					Размеры, мм					Кол- во	Мате- риал	
1-00	Переход					a	b	D	l				
1-01						130	800	250	250		1		
1-02													
2-00	Прямик					D	l, м						
2-01						250	0,4				1		
2-02						250	7,8				2		
2-03						125	1,4				6		

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Форма таблицы «Расчет потерь давления по главному магистральному направлению сети»

Наименование аспирируемых машин и № участков	Q, м³/ч	U, м/с	D, мм	R, Па/м	ℓ, м	R·ℓ, Па	Σζ на участке	H _д , Па	Σζ·H _д , Па	H _{пт} , Па	H _{пт} к.у., Па	H _{маг} , Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Продолжение таблицы

Наименование аспирируемых машин и № участков	Наименование и характеристика местных сопротивлений															
	Конфузор			Диффузор			Отвод				Тройник					
	α_K	n	ζ_K	α_D	n	ζ_D	кол- во	α_O	n	ζ_O	α_{TP}	D_{TP}/D_B	F_{TP}/F_B	v_B/v_{TP}	ζ_{TP}	ζ_B
14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Таблицы коэффициентов местных сопротивлений

(коэффициенты отнесены к средней по сечению скорости воздуха, указанной на рисунке)

1. Входы в воздуховод

1.1 Входы в воздуховод с постоянным поперечным сечением

а) при заделке в стену на расстоянии «b» (общий случай)

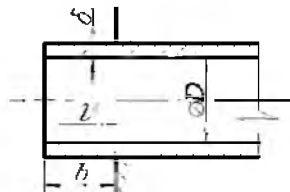


Рисунок Е.1

Таблица Е.1

δ/D	b/D							
	0,00	0,01	0,02	0,03	0,19	0,20	0,30	от 0,5 до ∞
0	0,50	0,68	0,73	0,81	0,86	0,92	0,97	1
0,01	0,50	0,57	0,60	0,65	0,71	0,78	0,82	0,85
0,02	0,50	0,52	0,53	0,55	0,61	0,66	0,69	0,72
0,03	0,50	0,52	0,52	0,52	0,54	0,57	0,59	0,61
0,04	0,50	0,51	0,51	0,51	0,52	0,52	0,52	0,53
0,05	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

б) при заделке в стену заподлицо с ней

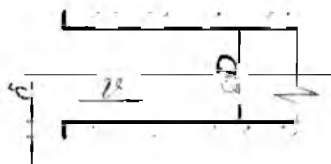


Рисунок Е.2

$$\xi_{\text{вх}} = 0,5 \quad \text{при} \quad \frac{\delta}{D} \geq 0,05$$

1.2 Конический входной раструб

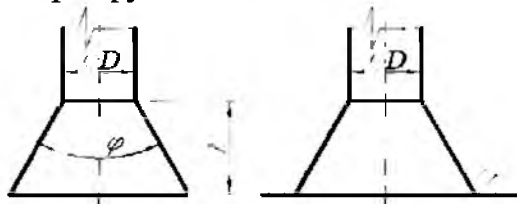


Рисунок Е.3

Таблица Е.2

	ϕ , град									
	ℓ/D	0	10	30	45	60	90	120	150	180
Без заделки в стену	0,10	1,00	0,82	0,55	0,45	0,41	0,40	0,42	0,46	0,50
	0,25	1,00	0,68	0,30	0,20	0,16	0,20	0,28	0,38	0,50
	0,60	1,00	0,46	0,18	0,14	0,14	0,16	0,27	0,37	0,50
	1,00	1,00	0,33	0,14	0,10	0,10	0,15	0,26	0,36	0,50
При заделке заподлицо	0,10	0,50	0,40	0,25	0,20	0,18	0,24	0,32	0,41	0,50
	0,25	0,50	0,34	0,17	0,13	0,14	0,21	0,30	0,39	0,50
	0,60	0,50	0,28	0,13	0,10	0,12	0,20	0,29	0,38	0,50
	1,00	0,50	0,27	0,11	0,09	0,11	0,19	0,28	0,38	0,50

2. Переходы и входные раструбы

2.1 Сужающиеся переходы /конфузоры/

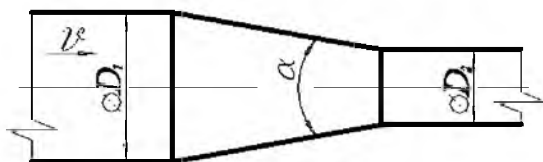


Рисунок Е.4

$n = \frac{F_1}{F_2}$	α , град						
	10	20	30	40	60	70	90
$n < 2$	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09
$n \geq 2$	0,035	0,033	0,039	0,047	0,055	0,07	0,09

Таблица Е.3

2.2 Распиряющиеся переходы /диффузоры/

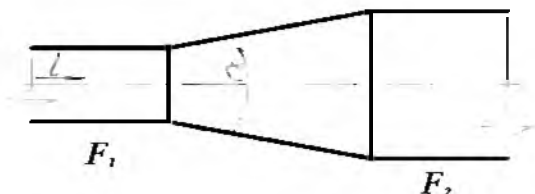


Рисунок Е.5

$$\xi_d = \frac{\lambda}{8 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \left(1 - \frac{1}{n^2}\right) + 4,8 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}\right)^{1,25} \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)^2,$$

где λ – коэффициент гидравлического сопротивления, который находят по среднему диаметру $D_{\text{ср}} = (D_1 + D_2)/2$;

α – угол раскрытия диффузора, град;

n – степень расширения диффузора: $n = \frac{F_2}{F_1} > 1$.

Таблица Е.4

n	Воздухо-провод	α , град							
		5	10	15	20	25	30	40	50
1,5	Круглый	0,05	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,14	0,17
	Квадратный	0,06	0,06	0,08	0,11	0,15	0,19	0,27	0,32
2,0	Круглый	0,08	0,08	0,11	0,15	0,20	0,24	0,35	0,42
	Квадратный	0,10	0,13	0,20	0,27	0,37	0,57	0,67	0,81
2,5	Круглый	0,09	0,11	0,15	0,21	0,28	0,35	0,50	0,60
	Квадратный	0,13	0,18	0,28	0,39	0,53	0,67	0,97	1,15
3,0	Круглый	0,10	0,13	0,18	0,25	0,34	0,43	0,61	0,73
	Квадратный	0,15	0,22	0,34	0,47	0,65	0,81	1,18	1,41
4,0	Круглый	0,12	0,16	0,23	0,31	0,43	0,53	0,77	0,91
	Квадратный	0,17	0,27	0,42	0,59	0,81	1,02	1,48	1,76

2.3 Дефлектор (конический раструб с защитным колпаком/

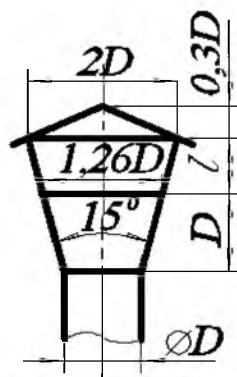


Рисунок Е.6

Таблица Е.5

l/D	$\xi_{вх}$	$\xi_{вых}$
0,1	1,40	2,60
0,2	0,80	1,30
0,4	0,50	0,70
0,5	0,40	0,60
0,8	0,30	0,60
∞	0,25	0,60

2.4 Диффузор на выровненном потоке

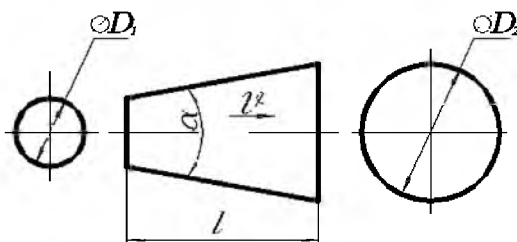


Рисунок Е.7

$$l = \frac{D_2 - D_1}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

Таблица Е.6

$n = \frac{F_2}{F_1}$	α , град					
	10	15	20	25	30	40
1,25	0,01	0,02	0,30	0,04	0,05	0,06
1,50	0,02	0,03	0,50	0,08	0,11	0,13
1,75	0,03	0,05	0,07	0,11	0,15	0,20
2,00	0,04	0,05	0,10	0,15	0,21	0,27
2,25	0,05	0,08	0,13	0,19	0,27	0,34
3,50	0,06	0,10	0,15	0,23	0,32	0,40

3. Отводы и колена

3.1 Квадратное колено с острыми кромками

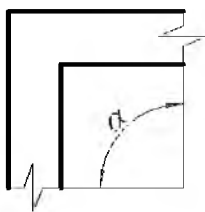


Рисунок Е.8

Таблица Е.7

$\xi_{кн}$ для трубы	α , град					
	15	30	45	60	75	90
Шероховатой	0,06	0,21	0,42	0,68	1,00	1,43
Гладкой	0,05	0,15	0,31	0,52	0,80	1,12

3.2 Отвод с $R_o=nD$

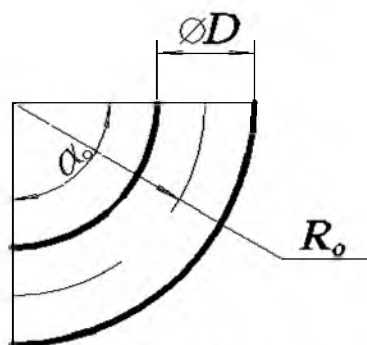


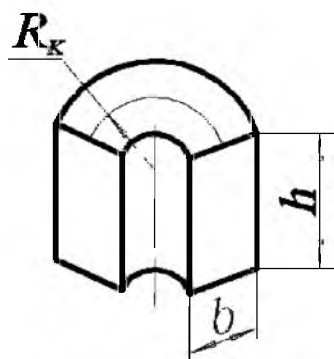
Рисунок Е.9

Таблица Е.8

α_o , град	R_o						
	1D	1,5D	2D	2,5D	3D	6D	10D
7,5	0,028	0,021	0,018	0,016	0,014	0,010	0,008
15	0,058	0,044	0,037	0,033	0,029	0,021	0,016
30	0,110	0,081	0,069	0,061	0,054	0,038	0,030
60	0,180	0,140	0,120	0,100	0,091	0,064	0,051
90	0,230	0,180	0,150	0,130	0,120	0,083	0,066
120	0,270	0,200	0,170	0,150	0,130	0,100	0,076
150	0,300	0,220	0,190	0,170	0,150	0,110	0,084
180	0,330	0,250	0,210	0,180	0,160	0,120	0,092

Примечание. Для получения промежуточного значения ξ_o можно интерполировать по прямой.

3.3 Колено с прямоугольным сечением



$$R_k = nb$$

$$\xi_{\text{кн.пр.}} = \xi_o \cdot c,$$

где c – поправочный коэффициент.

Рисунок Е.10

Таблица Е.9

h/b	0,026	0,500	0,750	1,00	1,250	1,500	1,750
c	1,80	1,50	1,20	1,00	0,80	0,68	0,53

4. Прохождение потока через сужающиеся отверстия ($F_{\text{ж}}$ – относительное живое сечение суженных отверстий)

4.1 Внезапное сужение

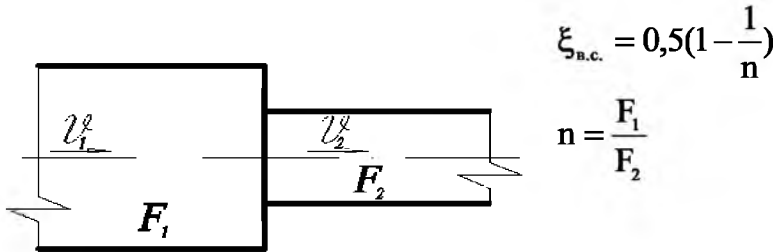


Рисунок Е.11

Таблица Е.10

$F_{\text{ж}}=1/n$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$n=1/F_{\text{ж}}$	10	5	3,(3)	2,5	2,0	1,(6)	1,43	1,25	1,(1)	1,0
$\xi_{\text{в.с.}}$	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	0,00

4.2 Внезапное расширение (круглая труба)

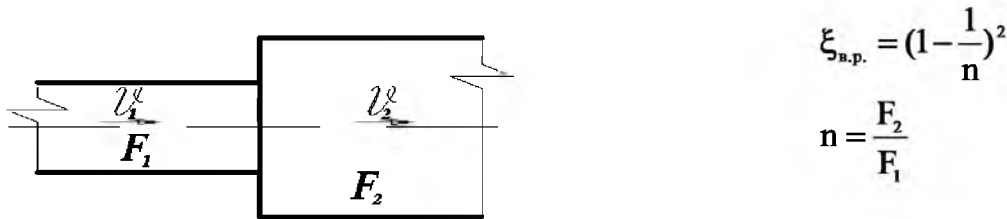


Рисунок Е.12
при равномерном распределении скоростей в трубе F_2

Таблица Е.11

$F_{\text{ж}}=1/n$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\xi_{\text{в.р.}}$	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,01	0

5. Тройник

ξ_{π} – коэффициент сопротивления по прямому направлению, отнесенный к скорости V_{π} ;

ξ_6 – коэффициент сопротивления по боковому направлению, отнесенный к скорости V_6 .

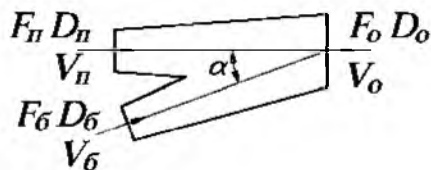


Рисунок Е.13

Таблица Е.12

α , град	F_{π}/F_6	D_{π}/D_6	V_6/V_{π}											
			0,4	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0
15°	1,0	1,0	0,60	0,55	0,50	0,43	0,35	0,25	0,15	0,02	-0,10	-0,40	-0,75	-1,15
			-3,1	-0,95	-0,25	-0,10	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,35
	1,5	1,2	0,45	0,43	0,37	0,32	0,25	0,18	0,10	-0,01	-0,13	-0,37	-0,68	-0,08
			-3,5	-1,1	-0,30	-0,14	0,02	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,40	0,40
	2,0	1,4	0,30	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	-0,05	-0,15	-0,35	-0,60	-1,00
			-4,0	-1,2	-0,35	-0,17	0,00	0,10	0,20	0,28	0,35	0,40	0,45	0,45
	3,0	1,7	0,22	0,22	0,18	0,14	0,10	0,07	0,02	-0,06	-0,15	-0,33	-0,53	-0,82
			-4,2	-1,4	-0,40	-0,20	0,00	0,11	0,22	0,29	0,37	0,44	0,49	0,49
	4,0	2,0	0,15	0,15	0,10	0,08	0,05	0,03	0,00	-0,08	-0,15	-0,30	-0,45	-0,65
			-4,5	-1,5	-0,45	-0,25	0,00	0,13	0,25	0,32	0,40	0,50	0,55	0,55
	9,0	3,0	0,05	0,05	0,05	0,03	0,00	0,00	0,00	-0,05	-0,10	-0,15	-0,25	-0,35
			-4,9	-1,6	-0,50	-0,27	0,00	0,15	0,30	0,37	0,45	0,55	0,60	0,65
30°	1,0	1,0	0,60	0,60	0,50	0,49	0,45	0,37	0,30	0,20	0,15	0,15	-0,40	-0,17
			-0,3	-0,85	-0,15	0,01	0,15	0,23	0,30	0,34	0,35	0,40	0,45	0,45
	1,5	1,2	0,47	0,47	0,42	0,37	0,35	0,29	0,22	0,12	0,07	-0,13	-0,40	-0,69
			-3,4	-1,03	-0,23	-0,05	0,12	0,21	0,30	0,38	0,38	0,43	0,48	0,51
	2,0	1,4	0,35	0,35	0,30	0,27	0,25	0,21	0,15	0,05	0,00	-0,20	-0,40	-0,65
			-3,9	-1,2	-0,30	-0,10	0,10	0,20	0,30	0,37	0,40	0,45	0,50	0,55
	4,0	2,0	0,15	0,15	0,15	0,13	0,10	0,07	0,05	-0,01	-0,05	-0,15	-0,30	-0,45
			-4,5	-1,45	-0,40	-0,17	-0,05	0,18	0,30	0,40	0,45	0,50	0,53	0,64
	9,0	3,0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,02	0,00	-0,03	-0,05	-0,10	-0,15	-0,25
			-4,9	-1,6	-0,50	-0,22	0,05	0,18	0,30	0,40	0,45	0,55	0,65	0,70
45°	1,0	1,0	0,65	0,65	0,65	0,63	0,60	0,58	0,55	0,45	0,40	0,25	0,04	-0,15
			-2,9	-0,70	0,00	0,16	0,30	0,38	0,45	0,49	0,50	0,55	0,60	0,64
	1,5	1,2	0,65	0,49	0,49	0,49	0,47	0,45	0,42	0,39	0,30	0,17	-0,02	-0,15
			-3,4	-0,90	-0,10	0,08	0,24	0,34	0,42	0,48	0,50	0,55	0,62	0,62
	2,0	1,4	0,65	0,35	0,35	0,35	0,35	0,33	0,30	0,34	0,20	0,10	-0,05	-0,25
			-3,8	-1,1	-0,20	0,00	0,20	0,30	0,40	0,47	0,50	0,55	0,60	0,65
	4,0	2,0	0,15	0,20	0,02	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,00	-0,10	-0,20
			-4,4	-1,4	-0,35	-0,12	0,10	0,23	0,35	0,45	0,50	0,60	0,65	0,70
	9,0	3,0	0,06	0,10	0,10	0,08	0,05	0,05	0,05	0,02	0,00	0,00	-0,05	-0,15
			-4,9	-1,5	-0,50	-0,22	0,05	0,21	0,35	0,45	0,50	0,60	0,65	0,70
60°	1,0	1,0	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,60	0,65	0,63	0,60	0,50	-	-
			-2,0	0,60	0,10	0,28	0,40	0,48	0,50	0,56	0,60	0,65	-	-
	2,0	1,4	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,38	0,35	0,33	0,30	0,20	-	-
			-2,9	-1,05	-0,15	0,10	0,25	0,38	0,45	0,52	0,55	0,85	-	-
	4,0	2,0	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,18	0,15	0,10	-	-
			-3,5	-1,25	-0,30	-0,10	0,10	0,26	0,40	0,48	0,55	0,65	-	-
	9,0	3,0	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,08	0,05	0,00	-	-
			-4,4	-1,05	-0,45	-0,12	0,10	0,26	0,35	0,44	0,50	0,60	-	-
	16,0	4,0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,50	0,00	-	-
			-4,9	-1,65	-0,50	-0,20	0,05	0,19	0,30	0,42	0,50	0,60	-	-

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Батарейные установки циклонов

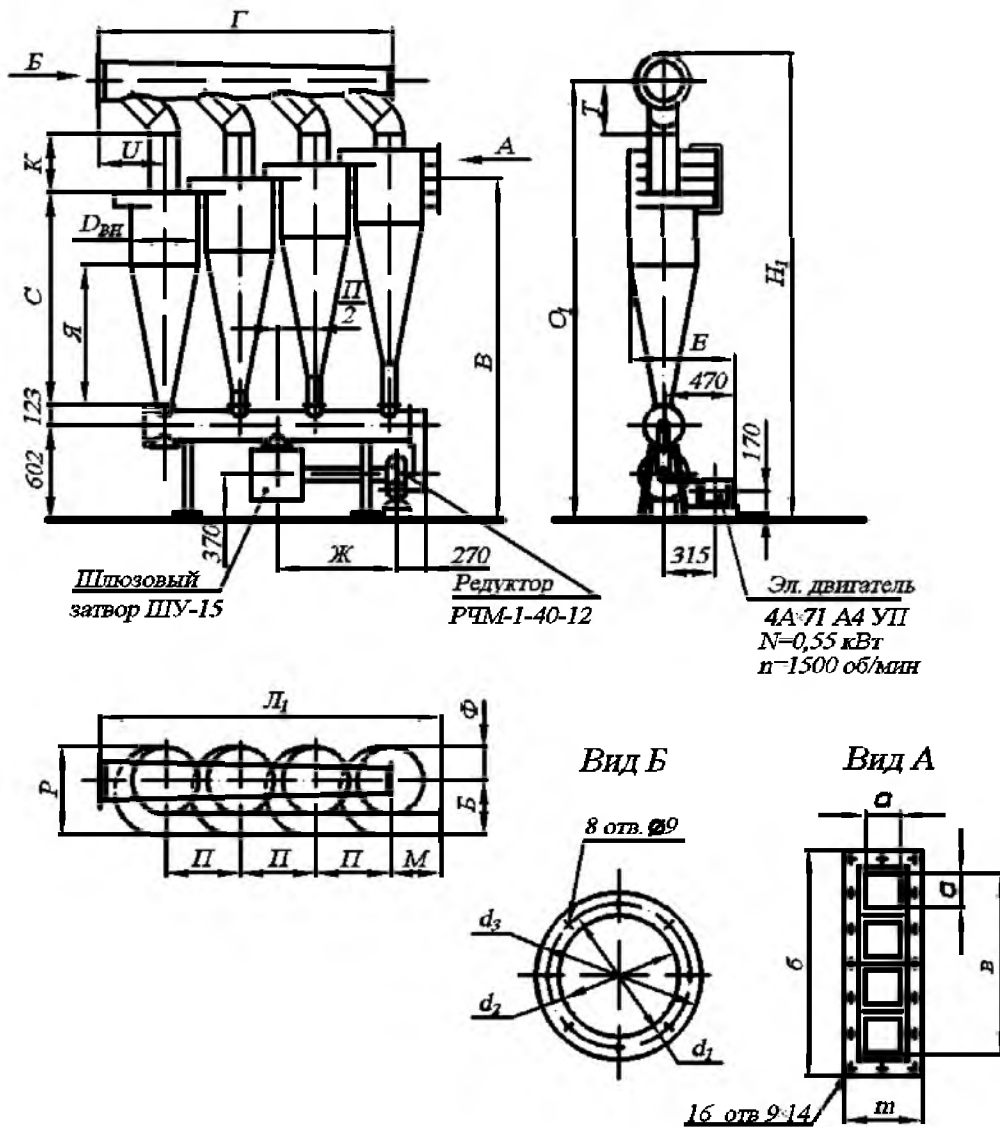


Рисунок Ж.1 – Общий вид батарейных установок циклонов 4УЦ с коллектором

Примечания

- Батарейные установки циклонов 4УЦ выпускаются в 4-х исполнениях:
 - а) с улитками, с установкой шлюзового затвора в конце шнека;
 - б) с улитками, с установкой шлюзового затвора в середине шнека;
 - в) с коллекторами, с установкой шлюзового затвора в конце шнека;
 - г) с коллекторами, с установкой шлюзового затвора в середине шнека.
- Батарейная установка может быть изготовлена правая и левая.

Таблица Ж.1

Обозначение	Q, м³/ч при v=10-12 м/с	Размеры, мм							
		Двн	Н	Л	Р	С	К	П	М
4УЦ-500	2250-2700	500	2965	2214	634	1550	442	510	367
-550	2740-3290	550	3165	2420	696	1705	481	560	392
-600	3240-3890	600	3360	2626	758	1860	520	610	417
-650	3825-4590	650	3560	2832	820	2015	556	660	442

Продолжение таблицы Ж.1

Обозначение	Размеры, мм									
	В	О	Ф	а	у	в	б	т	g	х
4УЦ-500	2404	2867	250	125	91,6	512	550	163	81	745
-550	2572	3061	275	138	100	564	602	176	88	780
-600	2739	3255	300	150	18,3	612	650	188	94	820
-650	2907	3446	325	163	117	664	702	201	11	855

Продолжение таблицы Ж.1

Обозначение	Размеры, мм									
	Б	Т	U	R	Г	А	Ж	г	D1	D2
4УЦ-500	318	380	420	190	1960	900	842	645	140	170
-550	348	420	450	209	2130	1000	917	720	160	190
-600	380	440	470	228	2300	1100	992	795	160	190
-650	410	480	520	247	2510	1200	1067	870	180	210

Продолжение таблицы Ж.1

Обозначение	Размеры, мм								
	D3	d1	d2	d3	Е	Н1	О1	Я	Л1
4УЦ-500	190	312	282	332	720	3265	3100	1150	2320
-550	210	347	217	367	740	3515	3330	1265	2525
-600	210	387	257	407	770	3750	3550	1380	2720
-650	230	432	402	452	795	4000	3780	1495	2945

Продолжение таблицы Ж.1

Обозначение	Масса, кг	
	с улитками	с коллектором
4УЦ-500	318	380
-550	348	420
-600	380	440
-650	410	480

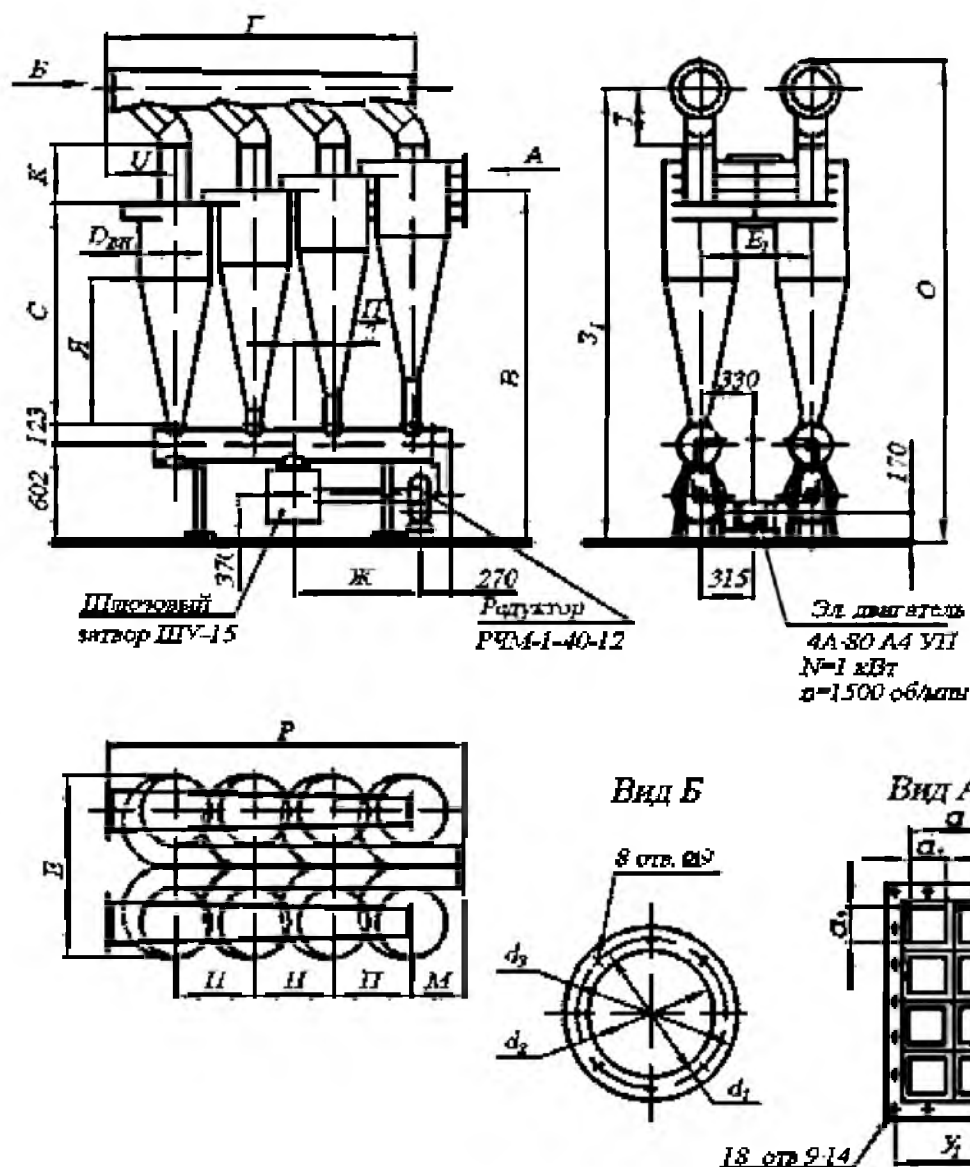


Рисунок Ж.2 – Общий вид батарейных установок циклонов 2×4УЦ с коллекторами

Примечания

1. Батарейные установки циклонов 2×4УЦ выпускаются в 4-х исполнениях:

- а) с улитками, с установкой шлюзовых затворов в конце шнека;
- б) с улитками, с установкой шлюзовых затворов в середине шнека;
- в) с коллекторами, с установкой шлюзовых затворов в конце шнека;
- г) с коллекторами, с установкой шлюзовых затворов в середине шнека.

Таблица Ж.2

Обозначение	Q, м³/ч при v=10-12 м/с	Размеры, мм						
		Двн	М	С	К	П	Е	В
2х4УЦ-500	4500-5400	500	367	1550	442	510	1272	2404
-550	5480-6580	550	392	1705	481	560	1396	2572
-600	6480-7775	600	417	1860	520	610	1520	2739
-650	7650-9180	650	442	2015	556	660	1644	2907
-700	8820-10580	700	467	2170	595	710	1772	3074

Продолжение таблицы Ж.2

Обозначение	Размеры, мм								
	Е1	Р	31	О	Т	Г	И	Ж	Р
2х4УЦ-500	768	2317	3097	3265	380	1960	420	845	190
-550	842	2522	3331	3515	420	2130	450	918	209
-600	916	2717	3546	3750	440	2300	470	993	228
-650	990	2942	3776	4000	480	2510	520	1068	247
-700	1068	3157	4010	4235	520	2680	560	1143	266

Продолжение таблицы Ж.2

Обозначение	Размеры, мм									
	d	d1	d2	a	a1	a2	б	б1	y	y1
2х4УЦ-500	282	312	332	254	125	97	512	550	91	292
-550	317	347	367	280	138	106	564	602	100	318
-600	357	387	407	304	150	114	612	650	108	342
-650	402	432	452	330	163	122	664	702	117	368
-700	402	432	452	354	175	130,7	712	750	125	392

Продолжение таблицы Ж.2

Обозначение	Масса, кг	
	с улитками	с коллекторами
2х4УЦ-500	877	925
-550	956	1060
-600	1052	1168
-650	1119	1263
-700	402	1399

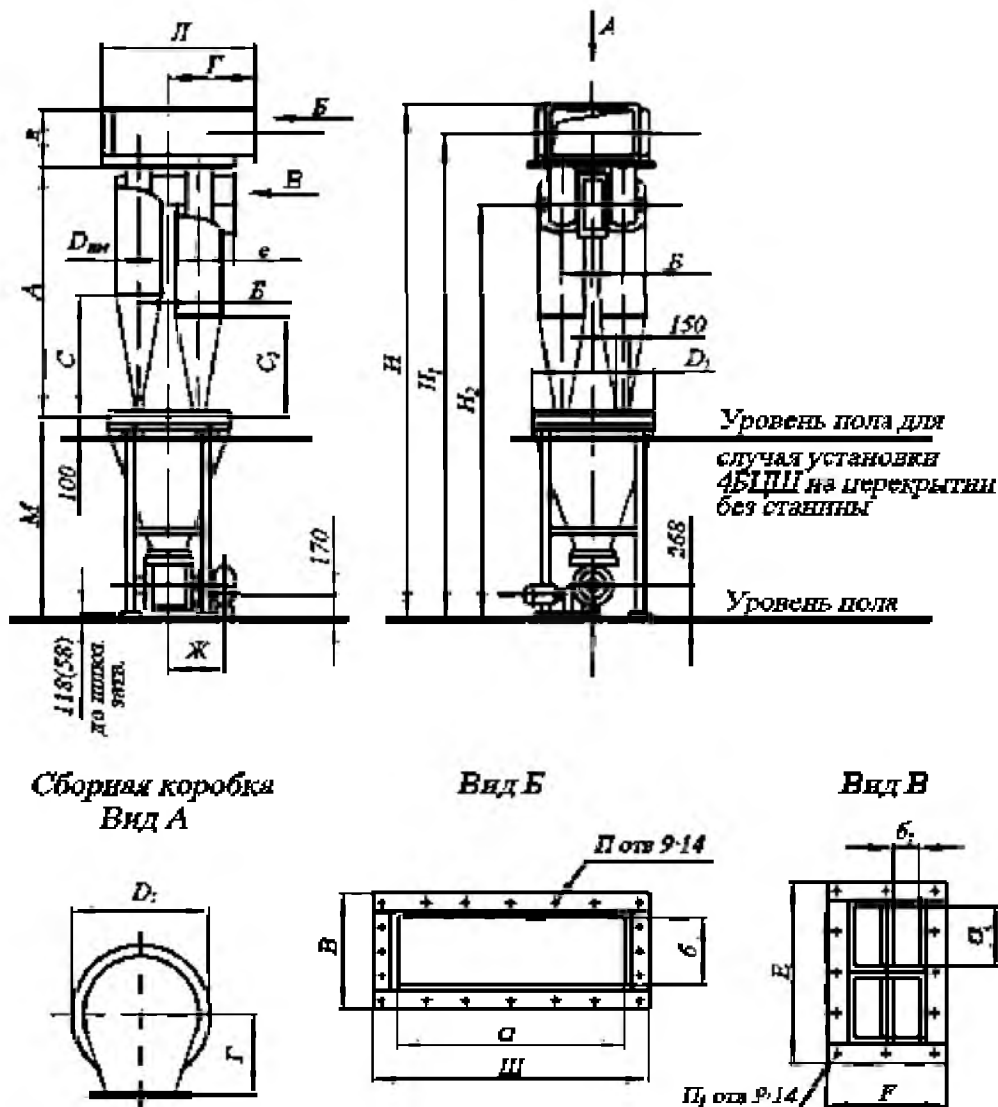


Рисунок Ж.3 – Общий вид батарейной установки циклонов 4БЦШ

Примечания

1. Батарею циклонов можно поворачивать относительно оси сборного конуса на угол, кратный
 30° – для 4БЦШ 200-275;
 $22^\circ 30'$ – для 4БЦШ 300-350;
 15° – для 4БЦШ 400-550.
2. Батарейные циклоны 4БЦШ 200-275 комплектуются шлюзовым затвором ШУ-6; 4БЦШ 300-550 шлюзовым затвором ШУ-15
3. Размеры в скобках относятся к 4БЦШ 300-550
4. Сборную коробку можно поворачивать относительно оси батарейной установки на угол кратный
 30° – для 4БЦШ 200-275;
 $22^\circ 30'$ – для 4БЦШ 300-350;
 15° – для 4БЦШ 400-550.

Таблица Ж.3

Марка	Q, м³/ч		Размеры, мм							
	v=16 м/с	v=18 м/с	A	Б	D _{вн}	H	H ₁	H ₂	Л	Г
4БЦШ-200	1060	1190	1040	220	200	2270	2185	1865	670	365
225	1350	1520	1160	245	225	2390	2305	1970		
250	1670	1880	1280	270	250	2650	2545	2175	740	400
275	2030	2280	1400	295	275	2770	2665	2280		
300	2480	2728	1520	320	300	2995	2870	2455	890	475
350	3220	3630	1766	370	350	3230	3105	2665		
400	4240	4770	1995	420	400	3850	3675	3145	1097	575
450	5390	6060	2235	470	450	4090	3915	3355		
500	6680	7520	2475	520	500	4520	4320	3705	1297	675
550	8100	9120	2715	570	550	4760	4560	3915		

Продолжение таблицы Ж.3

Марка	Размеры, мм									
	М	D ₁	l	в	с	с ₁	Ж	T	D ₂	d ₃
4БЦШ-200	1025	610	315	176	525	405	390	685	634	250
225			343		590	455				
250	1125	680	365	216	655	505			704	
275			393		720	555				
300	1195	830	415	251	785	605	415	735	854	520
350			465		910	705				
400	14465	1044	515	361	1040	805			1068	
450			565		1170	905				
500	1605	1242	615	411	1300	1005			1104	
550			665		1430	1105				

Продолжение таблицы Ж.3

Марка	Размеры, мм												
	d ₄	B	Ш	a	б	х	P	K	O	t	n	n ₁	
4БЦШ-200	500	170	380	326	116	75	60	-	75	2	14	10	
225													
250	550	210	440	386	156	85	80	-	95				
275													
300	630	250	250	446	196	00	80	-	115				
350													
400	830	350	350	616	296	95	80	85	80	3	22	14	
450													
500	1030	400	400	666	346	100	100	85	106				
550													

Продолжение таблицы Ж.3

Марка	Размеры, мм										Масса, кг
	Е	F	a ₁	б ₁	x ₁	P ₁	O ₁	t ₁	d ₁	d ₂	
4БЦШ -200	292	142	151	40	90	92	61	1	150	185	248
225	322	152	130	45	100	102	66				262
250	352	162	145	50	110	112	71				285
275	382	172	160	55	120	122	76				298
300	412	182	175	60	78	80	81	2	220	270	392
350	462	202	200	70	88	90	91				425
400	522	222	230	80	98	110	101				511
450	582	242	260	90	108	130	111				532
500	642	262	290	100	118	150	121				630
550	702	282	320	110	128	170	131				679

ПРИЛОЖЕНИЕ И

Общий вид фильтров-циклонов

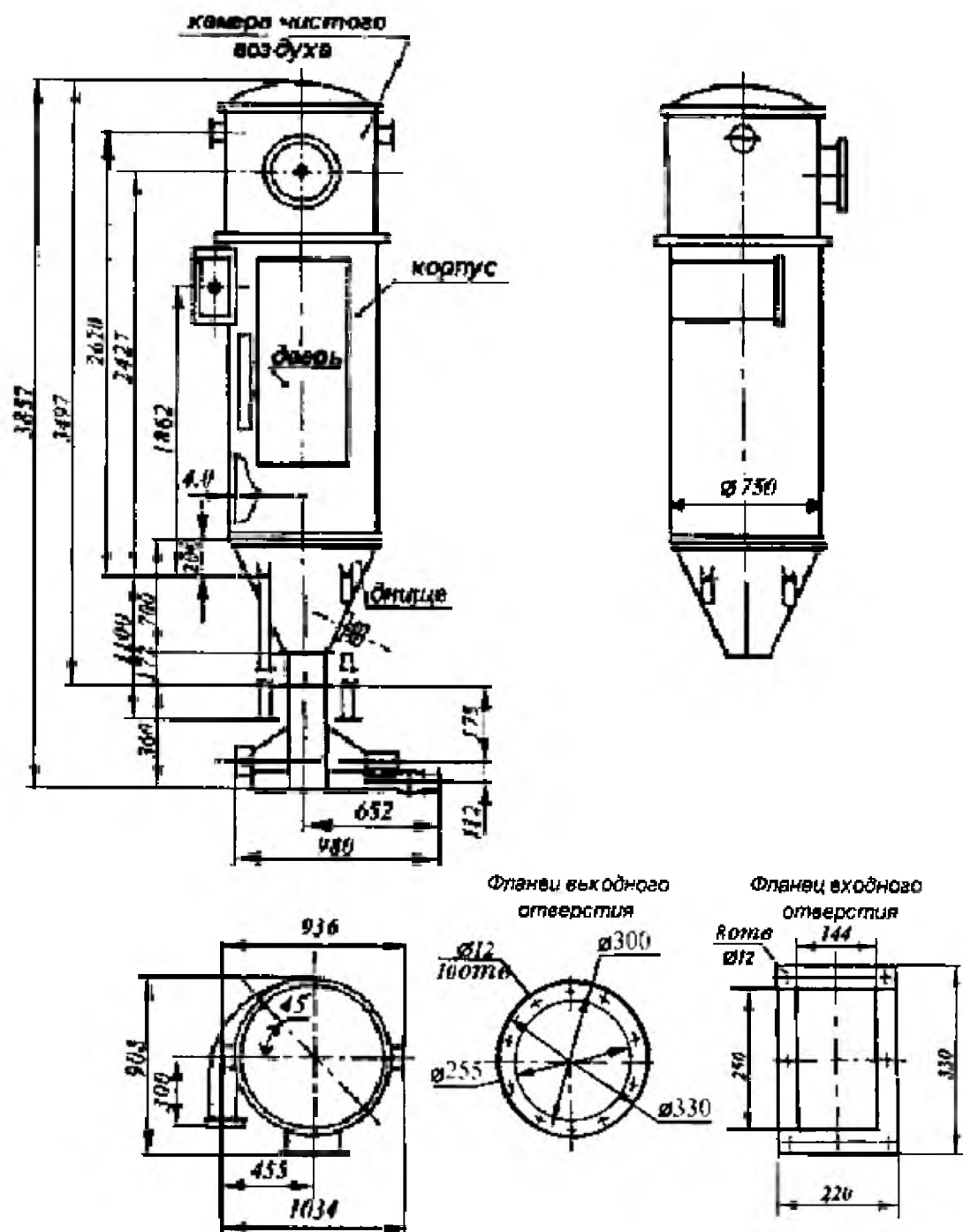


Рисунок И.1 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭ 5,2-8

Примечания

1. Камеру чистого воздуха, корпус, днище можно поворачивать на угол, кратный 30° .
2. Фильтр выпускается правого исполнения и правого исполнения без днища.
3. Шлюзовый питатель РЗ-БШМ/2.

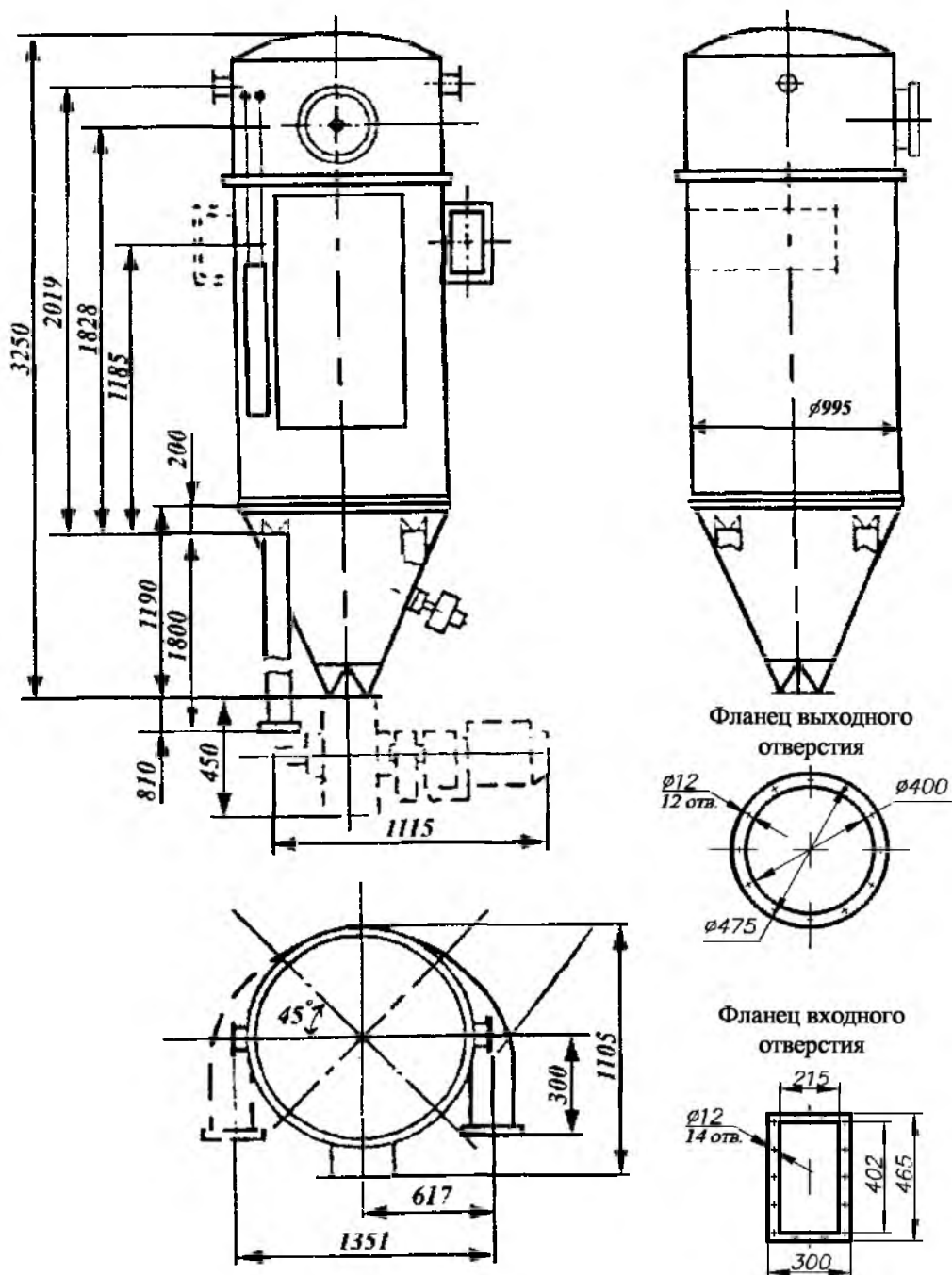


Рисунок И.2 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭ 6,9-16

Примечания

1. Фильтр выпускается правого и левого исполнения.
2. Камеру чистого воздуха, корпус, днище можно поворачивать на угол кратный 15° .
3. Шлюзовый питатель РЗ-БШЗ.

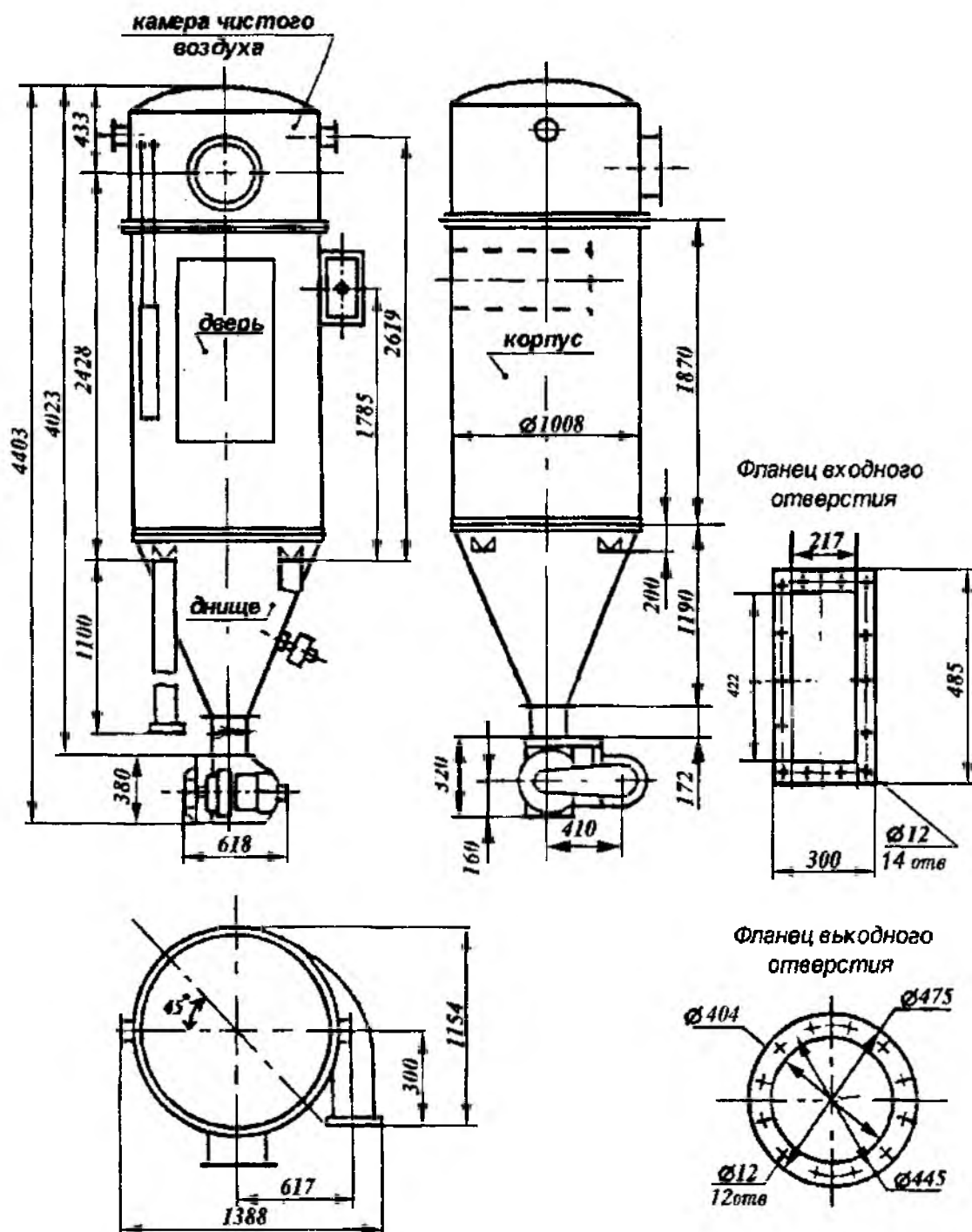


Рисунок И.3 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭ 10,4-16

Примечания

1. Фильтр выпускается только левого исполнения.
2. Камеру чистого воздуха, корпус, днище можно поворачивать на угол, кратный 15° .
3. Шлюзовый питатель РЗ-БШМ/5.

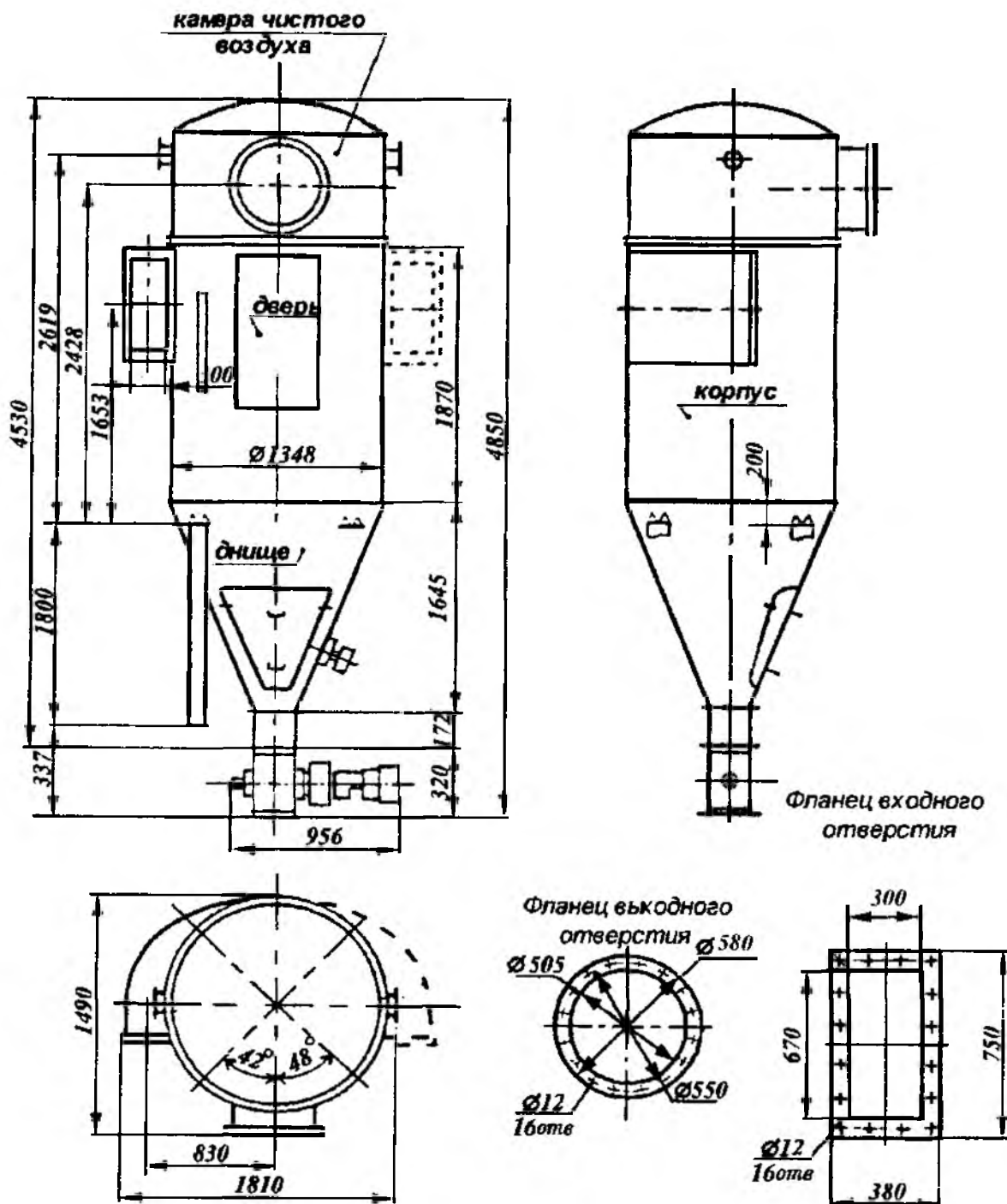


Рисунок И.5 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭ 23,4-36

Примечание

1. Фильтр выпускается правого и левого исполнения и правого с люком.
2. Камеру чистого воздуха, корпус, днище можно поворачивать на угол, кратный 12° .
3. Шлюзовый питатель РЗ-БШМ/2.

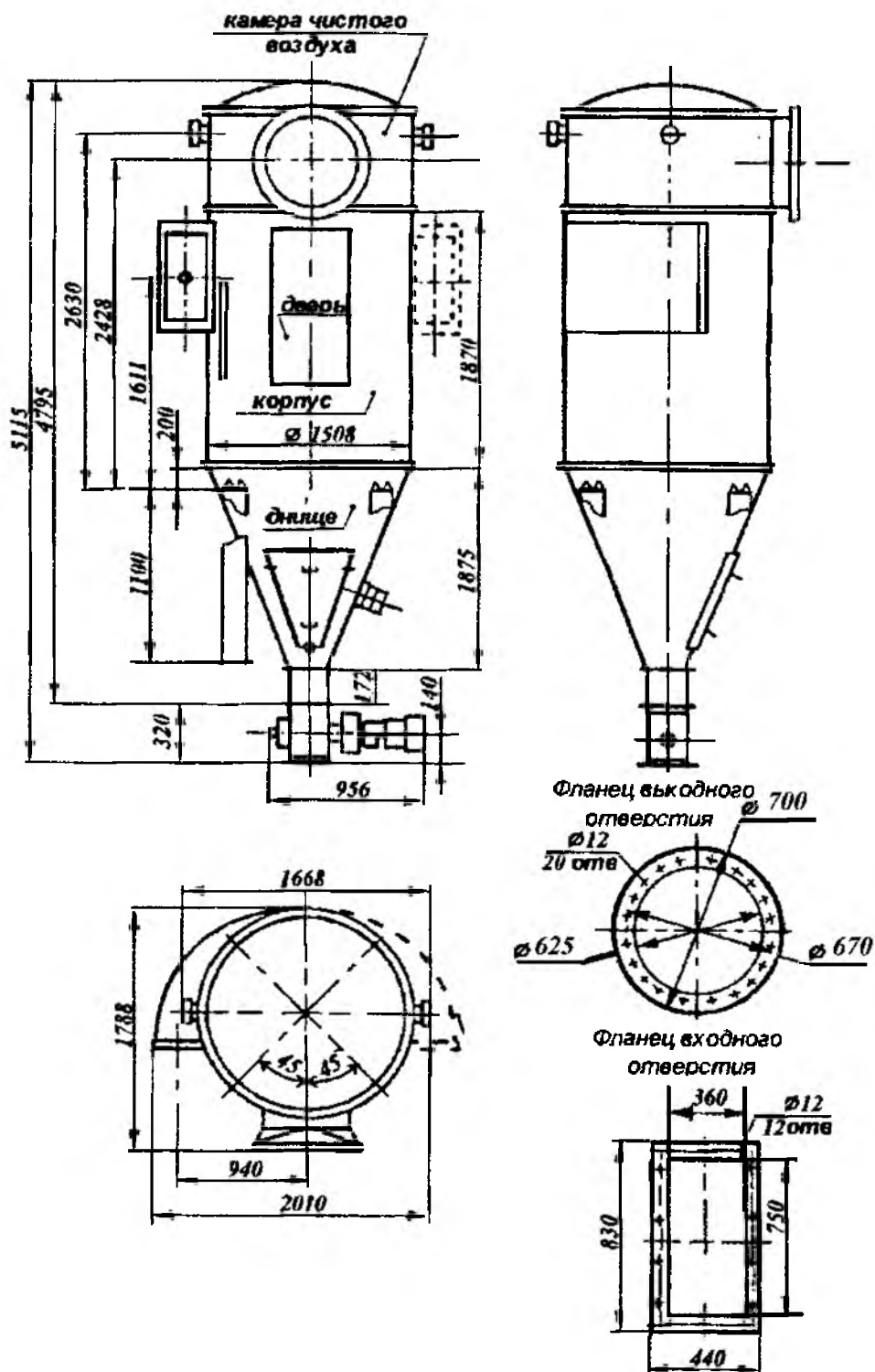


Рисунок И.6 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭ 31,2-48

Примечания

1. Фильтр выпускается правого и левого исполнения с люком и без люка.
2. Камеру чистого воздуха, днище можно поворачивать на угол, кратный 12° .
3. Шлюзовый питатель РЗ-БШМ/2.

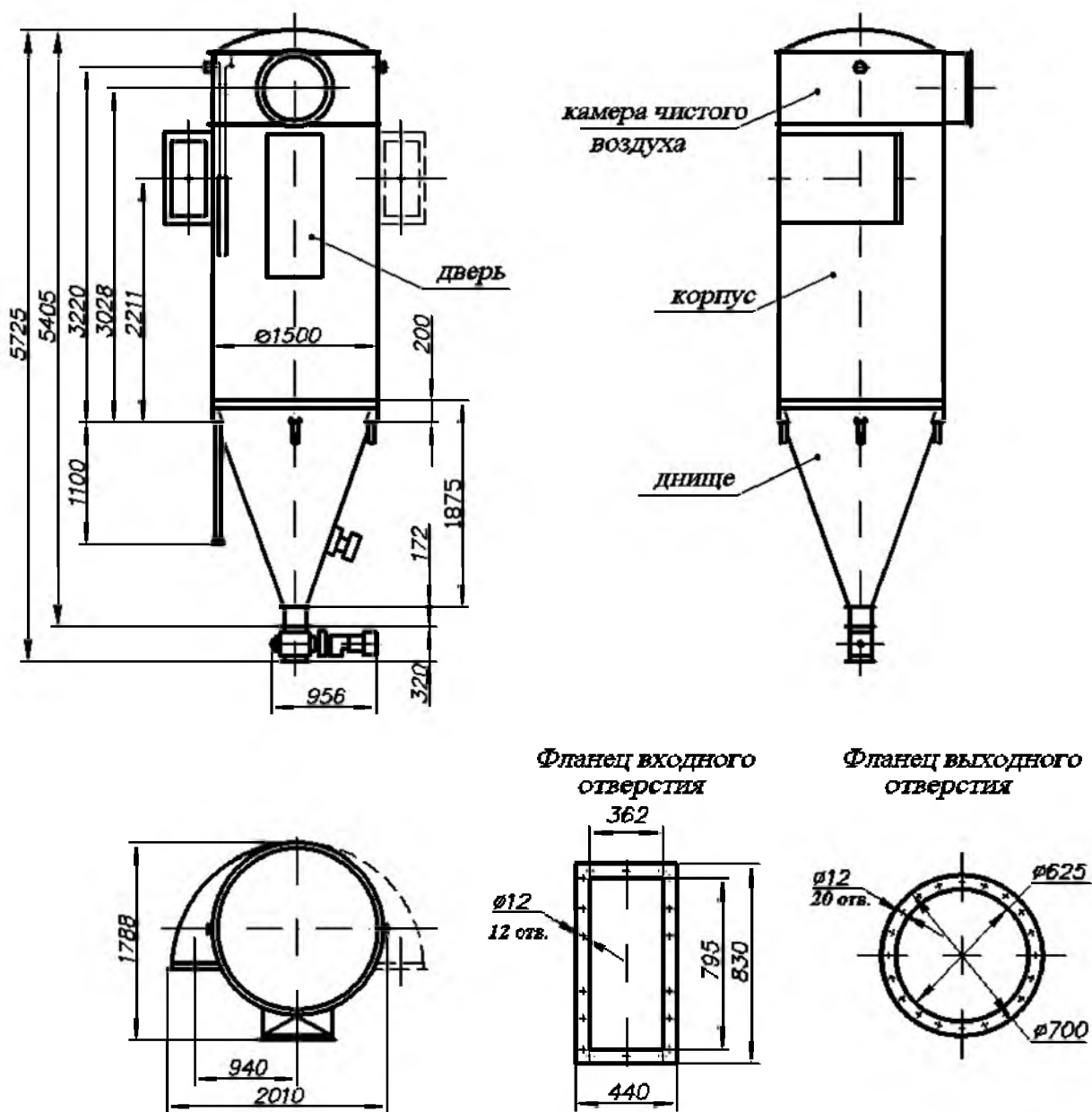
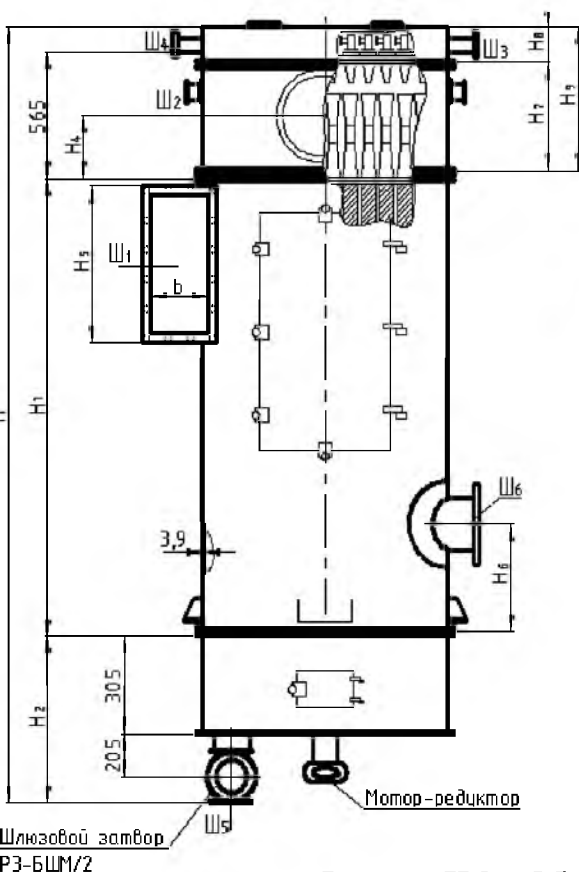


Рисунок И.7 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭ 40,8-48

Примечания

1. Фильтр выпускается правого и левого исполнения.
2. Камеру чистого воздуха, днище можно поворачивать на угол, кратный 12° .
3. Шлюзовый питатель РЗ-БШМ/2.



Шлюзовой затвор
РЗ-БШМ/2

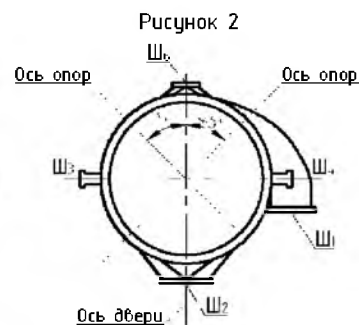
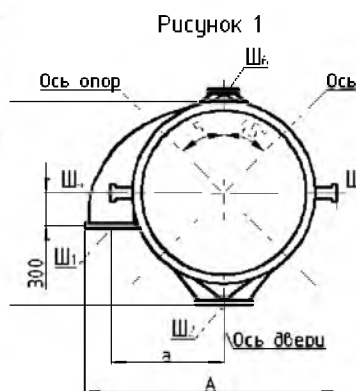


Таблица И.1

Обозначение	Наименование
Ш1	Вход запыленного воздуха
Ш2	Выход очищенного воздуха
Ш3	Вход воздуха на продувку рукавов
Ш4	Вход воздуха на продувку рукавов
Ш5	Выгрузка пыли
Ш6	Штуцер для взрыворазрядителя

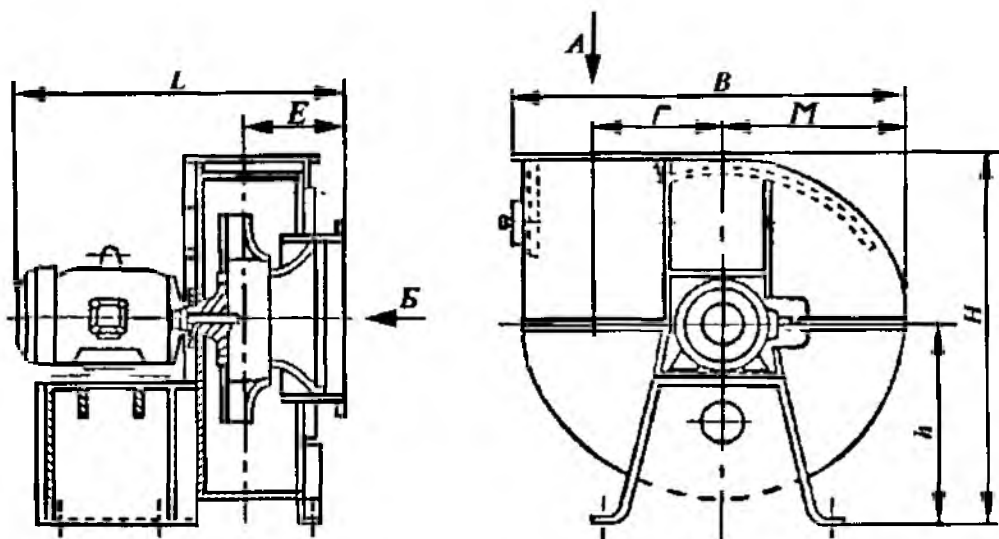
Рисунок И.8 – Общий вид фильтра-циклона РЦИЭМ

Таблица И.2

Тип фильтра	Рис.	Длина рукавов, мм	H	H ₁	H ₂	H ₄	H ₅	H ₆	H ₇	H ₈	H ₉	D	d	a	A	B
РЦИЭМ 6,9-16-01	1	1200	2820	1270	670	264	445	300	490	390	880	1000	265	617	1368	1168
РЦИЭМ 6,9-16-02	2	1200	2820	1270	670	264	445	300	490	390	880	1000	265	617	1368	1168
РЦИЭМ 10,4-16-02	2	1800	3420	1870	670	264	445	300	490	390	880	1000	265	617	1388	1154
РЦИЭМ 15,6-24-02	2	1800	3420	1870	670	264	540	400	490	390	880	1140	315	715	1545	1280
РЦИЭМ 23,4-36-01	1	1800	3420	1870	670	264	715	400	490	390	880	1340	345	830	1735	1507
РЦИЭМ 23,4-36-02	2	1800	3420	1870	670	264	715	400	490	390	880	1340	345	830	1735	1507
РЦИЭМ 31,2-48-01	1	1800	3420	1870	670	264	795	400	490	390	880	1500	405	940	2010	1788
РЦИЭМ 31,2-48-02	2	1800	3420	1870	670	264	795	400	490	390	880	1500	405	940	2010	1788
РЦИЭМ 40,8-48-01	1	2400	4020	2470	670	264	795	400	490	390	880	1500	405	940	2010	1788
РЦИЭМ 40,8-48-02	2	2400	4020	2470	670	264	795	400	490	390	880	1500	405	940	2010	1788

ПРИЛОЖЕНИЕ К

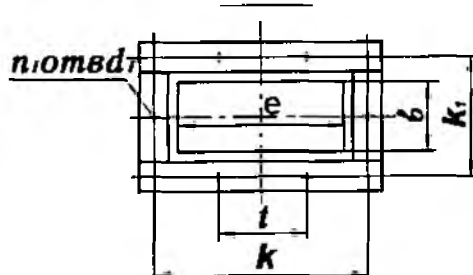
Вентиляторы



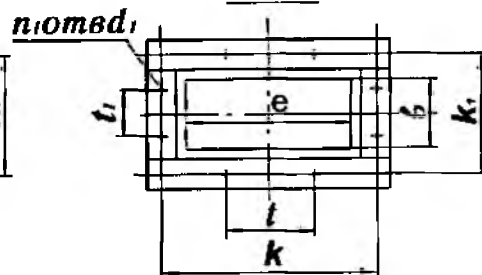
В.Ц5-35-3.55В1.01У2

В.Ц5-35-4В1.01У2
В.Ц5-45-4.25В1.01У2

Вид А

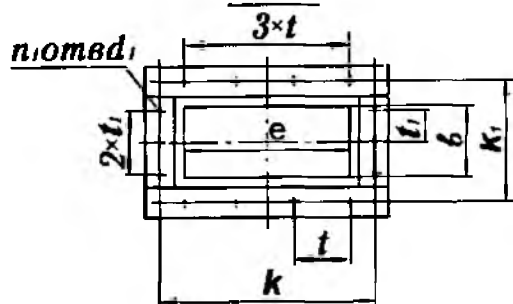


Вид А



В.Ц5-50-8В1.01У2

Вид А



Вид Б

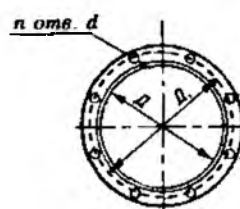


Рисунок К.1 – Общий вид вентиляторов В.Ц5-35, В.Ц5-45, В.Ц5-50

Таблица К.1 – Технические характеристики вентиляторов В.Ц5-35, В.Ц5-45, В.Ц5-50

№ п/п	Тип вентилятора	Номинальная производит. тыс. м ³ /ч	Номинальное положение давления, Па	Максимальный полный КПД	Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Установленная мощность кВт	Тип электродвигателя	Масса без эл. двигателя кг	Относительный диаметр раб. кол. Д/Дн
1	В.Ц5-35-3.55В1.0.1У2	0.9	1630	0.71	2480	0.75	АИМ71А2	45	1.00
2	В.Ц5-35-4В1.0.1У2	1.8	2400	0.75	2930	2.2	АИМ80В2	62	1.03
3	В.Ц5-45-4.25В1.0.1У2	3.0	2580	0.80	2900	4.0	АИМ100S2	77	1.00
4	В.Ц5-50-8В1.0.1У2	16.2	2350	0.85	1450	15.0	АИМ160S4	354	1.01

Таблица К.2 – Размеры вентиляторов

Индекс вентилятора	L	B	H	h	Г	Е	Д	Д ₁	е	в	к	к ₁
В.Ц5-35-3.55В1.0.1У2	476	580	586	335	204.5	142	139	182	156	97	200	141
В.Ц5-35-4В1.0.1У2	554	638	682	400	227.5	162	174	219	175	138	219	182
В.Ц5-45-4.25В1.0.1У2	645	752	765	450	268.5	181	220	265	221	175	265	219
В.Ц5-50-8В1.0.1У2	1162	1470	1380	800	520.5	316	557	629	559	443	629	513

Продолжение таблицы К.2

Индекс вентилятора	t ₁	d	d ₁	d ₂	n	n ₁	C	C ₁	C ₂	C ₃	t	M
В.Ц5-35- 3.55В1.0.1У2	---	11.5	11.5	11.5	8	6	146	170	360	70	112	260
В.Ц5-35- 4В1.0.1У2	112					8	189	200	450	92	112	284
В.Ц5-45- 4.25В1.0.1У2							226	230		111		334
В.Ц5-50- 8В1.0.1У2	160	14	14	14	16	14	530	360	870	255	160	614

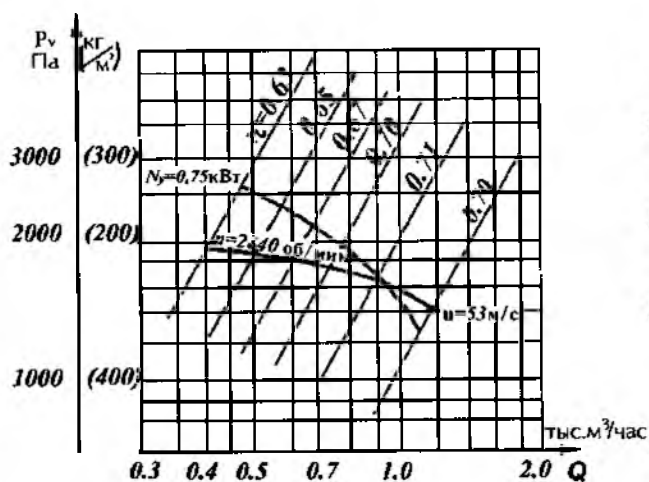


Рисунок К.2 – Аэродинамическая характеристика вентилятора В.Ц5-35-3.55В1.01

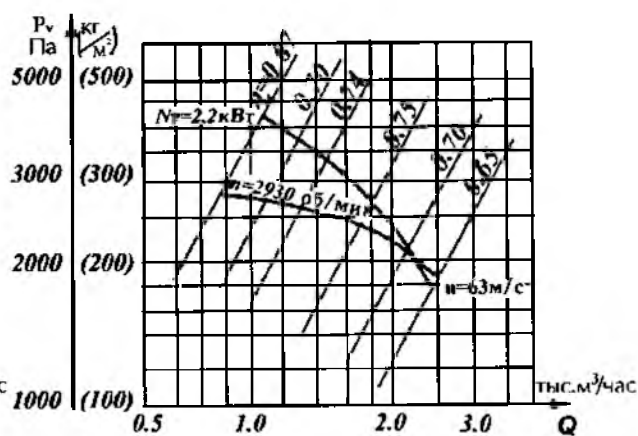


Рисунок К.3 – Аэродинамическая характеристика вентилятора В.Ц5-35-4В1.011

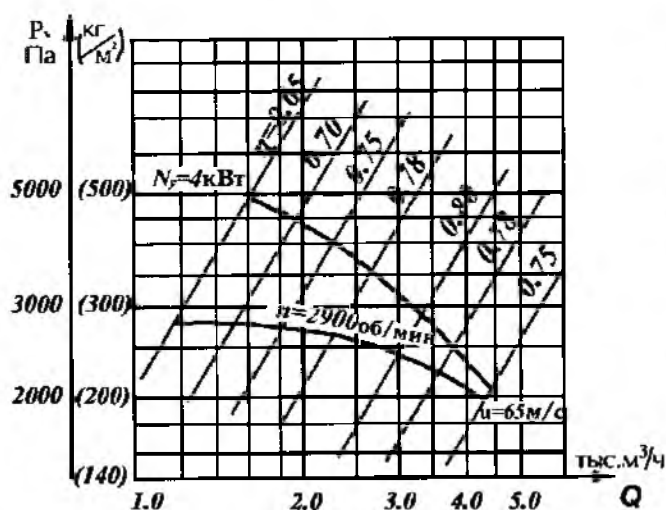


Рисунок К.4 – Аэродинамическая характеристика вентилятора В.Ц5-45-4.25В1.01

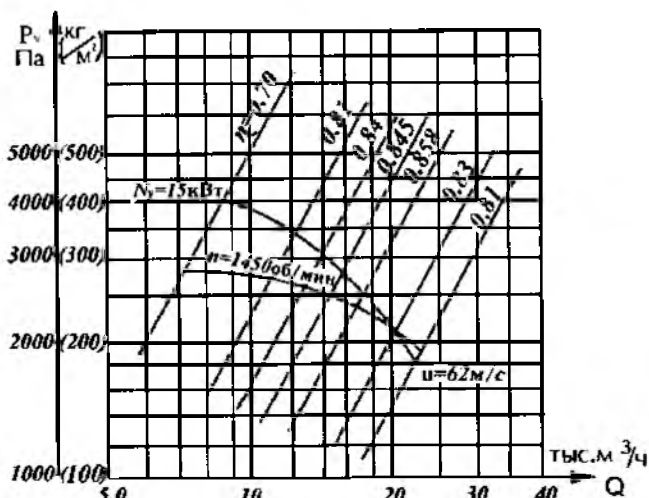


Рисунок К.5 – Аэродинамическая характеристика вентилятора В.Ц5-50-8В1.01

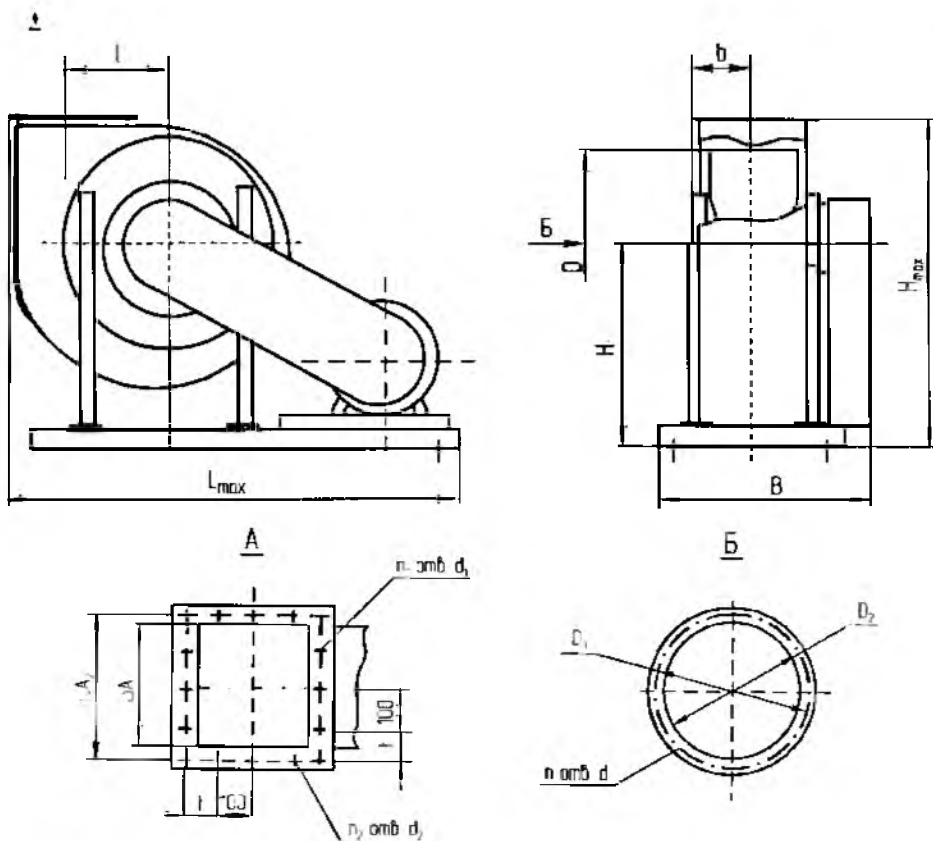
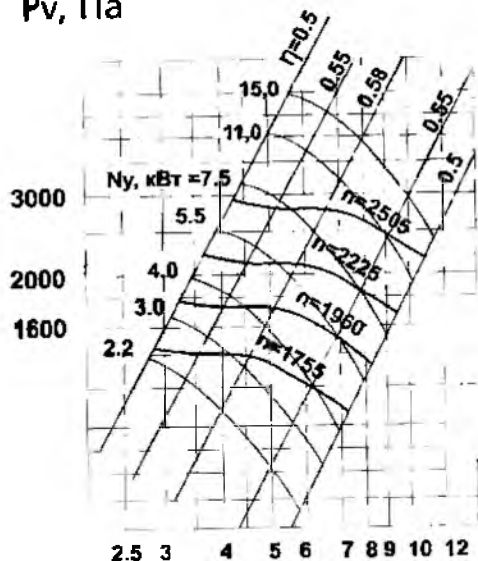


Рисунок К.6 – Общий вид вентилятора ВР-120-45

Таблица К.3 – Размеры вентиляторов

№ венти- лятора	Размеры, мм																	
	D	H _{max}	H _I	L _{max}	B	D _I	D ₂	A ₁	A ₂	t	d	d ₁	d ₂	n	n ₁	n ₂	l	b
5	500	881	500	1432	650	460	420	300	342	71	12	M8	11	8	3	13	250	200
6,3	630	988	610	1740	760	590	530	380	420	110	12	M8	11	8	3	13	322	245
8	800	1157	770	2200	985	740	675	480	526	62	14	M10	12	16	5	15	400	301

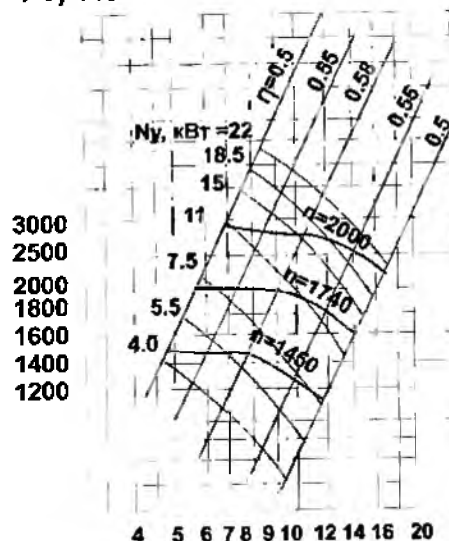
P_v , Па



Q , тыс м³/час

Рисунок К.7 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР-120-45-5

P_v , Па



Q , тыс м³/час

Рисунок К.8 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР-120-45-6,3

$P_v, \text{Па}$

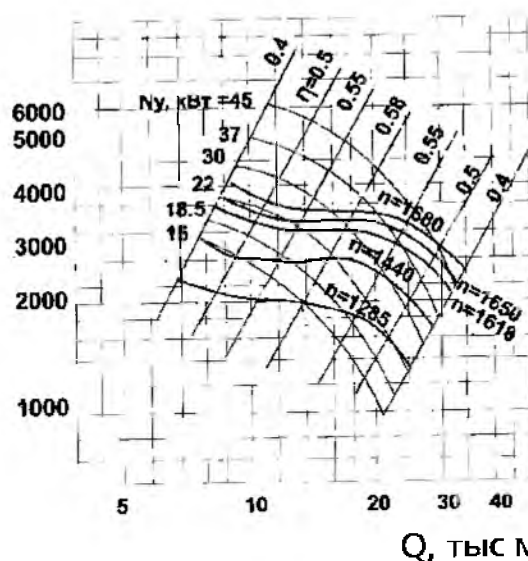
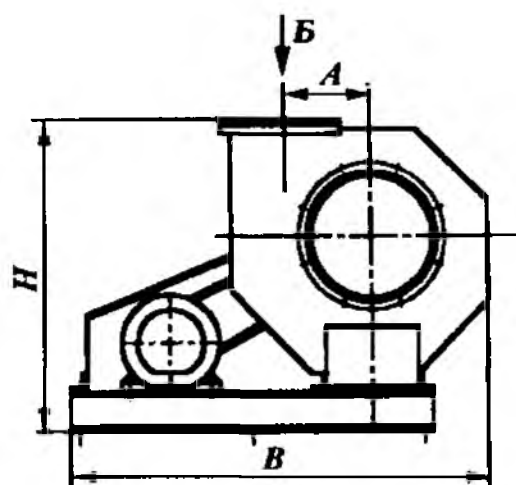


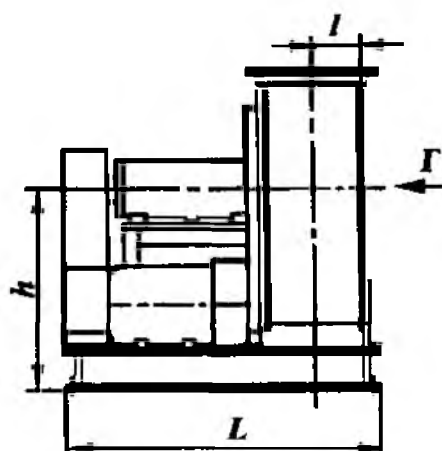
Рисунок К.9 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР-120-45-8

Таблица К.4 – Комплектация вентиляторов

Типоразмер вентилятора	Констр. исполнение	Электродвигатель		Частота вращения рабочего колеса, мин ⁻¹	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м³/час	Полное давление, Па	
ВР-120-45-5	5	АИР112М4	5,5	1755	2,7 ÷ 7,2	1420 ÷ 1050	243
		АИРХМ132S4	7,5	1960	3,2 ÷ 8,0	1800 ÷ 1380	264
		А132S4	7,5	2225	3,6 ÷ 7,8	2200 ÷ 1900	246
		АИРХ132М4	11	2225	3,7 ÷ 9,5	2200 ÷ 1750	277,5
		А132М4	11	2505	4,2 ÷ 9,0	2900 ÷ 2400	254
		АИР160S4	15	2505	4,2 ÷ 10,2	2900 ÷ 2200	314
ВР-120-45-6,3	5	АИРХ132S4	7,5	1450	4,8 ÷ 10,0	1480 ÷ 1230	353
		АИРХМ132М4	11	1740	5,8 ÷ 10,0	2100 ÷ 1900	366,5
		АИР160S4	15	1740	5,8 ÷ 14,0	2100 ÷ 1600	403
		АИР160S4	15	2000	6,5 ÷ 10,5	2900 ÷ 2750	403
		АИР160М4	18,5	2000	6,5 ÷ 14,0	2900 ÷ 2500	423
		А180S4	22	2000	6,5 ÷ 17,0	2900 ÷ 2000	453
ВР-120-45-8		АИР160S4	15	1285	8,2 ÷ 13,8	1900 ÷ 1800	545
		АИР160М4	18,5	1285	8,2 ÷ 16,0	1900 ÷ 1700	567
		А180S4	22	1285	8,2 ÷ 23,0	1900 ÷ 1300	595
		АИР160М4	18,5	1440	9,1 ÷ 12,0	2510 ÷ 2490	565
		А180S4	22	1440	9,1 ÷ 16,1	2510 ÷ 2480	582
		А180М4	30	1440	9,1 ÷ 20,0	2510 ÷ 2200	615
		А200М4	37	1615	10,2 ÷ 15,8	3100 ÷ 3000	615
		А200L4	45	1615	10,2 ÷ 23,0	3100 ÷ 2700	655
		А200М4	37	1650	10,8 ÷ 20,0	3400 ÷ 3100	670
		А200L4	45	1650	10,8 ÷ 28,0	3400 ÷ 2600	685
		А200М4	37	1680	11,5 ÷ 18,0	3560 ÷ 3480	670
		А200L4	45	1680	11,2 ÷ 27,0	3560 ÷ 3000	685



Вид Б



Вид Г

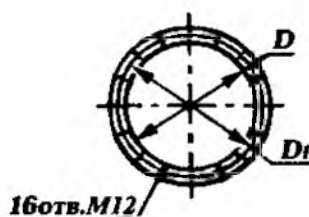
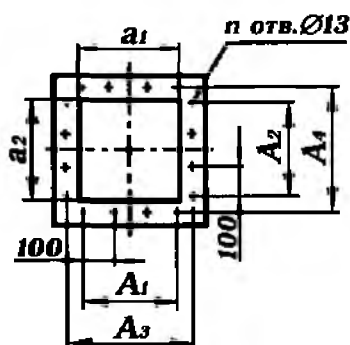


Рисунок К.10 – Общий вид вентилятора ВР-100-45№№5;6,3

Таблица К.5 – Размеры вентиляторов

Вентилятор	Размеры, мм											
	h	l	L _{max}	A	H	B	D	D ₁	d	a ₁	a ₂	A ₁
ВР 100-45-5	550	155	1100	250	877	1260	350	390	15	300	300	200
ВР 100-45-6,3	740	195	1200	316	1142	1600	440	500	18	380	380	300

Продолжение таблицы К.5

Вентилятор	Размеры, мм							n	n ₁	n ₂
	A ₂	A ₃	A ₄	C	C ₁	C ₂	C ₃			
ВР 100-45-5	200	342	342	185	550	1060	233	12	2	2
ВР 100-45-6,3	300	430	430	220	700	1160	275	16	3	3

Таблица К.6 – Комплектация электродвигателями

Типоразмер	Конструктивное исполнение	Двигатель		Частота вращения рабочего колеса, об/мин	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора не более, кг
		Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м³/час	Полное давление, Па	
ВР100-45-5	5	АИР112М4	5,5	1810	2,7-6,2	1600-1220	354
		АИР112М4	5,5	2030	3,0-5,2	2000-1840	356
		АИР132S4	7,5	2030	3,0-7,3	2000-1600	376
		АИР132S4	7,5	2285	3,4-5,8	2550-2350	377
		АИР132М4	11	2285	3,4-8,0	2550-2000	403
		АИР132М4	11	2575	3,7-7,2	3250-2700	414
		АИР160S4	15	2575	3,7-9,0	3250-2450	469
ВР 100-45-6,3	5	АИР132М4	11	1615	6,3-10,5	2100-1800	480
		АИР160S4	15	1810	7,0-11,0	2600-2300	531
		АИР160М4	18,5	1810	7,0-13,5	2600-2100	546
		АИР160М4	18,5	2040	8,0-10,4	3300-3100	573
		АИР180S4	22	2040	8,0-13,2	3300-2900	557

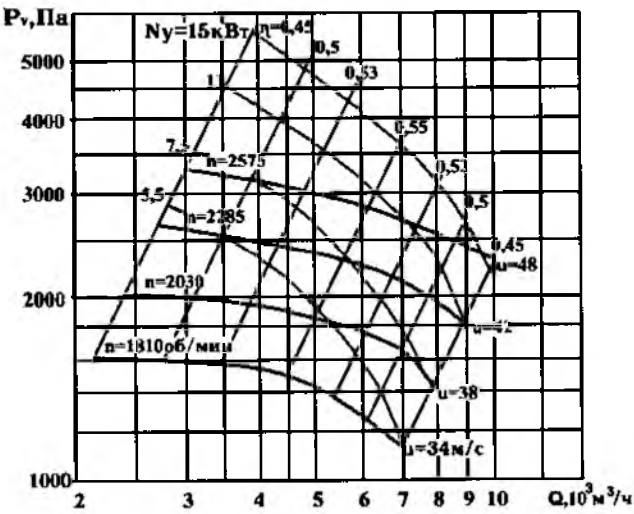


Рисунок К.11 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР-100-45-5

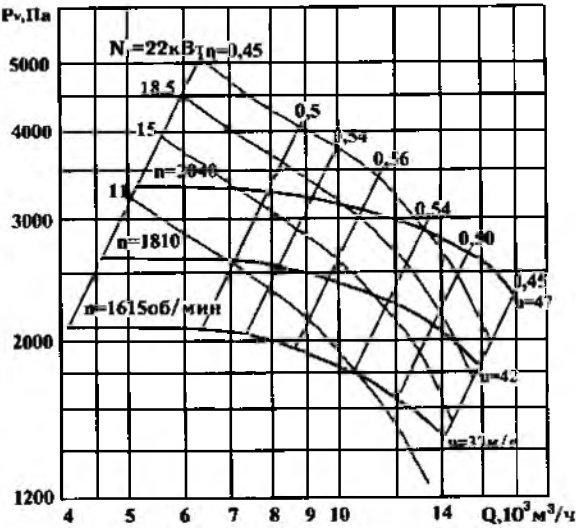


Рисунок К.12 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР-100-45-6,3

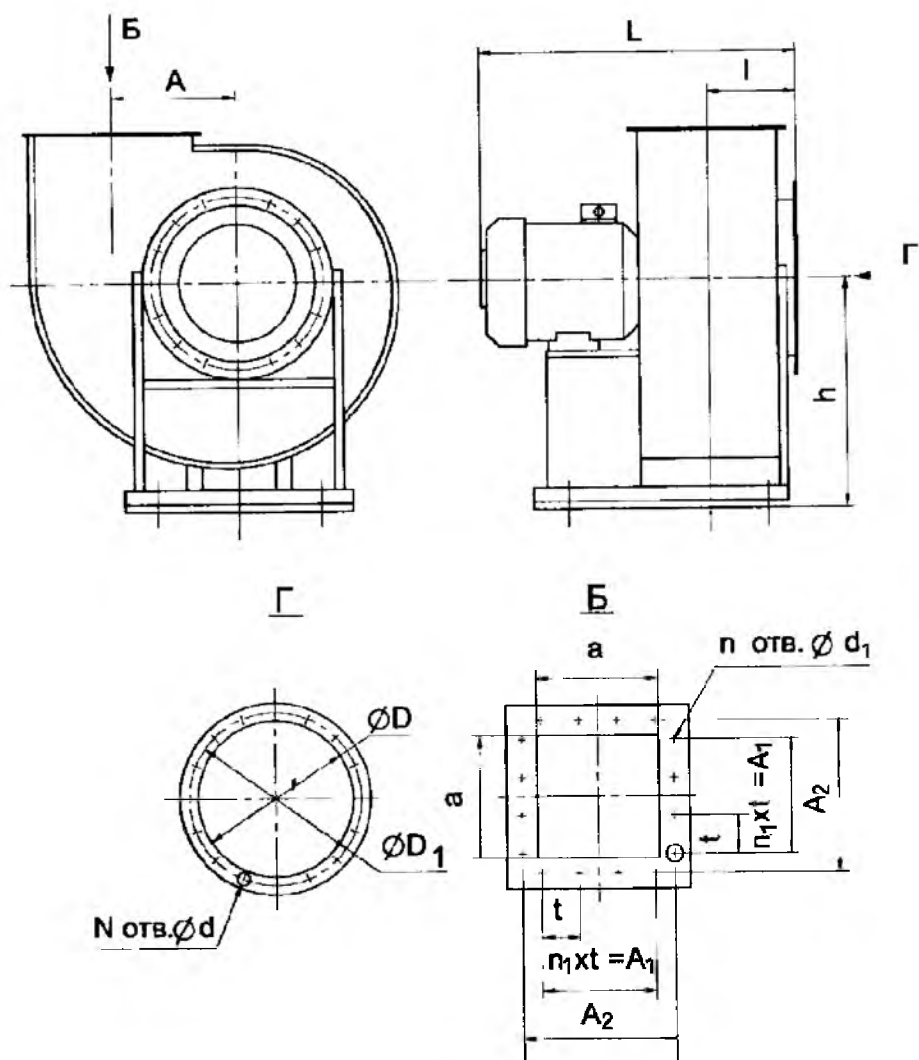


Рисунок К.13 – Общий вид вентилятора ВР-86-77-4

Таблица К.7 – Размеры вентиляторов

Вентилятор	Размеры, мм														
	h	l	L _{max}	A	D	D ₁	d	d ₁	a	A ₁	A ₂	t ₁	N	n	n ₁
ВР-86-77-4	520	192	695	260	403	430	8,5·14	7	280	200	310	100	8	12	2
ВР-86-77-6,3	720	308	1000	410	640	660	7·14	7	441	400	470	100	16	20	4

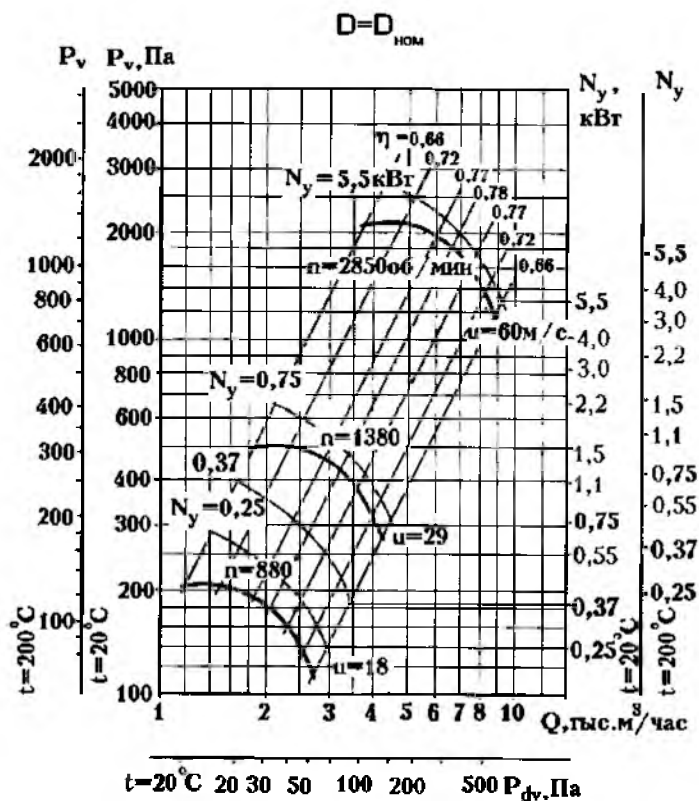


Рисунок К.14 – Аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77-4

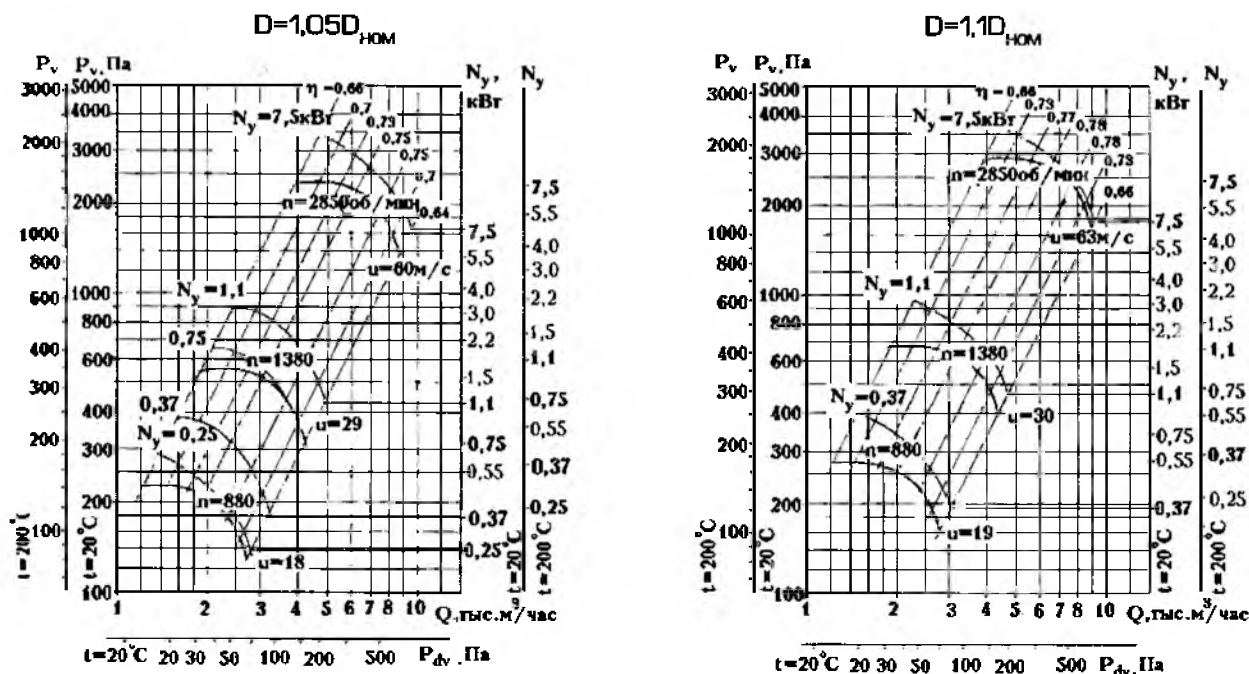
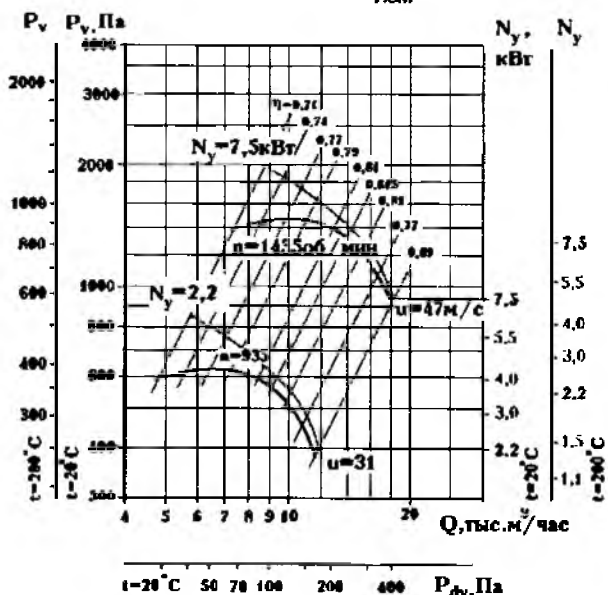


Рисунок К.15 – Аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77-4

D=1,05D_{НОМ}



D=1,1D_{НОМ}

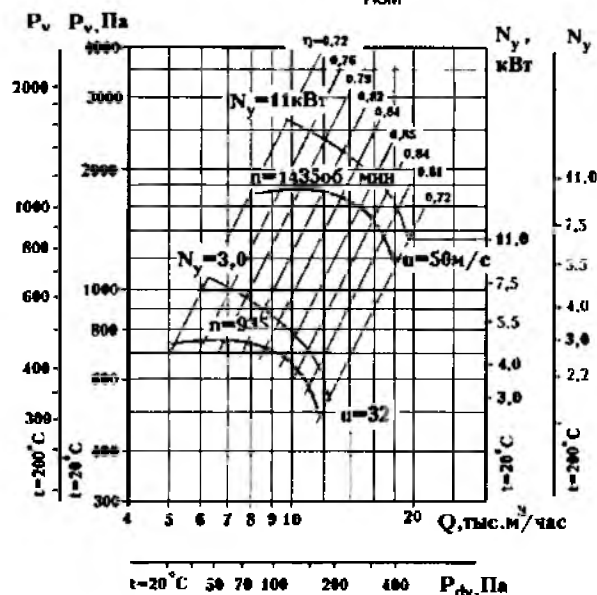


Рисунок К.16 – Аэродинамические характеристики вентилятора ВР-86-77-6,3

Таблица К.8 – Комплектация электродвигателями

Типоразмер вентилятора	Констр. исполнение	Относит. диаметр колеса	Электродвигатель		Частота вращения рабочего колеса, мин ⁻¹	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг
			Типоразмер	Мощность, кВт		Производительность, тыс. м³/час	Полное давление, Па	
ВР-86-77-4	1	1	АИР63В6	0,25	880	1,4 ÷ 2,7	210 ÷ 120	46,2
			АИР71В4	0,75	1380	2,2 ÷ 4,1	500 ÷ 300	51,5
			АИР100L2	5,5	2850	4,3 ÷ 8,3	2200 ÷ 1250	72,2
		1,05	АИР63В6	0,25	880	1,3 ÷ 2,75	230 ÷ 140	46,6
			АИР71В4	0,75	1380	2,0 ÷ 4,2	560 ÷ 330	51,5
			АИР80А4	1,1	1380	2,0 ÷ 4,2	560 ÷ 330	54,8
			АИР112М2	7,5	2850	4,3 ÷ 8,6	2350 ÷ 1500	89,8
		1,1	АИР71А6	0,37	880	1,3 ÷ 2,7	270 ÷ 180	51,6
			АИР80А4	1,1	1380	2,1 ÷ 4,2	670 ÷ 440	54,5
ВР-86-7-6,5	1	1,05	АИР100L6	2,2	935	5,4 ÷ 11,5	610 ÷ 400	163
			АИР132S4	7,5	1435	8,3 ÷ 17,5	1430 ÷ 940	201
		1,1	АИР112МА6	3	935	6,2 ÷ 11,5	750 ÷ 530	180
			АИР132М4	11	1435	9,2 ÷ 17,8	1750 ÷ 1200	201

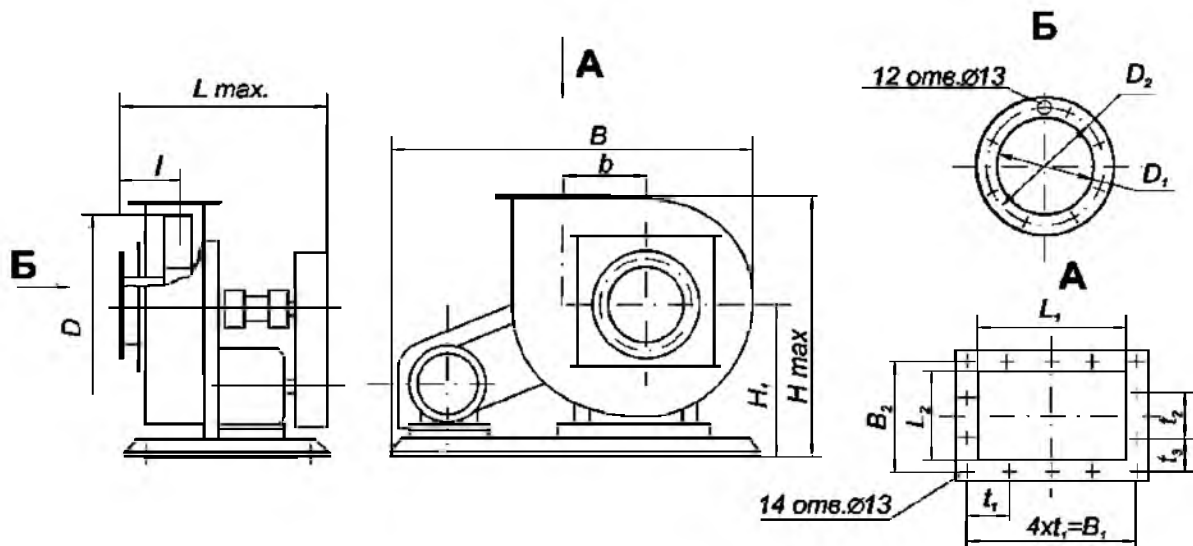


Рисунок К.17 – Габаритные и присоединительные размеры вентиляторов
ВР120-28 № 8

Таблица К.9 – Размеры вентиляторов

№ вент.	Размеры, мм															
	D	H _{max}	H ₁	L _{max}	B	D ₁	D ₂	L ₁	L ₂	B ₁	B ₂	t ₁	t ₂	t ₃	b	l
8	800	1313	845	1110	2046	400	430	320	240	370	292	92,5	100	96	484	230

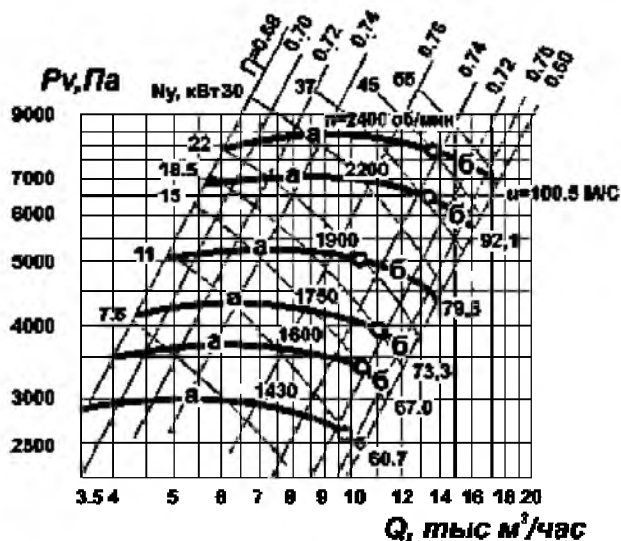


Рисунок К.18 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР120-28 № 8

Таблица К.10 – Комплектация вентиляторов

Типоразмер вентилятора	Констр. исполнение	Электродвигатель		Частота вращения рабочего колеса, мин ⁻¹	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг
		Типоразмер	кВт		Производительность, тыс. м³/час	Полное давление, Па	
ВР120-28 №8	5	АИРХМ132М4	11	1430	3,5 ÷ 9,5	3000 ÷ 2600	635
		АИР160S4	15	1430	3,5 ÷ 10,0	3000 ÷ 2500	677
		АИР160S4	15	1600	4,0 ÷ 10,3	3700 ÷ 2800	685
		АИР160М4	18,5	1600	4,0 ÷ 11,3	3700 ÷ 3200	720
		А180S4	22	1750	4,3 ÷ 12,2	4200 ÷ 3500	750
		А180S4	22	1900	4,8 ÷ 10,3	5100 ÷ 5000	737
		А180М4	30	1900	4,8 ÷ 13,8	5100 ÷ 4400	720
		А200L4	45	2200	5,5 ÷ 16,0	6800 ÷ 6700	840
		А200L4	45	2400	6,0 ÷ 17,0	8160 ÷ 7120	850

Вентиляторы ВР 132-30

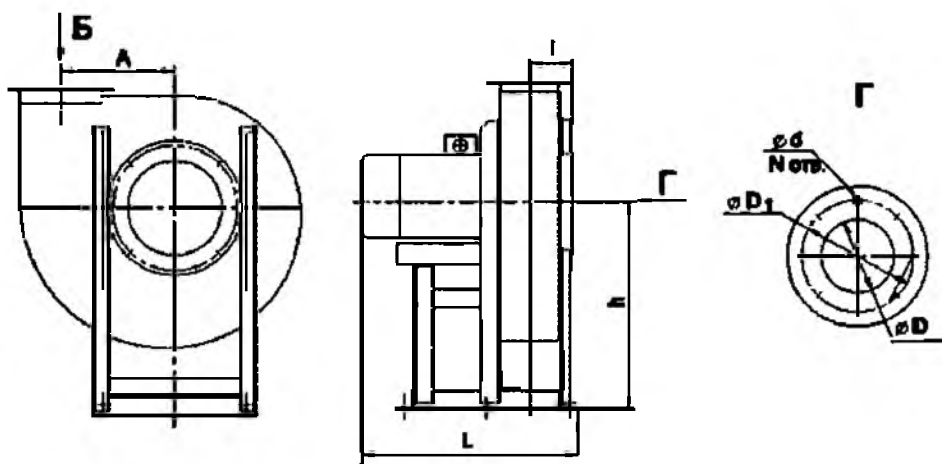


Рисунок К.19 – Габаритные и присоединительные размеры вентиляторов ВР 132-30 (1-е исполнение)

Таблица К.11

Типоразмер вентилятора	Размеры, мм							
	h	I	L	A	D	D ₁	d	N
ВР 132-30-5-02	550	115	571	300	250	336	9	8
ВР 132-30-6,3-02	600	146	880	377	315	430	9	12
ВР 132-30-10-02	900	228	1100	600	500	645	15	12

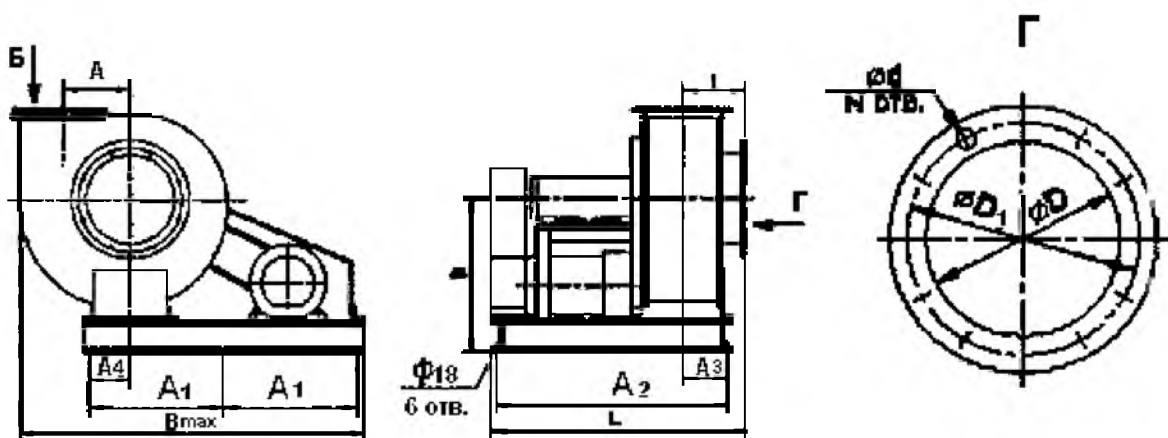


Рисунок К 20 – Габаритные и присоединительные размеры вентиляторов ВР 132-30 (5-е исполнение)

Таблица К.12

Типоразмер вентилятора	Размеры, мм																			
	h	I	I _{max}	B _{max}	D	D ₁	d	D ₁	A	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	C	C ₁	C ₂	C ₃	C ₄	N	n
ВР 132-30-6,3-03	740	145	1010	1719	315	430	9	18	377,5	700	920	77	275	275	920	700	700	77	12	6
ВР 132-30-8-01	800	182	1144	1874	400	530	15	18	480	780	1042	102	262	262	1042	780	780	102	12	6
ВР 132-30-10-01	960	228	1210	2430	500	645	15	18	600	845	1090	181	202	202	1090	845	845	181	12	6

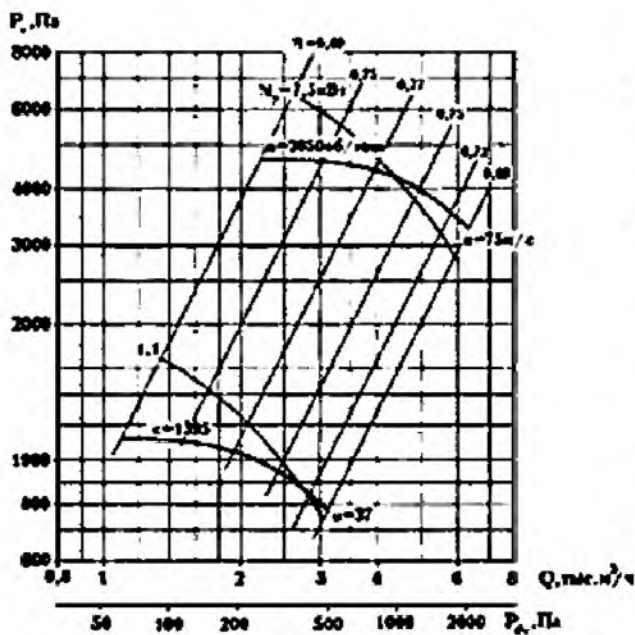


Рисунок К.21 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР132-30-5-02

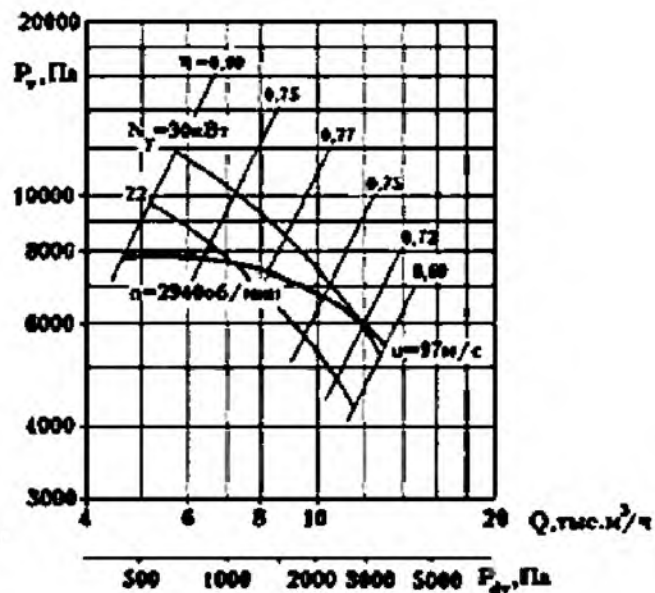


Рисунок К.22 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР132-30-6,3-02

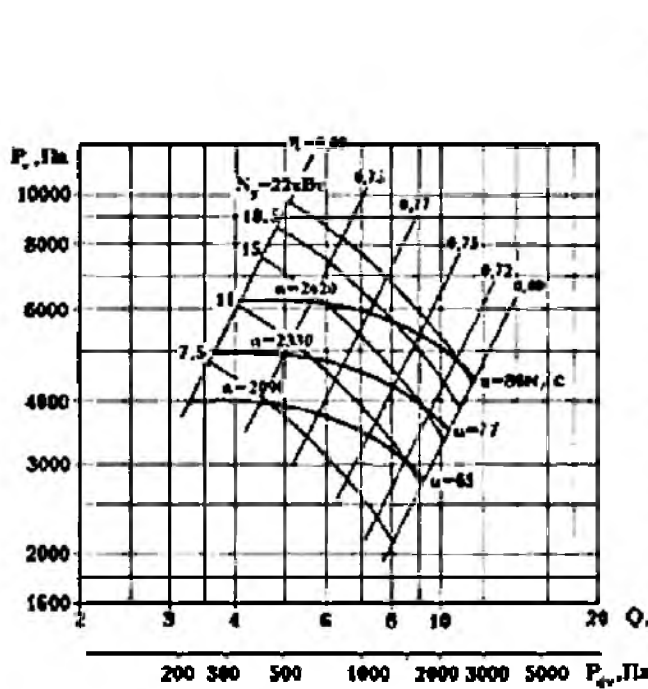


Рисунок К.23 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР132-30-6,3-0

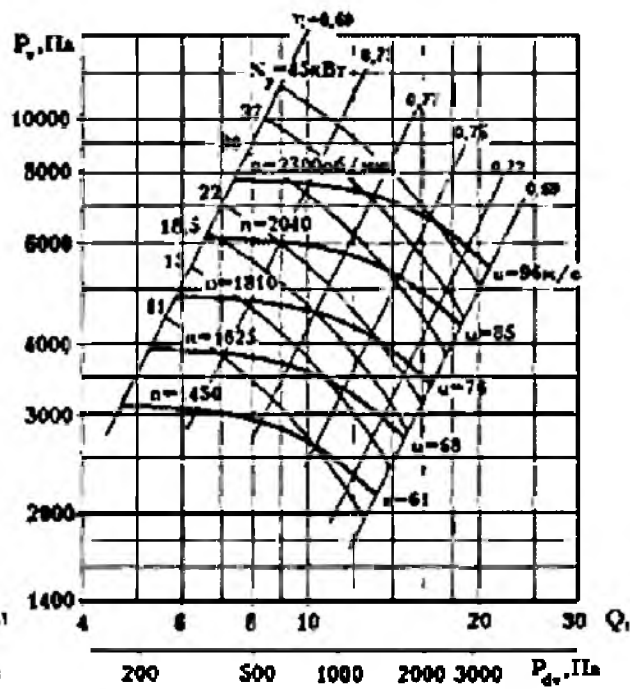


Рисунок К.24 – Аэродинамическая характеристика вентилятора ВР132-30-8-01

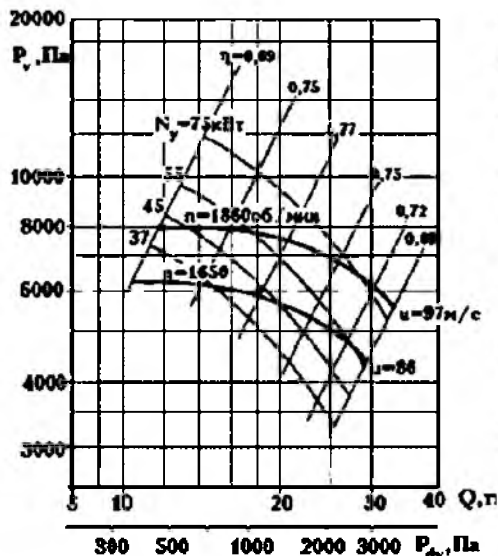


Рисунок К.25 – Аэродинамическая характеристика вентилятора BP132-30-10-01

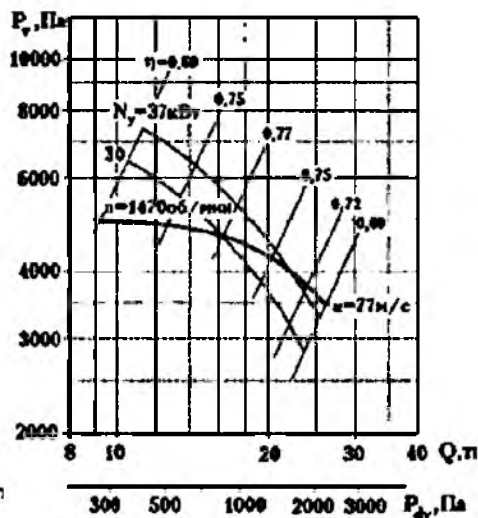


Рисунок К.26 – Аэродинамическая характеристика вентилятора BP132-30-10-02

Таблица К.13

Типоразмер вентилятора	Констр. исполнение	Электродвигатель		Частота вращения рабочего колеса, мин ⁻¹	Параметры в рабочей зоне		Масса вентилятора, кг	Виброизоляторы	
		Типоразмер	кВт		Производительность, тыс. м³/час	Полное давление, Па		Тип	Кол-во
BP132-30-5	1	АИР80А4	1,1	1395	1,1-2,7	1110-880	91	ДО39	5
BP132-30-5	1	АИР112М2	7,5	2850	2,2-4,7	4640-4300	124	ДО39	5
BP132-30-6	1	АИР180S2	22	2940	4,6-7,2	7800-7600	327	ДО42	4
BP132-30-6,3	1	АИР180М2	30	2940	4,6-12,0	7800-6000	347	ДО42	4
BP132-30-6,3	5	АИР132S4	7,5	2040	3,3-4,6	3980-3960	419	ДО42	6
BP132-30-6,3	5	АИР132М4	11	2045	3,3-8,5	3980-3000	444	ДО42	6
BP132-30-6,3	5	АИР132М4	11	2300	3,6-5,6	4940-4750	449	ДО42	6
BP132-30-6,3	5	АИР160S4	15	2300	3,6-9,0	4940-4000	509	ДО42	6
BP132-30-6,3	5	АИР160S4	15	2600	4,1-6,0	6200-6200	516	ДО42	6
BP132-30-6,3	5	АИР160М4	18,5	2610	4,1-8,1	6200-5800	543	ДО42	6
BP132-30-6,3	5	АИР180S2	22	2620	4,1-10,8	6200-4800	541	ДО42	6
BP132-30-8	5	АИР132М4	11	1450	4,6-10,3	3100-2600	658	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР132М4	11	1625	5,2-6,9	3900-3800	662	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР160S4	15	1625	5,2-10,8	3900-3450	705	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР160S4	15	1810	5,8-7,5	4800-4800	701	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР160М4	18,5	1810	5,8-10,2	4800-4500	730	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР180S4	22	1810	5,8-13,2	4800-4100	745	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР180S4	22	2040	6,6-9,0	6100-6050	767	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР180М4	30	2040	6,6-13,8	6100-5400	819	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР180М4	30	2300	7,4-9,3	7700-7700	787	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР200М4	37	2300	7,4-12,5	7700-7350	894	ДО43	6
BP132-30-8	5	АИР200L4	45	2300	7,4-16,8	7700-6500	1038	ДО43	6
BP132-30-10	1	АИР180М4	30	1470	9,2-16,4	4900-4700	550	ДО42	6
BP132-30-10	1	АИР200М4	37	1470	9,2-22,0	4900-4000	620	ДО42	6
BP132-30-10	5	АИР200М4	37	1650	10,4-15,0	6200-6150	935	ДО43	6
BP132-30-10	5	АИР200L4	45	1650	10,4-20,0	6200-5800	975	ДО43	6
BP132-30-10	5	АИР225М4	55	1650	10,4-27,0	6200-4800	1040	ДО44	6
BP132-30-10	5	АИР225М4	55	1860	11,7-17,7	7900-7850	1075	ДО44	6
BP132-30-10	5	АИР250S4	75	1860	11,7-27,2	7900-6400	1235	ДО44	6

ПРИЛОЖЕНИЕ Л

Нормы отсоса воздуха от машин и вспомогательного оборудования

Наименование оборудования	Объем воздуха, поступающего в оборудование через неплотности, м ³ /ч	Потери давления в аспорируемом оборудовании, Па
1	2	3

Зерноочистительное оборудование элеваторов и

семяочистительных цехов

Барабанный скальператор А1-БЗ2-0	720	100
Сепаратор очистительный А1-БЛС-100	1200	800
Пневмосепарирующий канал	7300	800
Сепаратор центробежный зерноочистительный А1-БЦС-100	1000	400
Сепаратор зерноочистительный А1-БИС-100	8500	800
Бункеры приёма с железной дороги, автотранспорта и насыпные лотки приемных устройств:		
Лоток приемного устройства при производительности нории 100 т/ч, два отсоса по 600 м ³ /ч	1200	100
То же при производительности нории 175 т/ч, два отсоса по 750 м ³ /ч	1500	100

Оборудование зерноочистительных отделений мельниц, крупяных и комбикормовых заводов

Сепаратор зерноочистительный А1-БЛС-12	600	800
Пневмосепарирующий канал	3400	800
Сепаратор зерноочистительный А1-БЛС-16	1200	800
Пневмосепарирующий канал	7000	800
Сепаратор А1-БИС-12 и А1-БЛС-16	1200	800
Пневмосепарирующие каналы	7000	800
Сепаратор А1-БЛС-12	600	800
Пневмосепарирующий канал	3400	800
Концентратор А1-БЗК-9	3900	600
Концентратор А1-БЗК-18	9000	600
Аспиратор РЗ-БАБ	4800	700
Колонка аспирационная У1-БКА	1240	80
Колонка аспирационная А1-БКА	3000	250
Колонка аспирационная АК-500	720	150

1	2	3
Машина щеточная для зерна А1-БЩМ-5	1500	250
Машина щеточная для зерна А1-БЩМ-6	2400	120
Машина щеточная для зерна А1-БЩМ-10	3000	250
Машина щеточная для зерна А1-БЩМ-12	3000	200
Машина обоечная наждачная ЗНМ-5	3000	200
Машина шелушительно-шлифовальная А1-ЗШН-3	920	450
Триер дисковый А9-УТК-6	600	250
Триер дисковый А9-УТО-6	480	250
Обоечная машина РЗ-БМО-6	300	140
Обоечная машина РЗ-БМО-12	300	100
Обоечная машина РЗ-БГО-6	300	140
Обоечная машина РЗ-БГО-8	600	300
Аспирационный канал РЗ-БНА-50	1300	200
Аспирационный канал РЗ-БНА-150	7200	600
Камнеотборник РЗ-БКТ-100	4800	750
Камнеотборник РЗ-БКТ-150	7200	600
Бурат цельнометаллический	360	50

Оборудование размольных отделений мельниц

Рассев четырехприемный шкафного типа ЗРШ-6М	1440	300
Рассев четырехприемный шкафного типа ЗРШ-4М	1020	300
Станок вальцовый А1-БЗН	600	150
Машина щеточная ЩМА	480	180
Машина ситовеечная А1-БС2-О, А1-БСО	4200	350
Машина ситовеечная ЗМС-2-2 и ЗМС-2-4:		
Крупки крупные	4500	250
Крупки средние, мелкие и дунсты	3600	200
Машина ситовеечная ЗМС-1-4:		
Крупки крупные	4200	180
Крупки средние, мелкие и дунсты	2640	180
Машина вымольная А1-БВГ	420	80
Машина бичевая однороторная МБО	360	60
Машина просеивающая для муки А1-БПК	960	50
Энтолейтор для стерилизации муки	180	220

Оборудование крупозаводов и комбикормовых заводов

Станки шелушительные двухдековые:		
Для проса 2ДШС-3А	700	150
Для гречихи 2ДШС-3Б	700	150
Машина шлифовальная для риса А1-БШМ-2,5	720	90

1	2	3
Рассев для крупозаводов А1-БРУ	900	150
Сушилка вертикальная паровая ВС-10-49	2400	---
Охладительная колонка	3600	300
Крупосортировка двухъярусная А1-БКГ-1	720	90
Крупосортировка КСЗ-2	960	100
Плющильный станок	720	150
Падди-машина Германия:		
ТА-1х10-Е ТА-2х10-Е	320	50
ТА-3х16-Е	640	50
Крупоотделитель БКО	600	80
Дробилка молотковая:		
А1-ДМР-6	900	100
А1-ДМР-12	1200	100
А1-ДМР-20	2000	100
А1-ДМ2Р-22	480	100
А1-ДМ2Р-55	900	100
А1-ДМ2Р-75	900	100
А1-ДМ2Р-110	1200	100
А1-ДМ2Р-160	2000	100
МД-112А	900	100
Смесители горизонтальные:		
А9-ДСГ-0,1	210	80
А9-ДСГ-0,2	300	80
А9-ДСГ-0,5	300	80
А9-ДСГ-1,5	420	80
СГК-1М	360	80
СГК-2,5М	420	80
А9-ДСГ-2	600	80
А9-ДСГ-3	800	80
А9-ДСГ-1	180	80
Колонки магнитные		
БКМ4-5	180	80
БКМЗ-7	480	80
БКМ2-3	180	80
БКМ2-5	180	80
БКМА2-150А	180	50
БКМА2-300А	180	60
БКМА2-500А	240	90
БКМП2-3	180	60
БКМА-3-750-1	280	120

1	2	3
Сепаратор электромагнитный А1-ДЭС	200	60

Весовое оборудование

Весы автоматические порционные ДН-2000	4000	100
Весы автоматические порционные ДН-1000-2:		
От подвесового бункера	1400	100
От корпуса весов	600	100
Весы автоматические порционные для зерна ДН-500		
От подвесового бункера	1000	100
От корпуса весов	500	100
Весы автоматические АВ-50-МЭ вместимостью ковша, кг:		
50	180	170
25	120	100
15	120	100
10	120	100
Весы ковшовые элеваторные грузоподъемностью 20т с норией типа П-100 (П-150):		
Ковш весов	2000 (2000)	200
Надвесовой бункер	1300 (1600)	200
Весы ковшовые элеваторные грузоподъемностью 70т с норией 350 т/ч		
Ковш весовой	3000	200
Надвесовой бункер	2200	200
Д-100-3	900	50
ДЛ-80-2	480	50
Д-50	720	50
Д-20	480	50
АД-50-ЗЭ	600	170
Карусельный весовыбойный аппарат АДК-50-ЗВМ:		
весы	300	100
ограждающий кожух в зоне наполнения мешков (боковые откосы по радиусу направлены вверх)	1500	300
ограждающий кожух в зоне первого встряхивания	480	300
ограждающий кожух в зоне второго встряхивания	480	300

Нории

I-10		
Башмак	460	60

1	2	3
I-2x10		
Башмак	480	60
I-20; I-15		
Башмак	600	150
I-2x20		
Башмак	720	150
Башмак нории П-350 при подаче зерна из силосов или бункеров	2000	120
При подаче зерна из сбрасывающей коробки ленточного конвейера	2900	150
Башмак нории П-175 при подаче зерна из силосов или бункеров	1400	120
При подаче со сбрасывающей коробки	2200	150
Башмак нории П-50 при подаче из бункера или силосов	700	120
При подаче со сбрасывающей коробки	1200	150

Конвейеры ленточные

Тележка разгрузочная автоматическая для ленты шириной 500 мм	1800	400
Тележка разгрузочная автоматическая для ленты шириной 650 мм	2000	600
Тележка разгрузочная автоматическая для ленты шириной 800 мм	2000	600
Лоток насыпной для конвейера с лентой шириной 650 мм	800	200
Лоток насыпной для конвейера с лентой шириной 500 мм	600	200
Лоток насыпной для ленты конвейеров:		
У1-УНЛ-500Г	500	100
У1-УНЛ-650Г	700	100
У1-УНЛ-800Г	800	100
Сбрасывающая коробка конвейера производительностью, т/ч:		
100	650	100
175	800	100
350	900	100

Конвейеры ленточные безроликовые и цепные

Конвейер скребковый К4-УТФ-200	300	100
К4-УТФ-320	420	100
К4-УТФ-500	600	100
Конвейер цепной для транспортирования муки КЦМ-12	250	60
КЦМ-30	280	60

1	2	3
Конвейер скребковый А9-УТЦ-400	800	100

Конвейеры винтовые

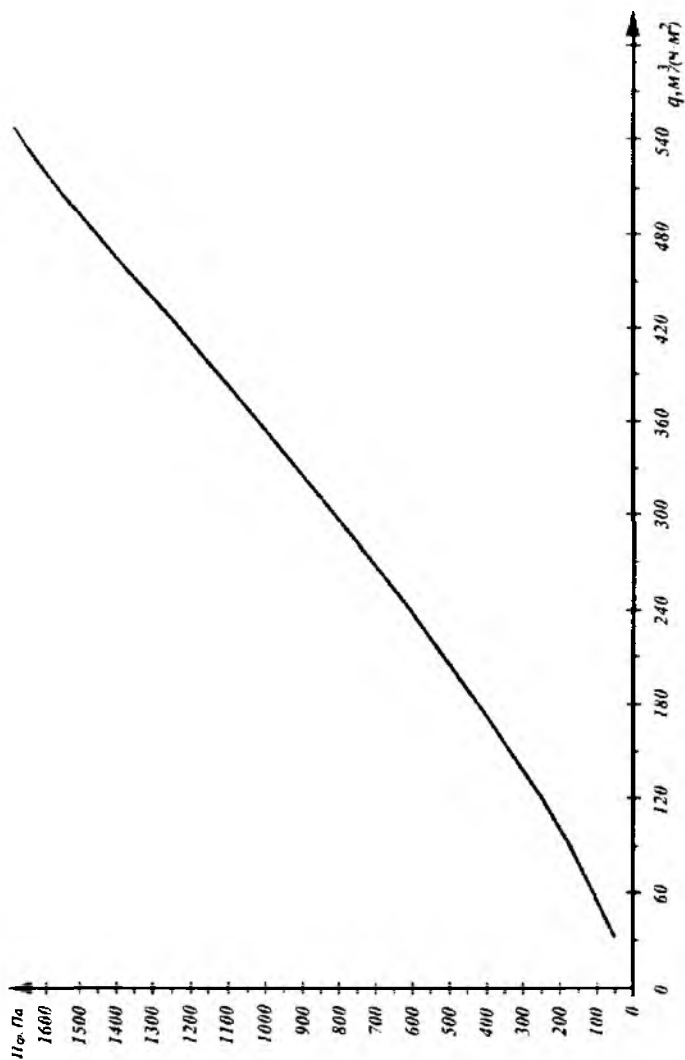
Шнек зерновой	240	50
Шнек Ø250...300 мм (в элеваторе)	500	50
Шнек Ø250 мм (на мукомольном заводе и др.)	240	50
РЗ-БКШ-100	180	170
РЗ-БКШ-160	240	200
РЗ-БКШ-200	300	250
РЗ-БКШ-315	600	270
РЗ-БКШ-400	600	270

Бункера

Бункер для неочищенного зерна	600	100
Бункер для отволаживания	240	50
Бункер для отходов кормовых	400	20
Бункер для отходов не кормовых	400	20
Бункер для муки и отрубей	240	50
Бункер для готовой продукции	340	60
Бункер для лузги	340	60
Бункер для мучки	340	60
Бункер над 1 др. системой	120	100

ПРИЛОЖЕНИЕ М

Номограмма для определения сопротивления фильтров РЦИЭ и РЦИРЭ



ПРИЛОЖЕНИЕ Н

Размеры фланцев патрубков квадратного и круглого сечения

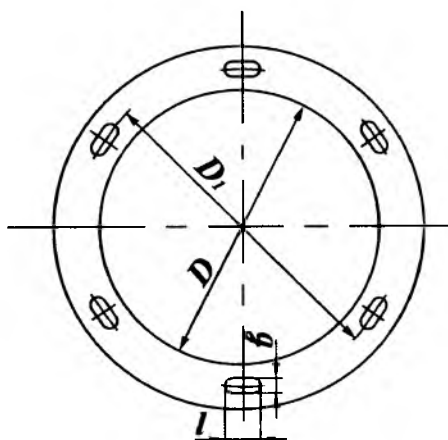


Рисунок Н.1 – Размеры патрубков круглого сечения

Таблица Н.1

Размеры, мм							
D	D ₁	Отверстия под болты		D	D ₁	Отверстия под болты	
		<i>в × l</i>	Кол-во			<i>в × l</i>	Кол-во
80	110	7 × 10	4	400	430	7 × 10	10
100	130			450	480		
110	140			500	530		
125	155		6	560	590	9 × 14	12
140	170			630	660		
160	190			710	740		
180	210			800	830		
200	230			900	940		
225	255			1000	1040		
250	280			1120	1165	11 × 16	18
280	310		8	1250	1295		
315	345			1400	1448		
355	385			1600	1648		
							26

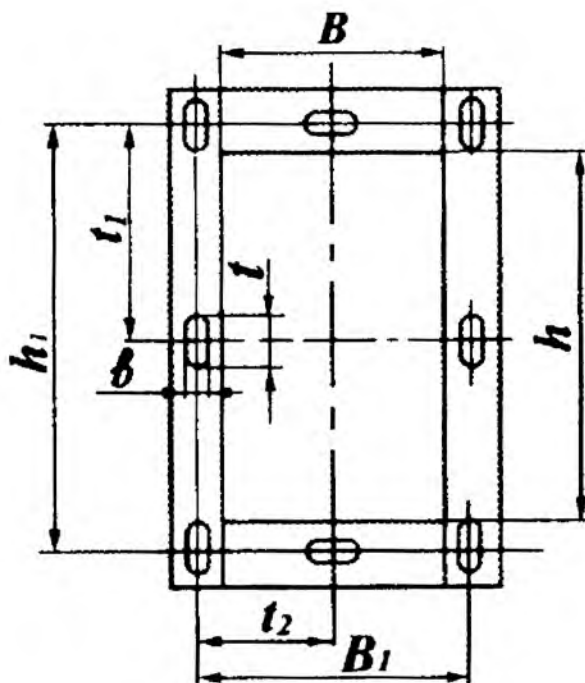


Рисунок Н.2 – Размеры патрубков квадратного сечения

Таблица Н.2

Размеры, мм									
h	B	h ₁	t ₁ (шаг)	B ₁	t ₂ (шаг)	отверстия под болты			
						e×l	количество, шт.		общее
							на стороне		
							h	B	
160	100	190	95	130	130	7×10	3		6
160	160			190	95			1	8
200	100	230	115	130	130				6
200	160			190	95		4	1	8
200	200			230	115				
250	200	280	140	230					
250	250			280	140				
400	200	430	1433	230	115		5	2	10
400	250			280	140			12	
400	400			430	143,3		1		
500	250	536	134	286	143	6	2	14	
500	400			436	145,3		3	16	
500	500			536	134		2		
800	400	840	168	440	146,6	9×14	6	3	18
800	500			540	135			4	20
800	800			840	168				
1000	500	1048	149,7	548	137	11×16	8	3	22
1000	800			848	169,6			4	24
1000	1000			1048				6	28
1250	1000	1298	185,4	10			32		
1600	1000	1648	183,1				8	36	
1600	1600				1648		183,1		
2000	1000	2048	186,2	1048	149,7		12	6	
2000	1600			1648	183,1			8	40

ПРИЛОЖЕНИЕ П

Свойства сыпучих грузов

Таблица П.1 – Насыпная плотность продуктов

Продукты	Насыпная плотность, ρ_n , кг/м ³
2	3
Пшеница	700–750
Рожь	680–750
Просо рядовое	730
Овёс рядовой	520
Ячмень рядовой	715
Кукуруза зубовидная рядовая	770
Проход через подсевное сито сепаратора	600
Отходы III категории (соломистые частицы)	200
Куколь, сечка	700
Дроблёные отходы I и II категории	350
Обоечная пыль	400
I др. с.	480
II др. с., III др. мелк.с.	420
II др. мелк.	430
III др. кр.	390
IV др. кр.	300
IV др. мелк.	315
V др.	320
VI и VII др.с.	300
Шлифовочная система: 1-я	540
2-я и 3-я	520
Размольная система: 1-я	520
2-я	510
3-я	550
4-я	580
5-я	520
6-я и 7-я	500
8-я	450
9-я	420
10-я	400
Вымольная система: 1-я	550
2-я	435
3-я	480
Дунст: Жесткий	600
Мягкий	475
Крупка: Крупная	520
Средняя	510
Мелкая	550
Мука пшеничная: высший и 1-й сорт	600
2-й сорт	540
Обойная	350
Мука ржаная: 1-й сорт	550
2-й сорт и обойная	400
Отруби: Пшеничные крупные	220

Продолжение таблицы П.1

2	3
Пшеничные мелкие	320
ржаные крупные	300
ржаные мелкие	370
Продукты шелушения проса	690–775
Пшено шлифованное	810–825
Дроблёнка пшеницы кормовая	800
Мучка просяная	400
Продукты шелушения овса	675
Крупа овсяная недроблёная пропаренная	770
Дроблёнка овса кормовая	630
Пенсак	800
Крупа перловая	610–840
Продукт после системы дробления кукурузы в вальцовом станке	510
Крупа кукурузная	770–745
Крупа мелкая кукурузная для палочек	800

Таблица П.2 – Скорость витания и другие характеристики продуктов

Продукт	Средняя скорость витания $V_{\text{вит}}$, м/с	Коэффициент запаса K_z	Расчётная скорость воздуха в материалопроводе, м/с
1	2	3	4
Зерно (пшеница)	9,8	1,5	24,0
Зерновые отходы	6,0	1,5	21,0
Мука пшеничная:			
высшего сорта	1,0	1,8	20,0
1-го сорта	1,2	1,8	20,0
2-го сорта	1,3	1,8	20,0
Отруби пшеничные	2,5	1,5	18,0
Манная крупа	3,2	1,5	19,0
Дранные системы:			
I	5,5	1,5	21,0
II	3,8	1,7	21,0
III	3,0	1,7	21,0
IV	2,0	1,7	20,0
V, VI	2,0	1,5	18,0
Сортировки, 1–3-я р. с.	1,8	1,7	20,0
1,3-я шл. с.	3,0	1,7	21,0
Остальные размольные, шлифовочные системы, проход вымольных машин, отходы фильтров	1,6	1,5	17,0

Продолжение таблицы П.2

1	2	3	4
Крупки крупные	4,0	1,5	19,0
Схода ситовеечных машин 1 –го качества, средняя и мелкая крупка I–III др. с. и 1–2-й пл. с.	3,0	1,5	19,0
Просо	8,3	1,5	23,0
Продукты шелушения проса, пшено шлифованное	7,0	1,5	22,0
Дробленка пшена кормовая	4,5	1,5	20,5
Мучка; просяная	1,5	1,5	17,0
Лузга просяная	2,0	1,5	17,0
Овес рядовой	7,0	1,5	22,0
Продукты шелушения овса	6,0	1,5	21,0
Крупа-овсяная непропаренная	6,5	1,5	21,0
Дробленка кормовая овса	5,5	1,5	21,0
Мучка и лузга овсяная	2,0	1,5	17,0
Ячмень рядовой	9,0	1,5	23,0
Пенсак	8,0	1,5	23,0
Продукт после 3-й полир, с.	7,5	1,5	22,0
Крупа перловая №:			
1	7,5	1,5	22,0
3	7,2	1,5	22,0
5	6,0	1,5	21,0
Лузга ячменная	1,8	1,5	17,0
Кукуруза зубовидная	11,5	1,5	26,0
Продукт после 1-й системы дробления	6,2	1,5	21,0
Крупа кукурузная №:			
1	6,0	1,5	21,0.
3 и 5	5,5	1,5	21,0
Отруби кукурузные	4,0	1,5	19,0
Мука кукурузная	2,5	1,5	18,0
Пшеница после 2-й системы шелушения	8,0	1,5	23,0
Крупа Полтавская №:			
1	7,5	1,5	22,0
3	6,0	1,5	21,0
Крупа Артек	5,5	1,5	21,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Р

Проектирование отводов

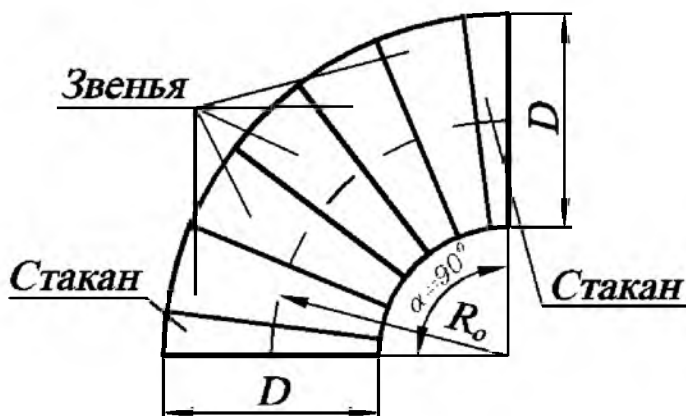


Рисунок Р.1

Таблица Р.1

D наруж- ный	l _о ,м		D наруж- ный	l _о ,м		
	R _о =2D	R _о =1,5D		R _о =2D	R _о =1,5D	R _о =1D
80	0,250	0,188	400	1,256	0,942	—
100	0,314	0,236	450	1,413	1,060	—
110	0,345	0,259	500	1,570	1,138	0,785
125	0,393	0,294	560	1,758	1,319	0,879
140	0,440	0,330	630	1,978	1,484	0,989
160	0,502	0,377	710	2,229	1,672	1,115
180	0,565	0,424	800	—	1,884	1,256
200	0,628	0,471	900	—	2,120	1,413
225	0,707	0,530	1000	—	2,355	1,570
250	0,785	0,589	1120	—	2,638	1,758
280	0,879	0,659	1250	—	2,943	1,963
315	0,989	0,742	1400	—	3,297	2,198
355	1,115	0,836	1600	—	3,768	2,512

Примечания

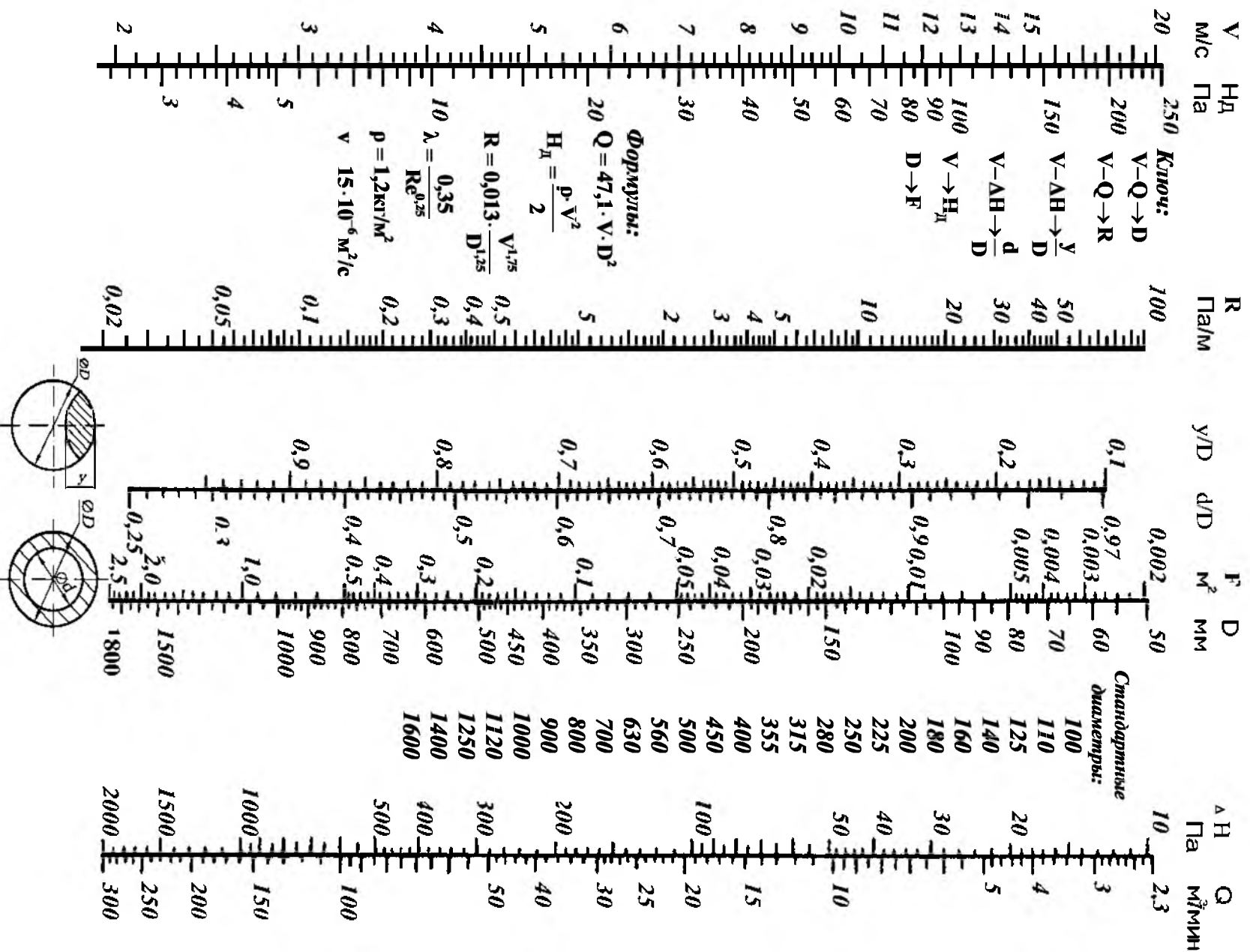
1. Отводы, как правило, собираются из пяти звеньев и двух стаканов.

При диаметрах до 315 мм допускается собирать из трех звеньев и двух стаканов. Стаканы выполняются с углом, равным 7,5° Звенья выполняются с углом, равным 15°

2. Отводы с центральным углом менее 90°образуются за счет уменьшения числа звеньев.

ПРИЛОЖЕНИЕ С

Номограмма для расчета вентиляционных установок (А. С. Кеммер)



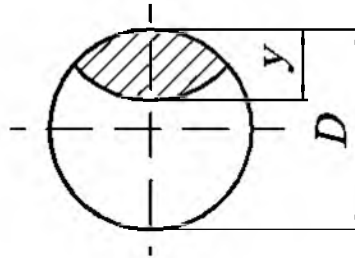
ПРИЛОЖЕНИЕ Т

Форма компоновочной таблицы вентиляционной сети

Наименование и марка аспирируемого оборудования	Количество однотипных машин	Этаж установки	Объем воздуха, отсасываемого на аспирацию, Q, м³/ч		Потери давления в машине, Н _М , Па	Назначение аспирации машины
			от одной машины	от всех машин		
1	2	3	4	5	6	7

ПРИЛОЖЕНИЕ У

Таблица и примеры расчета добавочных сопротивлений (диафрагм)



Пример расчета добавочного сопротивления (диафрагмы)

Исходные данные:

$D=200$ мм; $V=14$ м/с; $H_{дб}=120$ Па; $\Delta H=240$ Па.

$$\xi_d = \frac{\Delta H}{H_{дб}}; \quad \xi_d = \frac{240}{120} = 2.$$

При $\xi_d = 2$ находится по таблице Т.1 величина $\frac{D-y}{D}$;

В данном случае $\frac{D-y}{D} = 0,5$. Тогда $y = D - 0,5 \cdot D$; $y = 200 - 0,5 \cdot 200 = 100$ мм.

Таблица У.1

ξ_d	$\frac{D-y}{D}$	ξ_d	$\frac{D-y}{D}$	ξ_d	$\frac{D-y}{D}$	ξ_d	$\frac{D-y}{D}$	ξ_d	$\frac{D-y}{D}$	ξ_d	$\frac{D-y}{D}$
0,1	0,84	1,1	0,59	2,1	0,50	3,1	0,45	4,1	0,42	5,1	0,39
0,2	0,78	1,2	0,57	2,2	0,49	3,2	0,45	4,2	0,42	5,2	0,39
0,3	0,73	1,3	0,56	2,3	0,49	3,3	0,44	4,3	0,41	5,3	0,38
0,4	0,70	1,4	0,55	2,4	0,48	3,4	0,44	4,4	0,41	5,4	0,38
0,5	0,66	1,5	0,54	2,5	0,48	3,5	0,44	4,5	0,41	5,5	0,38
0,6	0,66	1,6	0,53	2,6	0,47	3,6	0,43	4,6	0,40	5,6	0,37
0,7	0,64	1,7	0,52	2,7	0,47	3,7	0,43	4,7	0,40	5,7	0,37
0,8	0,63	1,8	0,52	2,8	0,46	3,8	0,43	4,8	0,40	5,8	0,37
0,9	0,61	1,9	0,51	2,9	0,46	3,9	0,42	4,9	0,39	5,9	0,37
1,0	0,60	2,0	0,50	3,0	0,45	4,0	0,42	5,0	0,39	6,0	0,36

ПРИЛОЖЕНИЕ Ф

Пневмоприемники

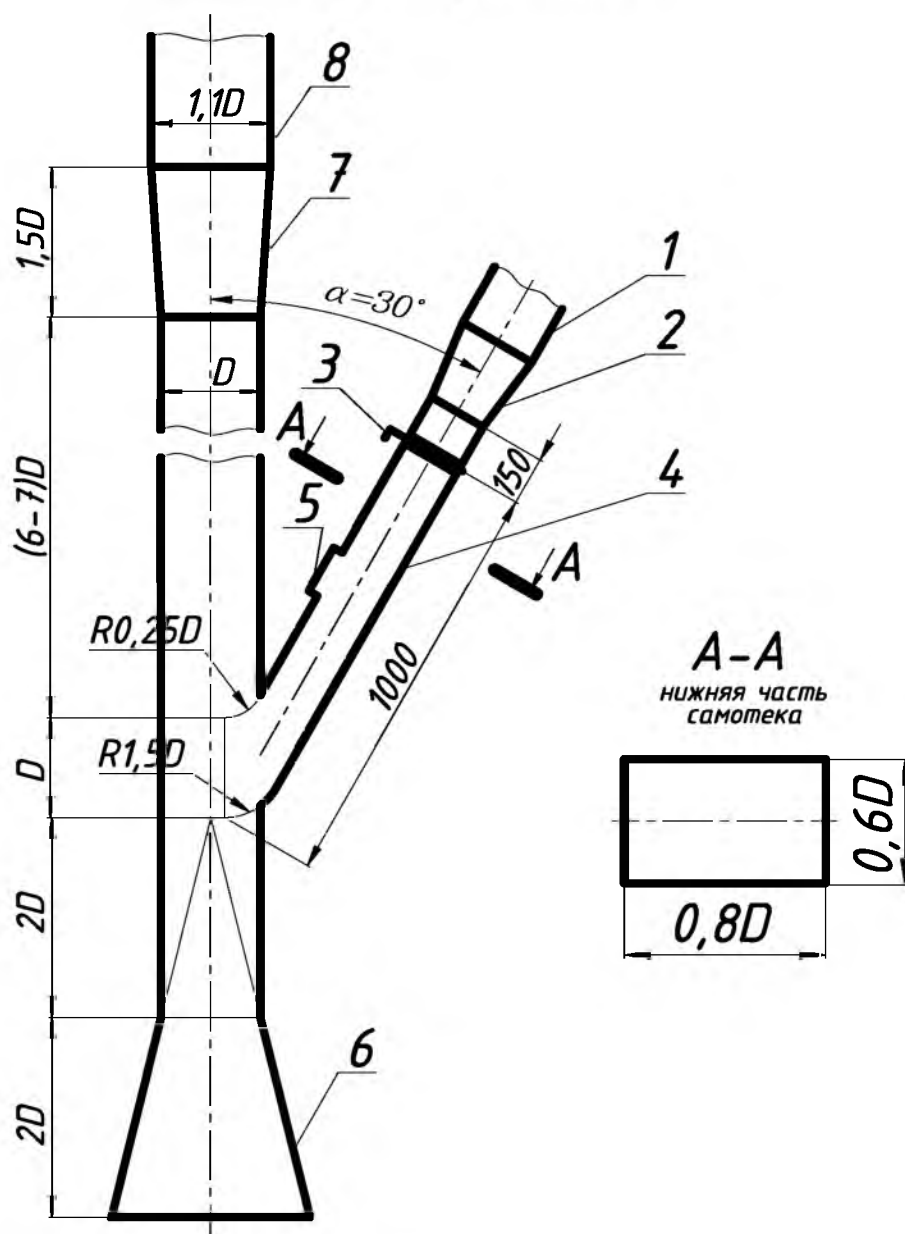


Рисунок Ф.1 – Вертикальный пневмоприемник ОТИ

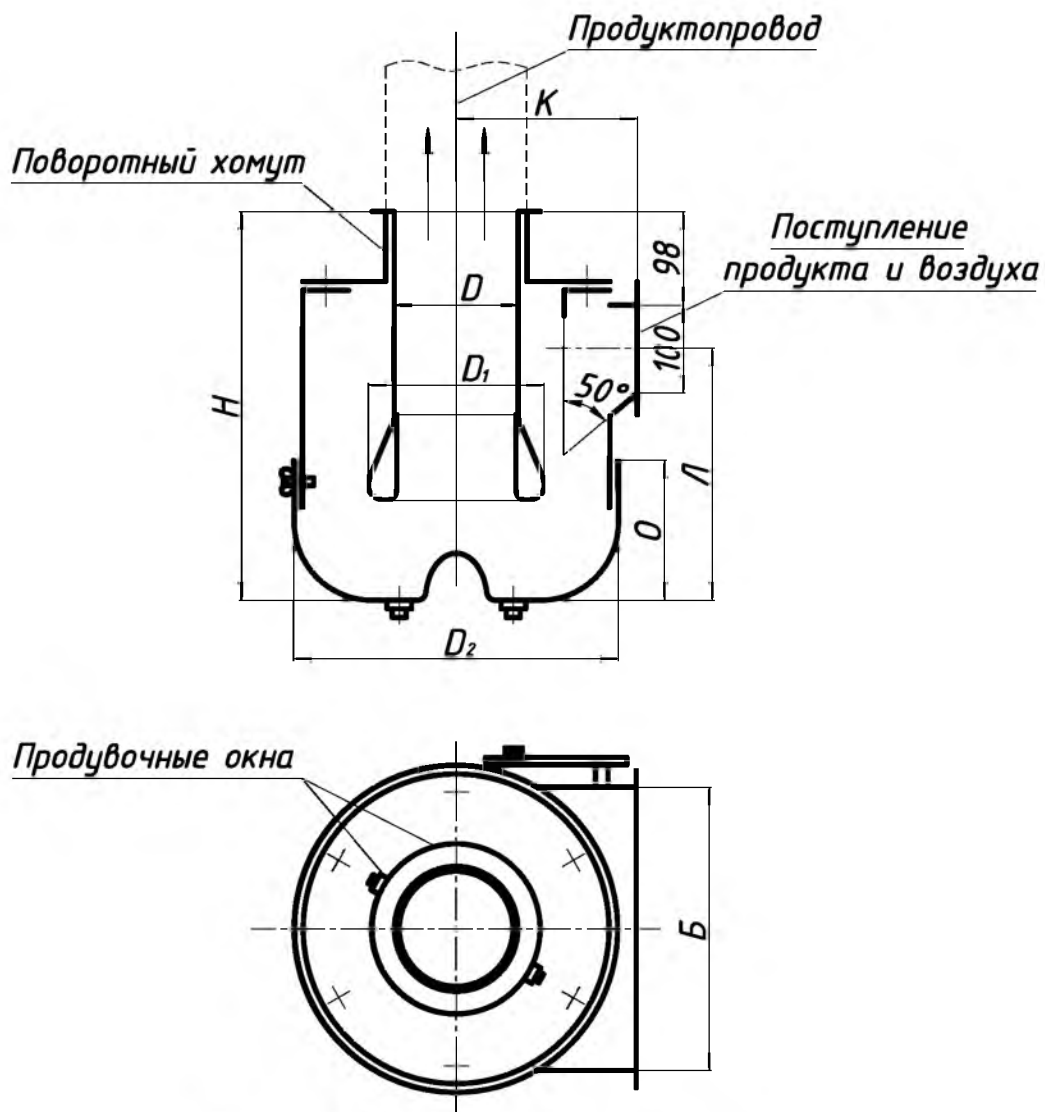
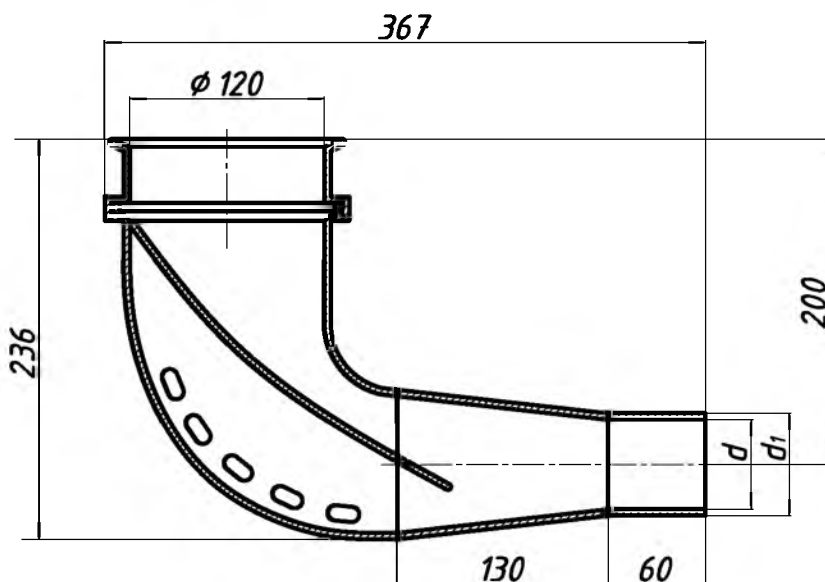


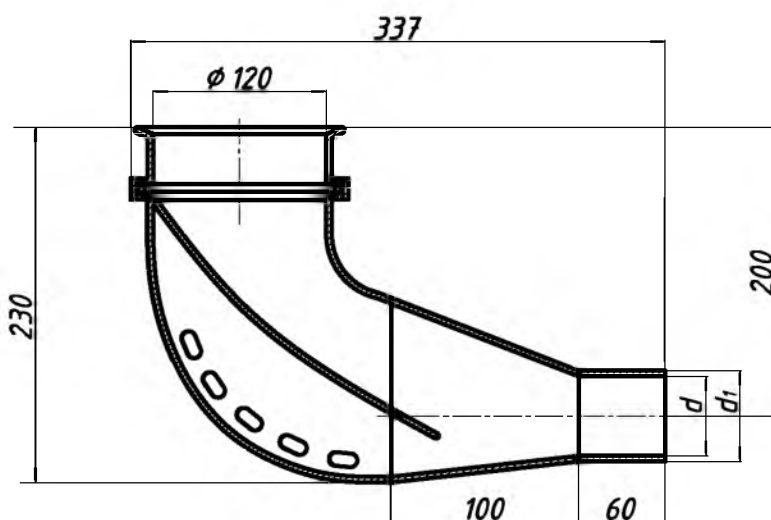
Рисунок Ф.2 – Приемник типа «Сопло»

Таблица Ф.1

Типоразмер	Диаметр труб внутр. D	A	Б	D ₁	D ₂	H	K	Л	О	Вес, кг
I	56	88	145	93	187,8	364	128	216	111,8	9,35
	66	94	145	103	187,8	364	128	216	111,8	9,68
	72	97	145	109	187,8	364	128	216	111,8	9,70
	79	101	145	115	187,8	364	128	216	111,8	9,93
	85	103	145	121	187,8	364	128	216	111,8	10,29
	91	109	145	128	187,8	364	128	216	111,8	10,30
II	98	112	195	151	237,8	408	152	260	120,3	14,08
	103	116	195	156	237,8	408	152	260	120,3	14,38
	106	118	195	162	237,8	408	152	260	120,3	14,35
	115	122	195	168	237,8	408	152	260	120,3	14,18
III	119	127	265	190	307,8	468	188	320	133,8	20,60
	125	130	265	195	307,8	468	188	320	133,8	21,33
	137	138	265	206	307,8	468	188	320	133,8	22,46
	150	146	265	209	307,8	468	188	320	133,8	23,11
IV	158	150	370	247	412,8	530	240	382	150,8	32,50
	170	158	370	258	412,8	530	240	382	150,8	32,20
	180	165	370	272	412,8	530	240	382	150,8	34,70
	203	180	370	300	412,8	530	240	382	150,8	36,00



У2-БПО7



У2-БПО12

Рисунок Ф.3 – Пневмоприемник типа У2-БПО7, У2-БПО12

Таблица Ф.2

Тип приемника	Типоразмер	d, мм	d ₁ , мм	Масса, кг
У2-БПО7	- 00	45	50	2,7
	- 01	50	56	2,7
	- 02	55	60	2,8
	- 03	60	65	2,8
	- 04	65	70	2,8
	- 05	70	75	2,9
У2-БПО12	- 00	75	80	3,1
	- 01	80	85	3,2
	- 02	85	90	3,3
	- 03	90	95	3,4
	- 04	100	110	3,6
	- 05	120	130	4,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Ц

Циклоны, циклоны-разгрузители

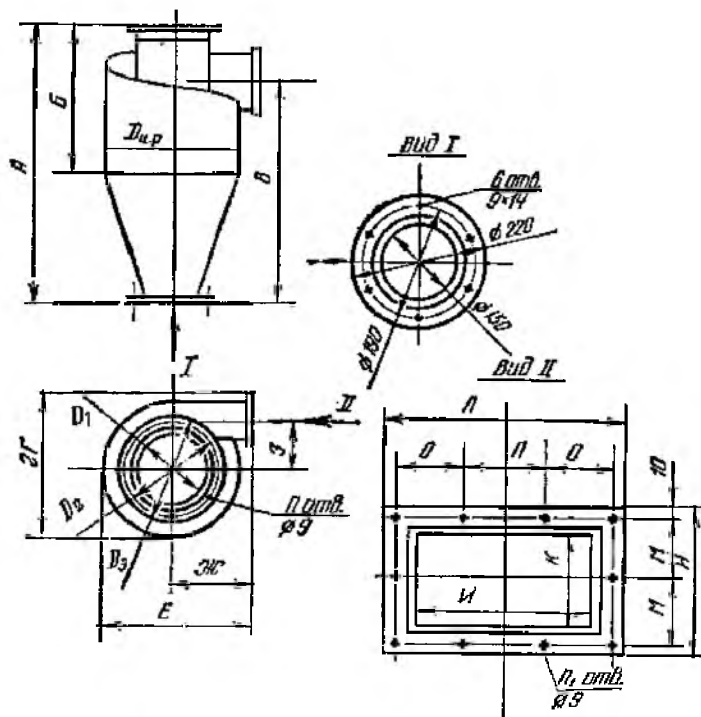


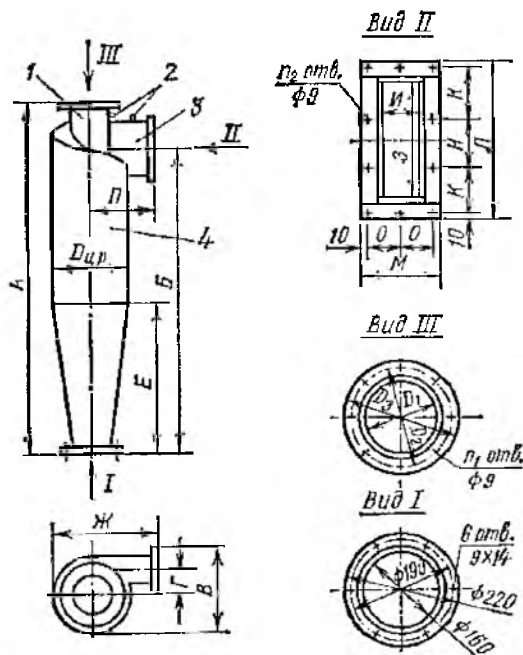
Рисунок Ц.1 – Циклон-разгрузитель типа ЦРК

Таблица Ц.1

Типо-размер	Q, м³/ч при v = 10 м/с	Площадь сечения входного патрубка, м²	Размеры, мм									
			D _{ц.р.}	D ₁	D ₂	D ₃	A	Б	В	Г	Е	Ж
-200	110	0,0030	200	118	152	172	1000	468	907	229	252	150
-250	175	0,0045	250	148	182	202	1000	468	900	279	302	175
-300	240	0,0066	300	178	212	232	1000	468	890	329	352	200
-350	325	0,0088	350	208	242	262	1000	468	882	379	402	225
-400	425	0,0116	400	238	272	292	1000	468	872	429	452	250
-450	540	0,0144	450	258	292	312	1000	468	865	479	502	275
-500	675	0,0180	500	288	322	342	1000	468	855	529	552	300
-550	800	0,0230	550	318	352	372	1100	508	945	579	602	325
-600	975	0,0269	600	348	382	402	1200	548	1037	629	652	350
-650	1125	0,0317	650	378	412	431	1300	588	1127	679	702	375
-700	1300	0,0362	700	408	442	462	1400	628	1220	729	752	400
-750	1500	0,0418	750	438	472	492	1500	673	1310	779	802	425

Продолжение таблицы Ц.1

Типо-размер	Размеры, мм								n	n ₁
	З	И	К	Л	М	Н	О	П		
-200	80	73	42	127	76,0	96	53	—	6	6
-250	100	88	52	142	86,0	106	61	—	6	6
-300	120	108	62	162	96,0	116	71	—	6	8
-350	140	113	72	177	106,0	126	78	—	6	8
-400	160	143	82	197	58,0	136	59	59	10	8
-450	180	158	97	212	65,5	151	64	64	10	10
-500	200	178	107	232	70,5	161	71	70	10	10
-550	217	198	117	252	75,5	171	77	78	10	10
-600	237	213	127	267	80,5	181	82	83	10	12
-650	257	233	137	287	85,5	191	89	89	10	12
-700	287	248	147	301	90,5	201	94	94	10	12
-750	297	268	157	322	95,5	211	101	100	10	12



1 – выхлопной патрубок; 2 – ниппели для измерения давления;
3 – входной патрубок; 4 – корпус

Рисунок Ц.2 – Циклон-разгрузитель типа ЦР

Таблица Ц.2

Типо-размер	Q, м ³ /ч при $v = 12 \div 16 \text{ м/с}$	Площадь сечения входного патрубка, м ²	Размеры, мм									
			D _{ц.р.}	D ₁	D ₂	D ₃	A	Б	В	Г	Е	Ж
-200	200 ÷ 260	0,0046	200	117	150	170	888	777	230	80	400	252
-225	260 ÷ 320	0,0059	225	132	165	185	993	875	255	90	450	280
-250	320 ÷ 390	0,0073	250	147	180	200	1098	972	280	100	500	302
-275	390 ÷ 475	0,0088	275	162	195	215	1209	1070	305	110	550	330
-300	475 ÷ 510	0,0105	300	177	210	230	1308	1167	330	120	600	352
-325	550 ÷ 660	0,0124	325	192	225	245	1410	1262	355	130	650	380
-350	630 ÷ 750	0,0140	350	207	240	260	1518	1365	380	140	700	402
-375	725 ÷ 875	0,0161	375	222	255	275	1615	1454	405	150	750	430
-400	825 ÷ 1000	0,0184	400	237	270	290	1728	1560	430	160	800	452
-425	935 ÷ 1125	0,0208	425	252	285	305	1825	1649	455	170	850	480
-450	1050 ÷ 1250	0,0234	450	267	300	320	1938	1755	480	190	900	502
-475	1175 ÷ 1400	0,0261	475	282	315	335	2035	1844	505	200	950	530
-500	1300 ÷ 1565	0,0290	500	297	330	350	2148	1950	530	210	1000	552

Продолжение таблицы Ц.2

Типо-размер	Размеры, мм								n ₁	n ₂
	З	И	К	Л	М	Н	О	П		
-200	117	42	75	170	95	—	75,0	152	6	6
-225	132	47	82	185	100	—	80,0	168	6	6
-250	147	52	90	200	105	—	85,0	177	6	6
-275	162	57	97	215	110	—	90,0	193	6	6
-300	177	62	70	230	115	70	47,5	202	8	10
-325	192	67	75	245	120	75	50,0	218	8	10
-350	197	72	80	250	125	70	52,5	227	8	10
-375	217	77	85	270	130	80	55,0	243	8	10
-400	232	82	90	285	135	85	57,5	252	10	10
-425	247	87	95	300	140	90	60,0	268	10	10
-450	262	92	100	315	145	95	62,5	277	10	10
-475	270	97	105	330	150	100	65,0	293	10	10
-500	292	102	100	345	155	105	67,5	302	10	10

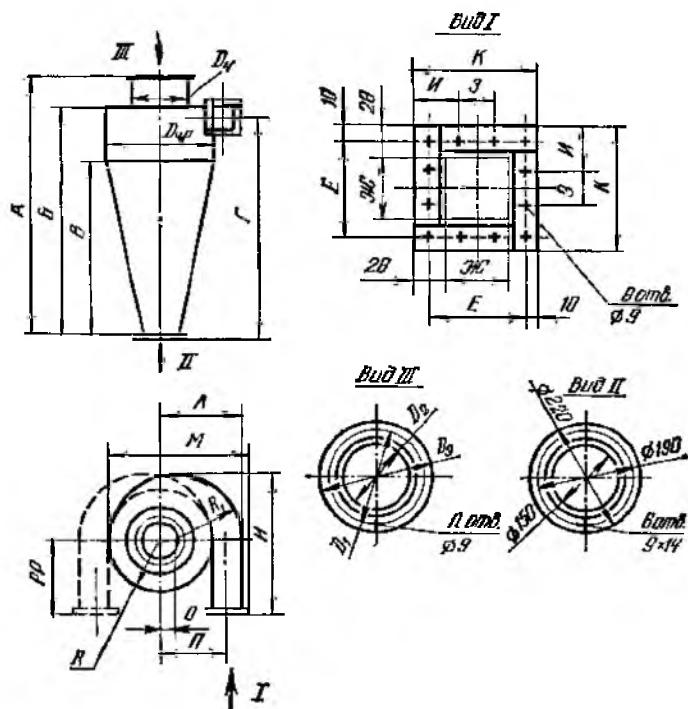


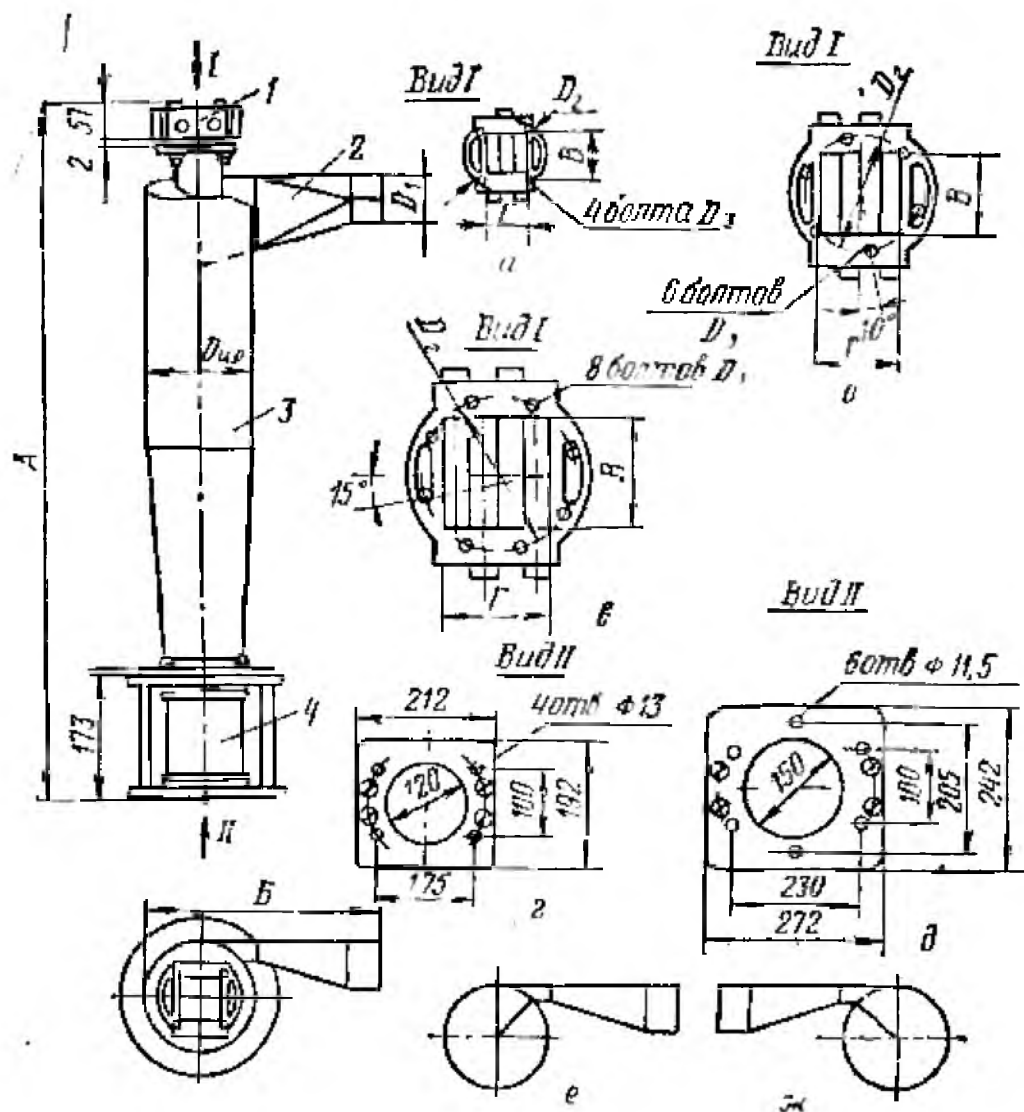
Рисунок Ц.3 – Циклон-разгрузитель типа УЦ

Таблица Ц.3

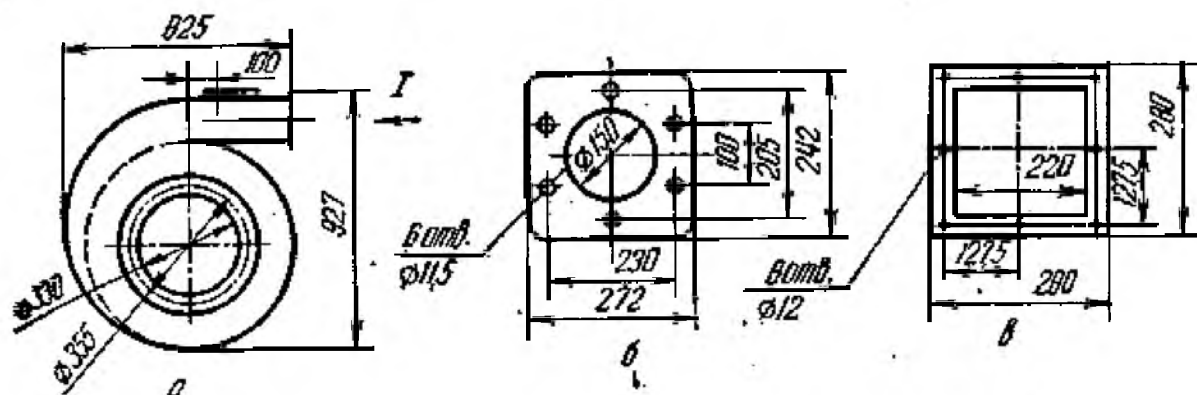
Типо-размер	Q, м³/ч при $v = 10 \div 12 \text{ м/с}$	Площадь сечения входного патрубка, м²	Размеры, мм									
			D _{ц.р.}	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	R	R ₁	A	Б	В
-250	140 ÷ 165	0,0038	250	120	91	147	95	127	160	825	775	575
-300	200 ÷ 240	0,0056	300	140	110	166	114	152	192	980	930	690
-350	280 ÷ 330	0,0077	350	160	129	185	133	177	223	1135	1085	805
-400	360 ÷ 430	0,0100	400	180	148	204	152	202	254	1290	1240	920
-450	450 ÷ 540	0,0125	450	200	167	223	171	227	285	1445	1395	1035
-500	560 ÷ 690	0,0156	500	220	186	242	190	262	317	1600	1550	1150
-550	680 ÷ 820	0,0190	550	235	205	261	209	277	348	1755	1705	1265
-600	810 ÷ 970	0,0225	600	255	224	280	228	302	379	1910	1860	1380
-650	940 ÷ 1110	0,0262	650	275	243	299	247	327	410	2065	2015	1495
-700	1100 ÷ 1320	0,0306	700	295	262	318	265	352	442	2220	2170	1610
-750	1360 ÷ 1510	0,0353	750	310	281	337	285	377	473	2375	2325	1725
-800	1440 ÷ 1700	0,0400	800	330	300	356	304	408	504	2530	2480	1840
-850	1620 ÷ 1840	0,0449	850	350	319	375	323	427	535	2685	2635	1955

Продолжение таблицы Ц.3

Типо-размер	n	Размеры, мм											
		Г	Е	Ж	З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р
-250	6	742	98	62	40	39,0	118	193	345	388	33	162	228
-300	6	890	111	75	50	40,5	131	232	409	445	40	195	253
-350	6	1043	124	88	50	47,0	144	269	471	501	46	230	268
-400	6	1188	136	100	60	48,0	156	306	533	557	52	254	303
-450	8	1337	148	112	65	51,5	168	343	595	617	58	285	332
-500	8	1485	161	125	70	55,5	181	382	653	670	65	318	353
-550	8	1634	174	138	75	60,5	194	419	721	726	71	348	378
-600	8	1783	186	150	80	63,0	206	456	783	782	77	380	403
-650	8	1932	198	162	85	66,5	218	493	845	838	83	410	428
-700	8	2080	211	175	95	68,0	321	532	909	895	90	443	453
-750	12	2229	224	188	100	73,0	244	569	971	951	96	473	478
-800	12	2373	236	200	105	75,5	256	606	1033	1007	102	504	503
-850	12	2527	248	212	110	79,0	268	643	1095	1063	108	535	528



1 – дроссельная вставка; 2 – входной патрубок; 3 – корпус; 4 – смотровая вставка; а, б, в – вид I; г, д – вид II; е, ж – вид входного патрубка для соответствующих типоразмеров разгрузителей



а – вид сверху; б – вид снизу; в – вид I

Рисунок Ц.4 – Циклон-разгрузитель типа У2-БЦР

Таблица Ц.4

Типо- размер	Q, м³/ч при $v = 17 \div 20 \text{ м/с}$	Позиция			Размеры, мм							
		вид I	вид II	вид вх. патрубка	D _{п.р.}	D ₁	D ₂	D ₃	A	Б	В	Г
У2-БЦР	150 ÷ 180	а	г	е	160	56	100	М8	1034	357,5	58	61
-01	170 ÷ 200	а	г	е	190	60	100	М8	1034	372,5	58	61
-02	200 ÷ 250	а	г	е	220	65	125	М8	1034	387,5	75	76
-03	240 ÷ 290	а	г	е	220	70	125	М8	1034	387,5	75	76
-04	240 ÷ 290	а	г	е	250	70	147	М10	1034	472,5	90	91
-05	280 ÷ 290	а	г	е	250	75	147	М10	1034	472,5	90	91
-06	330 ÷ 390	а	г	е	250	80	147	М10	1034	472,5	90	91
-07	280 ÷ 290	а	д	е	290	75	172	М10	1034	497,5	106	110
-08	330 ÷ 390	б	д	е	290	80	172	М10	1034	497,5	106	110
-09	370 ÷ 450	б	д	е	290	85	172	М10	1034	497,5	106	110
-10	430 ÷ 500	б	д	е	290	90	172	М10	1034	497,5	106	110
-11	480 ÷ 570	б	д	е	290	95	172	М10	1034	497,5	106	110
-25	280 ÷ 290	а	г	е	290	75	172	М10	1034	497,5	106	110
-26	370 ÷ 450	а	г	е	290	85	172	М10	1034	497,5	106	110

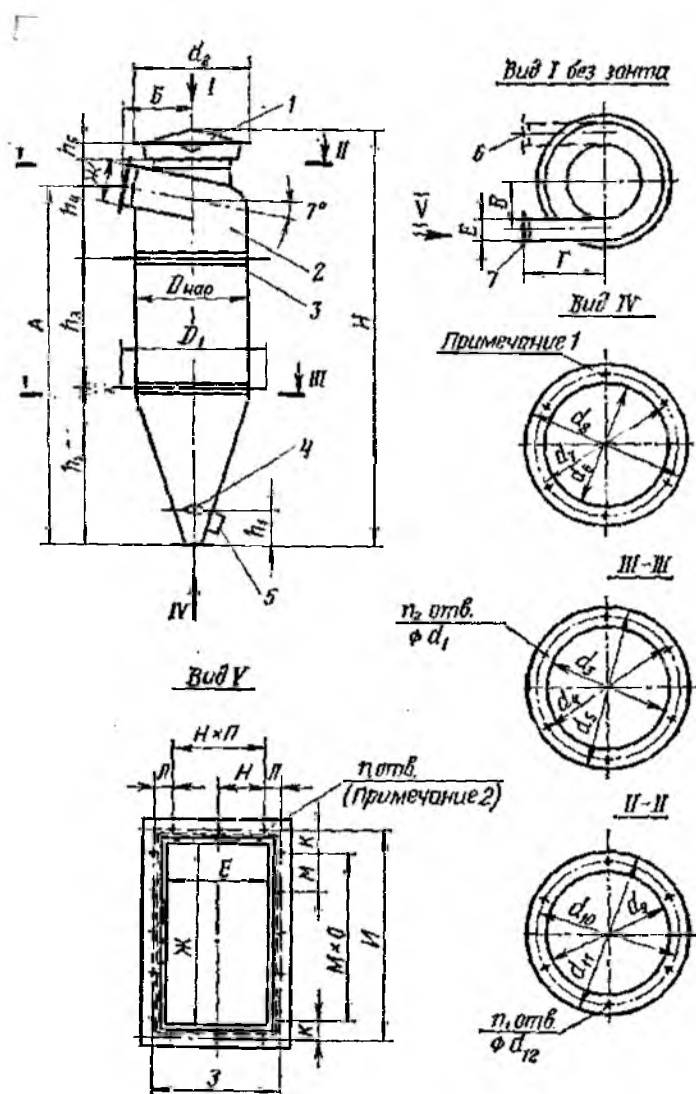


Рисунок Ц.5 – Циклоны ЦОЛ

1 – зонт; 2 – корпус; 3 – фланец; 4 – конусный клапан; 5 – люк; 6 – правый; 7 – левый

Таблица Ц.5

Типо-размер	Q, м ³ /ч	Размеры, мм																	
		H	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	D _{нар}	D ₁	A	Б	В	Г	Е	Ж	З	И	К	Л
ЦОЛ-1	1000	1503	160	520	-	840	110	453	503	1245	250	178	277	92	155	125	189	52	62,5
ЦОЛ-1,5	1500	1737	160	650	-	1020	105	560	610	1534	300	21	310	114	199	147	231	31	31,0
ЦОЛ-3	3000	2653	200	950	-	1475	175	788	868	2198	430	312	355	162	281	209	328	44	44,5
ЦОЛ-4,5	4500	3260	200	1180	-	1800	215	969	1049	2699	525	384	455	199	348	251	400	51	50,5
ЦОЛ-6	6000	3733	200	1385	-	2015	260	1105	1195	3137	600	438	510	232	382	284	434	67	67,0
ЦОЛ-9	9000	4529	200	1630	-	2510	300	1367	1451	3762	730	541	560	281	492	333	544	47	91,5
ЦОЛ-12	12000	5266	200	1925	1950	920	950	1580	1680	427	840	624	795	325	554	373	612	81	36,5
ЦОЛ-18	18000	6341	200	2205	2050	1450	452	1982	2032	5269	1015	763	875	396	696	438	738	69	69,0

Продолжение таблицы Ц.5

Типо-размер	Размеры, мм																			Мас-са, кг
	М	Н	О	П	n	n ₁	n ₂	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	d ₆	d ₇	d ₈	d ₉	d ₁₀	d ₁₁	d ₁₂	
ЦОЛ-1	85	-	1	-	6	6	12	9x14	480	450	482	503	220	270	304	261	291	314	9x14	47,0
ЦОЛ-1,5	85	85	2	1	10	6	13	9x14	630	557	590	610	220	270	304	325	355	378	9x14	64,5
ЦОЛ-3	120	120	2	1	10	6	18	12x18	790	785	836	868	220	270	304	457	505	541	12x18	125,0
ЦОЛ-4,5	130	150	2	1	10	6	24	12x18	992	966	1018	1049	220	270	304	565	612	648	12x18	175,0
ЦОЛ-6	150	150	2	1	10	6	24	14x20	1130	1106	1160	1195	304	356	384	640	693	723	12x18	273,6
ЦОЛ-9	150	150	3	1	12	6	28	14x20	1383	1363	1423	1457	304	356	384	798	850	881	12x18	401,5
ЦОЛ-12	150	150	3	2	14	24	32	14x20	1700	1576	1634	1680	304	356	384	920	964	1004	12x18	597,5
ЦОЛ-18	150	150	4	2	16	24	40	14x20	1942	1928	1986	2032	304	356	384	1126	1174	1210	12x18	840,0

ПРИЛОЖЕНИЕ Ч

Шлюзовые затворы

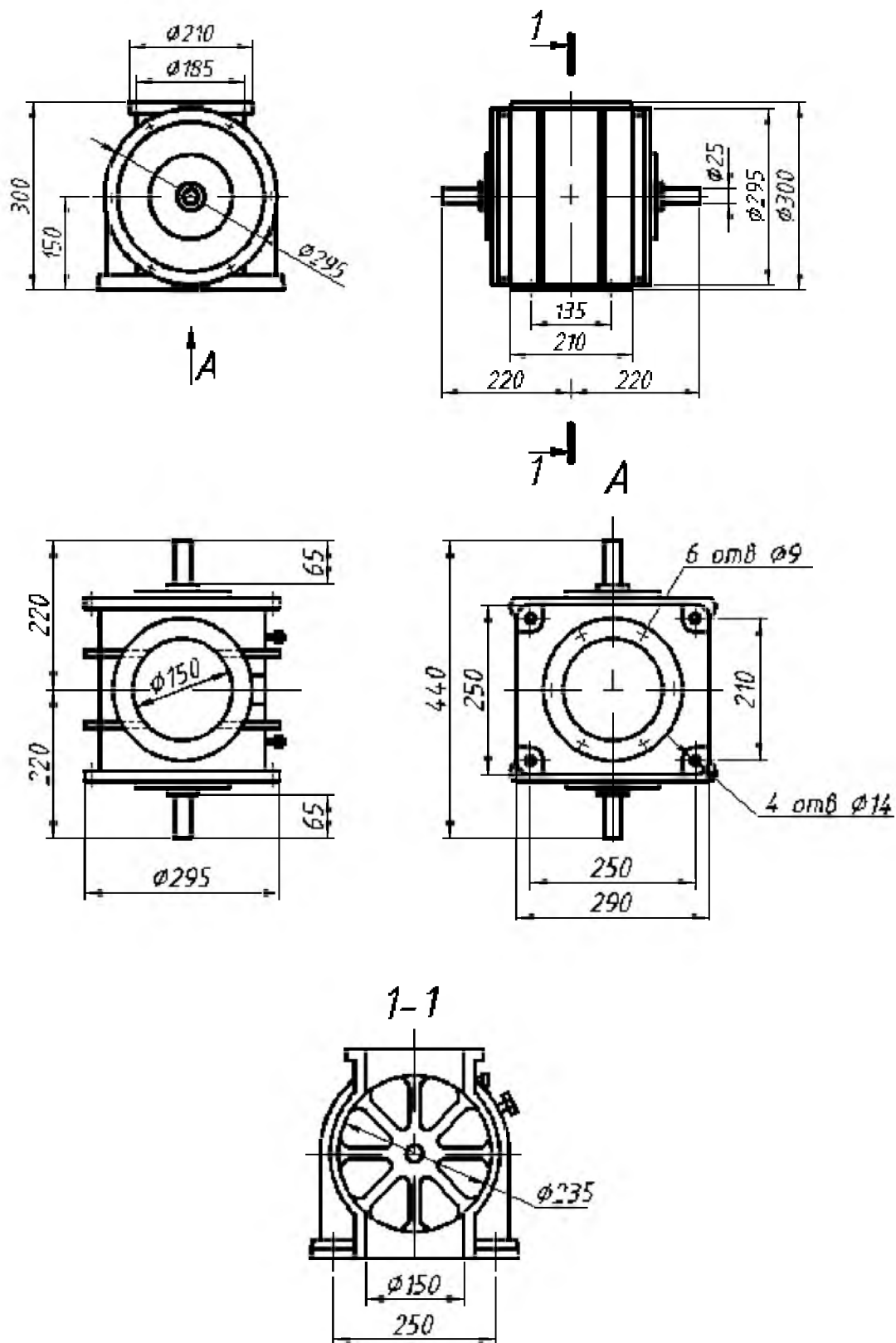


Рисунок Ч.1 – Шлюзовой затвор Шу-6

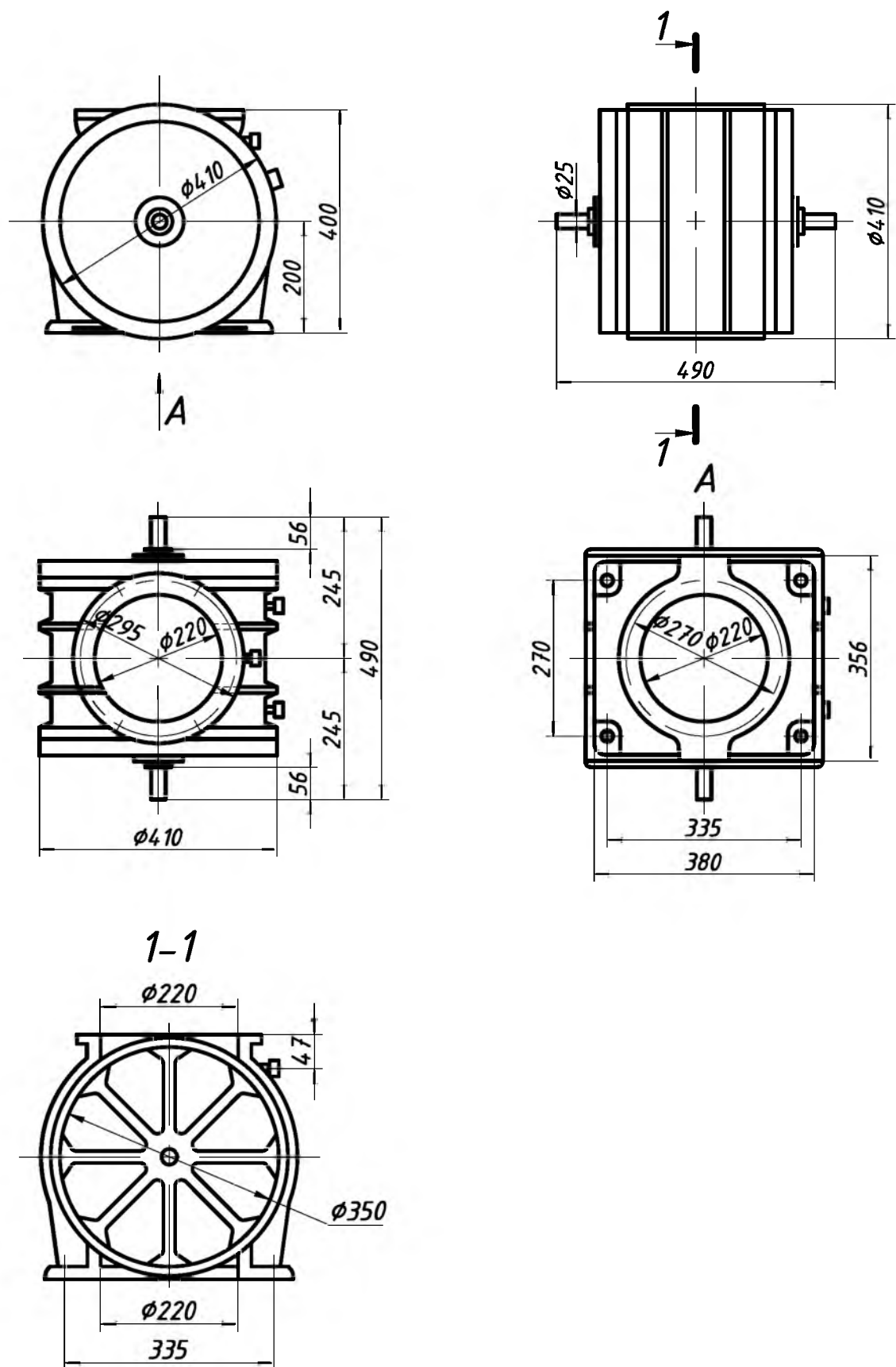
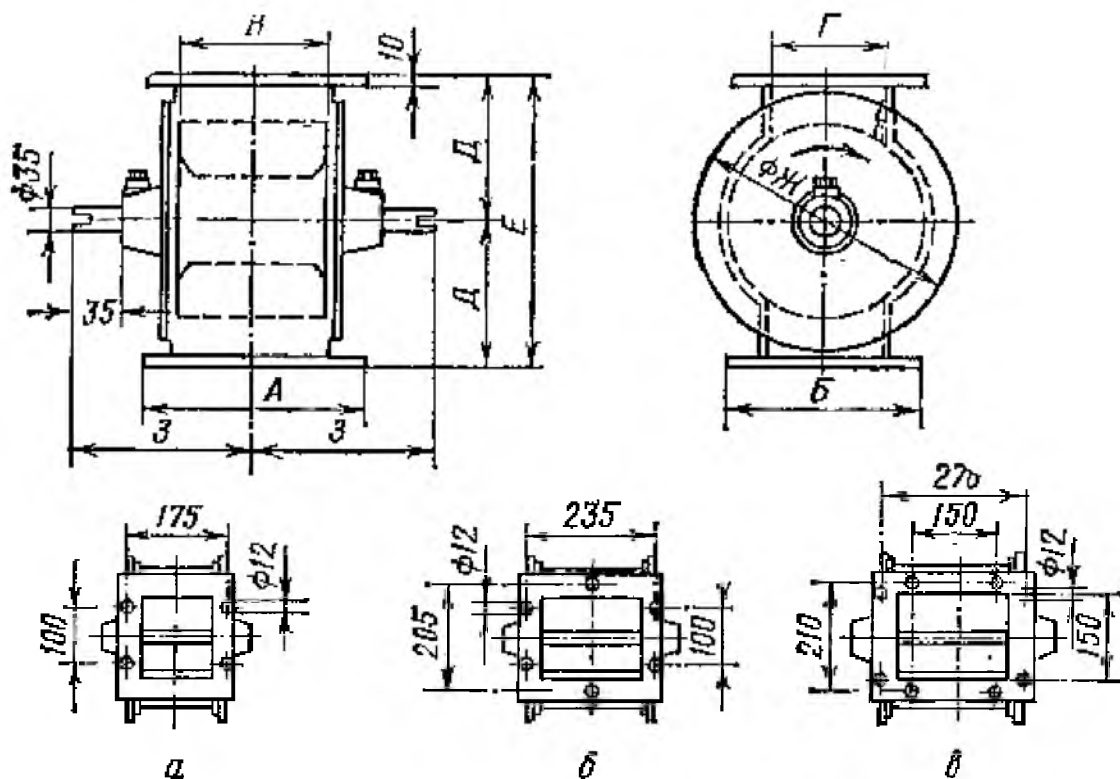


Рисунок Ч.2 – Шлюзовой затвор Шу-15



а) РЗ-БШМ/1; б) РЗ-БШМ/2 и РЗ-БШМ/4; в) РЗ-БШМ/3

Рисунок Ч.3 – Шлюзовой затвор РЗ-БШМ/1,/2,/3,/4

Таблица Ч.1

Типо-размер	Вместимость, л	Производительность, м ³ /ч	Число ячейек	Диаметр Ротора, мм	Раб. длина ротора, мм	Частота вращ. ротора, об/мин	Размеры, мм							
							А	Б	В	Г	Д	Е	ØЖ	З
РЗ-БШМ/1	3,7	7,5÷9,3	8	220	130	45÷53	205	185	130	110	160	320	282	158
РЗ-БШМ/2	5,2	9,7÷12,0	8	220	190	45÷53	265	235	190	150	160	320	282	188
РЗ-БШМ/3	10,5	19,5	7	280	220	45	300	240	220	158	225	450	350	204
РЗ-БШМ/4	5,0	4,4	10	220	190	49	205	185	130	110	160	320	282	158

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алешковская, В. В. Системы пневмотранспорта и аспирации мукомольных заводов / В. В. Алешковская, Б. А. Краюшкин, С. В. Коломенский. – М. : Колос, 1992. – 175 с.
2. Вентиляционные установки зерноперерабатывающих предприятий. – 3-е изд., доп. и перераб.; под ред. А. М. Дзядзио. – М. : Колос, 1974. – 399 с.
3. Веселов, С. А. Вентиляционные и аспирационные установки предприятий хлебопродуктов / С. А. Веселов, В. Ф. Веденьев. – М. : Колос, 2004. – 240 с.
4. Володин, Н. П. Справочник по аспирационным и пневмотранспортным установкам / Н. П. Володин, М. Г. Касторных, А. И. Кривошеин. – М. : Колос, 1984. – 288 с.
5. Зарницына, Э. Г. Вентиляционные установки : методические указания к курсовому проекту для студентов специальностей «Машины и аппараты пищевых производств» и «Технология хранения и переработки зерна» дневной, заочной и дистанционной форм обучения / Э. Г. Зарницына; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. – Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2004. – 96 с.
6. Малис, А. Я. Пневматический транспорт для сыпучих материалов / А. Я. Малис, М. Г. Касторных. – М. : Агропромиздат, 1985. – 344 с.
7. Проценко, Г. И. Вентиляционные и пневмотранспортные установки зерноперерабатывающих предприятий : учеб. пособие по специальности 170600 «Машины и аппараты пищевых производств» / Г. И. Проценко, В. А. Анфалов. – М. : Изд.-во Приор, 2000. – 96 с.
8. Указания по проектированию аспирационных установок предприятий по хранению и переработке зерна и предприятий хлебопекарной промышленности. – М. : ЦНИИпромзернопроект, 1998. – № 169. – 204 с.
9. Альбом технологических нормалей высокопроизводительного мельничного оборудования N8722-1.4.1. – М., 1982.
10. Альбом технологических нормалей высокопроизводительного мельничного оборудования N8722-1.4.2. – М., 1982.
11. Альбом нормалей машин и оборудования для мельниц, крупяных, комбикормовых заводов и тароремонтных цехов N7184-УП. – М., 1960.
12. Альбом нормалей аспирационных и пневмотранспортных установок. Пылеотделители и разгрузители N5956/127 р.П. – М., 1983.
13. Альбом нормалей оборудования аспирационных и пневмотранспортных установок. Вентиляторы, турбовоздуходувки и нагнетатели №5956/175 р.П. – М., 1983.
14. Каталог продукции ОАО «Мовен» – «Вентиляторы общего и специального назначения» : в 2-х ч. – М., 1999. – Ч. 1. – 73 с.
15. Каталог продукции ОАО «Мовен» – «Вентиляторы общего и специального назначения. Канальные вентиляторы», 2005. – 158 с.
16. Каталог продукции НПО «Тайра» – «Промышленные вентиляторы», 2001. – 84 с.

17. Каталог продукции ООО НЭМЗ «Тайра» – «Вентиляторы общего и специального назначения», 2006. – Ч. 1. – 146 с.
18. Каталог продукции ООО «Уфимский вентиляторный завод» – «Вентиляторы общего и специального назначения», 2008. – 37 с.
19. Каталог продукции ООО «Алвент» – «Промышленные вентиляторы», 2008. – 37 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Глава 1 Вентиляционные установки.....	6
1.1 Проектирование вентиляционных установок.....	6
1.1.1 Основные требования к проектированию вентиляционных сетей.....	6
1.1.2 Компоновка вентиляционных сетей.....	8
1.1.3 Расчет кратности воздухообмена и выбор типа сетей.....	11
1.1.4 Подбор пылеотделителя к сети.....	12
1.1.4.1 Общий порядок подбора циклона к сети.....	12
1.1.4.2 Общий порядок подбора фильтра к сети.....	13
1.1.5 Предварительный подбор вентилятора к сети.....	14
1.1.6 Проектирование трассы сети.....	16
1.1.6.1 Проектирование отсасывающих патрубков.....	16
1.1.6.2 Рекомендации по установке пылеотделителя и вентилятора.....	20
1.1.6.3 Рекомендации по проектированию трассы воздухопроводов.....	21
1.1.7 Расчет вентиляционной сети.....	22
1.1.7.1 Снятие и оформление расчетной плоскостной схемы сети.....	23
1.1.7.2 Выбор метода расчета вентиляционной сети.....	24
1.1.7.3 Основные рекомендации к расчету вентиляционной сети...	25
1.1.7.4 Уравнивание потерь давления в тройнике.....	27
1.1.7.5 Расчет характеристик переходов для пылеотделителя и вентилятора.....	28
1.1.8 Окончательный подбор вентилятора к сети и выбор привода вентилятора.....	29
1.1.8.1 Выбор привода вентилятора.....	29
1.2 Пример расчета аспирационной сети подготовительного отделения мельницы.....	31
1.2.1 Составление компоновочной таблицы сети.....	31
1.2.2 Расчет кратности воздухообмена и выбор типа проектируемой сети.....	32
1.2.3 Подбор пылеотделителя к сети.....	32
1.2.3.1 Подбор циклона к сети.....	32
1.2.3.2 Подбор фильтра-циклона к сети.....	34
1.2.4 Предварительный подбор вентилятора к сети.....	35
1.2.5 Проектирование переходов от аспирируемого оборудования.....	36
1.2.6 Расчет вентиляционной сети.....	42
1.2.7 Окончательный подбор вентилятора к сети, расчет мощности на привод вентилятора и выбор привода вентилятора.....	51
1.3 Пример расчета аспирационной сети размольного отделения мельницы.....	54
1.3.1 Составление компоновочной таблицы сети.....	54
1.3.2 Расчет кратности воздухообмена и выбор типа сети.....	54

1.3.3	Подбор пылеотделителя к сети.....	55
1.3.3.1	Подбор циклона к сети.....	55
1.3.3.2	Подбор фильтра-циклона к сети.....	56
1.3.4	Предварительный подбор вентилятора к сети.....	57
1.3.5	Проектирование перехода от ситовеечной машины А1-БС2-О.....	58
1.3.6	Расчет вентиляционной сети.....	60
1.3.6.1	Проектирование переходов.....	63
1.3.7	Окончательный подбор вентилятора к сети, расчет мощности на привод вентилятора и выбор привода вентилятора...	66
1.4	Примеры решения задач	69
1.4.1	Примеры решения задач по разделу «Элементы промышленной аэродинамики».....	69
1.4.2	Примеры решения задач по разделу «Пылевоздушные смеси и пылеотделители».....	78
1.4.3	Примеры решения задач по разделу «Вентиляторы».....	82
1.4.4	Перечень вариантов задач для экзаменационных билетов.....	87
1.5	Лабораторные работы.....	94
1.5.1	Лабораторная работа № 1 «Измерение скорости и расхода воздуха в воздуховоде методом исследования поля скоростей».....	94
1.5.2	Лабораторная работа № 2 «Измерение средней скорости и расхода воздуха в воздуховодах с помощью местных сопротивлений»	104
1.5.3	Лабораторная работа № 3 «Определение аэродинамических показателей работы циклона».....	111
1.5.4	Лабораторная работа № 4 «Испытание центробежного вентилятора».....	116
Глава 2	Пневмотранспорт.....	123
2.1	Общая характеристика пневмотранспортных установок.....	123
2.2	Классификация пневмотранспортных установок.....	125
2.3	Устройство пневмотранспортных установок.....	127
2.3.1	Всасывающая разветвленная пневмотранспортная установка.....	127
2.3.2	Нагнетающая пневмотранспортная установка.....	128
2.4	Основное оборудование пневмотранспортных установок.....	129
2.4.1	Приемные устройства всасывающих пневмотранспортных установок.....	129
2.4.1.1	Приемники для вертикальных материалопроводов.....	130
2.4.1.2	Приемники для горизонтальных материалопроводов.....	132
2.4.2	Питатели.....	135
2.4.3	Разгрузители и пылеотделители.....	137
2.4.5	Воздуходувные машины.....	138
2.5	Основы расчета пневмотранспортных установок.....	140
2.5.1	Схемы пневмоустановок.....	140

2.5.2 Методика расчета пневмотранспортных установок зерноперерабатывающих предприятий.....	142
2.5.2.1 Расчёт материалопроводов.....	142
2.5.2.2 Расчет потерь давления.....	144
2.5.2.3 Расчет шлюзовых затворов.....	151
2.5.2.4 Расчет пылеуловителей.....	152
2.5.2.5 Расчет воздуходувных машин.....	154
2.5.2.6 Расчет мощности электродвигателя воздуходувной машины.....	155
2.5.2.7 Расчет коллектора, воздухопроводов, глушителя.....	155
2.5.3 Показатели качества компоновки пневмотранспортных установок.....	156
ПРИЛОЖЕНИЕ А Форма титульного листа.....	157
ПРИЛОЖЕНИЕ Б Расчетная плоскостная схема сети.....	158
ПРИЛОЖЕНИЕ В Плоскостная монтажная схема сети.....	159
ПРИЛОЖЕНИЕ Г Форма углового штампа и графической спецификации.....	160
ПРИЛОЖЕНИЕ Д Форма таблицы «Расчет потерь давления по главному магистральному направлению сети».....	160
ПРИЛОЖЕНИЕ Е Таблицы коэффициентов местных сопротивлений.....	161
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж Батарейные установки циклонов.....	167
ПРИЛОЖЕНИЕ И Общий вид фильтров-циклонов.....	174
ПРИЛОЖЕНИЕ К Вентиляторы.....	182
ПРИЛОЖЕНИЕ Л Нормы отсоса воздуха от машин и вспомогательного оборудования.....	196
ПРИЛОЖЕНИЕ М Номограмма для определения сопротивления фильтров РЦИЭ и РЦИРЭ.....	202
ПРИЛОЖЕНИЕ Н Размеры фланцев патрубков квадратного и круглого сечения.....	203
ПРИЛОЖЕНИЕ П Свойства сыпучих грузов.....	205
ПРИЛОЖЕНИЕ Р Проектирование отводов.....	208
ПРИЛОЖЕНИЕ С Номограмма для расчета вентиляционных установок.....	209
ПРИЛОЖЕНИЕ Т Форма компоновочной таблицы вентиляционной сети.....	210
ПРИЛОЖЕНИЕ У Таблица и примеры расчета добавочных сопротивлений (диафрагм).....	210
ПРИЛОЖЕНИЕ Ф Пневмоприемники.....	211
ПРИЛОЖЕНИЕ Ц Циклоны-разгрузители.....	215
ПРИЛОЖЕНИЕ Ч Шлюзовые затворы.....	221
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	224

Эрна Готфридовна Зарницына
Ольга Николаевна Терехова

ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ И ПНЕВМОТРАНСПОРТ

Учебное пособие

Компьютерная верстка и макет: Н. А. Проскура

Подписано в печать 13.04.2011. Формат 60×84 1/8.

Печать – цифровая. Усл.п.л. 26,5.

Тираж 200 экз. Заказ 2011 –272.

Издательство Алтайского государственного
технического университета им. И. И. Ползунова,
656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46
<http://izdat.secna.ru>

Лицензия на издательскую деятельность
ЛР № 020822 от 21.09.98 г.

Отпечатано в типографии АлтГТУ,
656038, г. Барнаул, пр-т Ленина, 46
тел.: (8-3852) 29-09-48

Лицензия на полиграфическую деятельность
ПЛД №28-35 от 15.07.97 г.