

**Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ**

Кафедра "Металлургия литейных сплавов"

**В.М.Королев
Е.И.Шитов**

ОБОРУДОВАНИЕ ЛИТЕЙНЫХ ЦЕХОВ

**Учебно-методическое пособие
по курсовому проектированию для студентов
специальностей Т.02.01 - "Металлургические
процессы и материалобработка" и Т.02.02 -
"Технология, оборудование и автоматизация
обработки материалов"**

Минск 1998

Технический прогресс в области литейного производства во многом определяется уровнем его оснащенности современным оборудованием, обеспечиваемым наряду с многократным увеличением производительности труда получение высококачественных, точных отливок, снижение энерго- и материалоемкости производства. Тенденции в развитии литейного машиностроения характеризуются усложнением конструкций машин, повышением их технических параметров с целью интенсификации рабочих процессов, возросшими требованиями к надежности их работы.

Эти тенденции необходимо учитывать при подготовке инженеров в области литейного производства. Изучение курса "Оборудование литейных цехов" готовит студентов к практической деятельности в условиях современного высокomeханизированного цеха, связанной с использованием и совершенствованием высокопроизводительного оборудования на всех стадиях технологического процесса получения отливок. Студент должен овладеть знаниями, умениями, навыками в проектировании литейных машин и оборудования, современных методов его расчета, автоматизации производства.

Важная роль при изучении данной дисциплины принадлежит этапу курсового проектирования, которое способствует закреплению и углублению у студентов теоретических и практических знаний, прививает умение работать с литературой, ГОСТами и другой технической документацией, необходимой для конструирования современных машин, развивает навыки выполнения проектно-конструкторских работ по литейному оборудованию.

1. СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ПОРЯДОК ЕГО ВЫПОЛНЕНИЯ

1.1. Тематика курсовых проектов

Объектом курсового проектирования является технологическая машина или установка, специфичная для литейного производства, отдельный узел или механизм автоматической литейной линии. При этом предпочтение следует отдавать реальной тематике, имеющей значение для действующих литейных цехов. В проектах должны найти отражение развитие механизации и автоматизации технологических процессов, внедрение новых прогрессивных процессов и высокой производительности оборудования. При отсутствии возможности обеспечить выполнение реальных проектов тема может быть выбрана из нижеприведенного перечня:

1. Пневматическая прессовая машина с верхним или нижним прессованием.
2. Прессово-рычажный формовочный автомат.
3. Автомат столочной формовки проходного типа.
4. Встряхивающая формовочная машина без поворота полуформы.
5. Встряхивающая формовочная машина с поворотным столом.
6. Встряхивающая формовочная машина с перекидным столом.
7. Встряхивающе-прессовый формовочный автомат.
8. Пескомет формовочный стационарный.
9. Пескомет формовочный передвижной.
10. Пескодувная машина для изготовления стержней с последующей тепловой сушкой.
11. Пескострельная машина для изготовления стержней с последующей тепловой сушкой.
12. Пескодувные автоматы для изготовления стержней с отверждением в нагреваемой оснастке.
13. Пескодувные автоматические машины для изготовления стержней из холоднотвердеющих смесей.
14. Пескодувно-прессовый автомат для безопочных форм.
15. Автоматическая линия изготовления безопочных форм.
16. Автоматическая линия для изготовления песчано-глинистых форм в опоках.
17. Поточно-механизированная линия изготовления форм из самоотвердевающих смесей.
18. Катковый смеситель.
19. Центробежный смеситель.
20. Лопастной смеситель.
21. Автоматизированная смесеприготовительная установка.
22. Автоматизированная установка для заливки форм.
23. Установка для автоматической выбивки и распаровки опок.
24. Гидравлическая установка для выбивки стержней.
25. Установка автоматического набора ~~шпаты~~ для плавки чугуна в вагранке.
26. Ленточный дробеметный барабан для очистки литья.
27. Дробеметный барабан непрерывного действия.
28. Дробеметная камера непрерывного действия.
29. Установка для абразивной очистки отливок.

1.2. Исходные данные, объем и содержание проекта

Исходные данные для выполнения курсового проекта, его объем и содержание выдаются каждому студенту индивидуально в виде задания.

В задании указывается: тема проекта; тип существующей машины, на базе которой должна быть разработана новая; общий характер модернизации и изменений с указанием ориентировочных значений рабочих параметров; наименование намечаемых к проектированию узлов и примерный объем графических работ; содержание расчетно-пояснительной записки.

Графическая часть проекта состоит из 4-5 листов чертежей формата **A1** по ГОСТ 2.301-68, выполненных на ватмане в карандаше согласно требованиям ЕСКД. В перечень графического материала входит, как правило, общий вид машины или установки, основной рабочий орган, 1-2 вспомогательных узла, пневмо- или электросхема управления органами машины, организация рабочего места при установке машины в поточную линию.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать: обоснование темы проекта; краткое описание технологического процесса и обзор существующих конструкций оборудования по теме проекта; расчет основных размеров механизмов, узлов и некоторых деталей машин; устройство и принцип работы проектируемой машины; вопросы охраны труда и техники безопасности при работе на машине.

Тема, объем и содержание курсового проекта в каждом отдельном случае определяется руководителем курсового проектирования и утверждается кафедрой.

1.3. Последовательность этапов курсового проектирования

Работа над курсовым проектом включает следующие этапы:

1. Изучение и подбор материалов, необходимых для выполнения проекта;
2. Предварительный расчет основных параметров установки или машины.
3. Выполнение графической части проекта.
4. Составление расчетно-пояснительной записки к проекту.
5. Окончательное оформление чертежей и расчетно-пояснительной записки.

Руководитель совместно со студентами составляет календарный график работы над проектом, в котором указываются сроки выполнения

отдельных этапов и их трудоемкость.

1.4. Подбор материалов для проектирования

Подбор материалов является одним из важных этапов проектирования. Он предусматривает:

1) изучение технологического процесса, для которого проектируется машина или установка; при этом обязательно учитывается связь его со смежными технологическими процессами;

2) изучение известных конструктивных типов литейного оборудования, применяемого для осуществления данного технологического процесса, и критическая оценка их рациональности;

3) изучение теоретических основ выбора и расчета основных конструктивных параметров проектируемой машины;

4) определение возможности использования последних достижений науки и техники в проектируемой конструкции.

Для подготовки материалов целесообразно наряду с анализом информационных источников использовать производственные практики.

1.5. Основные требования к оформлению графической части

1. Графическая часть проекта выполняется в карандаше в соответствии с требованиями ЕСКД. В отдельных случаях по указанию руководителя проекта или консультанта чертежи могут быть выполнены в туши.

2. Для чертежей должны использоваться листы стандартных размеров по ГОСТ 2.301-68. На листах наносится рамка на расстоянии 10 мм от линии обреза. У левого края листа рамку проводят на расстоянии 25 мм от линии обреза.

3. При выполнении чертежей должны соблюдаться масштабы по ГОСТ 2.302-68.

Масштаб уменьшения	1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100
Масштаб увеличения	2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1

Выбор масштаба согласовывается с консультантом или руководителем проекта.

4. Количество изображений (видов, разрезов, сечений) согласовывается с руководителем проекта. ГОСТ 2.305-68 устанавливает следующие названия видов, получаемых на основных плоскостях проекций: вид спереди (главный вид); вид сверху; вид слева; вид справа; вид

снизу; вид сверху.

Допускается применение обрывов, разрывов и пр., облегчающих расположение узла на листе в масштабе 1:1.

На сборочных чертежах рекомендуется изображать те виды и разрезы, которые наиболее полно отражают особенности конструкции проектируемой машины, узла или механизма.

5. На чертежах общего вида машин и узлов проставляются следующие основные размеры: габаритные; между геометрическими осями цилиндров, валов, колонн и др.; основные расчетные; все размеры для установки машины на фундамент; все размеры для монтажа узлов изделия и посадки сопряжения деталей.

При простановке размеров на чертежах деталей необходимо учитывать технологический процесс обработки детали, способ измерения всех ее размеров в процессе изготовления, метод контроля готовой детали и относительное положение ее в собранном узле.

В соответствии с этими требованиями должны быть выбраны конструктивная, установочная и сборочные базы, от которых будет проводиться измерение детали при ее обработке, контроле и сборке. За основу, как правило, принимают опорную установочную базу, и от нее проставляют размеры, необходимые для обработки деталей.

6. Общее количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля изделия.

7. На всех листах необходимо выполнять угловые штампы и спецификации согласно ГОСТ 2.104-68 и 2.106-68.

Спецификацию целесообразно размещать на отдельном листе или нескольких листах формата А4. Порядок заполнения строк спецификации — снизу вверх.

Спецификации должны заполняться с учетом следующих положений:

а) для стандартных нормальных деталей проставляются номера соответствующих ГОСТ или даются ссылки на нормали; их наименование и размеры указываются полностью;

б) для зубчатых колес обязательно приводятся их основные характеристики: модуль, число зубьев, угол наклона (для косозубых шестерен); для червяков — модуль, число заходов и направление резьбы;

в) в графе "Материал" указываются наименование и марка;

г) все наименования деталей узлов и изделий должны быть краткими и соответствовать конфигурации и назначению;

д) в надписях на чертежах не допускаются сокращения, кроме предусмотренных ГОСТом.

1.6. Оформление расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка должна быть написана от руки, чернилами, аккуратно и разборчиво, на одной стороне листа белой писчей бумаги формата А4. Листы по четырем сторонам должны иметь поля следующих размеров: левое - 35 мм, правое - не менее 10 мм, верхнее и нижнее - не менее 20 мм. Титульный лист записки выполняется по ГОСТ 19600-74, его образец приведен на стенде кафедры. В начале записки должны быть приведены задание на курсовой проект и оглавление с указанием номеров страниц разделов, подразделов и приложения.

Ниже приводится примерный план расчетно-пояснительной записки:

1. Введение, в котором обосновывается выбор технологического процесса и оборудования по теме проекта.
2. Краткое описание особенностей технологического процесса, обзор существующего оборудования по теме проекта, перспективы его развития.
3. Схема проектируемой машины или установки и ее техническая характеристика.
4. Описание машины: назначение, устройство, принцип работы (со ссылкой на спецификацию, приведенную в графической части проекта).
5. Расчет узлов и параметров машины.
6. Вопросы ухода за машиной, техники безопасности при ее эксплуатации.
7. Список использованной литературы.

Разделы, подразделы, пункты, из которых состоит записка, нумеруются арабскими цифрами соответственно в пределах всей записки, раздела или подраздела, например: 2.1 (первый подраздел второго раздела), 2.1.1 (первый пункт первого подраздела второго раздела).

Рисунки нумеруются арабскими цифрами в пределах раздела и имеют подрисуночные тексты, таблицы - сквозную нумерацию в пределах всей работы с указанием их названий.

Ссылки на литературные источники, которые были использованы при составлении записки, указываются цифрами в квадратных скобках по тексту после иллюстрируемой фразы или выдержки; в списке литературы источники располагаются в порядке появления ссылок в тексте.

Описание технологического процесса и существующих конструкций машин по теме проекта, обоснования и расчеты иллюстрируются в за-

писке эскизами, схемами, выполняемыми карандашом с соблюдением пропорциональности.

Все расчетные формулы приводятся сначала в общем виде с раскодировкой их символов, а затем подставляются численные значения в соответствующей размерности. Размерность указывается после окончательного результата. Формулы нумеруются в пределах раздела арабскими цифрами в круглых скобках.

Страницы записки имеют сквозную нумерацию.

2. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН И АВТОМАТИЧЕСКИХ ЛИНИЙ ДЛЯ ЛИТЕЙНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Начинающий конструктор обязан помнить, что проектирование любой машины, узла или детали должно базироваться на обоснованных расчетах, позволяющих избежать целого ряда грубых ошибок. При этом необходимо учитывать следующие факторы, определяющие работоспособность вновь создаваемой машины:

1) правильный выбор конструктивных и технологических параметров деталей, узлов, механизмов обеспечивает качественное выполнение функций основного технологического процесса, т.е. технологическую работоспособность;

2) достаточная прочность отдельных деталей гарантирует их от поломки, аварий и выхода из строя базовых деталей;

3) недостаточная жесткость отдельных деталей и узлов в целом приводит к их повышенной деформации, появлению недопустимых зазоров, заклинивания, вибрациям;

4) соразмерность величин движущих сил привода и сил сопротивления механизмов определяет силовую работоспособность;

5) геометрическое несоответствие величин звеньев механизмов требованиям кинематической схемы может явиться причиной кинематической неработоспособности;

6) чрезмерные динамические нагрузки из-за ускорения звеньев или объектов вызывают динамическую неработоспособность;

7) давления и контактные напряжения материала в зоне трущихся поверхностей не должны превышать допустимых значений во избежание повышенного износа, т.е. снижения долговечности;

8) увеличение времени срабатывания отдельных механизмов по сравнению с циклограммой ведет к снижению производительности;

9) игнорирование многовариантности конструкций на базе стандартных деталей, узлов и машин приведет к созданию поточно-механизированных или автоматических линий с повышенной трудоемкостью их изготовления, длительным периодом наладки.

В общем итоге окажутся завышенными металлоемкость и габаритные размеры отдельных деталей, узлов, машин и линий, т.е. неудовлетворительная материалоемкость.

2.1. Оценка рациональности конструкции

Проектирование любых машин и установок начинается с разработки технологического задания, основу которого составляют технологический процесс и конструктивные-параметры, обеспечивающие правильное функционирование и нужную работоспособность машины с заданными надежностью и долговечностью.

На базе технологического задания разрабатывается общая принципиальная схема машины или автомата. Ее выбор основывается на изучении технологического процесса, выполняемого машиной, чтобы обеспечить качество выпускаемой продукции (размерную точность, товарный вид и т.п.), отсутствие вредных выделений; на анализе состояния исходных материалов (жидкое, твердое или газособразное) и т.д.

После этого конструкция оформляется на машине в пространстве и во времени.

Общая компоновка машины или автомата должна осуществляться с учетом достижения:

- наименьших габаритных размеров;

- технологичности сборочно-разборочных и ремонтных работ;

- возможности максимальной унификации узлов;

- удобства и безопасности ее эксплуатации;

- возможности комплексной механизации работ и использования ее в составе автоматической линии;

- согласованности с габаритами транспортных средств при перевозке.

На этой стадии появляется возможность определить проектный вес машины и вычислить расчетную себестоимость, а также перейти к комплексной оценке ее рациональности.

Рациональное проектирование может быть обеспечено только при удовлетворении комплекса требований технологических, эксплуатационных, экологических, социальных, эстетических и экономических.

Технологические требования включают в себя:

- 1) степень унификации данной конструкции с предыдущими;
- 2) использование деталей и узлов, ранее освоенных в производстве;
- 3) максимальное использование действующих стандартов на материалы, готовые изделия, детали и узлы;
- 4) применение точных заготовок, не требующих дальнейшей обработки или требующих минимальной дополнительной обработки;
- 5) унификацию и применение нормативных классов точности, посадок и чистоты поверхности;
- 6) максимальное упрощение конструкций отдельных деталей и узлов;
- 7) обеспечение минимально возможной трудоемкости изготовления, оптимальной себестоимости деталей и машины или автомата в целом.

Эксплуатационные требования. Важнейшим показателем в эксплуатации является надежность разработанных конструкций.

Любая новая конструкция машины или автомата должна быть прогрессивной, превосходить существующие по эксплуатационным показателям. Это достигается совершенствованием рабочих процессов, выбором оптимальных параметров работы, применением более жестких конструкций, автоматических систем регулирования и управления машиной. Вновь создаваемая машина должна обеспечить большую производительность при относительном уменьшении энергетических, материальных и трудоемких затрат.

Выполнение перечисленных требований в значительной степени требует теоретических знаний, практического опыта и таланта конструктора.

Экологические требования. Загрязнение окружающей среды отходами жизнедеятельности человека достигло предела, когда оно не может быть компенсировано, нейтрализовано естественными биологическими процессами в природе. С целью предупреждения необратимых процессов нарушения экологического равновесия, которые могут привести к неизмеримому ущербу для человечества в целом, многими государствами предусмотрены законодательные акты, регламентирующие допустимые пределы загрязнений воздушного и водного бассейнов, а также земли. Поэтому требования утилизации вредных выбросов при проектировании литейных машин особенно возросли, что потребовало применения в конструкциях дополнительных устройств: надежных систем пылеосаждения, систем нейтрализации вредных газов, замкнутых систем оборотно-

го водоснабжения и т. д.

Социальные и эстетические требования. Общеизвестна социальная непривлекательность труда в литейном производстве. Поэтому существенно возрастает роль конструктора новых машин и автоматов в ликвидации этого крайне отрицательного аспекта. К социальным требованиям относится безопасность и наилучшие условия труда для обслуживающего персонала.

Идеальным конструкторским решением машины можно считать вариант, при котором управление машиной просто и удобно и не требует большого напряжения и затрат физического труда, на рабочем месте отсутствуют вредные для здоровья работающих выделения пыли, отработанных газов, паров и т. д. Обслуживающий машину рабочий должен быть защищен от воздействия высоких температур и вредных для здоровья световых или радиационных излучений. Хороший внешний вид машины, пропорциональность ее частей и плавность очертаний, приятная окраска и отделка, уверенность рабочего в безопасности работы и простота обслуживания способствуют повышению производительности труда. Поэтому конструктор обязан внимательно относиться к замечаниям и советам специалистов по вопросам технической эстетики.

Экономические требования связаны с обеспечением высокой экономической эффективности машины в эксплуатации, наименьшими затратами на ее изготовление.

Экономическая эффективность машины зависит от затрат на производство продукции в течение определенного промежутка времени ее эксплуатации. Создание высокопроизводительных машин обеспечивает снижение эксплуатационных затрат на выпускаемую продукцию. Важно, чтобы при этом имело место снижение трудоемкости как ремонтных, так и эксплуатационных работ.

Большое влияние на экономичность машин оказывают потери мощности в них, учитываемые коэффициентом полезного действия.

После оценки рациональности выбранной конструкции и проведения необходимых расчетов выполняется рабочий проект машины или автомата, по которому изготавливают опытный образец для натурных испытаний. Выявившиеся недостатки конструкции при испытаниях дорабатываются, и в рабочие чертежи вносятся соответствующие изменения.

2.2. Принципы построения автоматических машин и линий.

Механизация и автоматизация производственных процессов является одним из наиболее эффективных средств повышения производи-

ности труда, особенно в литейном производстве, характеризующемся сложными многооперационными технологическими процессами.

Многообразие применяемых в литейном производстве автоматических машин и линий можно классифицировать по следующим основным признакам:

- 1) по принципу агрегатирования;
- 2) по характеру работы транспортирующего органа;
- 3) по роду связи между отдельными рабочими органами;
- 4) по типу автоматического управления.

2.2.1. Принципы агрегатирования машин

Производительность автоматической машины или линии определяется, прежде всего, продолжительностью всех технологических операций и переходов, т.е. временем цикла T_u и штучным временем $t_{шт}$ на приготовление одного изделия.

В большом разнообразии организационных схем и структур рабочих процессов, на базе которых создаются машины для литейного производства, можно выделить три основных принципа: а) принцип многопозиционной обработки; б) принцип многопоточной обработки; в) принцип многоинструментальной обработки.

В однопозиционных машинах (рис. 2.1) в течение всего времени обработки на одном и том же рабочем месте (позиции) производятся по очереди все последовательные переходы обработки изделия агрегатами A_1, A_2, A_3, A_4 машины. Продолжительность цикла обработки равна сумме времени всех технологических переходов t_1, t_2, t_3, t_4

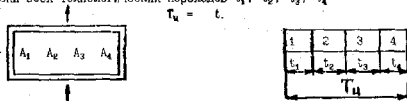


Рис. 2.1. Однопозиционная машина:

а — схема; б — циклограмма

При многопозиционной структуре рабочего процесса на многопозиционной машине с периодическим движением транспортирующего органа (рис. 2.2) операции совмещаются по времени и разделяются по месту.

т.е. одновременно на позициях 1, 2, 3, 4 агрегатами A_1 , A_2 , A_3 , A_4 выполняются переходы в соответствии с последовательностью технологического процесса.

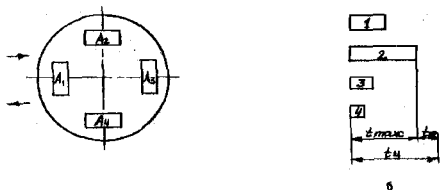


Рис. 2.2. Многопозиционная машина:
а - схема; б - циклограмма

Продолжительность цикла равна времени выполнения самого длительного процесса плюс время на транспортные операции $t_{гр}$ между отдельными переходами:

$$T_{ц} = t_{\max} + t_{гр}.$$

Многопозиционная машина тем производительнее, чем больше переходов или позиций включает процесс обработки и чем меньше разница в продолжительности этих переходов. При расчленении процесса на переходы, равные по длительности, продолжительность цикла будет в m раз меньше:

$$T_{ц} = \frac{\sum t}{m} + t_{гр},$$

где m - число позиций.

Однако это положение действительно до определенного предела, т.к. чем больше позиций, тем больше и потери времени на непроизводительную работу.

Многопоточная обработка предусматривает одновременное выполнение на машине технологических операций и переходов путем организации нескольких параллельных потоков. При этом производительность машины повышается кратно числу потоков, и соответственно это-

му уменьшается время цикла. Эти машины могут быть однопозиционными и многопозиционными. В однопозиционных машинах каждое рабочее место оснащено комплектом инструментов, необходимых для выполнения технологического процесса (рис. 2.3).

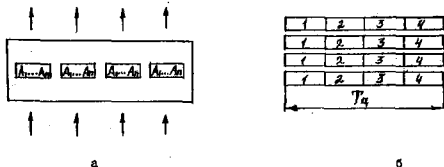


Рис. 2.3. Многопоточная однопозиционная машина:
а - схема; б - циклограмма.

Длительность цикла в этом случае

$$T_q = \frac{\sum t}{n}$$

где n - число потоков.

При использовании многопозиционного варианта длительность цикла

$$T_q = \frac{\frac{\sum t}{m} + t_p}{n}$$

Многоинструментальная обработка заключается в выполнении одновременно нескольких технологических переходов на одной и той же позиции с помощью нескольких инструментов (например, одновременное встряхивание и прессование и др.).

Длительность цикла

$$T_q = \frac{\frac{\sum t}{m \cdot l} + t_p}{n}$$

где l - коэффициент многоинструментального процесса.

Таким образом, приведенные выше принципы организационной структуры рабочих процессов и агрегатирования машин являются основой создания современного высокопроизводительного оборудования.

2.2.2. Характер работы транспортирующих органов автоматических машин и линий

Автоматические машины и линии могут иметь периодический или непрерывный характер движения их транспортирующего органа. В первом случае обработка изделия производится на неподвижной позиции, и для передачи изделия с одной позиции на другую требуется затрачивать определенное время.

Во втором случае обработка изделия производится непрерывно в процессе перемещения. Это позволяет уменьшить время цикла и увеличить производительность машин не только за счет сокращения времени, но и путем форсирования режимов обработки. В этом случае будут отсутствовать динамические нагрузки на узлы и машины, имеющие место в машинах циклического действия в связи с необходимостью разгона и остановок изделия при передаче его с одной позиции на другую.

Однако необходимо иметь в виду, что многие технологические операции в литейном производстве требуют длительного времени контакта изделия с орудием обработки, поэтому в большинстве случаев машины и линии имеют транспортирующие органы с периодическим характером движения.

2.2.3. Характер связи между отдельными рабочими органами

По виду транспортных связей автоматические машины и линии разделяются на два вида:

- а) с жесткими транспортными связями;
- б) с гибкими транспортными связями.

В первом случае все элементы автоматической машины или линии связаны общим транспортирующим органом, перемещающим в определенном темпе сразу все находящиеся на ней изделия на один шаг. Простой любого из элементов вызывает остановку работы всей линии или машины (рис. 2.4, а).

В машинах и линиях с гибкой связью все ее элементы расчленены на участки, между которыми устанавливаются накопители для обрабатываемой продукции, — межоперационные заделы (рис. 2.4 б). В случае простоя одного из элементов линия не прекращает работу, т.к. питание исправных участков осуществляется за счет запаса в накопителях. Наличие накопителей в линии создает условия для независимой работы ее участков.

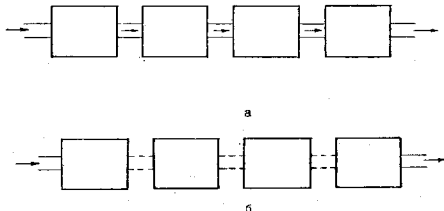


Рис. 2.4. Схема автоматической линии с жесткой (а) и гибкой (б) связями

В качестве транспортного органа в линиях с жесткой связью используются конвейеры, с гибкой – приводные или неприводные рольганги.

Автоматические машины и линии с гибкой связью имеют более высокую надежность.

Для повышения надежности машин и линий с жесткой связью идут по пути уменьшения числа элементов в машине или линии, увеличения надежности отдельных ее элементов или резервирования некоторых из них.

Резервированию подлежат те элементы линии, выход из строя которых наиболее вероятен.

2.2.4. Управление автоматическими машинами и линиями

Управление автоматическими машинами и линиями может быть осуществлено по безрефлексной, рефлексной или комбинированной схемам.

При безрефлексной схеме порядок выполнения отдельных технологических операций и переходов ограничивается временем. Требуемая хронологическая последовательность протекания нескольких независимых операций с заданными интервалами и длительностью осуществляется при помощи электрических, пневматических или гидравлических командоаппаратов.

При рефлексной схеме связь между отдельными операциями и пере-

ходами определяется их показателями, чаще всего — по предельным состояниям. Примером может служить система путевого управления, при которой рабочий орган машины или линии, достигнув заданного положения, оказывает воздействие на концевой выключатель, осуществляющий управление процессом.

В комбинированной схеме связь операций и переходов технологического процесса осуществляется частично по рефлексной и безрефлексной схемам.

На автоматических машинах и линиях широко используются автоматические блокировки, предупреждающие аварии.

Почти всё автоматическое оборудование может работать на трех режимах: автоматическом, полуавтоматическом и наладочном.

При автоматическом режиме оборудование работает непрерывно до тех пор, пока его не остановят.

Полуавтоматический режим предусматривает работу оборудования только в течение одного заданного цикла, после чего оно остановится.

Наладочный режим обеспечивает раздельную работу элементов машины или линии путем включения и выключения их наладчиком.

2.3. Классификация литейных машин и линий

В настоящее время не существует общепринятой классификации литейных машин и линий ввиду сложности задачи, обусловленной широким спектром отличительных конструктивных и технологических особенностей.

Ниже рассматривается примерная классификация рабочих машин и линий по наиболее общим признакам.

С учетом организационной структуры процесса рабочие машины можно классифицировать по признакам позиционности, поточности и инструментальности обработки.

По числу потоков машины разделяются на однопоточные и многопоточные. В свою очередь, однопоточные и многопоточные машины могут быть одно- и многоинструментальными. Последние подразделяются на однопозиционные периодического действия и многопозиционные периодического и непрерывного действия.

Чем выше число позиций и потоков в машине и чем больше одновременно действующих инструментов на каждой позиции, тем выше производительность машины. Принцип непрерывности также позволяет увеличить производительность машин как за счет сокращения $t_{тр}$, так и путем форсирования режимов обработки.

Автоматические линии имеют более сложную классификацию. Так, например, в ее основу для автоматических линий опочной формовки могут быть положены: вид транспортных связей, число формовочных блоков и их расположение относительно конвейера, вид транспортных потоков в блоке, позиционность формовочного автомата и др.

В зависимости от вида транспортных связей различают линии с жесткой (тележечные горизонтально-замкнутые конвейеры непрерывного и периодического действия) и с гибкой связью (приводные и неприводные рольганги). По числу формовочных блоков линии делятся на одно-, двух- и многоблочные. При этом формовочные блоки, обеспечивающие изготовление и выдачу на конвейер собранной формы, могут располагаться сбоку конвейера (или рольганга), с торца, между ветвями или встраиваться непосредственно в конвейер. В формовочных блоках используются три вида транспортных потоков: совмещенные, отдельные и смешанные.

Признаки пропорциональности и поточности формовочных автоматов распространяются также на автоматические линии.

Состав и структура автоматической формовочной линии зависит от многих факторов, которые определяются конкретной номенклатурой и серийностью отливок, а также выбранным технологическим процессом изготовления форм. Они должны обеспечивать высокую производительность и бесперебойность в работе, а также высокую мобильность (быструю смену оснастки, переналадку, смену режимов обработки).

2.4. Надежность автоматических машин и линий

Наибольший эффект использования автоматического оборудования достигается лишь при условии надежной и бесперебойной его работы.

Под надежностью понимается свойство машин, механизмов выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей. Основной функцией для автоматической литейной машины или линии является выполнение технологических процессов, которые обеспечивают получение отливок требуемого качества и с определенным темпом выпуска.

Состояние, при котором автомат или линия выполняют заданные функции, называют работоспособным.

Если из-за неисправностей механизмов заданные функции не выполняются, состояние автомата или линии называют неработоспособным. Переход из работоспособного состояния в неработоспособное называют отк а з о м.

Надежность автоматов и автоматических линий характеризуется следующими основными показателями: безотказность, ремонтпригодность и долговечность.

Показателем безотказности является способность линии или ее элементов сохранять свою работоспособность в течение регламентированного промежутка времени. Во времени этот показатель носит экстремальный характер. Интенсивность отказов высока на стадии освоения, а также после определенного срока стабильной работы, когда наступает период прогрессирующего износа, и машина выводится на планово-предупредительный ремонт.

Ремонтпригодность характеризует приспособленность машины, линии и ее элементов к предупреждению, обнаружению и устранению отказов путем технического обслуживания и ремонтов. Ремонтпригодность машин и линий оценивают длительностью единичных простоев для обнаружения, устранения и предупреждения отказов.

Долговечность — это свойство машин и линий сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта. Предельное состояние определяется невозможностью дальнейшего использования машины или линии в виду потери ими технических качеств.

Коэффициент надежности определяется по формуле

$$K_n = \frac{t_p}{t_p + t_a}$$

где t_p — среднее за год время работы машины или линии между двумя простоями; t_a — время обнаружения и восстановления отказов.

Ниже приведены значения коэффициентов надежности для некоторых видов машин и механизмов линий:

формовочные машины однопозиционные	- 0,92...0,93
формовочные машины многопозиционные	- 0,9...0,92
выбивные решетки	- 0,90...0,98
прошивные механизмы	- 0,75...0,80
распаровщики	- 0,85...0,98
механизмы сборки форм	- 0,95...0,98
приводные рольганги, сталкиватели, пневмоцилиндры	- 0,99

Если учесть время планового ремонта, можно определить коэффициент технической готовности линии

$$t_{\text{из}} = \frac{t_p}{t_p + t_a + t_n}$$

Коэффициент использования линии учитывает простои ее по организационным причинам

$$t_u = \frac{t_p}{t_p + t_a + t_n + t_{\text{пр}}}$$

Коэффициент использования автоматических линий обычно составляет

$$t_u \approx 0.9 t_n.$$

В качестве показателя, характеризующего производительность автоматической машины или линии, устанавливают такт t_0 — промежуток времени между двумя последовательными выдачами изделия. Тактом определяется и цикловая производительность.

$$Q_u = \frac{3600}{t_0}.$$

В общем случае производительность автоматической машины или линии рассчитывается по формуле

$$Q = t_u \cdot Q_u.$$

Для оценки конструктивного совершенства линии используется показатель так называемой технической производительности

$$Q_{\text{тех}} = K_{\text{гн}} \cdot Q_u.$$

Надежность автоматической линии определяется надежностью каждого элемента линии

$$t_n = t_1 \cdot t_2 \cdot \dots \cdot t_n.$$

Поэтому при проектировании автоматических линий с целью повышения их надежности идут по пути увеличения надежности отдельных ее элементов, уменьшения их числа и использования резервных элементов. При этом, как отмечалось выше, наибольшей надежностью обладают линии с гибкой связью, позволяющие создавать условия для независимой работы ее отдельных участков.

3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ВИДОВ ЛИТЕЙНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

3.1. Задачи расчета

Расчеты машин и механизмов литейного производства приводятся в ряде работ [1-4]. В указанных работах даны методы расчета, глав-

ным образом, основных параметров рабочего процесса машин литейного производства и автоматических линий.

В соответствии с требованиями ЕСКД расчеты, подтверждающие работоспособность проектируемого оборудования, входят в состав технической документации в виде пояснительной записки. Расчет выполняется по следующим этапам:

- 1) определение задачи расчета;
- 2) выявление исходных данных;
- 3) составление расчетной схемы;
- 4) собственно расчет;
- 5) заключение.

В зависимости от стадии-разработки расчеты подразделяются на проектировочные и проверочные. Они отличаются задачей расчета.

Задача проектировочного расчета - определить конструктивные, технологические и другие параметры, обеспечивающие правильное функционирование и нужную работоспособность машины с заданной надежностью и в соответствии с требованиями, установленными в технической документации. Проектировочные расчеты выполняют как на стадии разработки технического задания, так и на всех последующих стадиях проектирования новой машины.

Задача проверочного расчета - определить параметры уже разработанной конструкции в целом и ее элементов и сравнить их с допустимыми значениями. Проверочные расчеты проводят на стадии окончания технического проекта, при рабочем проектировании, а также в случаях, когда при испытаниях произошла поломка детали или возникли отказы функционирования и требуется путем расчетного анализа установить их причину.

3.2. Расчет оборудования для подготовки формовочных материалов и приготовления смесей

3.2.1. Расчет пневмотранспортной установки всасывающего типа

Исходные данные:

- | | | |
|---|------------|------|
| 1. Производительность установки по сухому материалу | Q_m | т/ч. |
| 2. Расчетный диаметр частицы | d_r | м. |
| 3. Протяженность горизонтального участка трассы | $L_{гор}$ | м. |
| 4. Протяженность вертикального участка | $L_{верт}$ | м. |
| 5. Общее количество поворотов ($\alpha = 90^\circ$) | n | |

Задача расчета: определение диаметра трубопровода и основных параметров вентилятора (производительности, требуемого напора,

расхода мощности). Схема установки представлена на рис. 3.1.

Методика расчета:

1. Выбирается весовая концентрация аэросмеси M . Для случая транспортирования песка ее обычно принимают в пределах 1,7...3,0;

2. Определяется весовой расход воздуха:

$$Q_A = \frac{Q_M}{M} \quad , \quad \text{кг/ч.}$$

где Q_M - производительность установки по материалу, кг/ч.

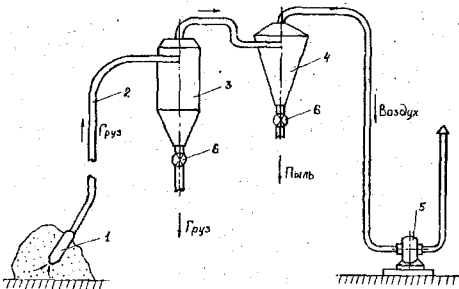


Рис. 3.1. Схема пневматической транспортной установки всасывающего типа:

1 - сопло всасывающее; 2 - транспортный трубопровод; 3 - бункер-отделитель; 4 - пылеуловитель; 5 - воздуходувная машина; 6 - герметичные затворы

3. Определяется объемный расход воздуха

$$V_a = \frac{Q_a}{\gamma_a} \quad , \quad \text{м}^3/\text{ч.}$$

где γ_a - удельный вес воздуха (1,2 кг/м³).

4. Определяется скорость витания частиц материала и рабочая скорость воздуха.

$$V_{\text{вит}} = c \sqrt{\frac{\gamma_m}{\gamma_a} \cdot d_n} \quad , \quad \text{м/с.}$$

где c - коэффициент, учитывающий форму и состояние поверхности частиц материала (для песка $c = 5..6$); γ_m - удельный вес частиц материала, кг/м³.

Рабочую скорость воздуха находят из соотношения

$$V_a = (1..2) \cdot V_{\text{вит}} \quad , \quad \text{м/с.}$$

5. Диаметр магистрального трубопровода рассчитывают из условия равенства расходов

$$\frac{V_a}{3600} = \frac{\pi d_{tr}^4}{4} \cdot V_a \quad ,$$

откуда

$$d_{tr} = \sqrt{\frac{4 V_a}{\pi \cdot 3600 \cdot V_a}} \quad , \quad \text{м.}$$

6. Необходимый напор, создаваемый вентилятором, определяется как сумма сопротивлений - потерь при перемещении аэросмеси в трубопроводе.

Потери в загрузочном устройстве

$$h_{\text{загр}} = \xi_{z1} \cdot \frac{\gamma_a \cdot V_a^2}{2g} \quad , \quad \text{кг/м}^2,$$

где ξ_{z1} - коэффициент местного сопротивления в загрузочном устройстве (принимается равным для песка 1.4..1.6); g - ускорение силы тяжести, м/с².

Потери в горизонтальном участке трубопровода

$$h_{\text{гор}} = \lambda \frac{l_{\text{гор}}}{d_{tr}} \cdot \frac{\gamma_a \cdot V_a^2}{2g} (1 + K_{\text{гор}} \cdot M) \quad , \quad \text{кг/м}^2,$$

где λ - коэффициент трения при движении воздуха в магистральном

трубопроводе (принимают равным 0,015...0,02); $K_{гор} = 1,15$ - постоянный коэффициент для горизонтального трубопровода.

Потери в вертикальном участке трубопровода

$$h_{вер} = \lambda \frac{l_{вер}}{d_{тр}} \cdot \frac{\rho_a \cdot V_a^2}{2g} (1 + K_{вер} \cdot M), \text{ кг/м}^2,$$

где $K_{вер} = 1,25$ - постоянный коэффициент для вертикального трубопровода.

Потери на закруглениях трассы

$$h_{закр} = 0,26 (1 + 0,64 M) \cdot \frac{\rho_a \cdot V_a^2}{2g} \cdot n, \text{ кг/м}^2,$$

где n - количество поворотов трубопровода на трассе.

Потери на преодоление местных сопротивлений (в циклоне)

$$h_{цисл} = \xi_2 \frac{\rho_a \cdot V_a^2}{2g} \quad \text{кг/м}^2.$$

где ξ_2 - коэффициент местного сопротивления в циклоне ($\xi_2 = 2,4 \dots 2,6$).

Потери в фильтре

$$h_f = 60 \text{ кг/м}^2.$$

Суммарное сопротивление всей сети

$$\Sigma h = h_{закр} + h_{гор} + h_{закр} + h_{цисл} + h_f + h_{вер}, \text{ кг/м}^2.$$

Напор, который должен преодолеть вентилятор, с учетом сопротивления на выбросе отработанного воздуха в атмосферу составит

$$H = \Sigma h + h_{выбр}, \quad \text{кг/м}^2.$$

Сопротивление на выбросе $h_{выбр} = 4,4 \dots 4,6 \text{ кг/м}^2$.

7. Определяется мощность на валу вентилятора

$$N = \frac{V_a \cdot H}{102 \cdot 3600 \cdot \eta} \quad \text{кВт},$$

где $\eta = 0,2 \dots 0,8$ - КПД вентилятора.

3.2.2. Расчет установки для сушки песка в пневмопотоке
Исходные данные:

1. Производительность установки по суммарному материалу Q кг/ч.
2. Начальная и конечная влажность песка $W_{нач}$ и $W_{кон}$ %.
3. Расчетный диаметр песчинки d_n м.

4. Температура воздуха в сушильной трубе t , °C.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров установки (длины и диаметра сушильной трубы), скорости воздуха в сушильной трубе и характеристики вентилятора. Схему установки см. на рис. 3.2.

Методика расчета:

1. Определяется рабочая скорость воздуха в сушильной трубе

$$U_d = 1.5 \cdot K \sqrt{\frac{\gamma_m}{\gamma_{at}} \cdot d_n}, \quad \text{м/с.}$$

где γ_m - удельный вес материала песчинки, кг/м³, γ_{at} - удельный вес воздуха при t °C, кг/м³,

$$\gamma_{at} = \frac{273}{273 + t}, \quad \text{кг/м}^3;$$

$K = 5..10$ - коэффициент, зависящий от формы и состояния поверхности песчинки.

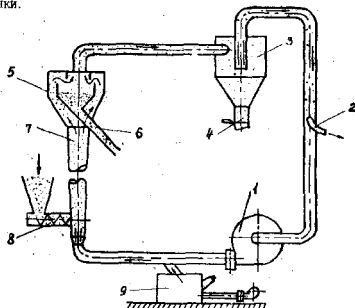


Рис. 3.2. Схема установки для сушки песка в пневмопотоке:

1 - вентилятор; 2 - фильтр; 3 - циклон; 4 - выход золы, пыли и мелкого песка; 5 - сепаратор; 6 - выход сухого песка; 7 - сушильная труба; 8 - питатель подачи сырого песка; 9 - топка.

2. Определяются площадь сечения и диаметр сушильной трубы

$$F_{тр} = \frac{Q}{3600 \cdot v_a \cdot \gamma_{ac} \cdot M} \cdot \text{м}^2.$$

где $M = 1,7 \dots 3,0$ - весовая концентрация воздушно-песчаной смеси, кг/кг;

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 F_{тр}}{\pi}}, \quad \text{м.}$$

3. Определяется рабочая длина сушильной трубы

$$L_{тр} = \frac{(W_{нач.} - W_{кон.}) \cdot v_a \cdot \gamma_{ac} \cdot M \cdot 3600}{A \cdot 100}, \quad \text{м.}$$

где $A = 500 \dots 600$ кг/м³·ч - часовое напряжение сушильной трубы по влаге, т.е. влаги в кг, испаряемой за 1 час из 1 м³ объема сушильной трубы.

4. Производится выбор вентилятора установки, для чего определяются его характеристики.

Производительность вентилятора

$$V_{вент} = \frac{Q}{\gamma_{ac} \cdot M}, \quad \text{м}^3/\text{ч.}$$

Давление воздуха, которое должен создавать вентилятор,

$$H_{вент} = Q \sum h, \quad \text{кг/м}^2.$$

где $Q = 1,25 \dots 1,5$ - коэффициент запаса; $\sum h$ - сумма потерь давления воздуха вследствие сопротивлений на горизонтальных и вертикальных участках трубопровода, а также на поворотах, в загрузочном устройстве, циклоне-осадителе и фильтре.

$$\sum h = \frac{v_a^2}{2g} \cdot \gamma_{ac} \left[\lambda \frac{L_{гор}}{d_{тр}} (1 + M \cdot K_{гор}) + \lambda \frac{L_{верт}}{d_{тр}} (1 + M \cdot K_{верт}) + (n \epsilon_{пов.} + \epsilon_{загр.} + \epsilon_{цикл.}) \cdot (1 + M) \right] + h_{фильт.}, \quad \text{кг/м}^2.$$

где g - ускорение силы тяжести, м/с²; λ - коэффициент трения при движении воздуха по трубам ($\lambda = 0,015 \dots 0,02$); $L_{гор}$, $L_{верт}$ - длины горизонтальных и вертикальных участков трубопроводов, м; $K_{гор}$, $K_{верт}$ - опытные коэффициенты, принимаемые соответственно 1,15 и 1,25; $\epsilon_{пов.}$, $\epsilon_{загр.}$, $\epsilon_{цикл.}$ - коэффициенты сопротивления, зависящие от угла поворота трубопровода, конструкции загрузочного

устройства, циклона и др. $E_{\text{под } 90^\circ} = 0,2$; $E_{\text{г. раср}} = 2,0$; $E_{\text{цикл.}} = 2,6$;
 n - количество поворотов трубопровода на трассе; $R_{\text{филт}} = 60 \text{ кг/м}^2$ -
 сопротивление фильтра.

Потребляемая мощность двигателя вентилятора

$$N_{\text{вент.}} = \frac{V_{\text{вент.}} \cdot H_{\text{вент.}}}{3600 \cdot 10^2 \cdot \eta_{\text{вент.}} \cdot \eta_{\text{пер.}}}, \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{вент.}} = 0,7 \dots 0,8$ - КПД вентилятора; $\eta_{\text{пер.}} = 0,8 \dots 0,9$ - КПД
 передачи от двигателя к вентилятору.

3.2.3. Расчет щековой дробилки.

Исходные данные:

1. Длина пасти дробилки (ширина дробилки) B м.
2. Диаметр куска материала, загружаемого в дробилку, D м.
3. Ширина разгрузочной щели дробилки a м.
4. Ход подвижной щеки дробилки S м.
5. Угол захвата дробилки α .
6. Характеристика дробимого материала (прочности σ ,
 модуль упругости E , удельный вес γ_m).

Задача расчета: определение производительности дробилки и потребной для дробления мощности. Схему щековой дробилки см. на рис. 3.3.

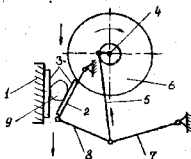


Рис. 3.3. Схема щековой дробилки:

- 1 - неподвижная щека; 2 - подвижная щека; 3 - дробильные плиты; 4 - главный вал; 5 - шатун; 6 - маховик; 7, 8 - распорные плиты; 9 - кусок дробимого материала

Методика расчета:

1. Определяется угол захвата между подвижной и неподвижной щеками (рис. 3.4).

Угол α должен быть такой, чтобы при нажатии качающейся щеки дробимый кусок не выскочил из камеры дробления вверх. Кусок материала, находящийся в камере дробления, подвергается со стороны подвижной щеки давлению P , а со стороны неподвижной - действию реактивной силы P_1 . Обозначив через f коэффициент трения куска материала о поверхность плит, получим из условия равновесия сил

$$\sum x = 0 \quad \text{или} \quad P_1 - f \sin \alpha - P \cos \alpha = 0;$$

$$\sum y = 0 \quad \text{или} \quad P \sin \alpha - f P_1 - f P \cos \alpha = 0.$$

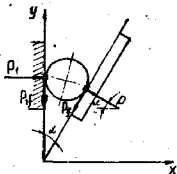


Рис. 3.4. Схема к определению угла захвата α и числа оборотов главного вала дробилки

Решив эти уравнения, находим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2f}{1-f^2} = \frac{2 \operatorname{tg} \varphi}{1-\operatorname{tg}^2 \varphi} = \operatorname{tg} (2\varphi),$$

где φ - угол трения.

Рекомендуется принимать α 15...22°. При этом глубина камеры дробления H должна быть в 2...2,5 раза больше ширины ее приемной части. Диаметр куска материала D при этом должен составлять 0,8...0,85 этой ширины.

2. Определяется число оборотов главного вала. Оптимальное число оборотов вала должно соответствовать максимальной производительности дробилки. При отклонении подвижной щеки от начального положения в крайнее правое (рис. 3.4) материал в виде призмы трапециевидального сечения может опуститься вниз под действием силы тяжести. Высота трапеции

$$h = \frac{S}{\tan \alpha}$$

Наиболее рациональным будет такое число качаний подвижной щеки, при котором за время одного ее отхода в крайнее положение призма материала опустится на величину h со скоростью свободного падения. Тогда

$$h = \frac{S}{\tan \alpha} = \frac{g t^2}{2} = \frac{g \left(\frac{60}{\pi n} \right)^2}{2}$$

где n - число оборотов главного вала.

Решив уравнение относительно n , получим

$$n = \sqrt{\frac{3600 \cdot g \cdot \tan \alpha}{8 S}} = 665 \sqrt{\frac{\tan \alpha}{S}}, \text{ об/мин.}$$

Величина g выражена в см/с^2 , S - в см. При $\alpha = 20^\circ$, учитывая трение между материалом и щекой, на практике принимают

$$n = \frac{360 \dots 380}{S}, \text{ об/мин.}$$

3. Определяется объем призмы материала, выпадающий из дробилки за один отход подвижной щеки,

$$V_{\text{приз}} = \frac{2a + S}{2} \cdot h \cdot b = \frac{2a + S}{2} \cdot \frac{S}{\tan \alpha} \cdot b, \text{ м}^3.$$

4. Производительность дробилки рассчитывается исходя из того, что за один оборот главного вала из разгрузочной щели машины выпадает призма материала трапециевидального сечения длиной b ,

$$Q = V_{\text{приз}} \cdot n \cdot 60 \cdot \gamma \cdot \eta, \text{ т/ч,}$$

где γ - коэффициент разрыхления материала ($\gamma = 0.3 \dots 0.65$);
 η - удельный вес материала, т/м^3 .

5. Мощность, потребляемая на дробление, равна

$$N = \frac{A \cdot n}{100 \cdot 60 \cdot 102}, \text{ кВт,}$$

где A - работа, затрачиваемая дробилкой на разрушение твердого тела за одно нажатие щеки, $\text{кг} \cdot \text{см}$,

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \Delta V = \frac{\sigma^2}{2E} (V_{\max} - V_{\min}) = \\ = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{\pi}{6} \cdot (D^3 - d^3),$$

где σ - предел прочности частиц материала при растяжении, кг/см²; E - модуль упругости, кг/см²; D и d - диаметры соответственно загружаемого и раздробленного кусков.

Мощность двигателя, необходимая для работы щековой дробилки,

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta}, \quad \text{кВт},$$

где η - КПД дробилки

8. Усилия в элементах дробилки рассчитываются исходя из того, что работа дробления за один ход равна

$$A = \frac{P_{\max} + P_{\min}}{2} \cdot S_0, \quad \text{кг/см},$$

где $P_{\max}$ - максимальное усилие раздавливания, возникающее в крайнем левом положении подвижной щеки, кг; $P_{\min}$ - минимальное усилие в крайнем правом положении щеки (можно принять равным нулю); S_0 - ход подвижной щеки в месте приложения усилия, измеряемый по линии действия этого усилия, см.

Таким образом,

$$P_{\max} = \frac{2A}{S_0} = \frac{\pi \sigma^2 (D^3 - d^3)}{6 E \cdot S_0}, \quad \text{кг}.$$

Здесь все линейные размеры - в см, σ и E - в кг/см².

3.2.4. Расчет валковой дробилки

Исходные данные:

1. Диаметр валков D , м.
2. Длина валков L , м.
3. Расстояние между валками l , м.
4. Прочность дробимого материала σ , кг/см²; E , кг/см²; γ , кг/м³.

Задача расчета: определение угла захвата $\angle$ между валками, частоты вращения валков, производительности дробилки и потребной для её работы мощности (рис. 3.5).

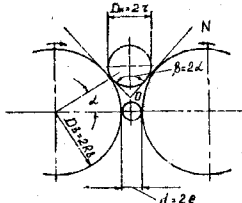


Рис. 3.5. Схема работы валковой дробилки

Методика расчета:

1. Определяется угол захвата между валками дробилки α .

По аналогии со щековой дробилкой для захвата куска материала воображаемыми плоскостями OM и ON валковой дробилки

где $\varphi = \arctg f$ $\alpha \leq \varphi$,
 где f - коэффициент трения.

Для угла $f = 0,3$ и $\alpha \approx 16^\circ 42'$, для глины и известняка $f = 0,3 \dots 0,35$ и $\alpha \approx 18^\circ$.

Для эффективной работы валковой дробилки при соблюдении условия расстояния $2e$ между валками необходимо, чтобы диаметр куска D_k , поступающего в дробилку, удовлетворял следующему условию:

$$\left(\frac{D_b}{2} + \frac{D_k}{2} \right) \cdot \cos \alpha = \frac{D_b}{2} + e,$$

откуда

$$D_k = \frac{D_b (1 - \cos \alpha) + 2e}{\cos \alpha},$$

где D_b - диаметр валков, м; $2e$ - расстояние между валками, м.
 Если принять для сухой глины $\alpha = 18^\circ$, то

$$D_k = \frac{1}{19} D_b + 2e.$$

Для рифленых валков принимают

$$D_k = \left(\frac{1}{10} \dots \frac{1}{12} \right) \cdot D_v.$$

Для зубчатых валков

$$D_k = \left(\frac{1}{2} \dots \frac{1}{4} \right) \cdot D_v.$$

Степень измельчения материала в дробилках с гладкими валками
 $1 = 3..5$, с рифлеными - $1 = 7..8$.

2. Предельная частота вращения (c^{-1}) Валка не должна превышать определенной величины

$$n_{\max} \approx 6 \sqrt{\frac{f}{\rho \cdot r \cdot R_v}}, \quad c^{-1},$$

где $f = 0,3..0,4$ - коэффициент трения материала по поверхности валков; r - радиус куска материала, м.

3. Производительность валковой дробилки определяется по формуле

$$P = 1,2 \cdot 10^4 \cdot \ell \cdot n \cdot L_v \cdot R_v \cdot \rho (2e), \quad \text{т/ч},$$

где ℓ - коэффициент разрыхления продукта (для материала средней твердости $\ell = 0,2..0,3$; для влажной глины $\ell = 0,5..0,6$); n - частота вращения валков, c^{-1} ; L_v - длина валков, м; R_v - радиус валков, м; ρ - плотность материала, т/м^3 .

4. Расчет мощности, затраченной на процесс дробления,

$$N = \frac{\sigma^2 \cdot n \cdot L_m \cdot R_v (r^2 - e^2)}{E \cdot r}, \quad \text{кВт},$$

где σ , E - предел прочности и модуль упругости материала.

3.2.5. Расчет шаровой мельницы

Исходные данные:

1. Диаметр барабана D , м.
2. Длина барабана L , м.

Задача расчета: определение оптимального числа оборотов барабана, производительности шаровой мельницы и потребной мощности для ее работы (рис. 3.6).

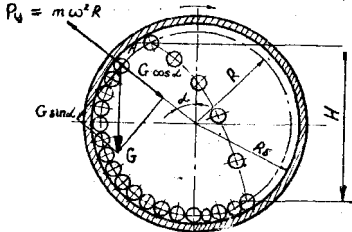


Рис. 3.6. Схема движения шаров в шаровой мельнице к расчету оптимальной частоты вращения барабана

Методика расчета:

1. Определение оптимального числа оборотов барабана.

Частота вращения барабана должна быть такой, чтобы шары и материал под действием центробежных сил инерции прижимались к внутренней поверхности барабана на наиболее выгодной высоте H , а затем, падая вниз, выполняли наибольшую работу измельчения. Максимум высоты падения шара, как показывают расчеты, достигается при угле отрыва $\alpha_{отр} = 54^{\circ}40'$.

Из равенства действующих на шар сил в точке отрыва A находим

$$G \cos \alpha_{отр} = P_u = \frac{G}{g} (\pi n)^2 R ;$$

$$n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\cos \alpha_{отр}}{R/g}} , \text{ с}^{-1} ,$$

где G - сила тяжести шара, Н; g - ускорение силы тяжести, м/с^2 ; R - радиус окружности, проходящей через центры шаров внешнего слоя, м.

2. Оптимальный диаметр шаров определяют по приближенной формуле

$$D_{ш} = 28 \sqrt[3]{d} \quad , \text{ м. } ,$$

где d - наибольший размер кусков измельчаемого материала, м,

или

$$D_{ш} = \frac{D - D_{ш}}{18} ;$$

откуда

$$D_{ш} = \frac{D}{18} \quad , \text{ м. } .$$

3. Определяется расчетный радиус барабана мельницы

$$R_{с} = \frac{D - D_{ш}}{2} \quad , \text{ м. } .$$

4. Редуцированный радиус шаровой загрузки :

$$R_{*} = 0,785 R \quad , \text{ м. } .$$

5. Определяется вес шаровой загрузки.

Количество шаров, загружаемых в мельницу, должно быть таким, чтобы во время ее работы каждый ряд шаров совершал движение по своей траектории, не сталкиваясь с шарами других рядов. Величина загрузки мельницы мелкими телами характеризуется коэффициентом заполнения Ψ .

$$\Psi = \frac{F_1}{F} = \frac{F_1}{\pi R^2} \quad ,$$

где F_1 - площадь загрузки шарами поперечного сечения неподвижной мельницы; F - площадь поперечного сечения всей мельницы.

В зависимости от условий работы мельницы коэффициент заполнения принимает в пределах

$$\Psi = 0,2 \dots 0,35.$$

Полную загрузку мельницы G мелкими телами при принятом Ψ подсчитывают по формуле

$$G = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L \cdot \Psi \cdot \rho \cdot \Psi, \quad \text{ т. } .$$

где D - внутренний диаметр футерованного барабана мельницы, м;

L - длина барабана, м; ρ - плотность шаров, $\rho = 3,5 \dots 4,0 \text{ т/м}^3$;

$\gamma = 0.5 \dots 0.6$ - коэффициент разрыхления загружаемого материала.

6. Производительность шаровых мельниц определяется по эмпирической формуле

$$P = A \cdot G^{0.6}, \quad \text{т/ч},$$

где A - опытный коэффициент размолоспособности материала (для углей различных марок $A = 1.5 \dots 4.5$, для глины - $0.5 \dots 2.5$).

7. Рассчитывается мощность, потребляемая шаровой мельницей.

Мощность, потребляемая шаровой мельницей, расходуется на поднятие шаровой загрузки до места отрыва A и на сообщение шарам кинетической энергии при каждом цикле движения

$$N = 0.01 \cdot G \sqrt{R}, \quad \text{кВт.}$$

3.2.6. Расчет вибрационного сита

Исходные данные:

1. Вес сита с нагрузкой G , кг.
2. Число оборотов вала вибратора n , об/мин.
3. Эксцентриситет (радиус центра тяжести возмущающих грузов) E , мм.
4. Амплитуда колебаний сита a , мм.
5. Радиус подшипников качения r , мм.
6. Приведенный коэффициент трения f .
7. Механический КПД η .
8. Число опор i .

Задача расчета: определить производительность сита, общий вес возмущающих грузов, жесткость пружинных опор, приводную мощность. Схему вибрационного сита см. на рис. 3.7.

Методика расчета:

1. Производительность горизонтальных вибрационных сит с квадратными отверстиями при влажности материала не выше 3.5 % может быть определена по формуле

$$P = 0.8 \cdot F \cdot q \cdot K_1 \cdot K_2, \quad \text{м}^3/\text{ч};$$

на наклонных ситах

$$P = 0.5 \cdot F \cdot q \cdot K_1 \cdot K_2, \quad \text{м}^3/\text{ч},$$

где F - площадь сита, м^2 ; q - удельная производительность сита, $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$; K_1 - коэффициент, зависящий от содержания зерен нижнего класса в исходном материале; K_2 - коэффициент, зависящий от содержания в нижнем классе зерен с размером менее 0.5 размера отверстий.

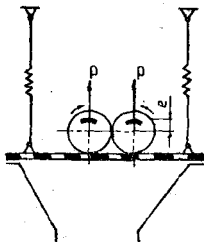


Рис. 3.7. Схема вибрационного сита

Значение q зависит от размера отверстий в сите.

Размер отверстий, мм	5	7	10	16	22	42	28	52	65	80	85
q	18	22	28	38	45	64	69	71	80	89	92

Коэффициент K_1 определяется содержанием зерен нижнего класса в исходном материале.

Содержание зерен, %	10	20	30	40	60	70	80	90
K_1	0,58	0,66	0,76	0,84	1,0	1,08	1,17	1,25

Коэффициент K_2 зависит от содержания в нижнем классе зерен, размер которых меньше 0,5 размера отверстия.

Содержание зерен, %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
K_2	0,63	0,72	0,82	0,91	1,0	1,09	1,18	1,28	1,37

2. Определяется общий вес возмущающих грузов.
Для сита, работающего с резонансом,

$$G_0 = \frac{G \cdot a}{e}, \text{ кг.}$$

Для сита, работающего без резонанса,

$$G_0 = \frac{900 \cdot i \cdot K \cdot a}{2 \cdot n^2 \cdot e}, \text{ кг.}$$

Наиболее выгодным является режим работы вибрационного сита, когда период собственных колебаний равен периоду вынужденных колебаний.

3. Рассчитывается жесткость каждой из пружинящих опор

$$K = \frac{G \cdot n^2}{900 \cdot i}, \text{ кг/м.}$$

4. Рассчитывается приводная мощность сита.

Приводная мощность вибрационного сита складывается из мощности $N_{\text{кал}}$, расходуемой на сообщение вибрирующим массам кинетической энергии, и мощности $N_{\text{тр}}$, расходуемой на преодоление сил трения в подшипниках вибратора.

При работе сита с резонансом приводная мощность равна только $N_{\text{тр}}$

$$N = N_{\text{тр}} = f \cdot \frac{G_0 \cdot n^3 \cdot e \cdot d}{176 \cdot 10^4 \cdot \eta}, \text{ кВт.}$$

где f - коэффициент трения в подшипниках вибратора (для подшипников скольжения $f = 0,06 \dots 1,0$, для шарикоподшипников $f = 0,001 \dots 0,004$); d - диаметр цапф, м; η - КПД передачи ($\eta = 0,7 \dots 0,8$).

При работе сита без резонанса приводная мощность

$$N = N_{\text{кал}} + N_{\text{тр}},$$

где

$$N_{\text{кал}} = \frac{G \cdot n^2 \cdot a^2}{338 \cdot 10^4 \cdot \eta}, \text{ кВт.}$$

3.2.7. Расчет барабанного полигонального сита

Исходные данные:

1. Производительность сита Q , т/ч.
2. Средний размер частиц в просеянном материале $d_r = 0,0012$ м.
3. Средний радиус барабана $R_8 = \frac{D_1 + D_2}{4}$, м.

Задача расчета: определить частоту вращения барабана, его длину, размер ячеек сита, мощность двигателя.

Схему сита см. на рис. 3.8.

Методика расчета:

1. Частота вращения барабана

$$n = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{R_5 \cdot \sin \varphi}}, \quad \text{с}^{-1},$$

где $\varphi = 35^\circ$ - угол трения материала о поверхность, определяется из расчета. что коэффициент трения частиц о поверхность барабана из-за наличия в нем отверстий увеличивается до 0,7; $\alpha = 45^\circ \dots 48^\circ$ - угол подвешивания материала.

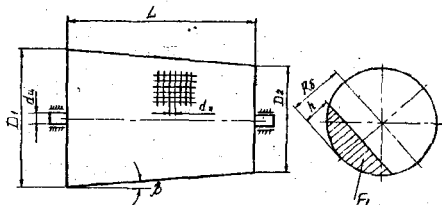


Рис. 3.8. Схема барабанного полигонального сита

2. Скорость движения материала вдоль оси сита

$$V_{oc} = 2\pi \cdot R_5 \cdot n \cdot \tan 2\beta, \quad \text{м/с},$$

где $\tan 2\beta = \frac{D_1 - D_2}{2L_5};$

L_5 - конструктивная длина барабана,

$$L_5 = \frac{2\pi \cdot n \cdot (R_1^2 - R_2^2) \cdot F_1 \cdot \rho \cdot \psi}{Q}, \quad \text{м},$$

где F_1 - площадь сечения материала в барабане, м^2 ,

$$F_1 = 1,9 \sqrt{R_5 \cdot n^3} = 1,9 \sqrt{R_5 (0,15 R_5)^3} \cdot \text{м}^2;$$

$\rho = 1200 \dots 1500 \text{ г/м}^3$ - удельный (насыпной) вес просеиваемого материала; $\psi = 0,9$ - коэффициент, учитывающий отходы при просеивании;

Q - производительность сита, кг/с ;

3. Скорость движения частиц относительно полотна сита

$$v_{\text{отн}} = \frac{v_{\text{ос}}}{\tan \alpha \cdot \beta}, \text{ м/с.}$$

4. Размер ячеек сита

$$d_A = \frac{v_{\text{отн}}}{\sqrt{\frac{g}{d_r}}} + \frac{d_r}{2}, \text{ м.}$$

5. Потребная мощность двигателя сита

$$N_3 = \frac{M_{\text{сум}} \cdot n}{975 \cdot \eta}, \text{ кВт,}$$

где $M_{\text{сум}}$ - суммарный момент сил, действующих на центральный вал,

$$M_{\text{сум}} = f_1 \cdot \frac{d_4}{2} (G_5 + G_n) + f_2 \cdot G_n \cdot R_5 + 43 G_n \cdot R_6, \text{ кг}\cdot\text{м.}$$

где $f_1 = 0,3 \dots 0,4$ - коэффициент трения цапф вала в подшипниках;
 $f_2 = 0,6 \dots 0,7$ - коэффициент трения материала о сито; G_5 - вес барабана, определяется по чертежу, $\text{кг}\cdot\text{с}$; $G_n = F_1 \cdot \rho \cdot L_5$ - вес просеиваемого материала в барабане, $\text{кг}\cdot\text{с}$; d_4 - конструктивный диаметр цапф, м ; $\eta = 0,7 \dots 0,8$ - КПД привода.

3.2.8. Расчет пневматического регенератора

Исходные данные:

1. Производительность пневморегенерационной установки по исходному продукту Q , т/ч .

2. Характеристика регенерируемой смеси:

1) смесь содержит выбитые и бракованные стержни, а также отходы отработанной формовочной смеси;

2) смесь прошла магнитную сепарацию, дробление и просев;

3) расчетный размер зерна d_r , см ; сростков зерен d , см ;

4) предел прочности зерна $\sigma_{\text{ср}}$, кг/см^2 ;

5) модуль упругости зерна $E_{\text{ср}}$, кг/см^2 ;

6) тип связующего и его характеристики (удельная работа адгезии

плёнок связующего к зернам песка $\sigma_{\text{св.}}$, эрг/см²; предел прочности затвердевшего связующего $\sigma_{\text{зат}}$, кг/см²; модуль упругости $E_{\text{св.}}$, кг/см²; удельный вес пленки связующего $\rho_{\text{пл}}$, кг/м³).

Задача расчета: определить основные конструктивные параметры пневморегенерационной установки и расход энергии на восстановление 1 т песка из отработанной смеси.

Схему установки см. на рис. 3.9.

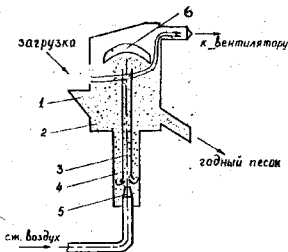


Рис. 3.9. Схема пневматического регенератора:

- 1 - приемный носок; 2 - приемная камера; 3 - разгонная труба;
4 - загрузочное устройство; 5 - соленоид для подачи сжатого воздуха;
6 - отбойно-стирающее устройство

Методика расчета:

1. Скорость частиц песка и скорость транспортирующего воздуха выбирается из условия

$$v_{\text{песк}} > v_c > v_{\text{сж.}}$$

т.е. скорость частиц песка v_c должна быть больше скорости $v_{\text{сж.}}$.

при которой наступает разрушение сростков зерен, и не должна превышать скорости $V_{\text{срст}}$, при которой может наступить разрушение самих зерен,

$$V_{\text{срст}} = \sigma_{\text{срст}} \sqrt{3a \cdot \frac{g}{\rho_{\text{срст}} \cdot E_{\text{срст}}}}, \text{ м/с};$$

$$V_{\text{кол}} = \sigma_{\text{кол}} \sqrt{3a \cdot \frac{g}{\rho_{\text{мин}} \cdot E_{\text{кол}}}}, \text{ м/с}$$

(здесь предполагается, что разрушение зерен песка и сростков зерен будет проходить по одной плоскости, т.е. $\Delta = 1$).

Скорость движения частиц и скорость воздуха, перемещающего эти частицы, связаны между собой уравнениями

$$V_c = V_a - V_{\text{лит}};$$

$$V_{\text{кол}} = V_{a \text{ кол}} - V_{\text{лит}};$$

$$V_{\text{срст}} = V_{a \text{ срст}} - V_{\text{лит}},$$

где V_a - скорость воздуха, транспортирующего песчинки; $V_{a \text{ кол}}$, $V_{a \text{ срст}}$ - скорость воздуха, при которой может наступить разрушение сростков зерен и самого зерна; $V_{\text{лит}}$ - скорость воздуха, при которой частица будет находиться в равновесии (витать) в потоке,

$$V_{\text{лит}} = 5,7 \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho_a} \cdot d_c}, \text{ м/с.}$$

Учитывая наличие песчаной подушки на внутренней поверхности отбойного щита, а также сопротивление среды при вылете аэросмеси и др., рабочую скорость воздуха увеличивают до $V_{pa} = (1,15 \dots 1,25) V_{a \text{ срст}}$.

2. Для выбора конструктивной схемы регенератора определяют число отбойно-истирательных циклов, необходимых для очистки зерен песка;

$$n = \frac{6 \sigma_{\text{аэ}} \cdot g \cdot t}{0,98 \cdot 10^6 \cdot d_c \cdot \rho_c \cdot (1 + \beta \cos \alpha) \cdot V_c \cdot f \cdot \eta} \cdot \text{цикл},$$

где t - продолжительность одного цикла (0,012 с); $f = 0,6$ - коэф-

коэффициент трения песка о песок; L - путь истирания частицы за один цикл (приним. 25 см); $\beta = 0,25 \dots 0,85$ - коэффициент, показывающий отношение скоростей потока на пути истирания; $\angle = 165^\circ$ - угол конуса отбойно-истирающего устройства.

3. Расход воздуха, диаметр и длина разгонной трубы.

Расход воздуха для обеспечения заданной производительности регенератора определяют по формуле

$$V_0 = \frac{Q \cdot n}{\mu \cdot \rho_0} \text{ , м}^3/\text{ч.}$$

где μ - весовая концентрация смеси (принимается $\approx 2,3$ кг/кг).

Количество воздуха, проходящего через каждую секцию регенератора, т.е. через каждую разгонную трубу,

$$V_{01} = \frac{V_0}{2 \cdot n} \text{ , м}^3/\text{ч.}$$

Диаметр разгонной трубы находят из выражения

$$F_{тр} = \frac{V_{01}}{v_0} \text{ , м}^2.$$

откуда

$$d_{тр} = \sqrt{\frac{4 F_{тр}}{\pi}} \text{ , м.}$$

Длина разгонной трубы рассчитывается из условия разгона частицы от нулевой скорости до v_c при принятых значениях рабочей скорости воздуха v_{p0} и скорости витания наибольшей частицы $v_{лит}$

$$L_{тр} = \frac{v_{лит}}{2g} \cdot \left[(v_{p0} - v_{лит}) \ln \frac{v_{p0} - v_{лит}}{v_{p0} - v_{лит} - v_c} - (v_{p0} + v_{лит}) \ln \frac{v_{p0} + v_{лит}}{v_{p0} + v_{лит} - v_c} \right] \text{ , м.}$$

4. Потери напора в разгонной трубе включают потери, связанные с вводом материала в разгонную трубу, с разгоном материала в трубе, с подъемом материала на высоту трубы, а также потери, связанные с

трением воздушно-песчаной смеси при движении ее по трубе,

$$H_{тр.} = \xi \frac{\rho_s \cdot \sigma_{ps}^2}{2g} + \frac{G \cdot \sigma_{ps}}{g} + \frac{G \cdot L_{тр.}}{\sigma_{ps} - \sigma_{вет.}} + \\ + \lambda \cdot \frac{L_{тр.}}{d_{тр.}} \cdot \frac{\rho_s \cdot \sigma_{ps}^2}{2g} \cdot (i + K \cdot \mu), \text{ кг/м}^2,$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления, $\xi = 0.2$;
 G — удельная подача материала, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{с}$,

$$G = \frac{Q}{F_{тр.} \cdot i \cdot 3600};$$

i — число параллельных линий в регенераторе; σ_c — конечная скорость частицы материала, м/с ; λ — безразмерный коэффициент сопротивления, $\lambda = 0.02$; $K = 1.25$ — опытный коэффициент.

Полная потеря напора в регенераторе

$$H_{пол.} = \frac{H_{тр.}}{\eta_{эж.}},$$

где $\eta_{эж.} = 0.85$ — КПД эжектора.

5. Для определения диаметра сопла эжектора загрузочного устройства находят скорость воздуха на выходе из сопла

$$\sigma_{sc} = \psi \sqrt{\frac{2g}{\rho_s} \cdot H_{пол.}}, \quad \text{м/с},$$

где ψ — коэффициент скорости, $\psi = 0.95$.

Площадь поперечного сечения сопла

$$F_c = \frac{V_{sc}}{\sigma_{sc} \cdot 3600}, \quad \text{м}^2.$$

Диаметр сопла эжектора

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}, \quad \text{м}.$$

6. Зазоры у входного и выходного концов разгонной трубы выбираются из следующих соотношений:

нижний зазор

$$h = \frac{D_k - d}{2} \cdot \operatorname{tg} \varphi, \text{ мм.}$$

где D_k - диаметр коллектора разгонной трубы, мм;
 верхний зазор $Z = S_0 - \ell$, мм,

где S_0 - длина начального участка струи, при которой начальная скорость струи U в ее центральной части остается постоянной,

$$S_0 = \frac{0.335 \cdot d_{\text{тр}}}{a},$$

где a - безразмерный коэффициент турбулентности струи, характеризующий интенсивность перемешивания основной массы струи с окружающим воздухом.

7. Площадь поперечного сечения камеры секции регенератора должна соответствовать отношению

$$\frac{F_{\text{кам}}}{F_{\text{тр}}} = 50 \dots 100, \quad \text{где } F_{\text{кам}} \text{ - площадь сечения камеры секции регенератора, } F_{\text{тр}} \text{ - площадь сечения разгонной трубы.}$$

8. Расход энергии. Энергия, расходуемая на восстановление песка из отработанной смеси, складывается из энергии, расходуемой в самом регенераторе и вентиляционных устройствах,

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_{\text{рег.}} + \mathcal{E}_{\text{вент.}}$$

Расход энергии в регенераторе может быть определен по формуле

$$\mathcal{E}_{\text{рег.}} = \frac{q_v \cdot H_{\text{пол}}}{3.6 \cdot 10^2 \cdot \beta \cdot \eta_n \cdot \beta}, \text{ кВт} \cdot \text{ч/т.}$$

где q_v - весовой расход воздуха, необходимого для очистки 1 кг смеси,

$$q_v = \frac{n}{\mu};$$

η_n - общий КПД воздуходувки и электромотора, $\eta_n = 0.7$;
 $\beta = 0.7, 0.8$ - коэффициент выхода годного продукта.

3.2.9. Расчет сжимающих литейных бегунов с вертикально-вращающимися катками

Исходные данные:

1. Производительность смесителя Π , м³/с.
2. Прочность смеси во влажном состоянии σ , кгс/см².
3. Технологически необходимое время перемешивания $t_{\text{пер.}}$, с.

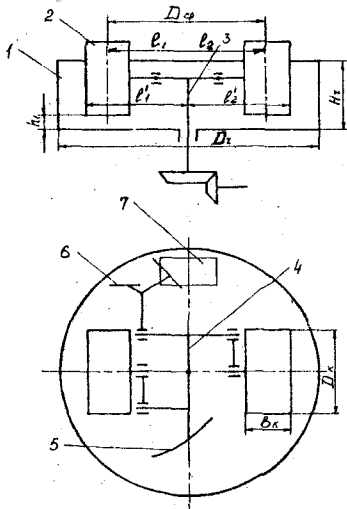


Рис. 3.10. Схема смешивающих литейных бегунов с вертикальными катками:

1 - неподвижная чаша; 2 - катки; 3 - вертикальный вал;
4 - траверса; 5, 6 - плужки; 7 - разгрузочный люк

Задача расчета: определить основные конструктивные параметры смесителя и мощность привода.

Схему смесителя см. рис. 3.10.

Методика расчета:

1. Размеры чаши смесителя определяются исходя из заданной его производительности.

Диаметр чаши

$$D_z = (0,8...0,85) \sqrt{\frac{4 V_{зам}}{\pi (h_1 + h_2)}}, \text{ м.}$$

где $V_{зам} = \frac{\pi \cdot t_{мр}}{60}$, м³, - емкость замеса; $h_1 = 0,02...0,025$ м - зазор (высота слоя смеси) между крайней нижней точкой катка и дном чаши; $h_2 = 0,06...0,08$ м, - высота слоя смеси, захватываемой под каток.

Коэффициент 0,8...0,85 перед корнем учитывает, что под катки смесителя в каждый данный момент попадает лишь часть смеси, загружаемой в чашу, а остальная масса поднимается плужками-отвалами выше слоя h_1 .

Рабочая высота чаши принимается из условия удобства обслуживания:

для открытых смесителей $H_z = 0,7...0,8$ м;

для закрытых смесителей $H_z = 0,4...0,5$ м.

2. Определение размеров катков смесителя.

Диаметр катка D_k .

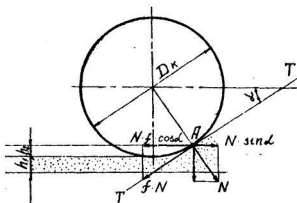
Высокое качество смешивания возможно только в том случае, если материалы, загружаемые в чашу смесителя, неоднократно подвергаются действию плужков и катков, распределяющих смесь, уплотняющих и вращающих зерна песка. Такое действие станет возможным, если под каток будет затягиваться определенный по высоте слой смеси. Чтобы частицы смеси захватывались катками, угол захвата α между касательной $T-T$ и горизонтальной осью не должен превышать некоторой величины. При этом должно соблюдаться условие

$$N \cdot f \cdot \cos \alpha \geq N \cdot \sin \alpha,$$

где N - давление катка на смесь; f - коэффициент трения смеси о поверхность катка.

Из данного условия

$$f \geq \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \geq \operatorname{tg} \alpha.$$



Обычно коэффициент трения f принимают равным 0,7, тогда $\operatorname{tg} \alpha = 0,7$; $\alpha = 35^\circ$.

Из геометрических построений находят

$$h_2 = (1 - \cos \alpha) \frac{D_k}{2};$$

$$D_k \geq \frac{2 h_2}{1 - \cos \alpha}; \text{ при } \alpha = 35^\circ$$

$$D_k = (11...12) h_2, \text{ м.}$$

Рис. 3.11. Схема к определению диаметра катка

Ширина катка B_k у большинства смесителей находится в следующей зависимости от диаметра катка D_k и диаметра чаши D_z :

$$B_k = \left(\frac{1}{3,25} \dots \frac{1}{5} \right) \cdot D_k, \text{ м,}$$

или

$$B_k = \left(\frac{1}{10} \dots \frac{1}{12} \right) \cdot D_z, \text{ м.}$$

Вес катка определяется исходя из условия, что перетирающее действие в смесителях и необходимое качество смешивания обеспечивается при уплотнении элементарных слоев смеси в процессе смешивания. Иногда давление на смесь усиливается действием специальных пружин.

$$G = q \cdot B_k, \text{ кг,}$$

где q - допускаемая нагрузка на единицу ширины катка, кг/см. Она зависит от объема замеса.

Объем замеса $V, \text{ м}^3$	0,25	0,4	0,6	1,0	1,26	1,6
Допускаемая удельная наг- рузка на смесь, кг/см	20	25	32	40	56	80

3. Частота вращения катка

$$n_k = \frac{60 \cdot v_k}{\pi \cdot D_k} \quad , \quad \text{об/мин},$$

где $v_k = 1,4 \dots 2,2 \text{ м/с}$ - скорость точек, лежащих на обрабатываемой катке.

4. Частота вращения вертикального вала смесителя находится из соотношения

$$n_s = n_k \cdot \frac{D_k}{D_{cp}} \quad , \quad \text{об/мин},$$

где D_{cp} - средний диаметр качения катка,

$$D_{cp} = l_1 + l_2 = l_1' + l_2' - 8x.$$

При несимметричном расположении катков

$$l_1 = l_1' - 8x + 0,5 \quad , \quad \text{м};$$

$$l_2 = (1,15 \dots 1,25) \cdot l_1.$$

5. Определение мощности привода смесителя.

Мощность, потребляемая смесителем, расходуется на качение и скольжение катков относительно смеси, а также на перемещение смеси плужками,

$$N = N_{\text{кат}} + N_{\text{ск}} + N_{\text{пл}}.$$

Мощность, необходимая для качения катков,

$$N_{\text{кат}} = \frac{G_s \cdot n_s \cdot (l_1 + l_2) \cdot \lambda \cdot G_{\text{зам}}}{97500 \cdot r_k \cdot F_r \cdot \delta} \quad , \quad \text{кВт},$$

где r_k - радиус катка, м; F_r - рабочая площадь дна чаши, м^2 ;

δ - объемный вес рыхлой смеси $(1,1 \dots 1,2) \cdot 10^3 \text{ кгс/м}^3$; λ - безразмерный коэффициент, учитывающий влияние свойств смеси на сопротивление качению по ней катков,

$$\lambda = 0,8 + 3,2 \delta;$$

$$G_{\text{зам}} = V_{\text{зам}} \cdot \delta \quad , \quad \text{кг}.$$

Вес катка G_k берется с учетом прижима его пружинами к смеси.

Мощность, расходуемая на скольжение катков относительно смеси,

$$N_{\text{ск}} = \frac{G_s \cdot 8x \cdot n_s \cdot f}{195500} \quad , \quad \text{кВт},$$

где $f = 0,2 \dots 0,4$ - коэффициент трения катка по смеси.

Мощность, затрачиваемая для перемещения смеси плужками,

$$N_{\text{пл}} = \frac{G_{\text{зам}} \cdot \gamma \cdot n_s^2 \cdot K}{0,93 \cdot 10^6} \quad , \quad \text{кВт},$$

где K - коэффициент, учитывающий зависимость мощности привода от свойств формовочной смеси,

$$K = (0,7 \dots 3,6) \cdot 10^{-6} \quad , \quad \text{с/см}^3;$$

γ - геометрический параметр плужков,

$$\gamma = \sum \gamma_i = \frac{1}{3} [h_1' (r_{12}^3 - r_{11}^3) + h_2' (r_{22}^3 - r_{21}^3) + h_3' (r_{32}^3 - r_{31}^3)], \text{ м}^4.$$

h'_1, h'_2, h'_3 — высота плужков; $z_{11}, z_{12}, z_{21}, z_{22}, z_{31}, z_{32}$ — расстояния от оси вращения до границ соответствующих участков плужков (рис. 3.12).

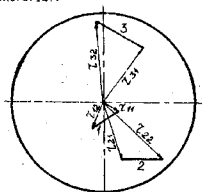


Рис. 3.12. Схема к расчету геометрического параметра плужков

Мощность двигателя смесителя определяется по формуле

$$N_{дв} = K_z (N_{кат} + N_{ск} + N_{пл}) \frac{1}{\eta}, \text{ кВт},$$

где $K_z = 1,04 \dots 1,2$ — коэффициент установочной мощности;

$\eta = 0,8 \dots 0,95$ — КПД привода смесителя

При работе одвонных бегунов каждая чаша рассматривается независимо.

3.2.10. Расчет центробежного смесителя

Исходные данные:

1. Производительность P , м³/с.

2. Прочность смеси во влажном состоянии σ , кгс/см².

3. Технологически необходимое время перемешивания $t_{пер}$, с.

Задача расчета: определить основные конструктивные параметры смесителя и мощность привода.

Схему смесителя см. на рис. 3.13.

1. Определение размеров чаши смесителя.

Рабочая высота чаши H_r принимается равной 0,450-0,550 м.

Диаметр чаши рассчитывается по формуле

$$D_r = \sqrt{\frac{4V_r}{\pi \cdot H_r}}, \text{ м},$$

где V_r — объем чаши смесителя, $V_r = 3,2 \cdot V_{зам}$, м³;

$V_{зам}$ — емкость одного замеса, $V_{зам} = P \cdot t_{пер}$, м³;

2. Спределение размеров катков смесителя.

Диаметр катка

$$D_k = \frac{D_r}{2} - e - \frac{a}{2}, \text{ м}.$$

где e — зазор между катком и внутренней поверхностью чаши, принимается 0,02-0,03 м; a — расстояние между двумя катками, принимается 0,25 м.

Ширина катков центробежного смесителя выбирается из конструктивных соображений в пределах $b_k = 0,1-0,2$ м.

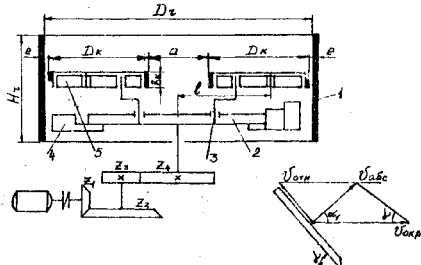


Рис. 3.13. Схема центробежного смесителя:

1 - чаша, облицованная резиной; 2 - ротор; 3 - маятниковые кривошипы; 4 - плужки; 5 - катки, облицованные резиной

Методика расчета:

3. Определение скорости движения смеси по стенкам чаши.

Основным процессом в центробежных бегунах является бросание смеси со значительной скоростью на резиновую поверхность обечайки чаши.

Частицы смеси, подхватываемые плужком, движутся по его поверхности с относительной скоростью $V_{отн}$, одновременно перемещаясь с плужком вокруг вертикальной оси вращения ротора с переносной скоростью $V_{окр}$. Скорость, при которой частицы смеси срываются с плужка, является абсолютной скоростью частиц $V_{абс}$ и равна геометрической сумме относительной и переносной скоростей. Все эти скорости находятся в следующей связи:

$$\frac{V_{абс}}{\sin \alpha} = \frac{V_{отн}}{\cos \alpha} = V_{окр} = \frac{V_{абс}}{\cos \alpha_1} = \frac{V_{отн}}{\sin \alpha_1}.$$

Смеситель имеет 2 плужка:

первый с $\alpha = 60^\circ$; $\alpha_1 = 30^\circ$;

второй с $\alpha = 45^\circ$; $\alpha_1 = 45^\circ$.

Абсолютную скорость движения смеси для плужка с $\alpha = 60^\circ$ и $\alpha_1 = 30^\circ$ принимает равной $V_{абс} 60^\circ = 6,3$ м/с.

Тогда

$$V_{окр} = \frac{V_{абс} 60^\circ}{\sin 60^\circ} = 7,3 \text{ м/с.}$$

Зная $V_{окр}$, находят $V_{отн} 60^\circ$, $V_{отн} 45^\circ$, $V_{абс} 45^\circ$.

4. Кинематический расчет.

Число оборотов ротора смесителя (вертикального вала) определяется из уравнения переносной скорости частиц смеси

$$n_p = \frac{60 \cdot v_{\text{окр}}}{\pi (D_k - \delta)} \quad \text{об/мин};$$

$\delta = 0,025$ м - зазор между кромками плужков и внутренней поверхностью чаши.

Общее передаточное отношение привода смесителя

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_p}{n_{\text{дв}}} = \frac{n_p}{1480};$$

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{кон}} \cdot i_{\text{цисл}} = \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4};$$

Число оборотов катка определяется из условия перекачивания его без скольжения по слою смеси, удерживаемой на стенках чаши,

$$n_k = n_p \cdot \frac{(D_k - 2\delta)}{D_k} \quad \text{об/мин};$$

5. Мощность $N_{\text{п}}$, потребляемая смесителем, затрачивается на перемещение плужков $N_{\text{пл}}$, катков $N_{\text{кат}}$ и преодоление потерь $N_{\text{пот}}$.

Мощность, расходуемая на перемещение смеси плужками,

$$N_{\text{пл}} = \frac{K \cdot \gamma \cdot n_p^2 \cdot G_{\text{зам}}}{0,95 \cdot 10^6} \quad \text{кВт},$$

где K - коэффициент, учитывающий свойства смеси,

$$K = (0,7 + 3\phi) \cdot 10^{-6} \text{ с/см}^3;$$

γ - геометрический параметр плужков (см. рис. 3.14),

$$\gamma = \frac{1}{2} [h_{160}(\tau_{260}^3 - \tau_{160}^3) + h_{260}(\tau_{360}^3 - \tau_{260}^3) + h_{145}(\tau_{245}^3 - \tau_{145}^3) + h_{245}(\tau_{345}^3 - \tau_{245}^3)], \text{ м}^4.$$

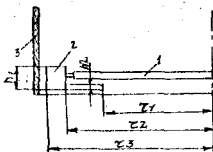


Рис. 3.14. Схема к определению геометрических параметров плужков:

1 - ротор; 2 - плужок; 3 - чаша

$$G_{\text{зам}} = V_{\text{кат}} \cdot \delta_0 \quad \text{кг}; \quad \delta_0 = (1,1 - 1,2) \cdot 10^3, \text{ кг/м}^3.$$

Мощность, затрачиваемая на перемещение катков,

$$N_{\text{кат}} = \frac{P \cdot v_k \cdot i_k}{10^2} \quad \text{кВт},$$

где i - количество катков; P - тяговое усилие, действующее на каток, кг,

$$P = F \cdot \frac{M}{\tau_k};$$

где $F = \frac{G_k \cdot \pi^2 \cdot n_p^2 \cdot R}{900g}$, кг, - центробежная сила, с которой каток

прижимается к слою смеси на боковой поверхности чаши; R - радиус окружности, проходящей через центры тяжести катков, м; G_k - вес катка, кг; $M = 0,028$ м - плеча трения качения; v_k - окружная скорость катка.

$$v_c = \frac{\pi \cdot D_k \cdot n_k}{60}, \text{ м/с.}$$

Мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_{пл} + N_{кат}}{\eta}, \text{ кВт.}$$

$\eta = 0,8, 0,9$ - КПД привода машины, учитывающий также потери мощности на трение ротора о смесь.

3.2. II. Расчет лопастного смесителя

Исходные данные:

1. Производительность Π , м³/с.
2. Технологически необходимое время перемешивания $t_{пер}$, с.
3. Прочность смеси во влажном состоянии σ , кгс/см².

Задача расчета: определить основные конструктивные параметры смесителя и потребную для его работы мощность.
Схему смесителя см. на рис. 3.15.

Методика расчета:

1. Определение объемной емкости смесителя.

Для смесителей периодического действия

$$V_{см} = \frac{\Pi}{Z_{зам}}$$

где $Z_{зам}$ - число замесов, производимых смесителем, с⁻¹.
Число замесов может быть найдено из

$$Z_{зам} = \frac{1}{t_{обц}}$$

где $t_{обц}$ - время цикла, включающее время загрузки, перемешивания и выгрузки,

$$t_{обц} = t_{зар} + t_{пер} + t_{выгр}, \text{ с.}$$

Для смесителей непрерывного действия

$$V_{см} = \Pi \cdot t_{пер}, \text{ м.}$$

2. Определение размеров корпуса смесителя.

Радиус корпуса смесителя (рис. 3.15)

$$R = \sqrt{\frac{V_{см}}{\cos \varphi \cdot \psi \cdot 2 L_1}}, \text{ м.}$$

где $\varphi = 45^\circ$ - угол наклона лопастей к горизонту; $\psi = 0,8$ - коэффициент наполнения корпуса смесителя; L_1 - число парных лопаток на одном валу.

Ширина корпуса смесителя

$$B = 2 R (\cos \varphi + 1), \text{ м.}$$

Рабочая длина корпуса

$$L = (0,12 \div 0,14) \cdot L_1 \cdot B, \text{ м.}$$

Высота корпуса

$$H = (2,0 \div 2,2) R, \text{ м.} - \text{ для смесителя периодического действия;}$$

$$H = (2,3 \div 2,4) R, \text{ м.} - \text{ для смесителей непрерывного действия.}$$

3. Число оборотов валов смесителя рассчитывается по эмпирической формуле

$$n_6 = \left(\frac{96}{G_{см}} + 52 \right), \text{ об/мин.}$$

где $G_{см}$ - весовая емкость смесителя в центнерах,

$$G_{см} = 10 \cdot V_{см} \cdot \delta, \text{ ц;}$$

$$\delta = 1,2 \div 1,4 - \text{ объемная масса смеси, т/м}^3.$$

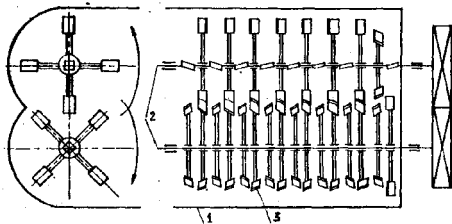


Рис. 3.15. Схема и размеры лопастного смесителя:

- 1 - корытообразный корпус; 2 - горизонтальные валы;
3 - лопасти

4. Передаточное отношение редуктора при числе оборотов двигателя $n_{дв}$

$$i_{ред} = \frac{n_{дв}}{n_{лп}}$$

5. Мощность двигателя смесителя

$$N_{дв} = K_y \cdot \frac{2K \cdot \omega^2 \cdot G_{см} \cdot i_n \cdot \delta}{102 \cdot \eta} \quad \text{кВт},$$

где $K_y = 1, 1, 1, 2$ - коэффициент установочной мощности; K - расчетный параметр, зависящий от свойств смеси,

$$K = 0,7 + 36 \frac{G}{\mu^3};$$

γ - геометрический параметр плужков (рис. 3.16),

$$\gamma = \frac{1}{3} h (r_2^3 - r_1^3) \quad \text{м}^4;$$

ω - угловая скорость вращения валов

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_{лп}}{30} \quad \text{с}^{-1}.$$

6. Силовой расчет смесителя.

Крутящий момент на каждом валу

$$M_{кр} = 71620 \cdot \frac{136 \cdot N_{дв}}{2 \cdot n_{дв} \cdot i_{ред}} \quad \text{кг-см}.$$

Окружное усилие, или сила, изгибающая вал,

$$P = \frac{M_{кр}}{r_2}.$$

Наибольший изгибающий момент, действующий на вал,

$$M_{изг} = \frac{P \cdot L}{4} \quad \text{кг-см}.$$

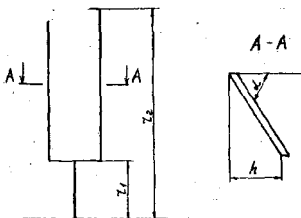


Рис. 3.16. Схема к расчету геометрического параметра плужков

Расчетный момент

$$M_{расч} = \sqrt{M_{изг}^2 + 0,75 M_{кр}^2}, \text{ кг см.}$$

Диаметры валов смесителя

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{M_{расч}}{0,1 [G_{изг}]}} \text{ см.}$$

3.3. Расчет формовочных и стержневых машин

3.3.1. Расчет пневматической прессовой формовочной машины.

Исходные данные:

1. Габариты опоки в свету $A_0 \times B_0 \times H_0$, м.
2. Технологически необходимая степень уплотнения смеси δ , т/м³.
3. Начальная плотность смеси δ_0 , т/м³.
4. Давление воздуха в магистральной сети P_0 , кПа.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров машины и потребного расхода воздуха для уплотнения одной полуформы.

Схему прессового механизма см. рис. 3.17.

Методика расчета:

1. Определяется полезная нагрузка на машину Q_1 ,

$$Q_1 = G_1 + G_2 + G_3, \text{ кН.}$$

где G_1 - вес опоки,

$$G_1 = 2 H_0 (A_0 + B_0) \cdot c \cdot \gamma_1 + G_{реб} + G_{цанг}, \text{ кН,}$$

где c - толщина стенки опоки, м; γ_1 - удельный вес металла, из которого изготовлена опока; $G_2 = 0,75 \cdot A_0 \cdot B_0 \cdot H_0 \cdot \delta$ - вес формовочной смеси, кН; G_3 - вес модели и подмодельной плиты,

$$G_3 = 0,25 \cdot A_0 \cdot B_0 \cdot H_0 \cdot \gamma_2 + G_{подмод} \text{ кН;}$$

где γ_2 - удельный вес материала модели, т/м³.

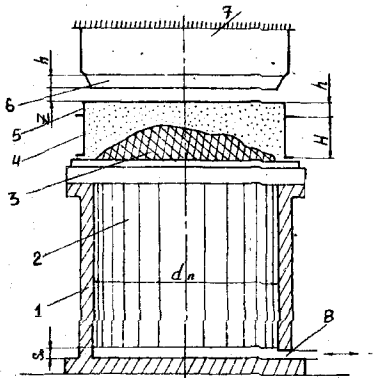


Рис. 3.17. Схема прессового механизма:

1 - прессовый цилиндр; 2 - прессовый поршень; 3 - модель
4 - опока; 5 - наполнительная рамка; 6 - прессовая
колодка; 7 - траверса; 8 - выпуск воздуха в прессовый цилиндр

2. Вес подвижных частей машины (поршень, стол) в первом приближении можно определить по формуле

$$Q_2 = 1.25 \cdot Q_1, \text{ кН.}$$

3. Общая грузоподъемность машины:

$$Q = Q_1 + Q_2, \text{ кН.}$$

4. Сила трения, возникающая при перемещении прессового поршня,

$$R = 0.25 Q, \text{ кН.}$$

5. Рассчитывается удельное давление прессования

$$p = 100 \cdot \left(\frac{Q}{S} - 1 \right)^4, \text{ кПа,}$$

где $C = 0.4 \dots 0.6$ - коэффициент уплотняемости смеси при прессовании;
 $\rho = 1.65 \dots 1.7 \text{ т/м}^3$ - технологически необходимая плотность смеси.

6. Определяется площадь и диаметр прессового поршня из условия

откуда

$$p \cdot F_n \geq p \cdot F_0 + Q + R,$$

$$F_n = \frac{p \cdot F_0 + Q + R}{p_0}, \quad \text{кН},$$

где $p \cdot F_0$ - полная сила прессования, кН; p - удельное давление прессования, кПа; F_0 - площадь опоки, м²; Q - вес поднимаемых при прессовании частей машины, включая полезную нагрузку, кН; R - сила трения, кН.

Усилие $Q + R$ на преодоление веса поднимаемых частей и трения обычно составляет не более (0,1...0,15) от силы прессования $p \cdot F_0$.

Зная площадь поршня, определяют его диаметр

$$d = \sqrt{\frac{4 F_n}{\pi}}, \quad \text{м}.$$

7. Высота наполнительной рамки рассчитывается из условия, что масса смеси в опоке до и после прессования будет одинаковой,

$$[F_0 (H_0 + h) - V_M] \cdot \delta_0 = (F_0 \cdot H_0 - V_M) \cdot \delta;$$

$$h = \left(H_0 - \frac{V_M}{F_0} \right) \cdot \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1 \right), \quad \text{м}.$$

При использовании профильной колодки (рис. 3.18) для уменьшения разности в степени уплотнения формовочной смеси над моделью и вокруг нее:

высота уступа

$$X = H_M \left(1 - \frac{\delta_0}{\delta} \right), \quad \text{м};$$

высота наполнительной рамки

$$h = (H - H_M) \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1 \right), \quad \text{м}.$$

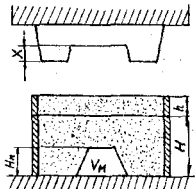


Рис. 3.18. Схема уплотнения формы профильной прессовой колодки

8. Построение индикаторной диаграммы пневматического прессового цилиндра (рис. 3.19).

$$S_2 = S_0 + Z, \text{ м.}$$

Z принимается равным 0,02 м.

Точка 2а соответствует началу внедрения прессовой колодки в объем наполнительной рамки.

Давление под прессовым поршнем растет в меру роста сопротивления формы уплотнению. Так как начальная плотность смеси обычно превышает 1 т/м³ ($\delta_0 = 1,2, 1,4$ т/м³), то давление под поршнем в момент начала внедрения колодки в объем наполнительной рамки будет нарастать скачкообразно.

Величина скачка пропорциональна разности $\delta_0 - 1$

$$P_{2a} = P_2 + \left(\frac{\delta_0 - 1}{c} \right)^4 \cdot 100 \cdot \frac{F_0}{F_n}, \text{ кПа};$$

$$S_{2a} = S_2, \text{ м.}$$

Точка 3 соответствует концу процесса прессования, когда прессовая колодка запрессовала весь объем смеси, находившийся в наполнительной рамке. При этом плотность смеси в опоре достигает предельной величины, и давление воздуха на прессовый поршень составит

$$P_3 = P_2 + \left(\frac{\delta - 1}{c} \right)^4 \cdot 100 \cdot \frac{F_0}{F_n}, \text{ кПа.}$$

Это давление не должно превышать расчетное давление сжатого воздуха в сети

$$S_3 = S_0 + Z + h, \text{ м.}$$

Промежуточные точки n_1 и n_2 определяют характер кривой линии на участке 2а-3, соответствующей изменению давления воздуха на единицу площади поршня при его движении вверх.

Плотность смеси в промежуточных точках n_1 и n_2 находят, пользуясь выражением для высоты наполнительной рамки,

$$\delta_{n_1} = \delta_0 \left(\frac{h \cdot n_1}{H_0 - \frac{V_{n_1}}{F_n}} + 1 \right), \text{ т/м}^3;$$

$$\delta_{n_2} = \delta_0 \left(\frac{h \cdot n_2}{H_0 - \frac{V_{n_2}}{F_n}} + 1 \right), \text{ т/м}^3.$$

Зная δ_{n_1} и δ_{n_2} , находят удельное давление прессования по уравнению прессования

$$P_{n_1} = \left(\frac{\delta_{n_1} - 1}{c} \right)^4 \cdot 100, \text{ кПа};$$

$$P_{n_2} = \left(\frac{\delta_{n_2} - 1}{c} \right)^4 \cdot 100, \text{ кПа.}$$

Давление воздуха в прессовом цилиндре будет равно

$$P_{цн_1} = P_2 + \left(\frac{\delta_{n_1} - 1}{c} \right)^4 \cdot 100 \cdot \frac{F_0}{F_n}, \text{ кПа};$$

$$P_{цн_2} = P_2 + \left(\frac{\delta_{n_2} - 1}{c} \right)^4 \cdot 100 \cdot \frac{F_0}{F_n}, \text{ кПа.}$$

Ординаты точек n_1 и n_2 будут равны

$$S_{n_1} = S_0 + Z + h \cdot n_1, \text{ м};$$

$$S_{n_2} = S_0 + Z + h \cdot n_2, \text{ м.}$$

В точке 3 открывается выпускной клапан.

Точка 4 соответствует моменту окончания выпуска воздуха из цилиндра и началу опускания поршня.

Движущей силой при опускании поршня будет вес подвижных частей машины и полезной нагрузки, силой сопротивления движению - трение поршня о стенки цилиндра и других подвижных частей с своим направлением

$$P_4 = 100 + \frac{Q - R}{F_n}, \text{ кПа};$$

$$S_4 = S_3.$$

Точка 5 соответствует концу опускания поршня в исходное положение

$$P_5 = P_4; S_5 = S_1.$$

На участке 5-1 цилиндр наполняется воздухом.

9. Анализ индикаторной диаграммы.

Работа прессования выражается на диаграмме площадью:

$$F_{\text{проб}} (2 - 2a - 3 - 3a - 2).$$

Работа сил трения - площадью $F_{\text{тр}} (1 - 3a - 4 - 5 - 1),$

$$F_{\text{тр}} = \left(\frac{Q+R}{F_n} - \frac{Q-R}{F_n} \right) \cdot (h+Z) = \frac{2R(h+Z)}{F_n}.$$

По отношению работы, затраченной на чистое прессование, к общей работе сжатого воздуха можно судить о совершенстве конструкции поршневого механизма

$$\frac{F_{\text{проб}}}{F_{\text{проб}} + F_{\text{тр}}} = 0,7 \dots 0,8.$$

10. Индикаторный расход свободного воздуха на одно прессование с некоторым допущением можно найти, если из объема воздуха в точке 3, пересчитанного на атмосферное давление, вычесть количество воздуха, оставшееся во вредном пространстве после выхлопа (точка 5),

$$V_6 = F_n (S + S_5) \cdot \frac{P_3}{100} - F_n \cdot S_5 \cdot \frac{P_5}{100}, \text{ м}^3.$$

11. Площадь сечения впускного отверстия цилиндра определяется из уравнения сложности потока воздуха

$$f_{\text{вн}} \cdot V_6 = F_n \cdot V_n,$$

откуда

$$f_{\text{вн}} = F_n \cdot \frac{V_n}{V_6}, \text{ м}^2,$$

где V_6 - скорость воздуха в сети, $V_6 = 15 \dots 25 \text{ м/с};$

V_n - скорость подъема поршня, $V_n = 0,015 \dots 0,020 \text{ м/с}.$

Сечение впускного отверстия можно также рассчитать по формуле

$$f_{\text{вн}} = \frac{V_6}{\tau_6 \cdot V_6},$$

где τ_6 - время впуска воздуха в цилиндр.

По практическим данным принимается $\tau_6 = 3 \dots 4 \text{ с}.$

$$f_{\text{вн}} = f_{\text{вн}}.$$

3.3.2. Расчет пневматической рычажно-прессовой формовочной машины

Исходные данные:

1. Габариты опоки в свету $A_0 \times B_0 \times H_0, \text{ м}.$
2. Размеры модели $A_m, B_m, H_m, \text{ м}.$
3. Требуемая степень уплотнения $\delta, \text{ т/м}^3.$
4. Давление воздуха в магистральной сети $P_0, \text{ кПа}.$
5. Начальная плотность смеси $\delta_0, \text{ т/м}^3.$

Задача расчета: определение прессового усилия и конструктивных параметров машины.

Схемы рычажно-прессового механизма см. рис. 3.20.

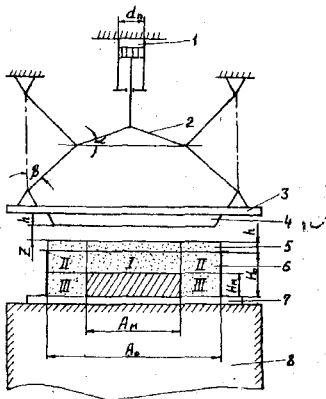


Рис. 3.20. Схема рычажно-прессового механизма:
1 - пневматический цилиндр; 2 - рычажный механизм;
3 - прессовая плита; 4 - прессовая колодка; 5 - на-
полнительная рамка; 6 - опока; 7 - подмодельная
плита с моделью; 8 - стол машины

1. Высота наполнительной рамки

$$h = (H_0 - \frac{V_n}{F_n}) \cdot (\frac{\delta}{\sigma} - 1) \quad \text{м.}$$

2. Напряжение смеси в нижних слоях формы (объем III)

$$\sigma_4 = \left(\frac{\delta - 1}{c} \right)^4 \cdot 100 \quad \text{кПа.}$$

3. Напряжение смеси в верхней части объема III рассчитывается по формуле

$$\sigma = \sigma_4 \cdot e ; \quad \frac{H_n \cdot \xi \cdot f \cdot \psi}{F_{см}} \quad \text{кПа,}$$

где H_n - высота модели, м; ξ - коэффициент бокового давления, $\xi = 0.3 \dots 0.5$; f - коэффициент внешнего трения, $f = 1 \dots 0.19$; ψ - периметр трения рассматриваемого слоя смеси, м;

$\psi = 2(A_0 + B_0 + A_n + B_n)$ м;
 $F_{см}$ - площадь уплотняемой смеси в плане, м^2 ;

$$F_{см} = A_0 \cdot B_0 - A_n \cdot B_n.$$

4. Напряжение смеси в объеме II находят, пользуясь уравнением состояния предельного равновесия:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_3 + 2K \cdot t_g (45^\circ - \frac{\varphi}{2})}{t_g^2 (45^\circ - \frac{\varphi}{2})} \quad \text{кПа.}$$

где K - сила сцепления, приходящаяся на единицу площади, 10-20 кПа;
 φ - угол внутреннего трения, $\varphi = 30^\circ$.

5. Напряжение смеси в объеме I

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_3 + 2K \cdot t_g (45^\circ - \frac{\varphi}{2}) [t_g^2 (45^\circ - \frac{\varphi}{2}) + 1]}{t_g^4 (45^\circ - \frac{\varphi}{2})} \quad \text{кПа}$$

6. Необходимое прессовое усилие

$$P_{пр} = \sigma_1 \cdot F_n + \sigma_3 \cdot F_{см} + \sigma_2 \cdot f \cdot 2(A_0 + B_0) \cdot (H_0 - H_n) \quad \text{кН.}$$

7. Усилие прессующего цилиндра

$$P_ц = \frac{P_{пр} \cdot \sin \alpha \cdot \cos(90^\circ - \alpha - \beta)}{\cos \beta} \quad \text{кН,}$$

где $\alpha \approx 10^\circ$; $\beta \approx 5^\circ$.

8. Диаметр прессующего поршня

$$d_n = \sqrt{\frac{P_ц}{\pi \cdot p_0}} \quad \text{м.}$$

3.3.3. Расчет пневматической встряхивающей формовочной машины без отсечки и расширения воздуха

Исходные данные:

1. Габариты опоки в свету $A_0 \times B_0 \times H_0$ м.
 2. Давление воздуха в сети P кПа.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров машины, потребного расхода воздуха на 1 удар встряхивания и производительности одного литра воздуха.

Схема встряхивающего механизма без отсечки и расширения воздуха - на рис. 3.21.

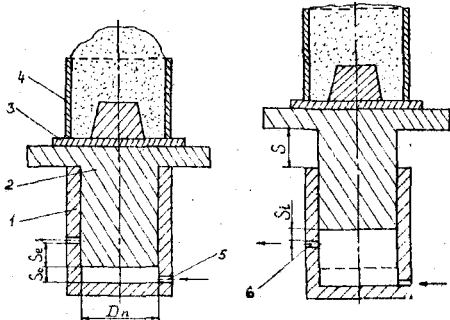


Рис. 3.21. Схема встряхивающего механизма без отсечки и расширения воздуха:
1 - встряхивающий цилиндр; 2 - встряхивающий поршень; 3 - подмодельная плита с моделью;
4 - опока; 5 - впускное отверстие; 6 - выпускное отверстие

Методика расчета:

1. Определяется полезная нагрузка на машину Q_1

$$Q_1 = G_1 + G_2 + G_3 \quad \text{кН},$$

где G_1 - вес опоки,

$$G_1 = 2 H_0 (A_0 + B_0) \cdot \gamma \cdot H_0 + G_{\text{рей}} + G_{\text{чанс}}$$

γ (с - толщина стенки опоки; γ - удельный вес материала опоки);

G_2 - вес формовочной смеси,

$$G_2 = 0,75 \cdot A_0 \cdot B_0 \cdot H_0 \cdot \delta \quad \text{кН};$$

G_3 - вес модели и подмодельной плиты,

$$G_3 = 0,25 \cdot A_0 \cdot B_0 \cdot H_0 \cdot \gamma_2 + G_{\text{подм.пл.}}, \quad \text{кН}$$

(γ_2 - удельный вес материала модели, т/м³).

2. Вес подвижных частей

$$Q_2 = 1,25 Q_1 \quad \text{кН}.$$

3. Общая грузоподъемность машины

$$Q = Q_1 + Q_2.$$

4. Сила трения, возникающая при перемещении встряхивающего поршня,

$$R = 0,25 Q \quad \text{кН}.$$

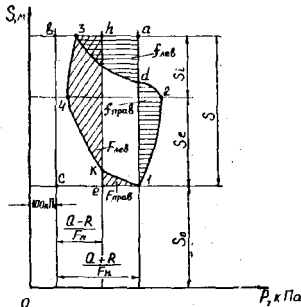


Рис. 3.22. Построение индикаторной диаграммы встраивающего цилиндра для механизма без отсечки воздуха

5. Площадь встраивающего поршня

$$F_n = \lambda \cdot \frac{Q + R}{p_0 - 100}, \text{ м}^2,$$

где $\lambda = 1,35 \dots 1,1$ - коэффициент, учитывающий возможные протечки воздуха.

6. Построение индикаторной диаграммы встраивающего механизма производится по практическим данным. На индикаторной диаграмме в определенном масштабе по оси ординат откладывается путь поршня, а по оси абсцисс - давление воздуха под поршнем (рис. 3.22).

Точка 1 соответствует началу движения поршня вверх. Давление воздуха под поршнем должно уравновесить сопротивление движению поршня

$$(p_1 - 100) F_n = Q + R,$$

откуда

$$p_1 = 100 + \frac{Q + R}{F_n}, \text{ кПа.}$$

Вторая координата точки 1 равняется приведенной высоте вредного пространства

$$S_1 = S_0 = \frac{V_0}{F_n}, \text{ м.}$$

где V_0 - объем вредного пространства встраивающего цилиндра, м³.

Для машин с поршневым воздушораспределением
 $S_s = (0,75 \dots 1,0) S$; $S = 0,06 \dots 0,08 \text{ м}$ — высота встраивания.

В точке 2 начинает открываться выпускное отверстие. На пути от точки 1 до точки 2 идет наполнение цилиндра воздухом; давление под поршнем повышается вследствие поступления сжатого воздуха из сети. В большинстве встраивавших машин при нормальных условиях повышение давления $P_2 - P_1$ колеблется обычно в пределах 50...100 кПа, т.е. $P_2 = P_1 + (50 \dots 100) \text{ кПа}$.

Путь накопления S_e от точки 1 до точки 2 по практическим данным составляет $S_e = (0,4 \dots 0,5) S$.

Следовательно, $S_2 = S_s + S_e = S_s + (0,4 \dots 0,5) S$.
 Линия выпуска 1-2 будет иметь вид параболы, так как в самом начале движения при малых скоростях поршня давление повышается в большей мере, чем при дальнейшем подъеме с возрастающей скоростью.

Вследствие открытия выпускного отверстия воздух из полости цилиндра выходит в атмосферу, давление в цилиндре падает несмотря на продолжающееся поступление воздуха, так как общее сечение выпускных отверстий делается значительно (в 3-5 раз) больше сечения впускного отверстия.

До $m.d$ диаграммы давление воздуха на поршень превышает силу сопротивления движению. От точки d до точки 3 поршень движется по инерции.

Точка 3 соответствует моменту, когда поршень, израсходовав живую силу, останавливается и начинает падать вниз.

При ходе поршня вниз движущей силой является сила $Q - R$ силой сопротивления-давление воздуха под поршнем $1/P - 1/F_n$.

$$\text{Поэтому} \quad P_3 < 100 + \frac{Q - R}{F_n}.$$

При достаточно большом сечении выпускного отверстия избыточное давление в точке 3 чаще всего получается 40...60 кПа.

$$P_3 = 100 + (40 \dots 60) \text{ кПа};$$

$$S_3 = S_s + S_e + S_i;$$

$$S_i = (0,6 \dots 0,7) S_e.$$

При ходе поршня вниз продолжается выпуск и дальнейшее падение давления в цилиндре.

Точка 4 соответствует моменту закрытия выпускного отверстия. Избыточное давление в цилиндре в точке 4 в машинах без отсечки воздуха большей частью лежит в пределах 20...50 кПа.

Таким образом,

$$P_4 = 100 + (20 \dots 50) \text{ кПа};$$

$$S_4 = S_2 = S_s + S_e.$$

На участке 4-1 происходит впуск воздуха и сжатие его в цилиндре. В конечной точке 1 диаграммы осуществляется удар встраиваемого стола о фланец цилиндра и уплотнение формовочной смеси в оплоке.

Затем происходит очередной цикл подъема и удара поршня.

7. Анализ индикаторной диаграммы позволяет определить энергию, сообщаемую поршню при падении встраиваемого стола и его подъеме.

Удельная энергия (на 1 м² площади поршня), сообщаемая поршню при движении стола вниз, равна

$$\frac{Q - R}{F_n} \cdot S, \text{ кДж/м}^2.$$

Она может быть выражена площадью $a-b-h-e$ на индикаторной диаграмме. Если из этой работы вычесть сопротивление сжатого воздуха под поршнем машины, представленное площадью 341 см, получится удельная энергия удара e в кДж на 1 м² площади поршня

$$e = (p_{\text{лев}} h_{\text{вс}} - p_{\text{зв}} h_{\text{св}}) \cdot \frac{K_n}{M_p M_s} = \\ = (F_{\text{лев}} - F_{\text{прав}}) \cdot \frac{K_n}{M_p M_s}, \text{ кДж/м}^2,$$

где K_n - постоянная манометра; M_p, M_s - масштабы соответственно давления и пути.

Удельная энергия, сообщаемая поршню на пути 1-3, складывается из работы сжатого воздуха $Q_{\text{сж.в}}$ и энергии отражения стола e' после предшествующего удара.

Вся эта сообщенная поршню работа расходуется на преодоление сил сопротивления $Q + R / F_n$ на пути S . Заменяя величину $Q_{\text{сж.в}}$ эквивалентной площадью на диаграмме, а величину $\frac{Q + R}{F_n} \cdot S$ - площадью прямоугольника $1abc$, получим

$$p_{\text{н}} 123bc + e' = p_{\text{н}} 1abc,$$

откуда

$$e' = (f_{\text{лев}} - f_{\text{прав}}) \cdot \frac{K_n}{M_p M_s}, \text{ кДж/м}^2.$$

Чаще всего $e' = (0,1 \dots 0,15) e$.

Полученные энергию удара и энергии отражения, отнесенные к 1 м^2 площади поршня, легче пересчитать на 1 кН падающих частей

$$e_0 = \frac{e \cdot F_n}{Q}, \text{ Дж/Н};$$

$$e'_0 = \frac{e' \cdot F_n}{Q}, \text{ Дж/Н}.$$

Определив e_0 , можно найти коэффициент, учитывающий долю использования потенциальной энергии встряхивающего стола при падении,

$$\eta = \frac{e_0}{S} \quad (\eta = 0,3 \dots 0,7).$$

Главными факторами, оказывающими влияние на индикаторную диаграмму, являются элементы воздухораспределения, давление воздуха, нагрузка и др.

С увеличением пути наполнения S_e увеличивается S_i , общая высота подъема стола, выхлоп получается более глубоким, и энергия удара, как правило, увеличивается. Аналогичным образом влияет увеличение давления воздуха, уменьшение нагрузки и силы трения.

8. Сечение впускного отверстия определяется из условия неразрывности потока воздуха

$$f_{\text{вн}} \cdot v_{\text{вн}} = F_n \cdot v_n;$$

$$f_{\text{вн}} = \frac{F_n \cdot v_n}{v_{\text{вн}}}, \text{ м}^2,$$

где v_n - средняя скорость подъема поршня, $v_n = 0,5 \dots 0,6 \text{ м/с}$;

$v_{\text{вн}} = 15,25 \text{ м/с}$ - скорость прохода воздуха через впускное отверстие.

Сечение выхлопных отверстий принимается в 2,5 раз больше впускного.

9. Расход сжатого воздуха на одно встряхивание по практическим данным для машин без отсечки можно определить из соотношения

$$V = (1,2 \dots 1,3) V_{\text{вн}} \cdot p_0, \text{ м}^3,$$

где $V_{\text{вн}}$ - объем воздуха при наполнении цилиндра на пути S_e ,

$$V_{\text{вн}} = F_n (S_0 + S_e) \cdot \frac{p_2}{p_0} - F_n \cdot S_0 \cdot \frac{p_1}{p_0}, \text{ м}^3.$$

10. Производительность 1 м^3 израсходованного воздуха

$$e_v = \frac{e \cdot F_n}{10^3 V}, \text{ Дж/м}^3.$$

Величина E_v является показателем экономичности работы пневматического встряхивающего механизма; для существующих конструкций встряхивающих машин находится в пределах 25...35 кДж/м³.

3.3.4. Расчет пневматической встряхивающей формовочной машины с отсечкой и расширением воздуха

Исходные данные:

1. Размеры опоки в свету A_0, B_0, H_0 , м.
2. Давление воздуха в сети P_0 , кПа.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров машины, потребного расхода воздуха на 1 удар встряхивания и производительности 1 м³ воздуха.

Схему встряхивающего механизма с отсечкой и расширением воздуха см. на рис. 3.23.

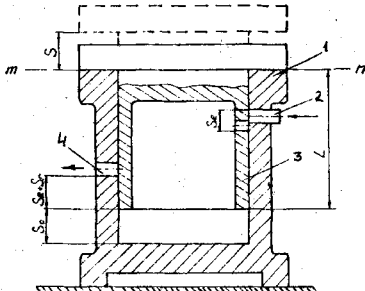


Рис. 3.23. Схема встряхивающего механизма с отсечкой, расширением воздуха:

1 - встряхивающий цилиндр; 2 - впускное отверстие; 3 - встряхивающий поршень; 4 - выпускное отверстие

Методика расчета:

1. Полезная нагрузка на машину Q_1 , вес подвижных частей Q_2 , общая грузоподъемность машины, площадь встряхивающего поршня рассчитываются аналогично, как для механизмов без отсечки и расширения воздуха (см. 3.3.3, п.1-5).

2. Построение индикаторной диаграммы.

Индикаторная диаграмма встряхивающего цилиндра при наличии отсечки воздуха отличается от диаграммы механизма без отсечки воздуха,

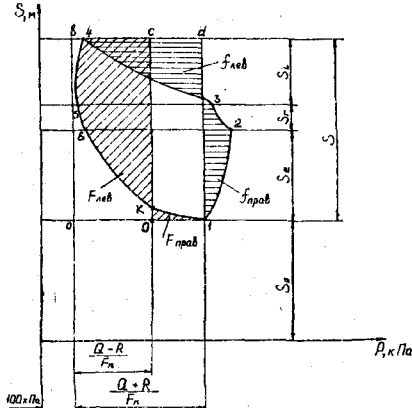


Рис. 3.24. Построение индикаторной диаграммы встраиваемого цилиндра для механизма с отсечкой и расширением воздуха

в основном, тем, что она имеет на линии хода вверх дополнительный участок расширения воздуха в замкнутом цилиндре, а на линии хода вниз - соответствующий участок сжатия воздуха. На этих участках как впускное, так и выпускное отверстия закрыты. Изменение состояния воздуха на этих участках может быть принято адиабатическим.

Индикаторная диаграмма строится по практическим данным. Основные практические параметры находятся в следующих пределах (рис. 3.24):

высота встраивания (ход поршня) $S = 0,06...0,08$ м;

ход наполнения $S_e = (0,4...0,5) S$;

ход расширения $S_c = (0,2...0,4) S_e$;

ход движения по инерции $S_i = S - (S_e + S_c) = (0,6...0,7) S_e$;

приведенная высота вредного пространства $S_v = (0,7...1,0) S$.

Точка 1 соответствует началу движения поршня вверх при пуске встраиваемого механизма

$$P_1 = 100 + \frac{Q + R}{F_n}, \text{ кПа.}$$

$$S_1 = S_0, \text{ м.}$$

Точка 2 соответствует моменту закрытия впускного отверстия, при этом выпускное отверстие остается закрытым

$$P_2 = P_1 + (50 \dots 100) \leq P_0, \text{ кПа.}$$

$$S_2 = S_0 + S_{\pi}, \text{ м.}$$

Изменение давления воздуха на участке 1-2 подчиняется закону параболы.

Точка 3 соответствует моменту открытия выпускного отверстия. На участке 2-3 происходит расширение воздуха в замкнутом объеме.

Давление воздуха в точке 3

$$P_3 = P_2 \cdot \left(\frac{S_0 + S_{\pi}}{S_0 + S_{\pi} + S_{\tau}} \right)^K, \text{ кПа.}$$

где $K = 1.41$ - показатель адиабаты.

Ордината точки 3 $S_3 = S_0 + S_{\pi} + S_{\tau}.$

Точка 4. От точки 3 до точки 4 поршень движется по инерции. В точке 4, израсходовав весь запас сообщенной ему энергии, поршень останавливается и начинает двигаться вниз.

Ввиду того, что в машинах с отсечкой приток сжатого воздуха из сети в цилиндр во время выхлопа прекращен, избыточное давление в верхнем положении поршня меньше, чем в машинах без отсечки, и составляет 10...30 кПа.

$$P_4 = 100 + (10 \dots 30), \text{ кПа; } P_v \ll \frac{Q - R}{F_n} + 100;$$

$$S_4 = S_0 + S_{\pi} + S_{\tau} + S_i, \text{ м.}$$

Точка 5 соответствует моменту закрытия выпускного отверстия при движении поршня вниз. Избыточное давление в конце выхлопа не превышает обычно 10...15 кПа. Следовательно,

$$P_5 = 100 + (10 \dots 15), \text{ кПа;}$$

$$S_5 = S_3.$$

Точка 6. На участке 5-6 происходит сжатие воздуха в цилиндре

$$P_6 = P_5 \cdot \left(\frac{S_0 + S_{\pi} + S_{\tau}}{S_0 + S_{\pi}} \right)^K, \text{ кПа;}$$

$$S_6 = S_0 + S_{\pi}.$$

В точке 6 открывается впускное отверстие, и цилиндр начинает наполняться сжатым воздухом. На участке 6-1 диаграммы давление под поршнем растет за счет избыточного давления воздуха в сети и сжатия воздуха под поршнем. В точке 1 происходит удар стола машины о фланец цилиндра и уплотнение смеси, затем цикл движения поршня повторяется.

3. Анализ индикаторной диаграммы.

На индикаторной диаграмме проводятся линии, соответствующие значениям избыточного давления, $\frac{Q + R}{F_n}$ и $\frac{Q - R}{F_n}$.

Удельная работа удара, отнесенная к единице площади поршня (кДж/м²), представляет разность площадей

$$e = n_1 (e - h - b - c - e) - n_1 (4 - 5 - 6 - 1 - c - b - 4) = \\ = n_1 (k - h - 4 - 5 - b - k) - n_1 (e - 1 - k - e) = F_{\text{лсб}} - F_{\text{лпл}}.$$

Удельная работа удара, отнесенная к единице веса падающих частей,

$$e_0 = \frac{e \cdot F_n}{Q}, \text{ клж/Н.}$$

Удельная работа отражения стола после удара, отнесенная к единице площади поршня, выражается разностью площадей

$$e' = n_A (1-3-4-B-C-1) - n_A (1-2-3-4-B-C-1) = \\ = n_A (3-A-4-3) - n_A (1-2-3-1) = f_{лев} - f_{прав}.$$

Удельная энергия отражения, отнесенная к единице веса, составит

$$e'_0 = \frac{e' \cdot F_n}{Q}, \text{ клж/Н.}$$

Зная e_0 , определяют коэффициент использования потенциальной энергии встряхивающего стола

$$\eta = \frac{e_0}{S} \quad (\eta = 0.3 \dots 0.7).$$

4. Расход сжатого воздуха за один удар встряхивания определяется как разность между количеством воздуха в цилиндре до начала выхлопа (точка 3) и количеством воздуха в цилиндре к концу выхлопа (точка 5) в пересчете на свободный воздух

$$V = F_n (S_0 + S_e + S_v) \cdot \left(\frac{P_3 - P_5}{100} \right), \text{ м}^3.$$

5. Производительность 1 м³ израсходованного воздуха

$$E_v = \frac{e \cdot F_n}{V}, \text{ Дж/м}^3.$$

6. Площадь сечения впускных и выпускных отверстий определяется объемом и скоростью проходящего через них воздуха

$$f_{bn} = \frac{V_{1-2}}{v_s \cdot t_{bn}}, \text{ м}^2.$$

где V_{1-2} - объем воздуха на пути наполнения S_e ,

$$V_{1-2} = F_n (S_0 + S_e) \frac{P_2}{P_0} - F_0 \cdot S_0 \cdot \frac{P_1}{P_0}, \text{ м}^3;$$

$v_s = 15 \dots 25$ м/с - скорость прохода воздуха через впускное отверстие; t_{bn} - время впуска,

$$t_{bn} = \frac{S_e}{v_n}, \text{ с.}$$

где v_n - средняя скорость подъема поршня, принимается в пределах 0,5...0,6 м/с.

Сечение выпускного отверстия подсчитывается так же, как и впускного,

$$f_{bvn} = \frac{V_{3-5}}{v_s \cdot t_{bvn}}, \text{ м}^2,$$

где v_s - принимается равной 10...20 м/с.

7. Динамический расчет встряхивающего поршня.

При ударе встряхивающего стола поршень стремится оторваться от него в опасном сечении mn (рис. 3.23).

Максимальное напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{max} = 2 \sqrt{\frac{E}{F_{mn} \cdot L} \cdot Q_{порш} \cdot e_0},$$

откуда

$$F_{\text{мп}}(\text{min}) = \frac{4 Q_{\text{порш}} \cdot E \cdot E}{L \cdot \sigma_{\text{max}}^2}, \quad \text{м}^2,$$

где $F_{\text{мп}}(\text{min})$ - площадь опасного сечения поршня, м^2 ; $Q_{\text{порш}}$ - вес части поршня ниже опасного сечения, кН ; E - модуль упругости материала поршня (для стали $E = 2,2 \cdot 10^8 \text{ кН/м}^2$); σ_{max} - максимальное напряжение растяжения в сечении МПа (для чугуна $\sigma_{\text{max}} = 24000 \dots 40000 \text{ кН/м}^2$, для стали $\sigma_{\text{max}} = 35000 \dots 60000 \text{ кН/м}^2$); L - длина от нижней кромки поршня до опасного сечения, м .

3.3.5. Расчет пневматической встряхивающей формовочной машины с отсечкой и без расширения воздуха

Исходные данные:

1. Размер опоки в свету $A_0 \times B_0 \times H_0$, м .

2. Давление сжатого воздуха в сети P_0 , кПа .

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров машины, потребного воздуха на удар встряхивания и производительности 1 м^3 воздуха.

Схему встряхивающего механизма с отсечкой и без расширения воздуха см. рис. 3.25.

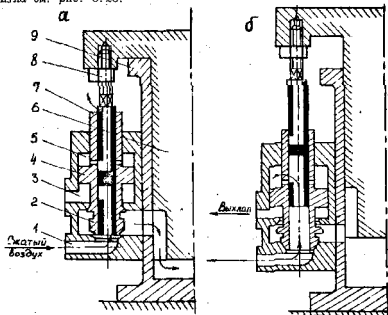


Рис. 3.25. Схема встряхивающего механизма с перекидным двухседельным клапаном:

а - нижнее положение; б - верхнее положение;
1 - впуск воздуха; 2 - перекидной клапан; 3 - выхлоп;
4 - поршень клапана; 5 - надпоршневое пространство;
6 - встряхивающий поршень; 7 - плунжер; 8 - регулирующий винт; 9 - встряхивающий цилиндр

Методика расчета:

1. Полезная нагрузка на машину Q , вес подвижных частей Q_k , общая грузоподъемность машины и площадь встраиваемого поршня рассчитываются аналогично механизму без отсечки и расширения воздуха (см. 3.3.3, п. 1-5).

2. Построение индикаторной диаграммы.

Индикаторная диаграмма встраиваемого цилиндра с отсечкой и без расширения воздуха отличается от диаграммы механизма с отсечкой и расширением тем, что на линиях хода поршня вверх и вниз отсутствуют соответственно участки расширения и сжатия воздуха. Выходное отверстие открывается в момент закрытия впускного. Такой характер воздухораспределения обеспечивается, например, двухседельным перекидным клапаном. Другой особенностью воздухораспределения с помощью перекидного двухседельного клапана является глубокий выхлоп, что обеспечивает более высокие энергии удара и коэффициент η (рис. 3.26).

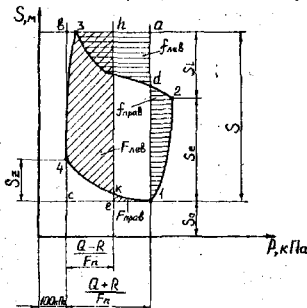


Рис. 3.26. Построение индикаторной диаграммы встраиваемого механизма с воздухо-распределением перекидным двухседельным клапаном

Точка 1 соответствует началу движения поршня вверх.

$$P_1 = 100 + \frac{Q + R}{F_n}, \text{ кПа};$$

$$S_1 = S_2 = (0,15 \dots 0,30) S;$$

$$S = 0,06 \dots 0,08 \text{ м.}$$

Точка 2 соответствует моменту закрытия впускного отверстия и открытию выхлопного

$$P_2 = P_1 + (50 \dots 100) \text{ кПа};$$

$$S_2 = S_0 + S_e \text{ м};$$

$$S_e = (0,6 \dots 0,7) S$$

От точки 2 до точки 3 поршень движется по инерции.

Точка 3 имеет следующие координаты:

$$P_3 = 100 + (10 \dots 30) \text{ кПа};$$

$$S_3 = S_2 + S_i \text{ м}; \quad S_i = (0,3 \dots 0,4) S$$

В точке 3 поршень останавливается, израсходовав живую силу, и начинает двигаться вниз. При этом выхлопное отверстие остается открытым (при помощи поршня перекидного двухседельного клапана) почти до конца хода.

Точка 4 соответствует моменту закрытия выхлопного отверстия и находится на расстоянии S_4 от плоскости удара С-1.

$$P_4 = 100 + (10 \dots 15) \text{ кПа}; \quad S_4 = 0,2 S$$

$$S_4 = S_0 + S_2$$

На пути 4-1 идет заполнение цилиндра воздухом. Небольшая высота вредного пространства обеспечивает быстрое увеличение давления на пути 4-1, а также уменьшает расход сжатого воздуха на один цикл.

В точке 1 происходит удар и уплотнение смеси.

3. Анализ индикаторной диаграммы.

Удельная работа удара, отнесенная к единице площади поршня, равна

$$e = F_{\text{уд}} - F_{\text{отб}} \text{ кДж/м}^2$$

Удлиненный выхлоп, как следует из диаграммы, увеличивает $F_{\text{отб}}$ и уменьшает $F_{\text{уд}}$, следовательно, значительно повышает энергию удара при той же длине хода поршня.

Удельная работа отражения стола после удара, отнесенная к единице площади поршня,

$$e' = f_{\text{отб}} - f_{\text{уд}} \text{ кДж/м}^2$$

Удельная работа удара и отражения на единицу веса падающих частей равны соответственно

$$e_0 = \frac{e \cdot F_n}{Q} \text{ кДж/Н};$$

$$e'_0 = \frac{e' \cdot F_n}{Q} \text{ кДж/Н}.$$

Коэффициент использования потенциальной энергии стола при падении

$$\eta = \frac{e_0}{S} \quad (\eta = 0,3 \dots 0,7).$$

4. Расход воздуха за один цикл встраивания

$$V = F_n (S_0 + S_e) - \frac{P_0}{P_3} - F_n (S_0 + S_2) - \frac{P_0}{P_3} \text{ м}^3$$

5. Производительность 1 м³ израсходованного воздуха

$$e_v = \frac{e \cdot F_n}{V \cdot 10^3} \text{ кДж/м}^3$$

6. Площади впускного и выхлопного отверстий рассчитываются по зависимостям, аналогичным механизму с отсечкой и расширением воздуха.

7. Расчет поршня встраивающей формовочной машины на прочность см. 3.3.4, п. 7.

3.3.6. Расчет пескоудовной стержневой машины

Исходные данные:

1. Вес изготавливаемого стержня G кН.
2. Размеры стержневого ящика $A \times B \times H$ м.
3. Давление воздуха в сети P_0 кПа.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров машины и величины усилия зажима стержневого ящика и прижима его к пескодувному резервуару.

Схему пескодувной машины см. рис. 3.27.

Методика расчета:

Размеры надувной плиты, расстояние от рабочего стола до надувной плиты для машин с горизонтальным или вертикальным разъемом стержневых ящиков, производительность (продолжительность цикла) регламентируются ГОСТ 8907-79. Значения других параметров находят по эмпирическим формулам, полученным на основе исследований рабочего процесса и анализа практических данных.

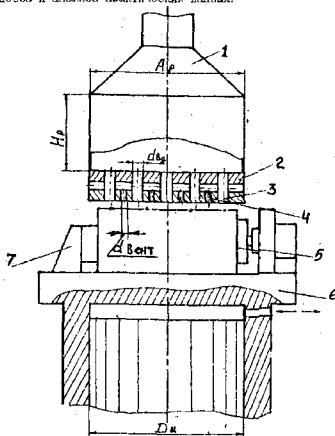


Рис. 3.27. Схема пескодувной стержневой машины:

- 1 - пескодувный резервуар; 2 - комбинированная дутьевая плита;
- 3 - вдувные отверстия; 4 - вентиляционные отверстия;
- 5 - подвижной упор зажима стержневого ящика; 6 - стол прижима стержневого ящика; 7 - неподвижный упор

1. Определение объема смеси, необходимого для получения одного стержня,

$$V_{см} = \frac{G}{\delta}, \quad \text{м}^3,$$

где $\delta = 12 \dots 12,5 \text{ кН/м}^3$ - удельный вес стержневой смеси.

2. Определение объема рабочей части пескодувного резервуара и его размеров.

$$V_p = (2,5 \dots 3,0) \quad \text{м}^3;$$

$$V_p = A_p \cdot B_p \cdot H_p; \quad A_p \approx A; \quad B_p \approx B;$$

$$H_p = \frac{V_p}{A \cdot B} \quad \text{или} \quad H_p = (2,5 \dots 3,0) H.$$

3. Суммарная площадь вдувных отверстий определяется из расчета, что через каждый 1 м^2 площади вдувных отверстий должно проходить определенное количество смеси $q = (20 \dots 50) \text{ кН/м}^2$.

$$F_{\Sigma} = \frac{G}{q}, \quad \text{м}^2.$$

4. Количество вдувных отверстий $n = \frac{F_{см}}{f}$,

где $F_{см}$ - площадь стержня в плане ($F_{см} = A \times B$), м^2 ; f - часть площади стержня, приходящаяся на одно вдувное отверстие, $f = (5 \dots 6) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{отв}$.

5. Диаметр вдувных отверстий

$$d_{\Sigma} = \sqrt{\frac{4 F_{\Sigma}}{\pi \cdot n}}, \quad \text{м}.$$

6. Суммарная площадь вентиляционных отверстий зависит от размеров стержня и составляет

$$\Sigma F_{\Sigma} \geq (0,3 \dots 0,7) \Sigma F_{\Sigma} \quad - \text{ для крупных стержней};$$

$$\Sigma F_{\Sigma} \geq (0,15 \dots 0,20) \Sigma F_{\Sigma} \quad - \text{ для мелких стержней}.$$

7. Расчет усилия зажима стержневого ящика подвижным упором

$$P_{зам} = F_{\Sigma} \cdot p' - R_{тр}, \quad \text{кН},$$

где F_{Σ} - площадь боковой поверхности стержневого ящика, м^2 ;

$p' = (0,7 \dots 0,9)$, кПа , - давление воздуха в стержневом ящике;

$R_{тр}$ - сила трения, возникающая при перемещении стержневого ящика относительно стола, $R_{тр} = 0,25 \frac{G_{ям}}{2}$, кН .

8. Диаметр поршня подвижного упора

$$d_{зам} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{зам}}{\pi}}, \quad \text{м}.$$

где $F_{зам}$ - площадь поперечного сечения зажимного поршня, м^2 ,

$$F_{зам} = \frac{P_{зам}}{p'},$$

тогда

$$d_{зам} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{зам}}{\pi \cdot p'}}, \quad \text{м}.$$

9. Определение усилия прижима стержневого ящика к пескодувному резервуару

$$P_{пр} = F_{см} \cdot p' + Q - R_2,$$

где Q - вес стола и полезной нагрузки, кН ; R_2 - сила трения прижимного поршня о стенки цилиндра, кН ,

$$R = 0,25 Q.$$

10. Диаметр прижимного поршня

$$d_{пр} = \sqrt{\frac{4 P_{пр}}{\pi \cdot p'}}, \quad \text{м}.$$

3.3.7. Расчет пескострельной стержневой машины

Исходные данные:

1. Вес изготавливаемого стержня G , кН.
2. Размеры стержневого ящика $A \times B \times H$, м.
3. Давление воздуха в сети P , кПа.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров машины и усилия прижима стержневого ящика к пескострельному резервуару.

Схему пескострельной машины см. рис. 3.28.

Методика расчета:

Основные параметры пескострельной машины определяются по эмпирическим зависимостям, установленным на основании опытных данных.

1. Диаметр гильзы пескострельного резервуара

$$D_r = (0.09 \dots 0.1) \cdot \sqrt[3]{G \cdot 10^2}, \text{ м.}$$

2. Высота гильзы $H = H_1 + H_2$.

Высота верхней части гильзы

$$H_1 = (0.4 \dots 0.6) \cdot D_r, \text{ м.}$$

Высота нижней части гильзы

$$H_2 = (1.5 \dots 1.8) \cdot D_r, \text{ м.}$$

3. Площадь сечения вдувного клапана

$$F_{\kappa} = \frac{\pi d_{\kappa}^2}{4}, \text{ м}^2;$$

$$d_{\kappa} = (0.2 \dots 0.5) \cdot D_r, \text{ м.}$$

4. Суммарная площадь прорезей в верхней и нижней частях гильзы

$$\Sigma F_1 = (0.3 \dots 0.4) \cdot F_{\kappa}, \text{ м}^2;$$

$$\Sigma F_2 = (0.8 \dots 1.2) \cdot F_{\kappa}, \text{ м}^2;$$

5. Ширина прорезей в верхней и нижней частях гильзы

$$\Delta b = 0.8 \dots 1.0 \text{ мм};$$

$$\Delta n = 0.3 \dots 0.5 \text{ мм.}$$

6. Диаметр выходного отверстия конической насадки

$$d_{\text{вых}} = (0.3 \dots 0.5) \cdot D_r, \text{ м.}$$

Угол наклона образующей конуса насадки к горизонту принимается

$$\angle = 45 \dots 60^\circ.$$

7. Суммарную площадь сечения вентиляционных отверстий находят из соотношения

$$\Sigma F_{\text{вент}} = (0.5 \dots 1.0) \cdot F_{\text{вых}}, \text{ м}^2.$$

8. Объем ресивера

$$V_0 = V_r \cdot \left(\frac{e_n \cdot \frac{1}{\gamma}}{1.032 + 3 D_r} \right)^{1.7} \cdot 10^3, \text{ м}^3;$$

где V_r - объем гильзы, м³;

$$V_r = \frac{\pi \cdot D_r^2}{4} \cdot H_r;$$

$\gamma = 0.01 \dots 0.05$ - коэффициент уменьшения степени уплотнения (верхний предел относится к резервуарам малых размеров).

9. Усилие прижима стержневого ящика к надувной плите пескострельного резервуара определяют по формуле

$$P_{\text{пр}} = (0.5 \dots 0.6) \cdot P \cdot F_{\text{лиц}} + Q - R, \text{ кН.}$$

где $F_{\text{лиц}}$ - максимальная площадь ящика в плане, м²; Q - вес стола и полезной нагрузки, кН; R - сила трения при отжиге стола, кН,

$$R = 0.25 Q.$$

10. Диаметр прижимного цилиндра

$$d_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{пр}}}{\pi \cdot P}}, \text{ м.}$$

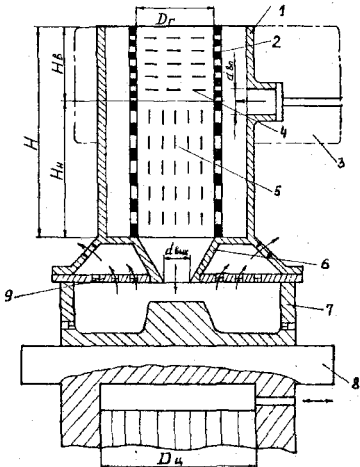


Рис. 3.28. Схема пескострельной стержневой машины

1 - пескострельный резервуар; 2 - гильза; 3 - ре-
сивер; 4 - горизонтальные прорезы гильзы; 5 - вер-
тикальные прорезы гильзы; 6 - коническая насадка;
7 - стержневой ящик; 8 - стол прижима стержневого
ящика; 9 - дутьевая плита

11. При использовании стержневых ящиков с вертикальной плос-
костью разреза усилие зажима стержневого ящика подвижным упором и
диаметр поршня определяют аналогично пескострельной машине
(3:3.6, п. 7, 8).

3.3.8.* Расчет метательной головки пескомета

Исходные данные:

1. Производительность пескомета по уплотненному объему Π , м³/ч.
2. Схема метательной головки (рис. 3.29).

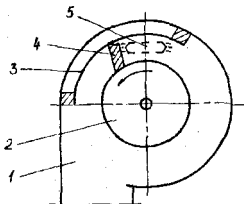


Рис. 3.29. Схема метательной головки пескомета:
1 - кожух; 2 - ротор; 3 - направляющая дуга;
4 - лопатки; 5 - транспортер для подачи формовочной смеси в головку

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров головки пескомета и потребной для ее работы мощности.

Методика расчета:

1. Определение размера пакета формовочной смеси (рис. 3.30).

$$a = \sqrt{\frac{\Pi \cdot 10^3}{30 \cdot \delta \cdot \pi}} \quad \text{мм},$$

где a - размер основания и высота треугольника, представляющего сечение пакета в плоскости вращения рабочей лопатки; δ - ширина лопатки, мм ($\delta = 80 \dots 125$ мм); n - число оборотов ротора головки, принимается равным числу оборотов электродвигателя ($n = 1450$ об/мин).

2. Радиус центра тяжести пакета находят из геометрических построений

$$r_1 = r_2 - \frac{a}{3} \quad \text{м},$$

где r_2 принимают из конструктивных соображений в пределах $0,15 \dots 0,4$ м.

3. Уточняется значение абсолютной скорости v_2 выхода пакета из метательной головки

$$v_2 = \sqrt{\omega_{r_2}^2 + (\omega_2 - \omega_1 \cdot \sin \beta)^2} \quad \text{м/с},$$

Необходимая степень уплотнения смеси в форме может быть достигнута при условии получения на выходе скорости пакета

$$v_2 = 35 \dots 60 \text{ м/с}.$$

Радиальная составляющая ω_{r_2} относительной скорости ω_2 определяется по формуле

$$\omega_{r_2} = \frac{\pi n}{30} \cdot \sqrt{r_2^2 - r_1^2} \quad \text{м/с}.$$

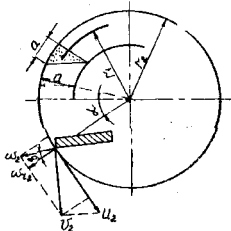


Рис. 3.30. Схема к расчету основных параметров головки пескомета

Относительная скорость

$$w_2 = \frac{\omega_2 r_2}{\cos \beta} \quad \text{м/с.}$$

Угол наклона лопатки по отношению к радиусу принимают $\beta = 15 \dots 25^\circ$.

Окружная скорость

$$U_2 = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot r_2 \quad \text{м/с.}$$

4. Определяется скорость транспортировки лентой малого рукава, подающей формовочную смесь в головку пескомета,

$$V_{\text{мп}} = \frac{B \cdot n \cdot i}{60 \cdot 10^3} \quad \text{м/с.}$$

где i - число ковшей в роторе головки пескомета.

Для головок с производительностью до $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ принимают $i = 1$, для головок с производительностью больше $15 \text{ м}^3/\text{ч}$ - $i = 2$.

5. Оптимальный угол между заборной щемой ковша и направлением ее движения (рис. 3.31)

$$\gamma \geq \arctg \frac{V_{\text{мп}}}{U}$$

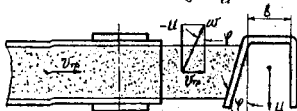


Рис. 3.31. Схема подачи формовочной смеси на ротор пескомета

6. Мощность привода метательной головки

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta}, \text{ кВт},$$

где N_1 - мощность, расходуемая на уплотнение смеси,

$$N_1 = \frac{\pi \cdot V_2^2 \cdot \delta}{7200}, \text{ кВт};$$

Из практики при пескометной набивке $\delta = 1,65 \text{ г/см}^3$.
 N_2 - мощность, расходуемая на преодоление сил трения,

$$N_2 = \frac{\xi \cdot f \cdot m \cdot v_2^2 \cdot \delta \cdot \eta}{97500}, \text{ кВт},$$

где ξ - отношение длины дуги трения пакета к полной длине окружности (для обычной конструкции метательной головки $\xi = 0,25$);

$f = 0,3 \dots 0,5$ - коэффициент трения пакета о направляющую дугу;

$m = 0,85 \dots 1,0$ - параметр, зависящий от скорости перемещения лопатки и производительности пескомета;

N_3 - мощность для преодоления потерь из-за вентиляционного эффекта ротора,

$$N_3 = \frac{\rho_2 \cdot B_1 \cdot (r - r')}{2g \cdot 10^2 \cdot 10^4} \cdot \left[\frac{\pi \cdot n \cdot (r_2 + r_1)}{60 \cdot 100} \right]^3, \text{ кВт},$$

где ρ_2 - удельный вес воздуха, при 20°C $\rho_2 = 1,2 \text{ кг/м}^3$;

B_1, r - ширина и радиус диска, к которому крепится метательный ковш, см (определяется из чертежа); $\eta = 0,98$ - КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках.

3.4. Расчет оборудования для выбивки и очистки литья

3.4.1. Расчет эксцентриковой выбивной решетки

Исходные данные:

1. Вес выбиваемых форм G , кН.

Задача расчета: определение основных конструктивных параметров решетки и расхода энергии на выбивку.

Схему решетки см. рис. 3.32.

Методика расчета:

1. Определяется число оборотов эксцентрикового вала

$$n_a = \frac{K}{2(1+R)} \cdot \sqrt{\frac{2g}{e}}, \text{ с}^{-1},$$

где K - коэффициент, учитывающий соотношение между числом оборотов эксцентрикового вала и числом соударений формы и решетки.

$K = 1 \dots 2$; R - коэффициент восстановления скорости: для чугунных опок $R = 0,15 \dots 0,20$, для стальных опок $R = 0,20 \dots 0,25$; g - ускорение силы тяжести, м/с^2 ; e - необходимая величина энергии ударов: для сырых форм $e = (15 \dots 25) \cdot 10^{-3} \text{ Дж/Н}$;

для сухих форм $e = (30 \dots 40) \cdot 10^{-3} \text{ Дж/Н}$.

2. Величина эксцентриситета вала рассчитывается по формуле

$$r = \frac{\pi \cdot g}{\omega^2 \cdot \cos \varphi} \cdot \frac{1-R}{1+R}, \text{ м},$$

где ω - угловая скорость вала $\omega = 2\pi n_a$, рад/с; φ - угол поворота эксцентрикового вала, выбирается в зависимости от величины коэффициента R . Устойчивый самоустанавливающийся режим обеспечивается при угле $\varphi = 32^\circ 30'$.

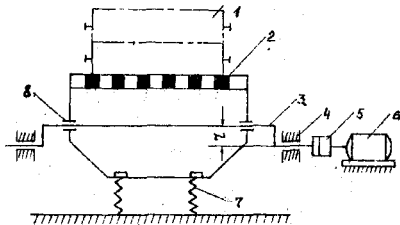


Рис. 3.32. Схема вибровой эксцентриковой решетки:
1 - форма; 2 - корпус решетки; 3 - эксцентриковый вал; 4, 8 - опоры вала; 5 - муфта; 6 - электродвигатель; 7 - амортизаторы

3. Мощность привода эксцентриковой решетки

$$N = \frac{\pi \cdot g \cdot G \varphi}{2 \cdot \omega} \cdot \frac{1-R}{1+R}, \text{ кВт.}$$

где $\eta = 0,8 \dots 0,9$ - КПД решетки, учитывающий потери в передаче и рассеивании энергии в амортизаторах.

Для безопорных форм коэффициент восстановления скорости принимается равным нулю,

$$N = \frac{\pi \cdot g \cdot G \varphi}{2 \cdot \omega}, \text{ кВт.}$$

3.4.2. Расчет инерционной вибровой решетки

Исходные данные:

1. Вес вибруемой формы G , кН.

Задача расчета: определение числа оборотов вала вибратора, веса дебалансных грузов, жесткости и размеров опорных пружин, а также расхода мощности на выбивку.

Схему решетки см. рис. 3.33.

Методика расчета:

1. Определение угловой скорости приводного вала

$$\omega = \frac{(1+M)}{M(1+R)} \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{2g}{e}}, \text{ рад/с};$$

$$M = \frac{G_{\text{гмш}}}{G \varphi}; \quad G_{\text{гмш}} = (0,8 \dots 1,0) G \varphi, \text{ кН.}$$

где e - удельная энергия удара, необходимая для выбивки формы, Дж/Н.

2. Частота вращения приводного вала

$$n_s = \frac{\omega}{2\pi}, \text{ с}^{-1}.$$

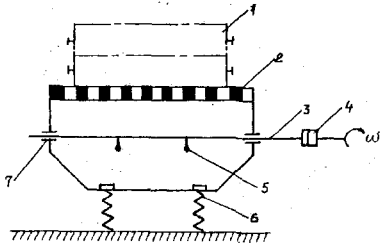


Рис. 3.33. Схема вибвальной инерционной решетки:
1 - форма; 2 - корпус решетки; 3 - приводной вал; 4 - муфта; 5 - грузы; 6 - амортизаторы;
7 - опоры вала

3. Скорость транспортирования вибвальных отливок по полотну решетки

$$V = (2 \dots 3) \cdot \frac{a}{t_4}, \text{ м/с,}$$

где a - размер кома (отливки), м; t_4 - цикл подачи кома на решетку, с.

4. Величина дебаланса вибровозбудителя

$$D = A_0 \frac{C_{гшч}}{g} \left[1 - \left(\frac{\omega_{шч}}{\omega} \right)^2 \right], \text{ Н·м,}$$

где A_0 - величина амплитуды колебаний решетки,

$$A_0 = \frac{V_1}{\omega \cdot \sin \varphi}, \text{ м;}$$

V_1 - вертикальная составляющая скорости решетки до удара,

$$V_1 = \frac{1-R+2\varphi \cdot R}{1+R} \cdot \sqrt{\frac{g}{2} \cdot e}, \text{ м/с;}$$

φ - фаза соударения, $\sin \varphi = 0.8 \dots 0.9$.

5. Максимальное значение вертикальной составляющей возмущающей силы вибровозбудителя

$$P_{\text{в max}} = D \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi, \text{ Н.}$$

где $\varphi = 25.40^\circ$ - угол направления возмущающей силы к вертикали.

6. Определяют геометрические размеры вибровозбудителя - диаметр дебалансной части D_0 и эксцентриситет e , при которых обеспечивается требуемое значение D (рис. 3.34).

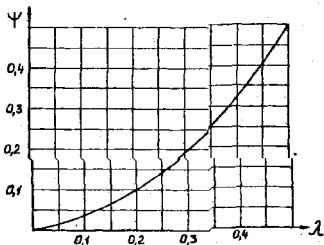
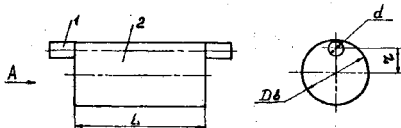


Рис. 3.34. К расчету дебалансного вала

По выбранным значениям L и d определяют коэффициент Ψ

$$\Psi = \frac{D}{i \cdot \pi \cdot L \cdot \pi \cdot d^2}$$

где i — число дебалансных валов вибровозбудителя; π — удельная сила тяжести материала вала, Н/м³.

По графику $\Psi = f(\lambda)$ и соотношению $r = \lambda d$ и $D6 = 2(r + \frac{d}{2})$

находят значения исходных параметров вала ($\lambda = \frac{\omega}{\omega_{рез}}$).

7. Суммарная жесткость пружин рассчитывается по формуле

$$C = \frac{C_{\varphi} + C_{\text{пруж}}}{q} \cdot \omega_{\text{рез}}^2, \text{ Н/м.}$$

Жесткость одной пружины

$$C_1 = \frac{C}{n}, \text{ Н/м,}$$

где $n = 8...24$ - количество пружин в решетке.

3. Размеры пружины подвергаются проверочному расчету на сжатие при максимальном усилии на пружину

$$P_{\max} \leq \frac{\pi \cdot d_n^2}{8 \cdot D \cdot K} [6], \text{ Н},$$

$$P_{\max} = \frac{G_{\text{гаш}} + G_{\text{ф}}}{n}, \text{ Н};$$

d_n - диаметр проволоки пружины, м; D - диаметр витка пружины, м;
 $K = 1,2...1,4$ - коэффициент, учитывающий форму сечения, кривизну витков и неравномерность распределения нагрузки на пружину;
 $[6] = (5...7) \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$ - допускаемое напряжение при пульсирующих нагрузках.

9. Мощность электродвигателя привода решетки

$$N = \frac{\pi g \cdot G_{\text{ф}}}{102 \cdot \eta \cdot \omega} \cdot \frac{1-R}{1+R} \cdot \frac{1+N}{N}, \text{ кВт},$$

где $\eta = 0,7...0,8$ - КПД решетки.

3.4.3. Расчет инерционно-ударной вибробойной решетки

Исходные данные:

Вес выбиваемой формы $G_{\text{ф}}$.

Задача расчета: определение числа оборотов вала вибратора, веса дебалансных грузов, жесткости и размеров опорных пружин, а также расхода мощности на выбивку.

Схему инерционно-ударной решетки см. рис. 3.35.

Методика расчета:

1. Определение угловой скорости приводного вала

$$\omega = \frac{2 \cdot (1+N)}{N \cdot (1+R)} \cdot \pi \sqrt{\frac{g}{2e}}, \text{ рад/с},$$

где $N = \frac{G_{\text{гаш}}}{G_{\text{ф}}} = 0,7...0,8$;

$R = 0,15...0,25$ - коэффициент восстановления скорости соударяющихся тел после удара; $e = (3,5...10) \cdot 10^{-3} \text{ Дж/Н}$, - удельная энергия, необходимая для выбивки формы.

2. Частота вращения приводного вала

$$n_0 = \frac{\omega}{2\pi}, \text{ с}^{-1}.$$

3. Масса груза на одну пружину

$$M_1 = \frac{G_{\text{гаш}} + G_{\text{ф}}}{g \cdot n},$$

где n - число пружин в решетке ($n = 8...24$).

4. Выбор элементов пружин и определение жесткости одной пружины C_1

$$C_1 = \frac{E_1 \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot l}, \text{ Н/м},$$

где E_1 - модуль сдвига материала пружины, $E_1 = 800 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$;

d - диаметр проволоки пружины, м; D - диаметр витков пружины, м;

l - число витков пружины.

5. Частота собственных колебаний решетки

$$\omega_{\text{реш}} = \sqrt{\frac{C_1}{M_1}}, \text{ рад/с}.$$

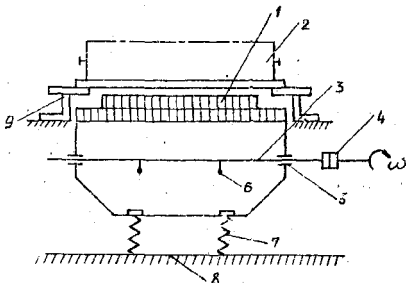


Рис. 3.35. Схема инерционно - ударной вибробивной решетки:
1 - корпус решетки; 2 - опока; 3 - приводной вал;
4 - муфта; 5 - опоры вала; 6 - грузы; 7 - амортизационные пружины; 8 - рама; 9 - опорная рама для установки опок

6. Величина возмущающей силы дебаланса решетки

$$P_d = \frac{2 G_{rли} + G_{op}(1-R)}{2(1+R)} \cdot \Pi \left(1 - \frac{\omega_{rли}^2}{\omega^2} \right) \quad \text{Н.}$$

7. Суммарный вес дебалансных грузов

$$G_r = \frac{P_d \cdot r}{\omega^2 \cdot r} \quad \text{Н.}$$

где $r = 0,12 \dots 0,18$ м - радиус центра тяжести возмущающих грузов.

8. Решетка работает в оптимальном режиме, если расстояние от балки, на которой лежит форма, до линии, соответствующей равновесному состоянию настила решетки, равно

$$x_0 = \frac{\Pi \cdot g}{2M \cdot \omega_{rли} \cdot \omega \cdot \tan(90^\circ - \frac{\omega_{rли}}{\omega})} \quad \text{м.}$$

9. Мощность двигателя решетки

$$N = \frac{\pi \cdot g \cdot G \cdot \eta}{102 \cdot \omega \cdot \epsilon \cdot \eta} \cdot \frac{1+N}{N} \cdot \frac{1-R}{1+R} \cdot \text{кВт.}$$

где $\eta = 0,7, 0,8$ - КПД решетки; $\epsilon = 4$ - коэффициент устойчивости колебаний решетки.

3.4.4. Расчет установки для гидравлической выбивки стержней

Исходные данные:

1. Производительность гидроустановки Π , м³/с.

2. Прочность стержневой смеси при выбивке $\sigma_{\text{ст}}$, Па.

Задача расчета: выбор основных параметров гидромонитора, требуемого напора гидроустановки, общего расхода воды с учетом гидродавления стержневой смеси, мощности электродвигателей насосов и объема резервуара - отстойника.

Схему гидромонитора см. рис. 3.36.

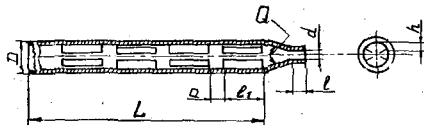


Рис. 3.36. Схема гидромонитора

Методика расчета:

1. Определение силы удара водяной струи, необходимой для разрушения стержня,

$$P = \rho \cdot F_c \cdot H,$$

где ρ - удельное давление водяной струи на выбиваемый стержень, Н/м²,

$$\rho = (2 \cdot 10^6) \sigma_{\text{ст}}; \sigma_{\text{ст}} \leq 150 \cdot 10^6, \text{ Н/м}^2;$$

F_c - площадь сечения сопла гидромонитора, м²,

$$F_c = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}, \text{ см}^2;$$

для установок высокого давления $d_c = 0,004 \dots 0,008$ м;

для установок низкого давления $d_c = 0,012 \dots 0,027$ м.

2. Величина действительного скоростного напора водяной струи (в момент встречи с поверхностью выбиваемого стержня)

$$H_g = \frac{P}{2 \gamma_s \cdot F_c \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \text{м вод. ст.},$$

где $\gamma_c = 10000 \text{ Н/м}^3$ - объемный вес воды; F_c - площадь сечения сопла, м^2 ; $\angle$ - угол встречи струи с плоскостью стержня ($\cos \angle = 1$).

3. Скорость струи на выходе из сопла монитора

$$V = \sqrt{\frac{H_g \cdot 2g}{K}} \cdot \text{м/с},$$

где $K = 0,5$ - коэффициент, учитывающий потери напора при движении струи в воздухе.

4. Величина расчетного скоростного напора струи на выходе ее из сопла

$$H_p = \frac{V^2}{2g} + \frac{f \cdot L}{D} \cdot \frac{V_1^2}{2g} + \frac{f \cdot L_1}{D_1} \cdot \frac{V_2^2}{2g}, \text{ м вод. ст.},$$

где f - коэффициент трения воды о поверхность трубопровода, отнесенный к единице его длины ($f = 0,035$); L - длина монитора (1,4 м); D - внутренний диаметр монитора, м; V_1 - скорость струи воды в мониторе, м/с; D_1 - внутренний диаметр трубопровода, м; L_1 - длина трубопровода, м; V_2 - скорость струи в трубопроводе, м/с,

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{D_1}{D_2}, \text{ м/с}; \quad \frac{D_1}{D_2} = 3 \dots 5.$$

5. Общий часовой расход воды гидроустановки (суммарная производительность гидронасосов)

$$Q_{\text{общ}} = \Pi \cdot \delta_{\text{ст}} \cdot \frac{S_{\text{ст}} - S_{\text{шл}}}{S_{\text{шл}}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $\delta_{\text{ст}} = (1,6 \dots 1,65) \text{ т/м}^3$; Π - часовая производительность гидромонитора, выраженная объемом вымываемых стержней, м^3 ; $S_{\text{ст}} = 98\%$ - содержание твердого вещества в выбиваемом стержне; $S_{\text{шл}} = 10 \dots 12\%$ - содержание твердого вещества в шламе.

6. Общая мощность электродвигателей насосов установки

$$N_{\text{эл}} = K_y \cdot \frac{\gamma_c \cdot Q_{\text{общ}} \cdot H_p}{102 \cdot \eta}, \text{ кВт},$$

где $K_y = 1,1 \dots 1,2$ - коэффициент запаса мощности; $\eta = 0,6 \dots 0,8$ - общий КПД насосов.

7. Объем резервуара отстойника рассчитывается по формуле

$$V \geq \frac{Q_{\text{общ}} \cdot h_0}{q_{\text{ос}} \cdot V_0} \cdot \text{м}^3,$$

где $Q_{\text{общ}}$ - производительность гидронасосов, $\text{м}^3/\text{с}$; $h_0 = (0,2 \dots 0,25) \text{ м}$ - глубина допустимого слоя осадения песка, обеспечивающая невозможность попадания его в сливную трубу; V_0 - скорость осадения частиц песка, м/с, по формуле Стокса,

$$V_0 = \frac{d_z^2 (\gamma_n - \gamma_0) \cdot g}{18 \cdot \eta_0} \cdot \text{м/с},$$

где d_z - диаметр частиц песка, м; $\gamma_n = 2,62 \text{ т/м}^3$ - плотность песка; $\gamma_0 = 1 \text{ т/м}^3$ - плотность воды; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; η_0 - вязкость воды (при $t = 20^\circ \text{C}$ $\eta_0 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ т/см} \cdot \text{с} = 0,01 \text{ г/см} \cdot \text{с}$).

3.4.5. Расчет галтовочного барабана непрерывного действия

Исходные данные:

1. Вес отливки G , Н.
2. Максимальный размер отливки, м.
3. Диаметр D , длина рабочей части L барабана, м.

Задача расчета: определение критического числа оборотов барабана, продолжительности очистки, производительности барабана, мощности электродвигателя.

Схему барабана см. рис. 3.37.

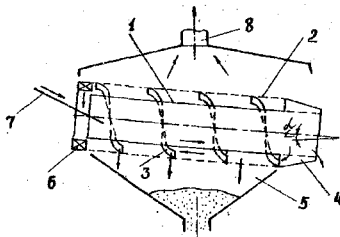


Рис. 3.37. Схема гальванического барабана непрерывного действия:

- 1 - внутренняя обечайка; 2 - наружная обечайка;
- 3 - винтовые лопасти для возврата звездочек;
- 4 - выход отливок; 5 - сборник для песка; 6 - лопасти для подачи звездочек на загрузочный лоток;
- 7 - загрузочный лоток; 8 - отсос пыльного воздуха

Методика расчета:

1. Определение числа оборотов барабана:

для барабанов с диаметром $2R \geq 0,7 \text{ м}$

$$n \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{0,5g}{R}}, \text{ с}^{-1};$$

для барабанов с диаметром $2R \leq 0,7 \text{ м}$

$$n \approx \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{0,6g}{R}}, \text{ с}^{-1}.$$

2. Угол β , определяющий точку отрыва отливки, находится из выражения

$$P = G_1 \cdot \cos \beta,$$

где $P = \frac{G_1 \cdot v^2}{g \cdot R}$; G_1 - центробежная сила, действующая на отливку при вращении барабана; v - окружная скорость, м/с ($v = 2\pi R n$).

3. Угол радиуса, проходящего через точку отрыва, с вертикальной осью равен

$$\varphi = \beta - \rho,$$

где ρ - угол трения, определяемый из выражения $K = \tan \rho$;
 K - коэффициент трения.

4. Высота подъема отливки $H = R + R \cdot \cos \varphi$, м.

5. Продольное перемещение отливки за один оборот барабана

$$S_1 = n_1 \left(H \cdot \tan \varphi + \frac{1}{n} \sqrt{\frac{2v_0^2}{g} \cdot H} \right), \text{ м.}$$

где $n_1 = 1,4 \dots 1,8$ - число подъемов и падений отливки за один оборот барабана; $\varphi = 2,5^\circ$ - угол наклона барабана; $v_0 = v \cdot \sin \varphi$ - начальная скорость отливки в осевом направлении, м/с.

6. Время нахождения отливки в барабане

$$t = \frac{L}{S_1 \cdot n}, \text{ с.}$$

7. Производительность или пропускная способность барабана

$$Q = \frac{L \cdot G_1}{t \cdot \rho}, \text{ т/ч.}$$

где L - длина рабочей части барабана, м; G_1 - средний вес отливки, т; t - время нахождения отливки в барабане, ч; ρ - максимальный размер отливки, м.

8. Пропускная способность перфорированной части барабана, обеспечивающей просеивание формовочной смеси,

$$P = \frac{A}{0,03}, \text{ т/ч.}$$

где $A = \pi D l_1$ - поверхность перфорированной части барабана, м²;

l_1 - длина перфорированной части барабана.

9. Мощность электродвигателя барабана

$$N = \frac{M \cdot \omega}{\eta}, \text{ кВт.}$$

где M - момент, создаваемый загрузкой относительно оси вращения барабана.

$$M = (1 - K) \cdot D \cdot 0,424 \cdot \sin \varphi \cdot G_1, \text{ Н·м.}$$

$K = 0,7 \dots 0,8$ - коэффициент загрузки; $\varphi = 40^\circ$ - угол расположения свободной поверхности загрузки относительно горизонтальной плоскости; G_1 - масса загрузки барабана, Н; $\omega = 2\pi n$, рад/с; - угловая скорость вращения барабана; $\eta = 0,6 \dots 0,8$ - КПД привода барабана.

3.4.6. Расчет дробеметного аппарата

Исходные данные:

1. Производительность аппарата по дробу Π , кг/мин.

2. Скорость выброса дробы из аппарата v_{abc} , м/с.

Задача расчета: проверка правильности выбора основных конструктивных параметров дробеметного колеса, определение мощности электродвигателя.

Схему дробеметного аппарата см. рис. 3.38.

Методика расчета:

1. Определяется частота вращения ротора

$$n_r = \frac{v}{2\pi R \sqrt{2(1-f+f^2)}}, \text{ с}^{-1},$$

где f - коэффициент трения дробы о лопатки: для круглой дробы - $f = 0,12 \dots 0,16$; для колотой дробы $f = 0,25 \dots 0,3$; R - конструктивный радиус ротора, м.

2. Диаметр отверстия для дробы в днище бункера

$$D = 0,168 \cdot \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{0,47}, \text{ м},$$

где ρ - насыпная плотность дробы, кг/м³.

3. Диаметр проходного сечения питающего патрубка

$$d_n = \sqrt{\frac{\pi \cdot n_0}{10 \cdot n_0} + 17}, \text{ м},$$

где $n_0 = 37,5 \text{ с}^{-1}$ - базовая скорость вращения.

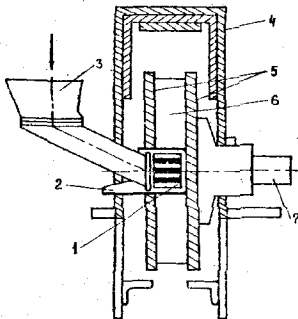


Рис. 3.38. Схема двухдискового дробеметного аппарата с импеллером:

1 - импеллер; 2 - подвижная направляющая коробка;
3 - загрузочное устройство; 4 - корпус; 5 - диски
рабочего колеса; 6 - лопатки; 7 - вал привода
рабочего и распределительного колеса

4. Внутренний диаметр импеллера на входе

5. Наружный диаметр импеллера $\rho_1 = d_n$.

$$\rho_2 = \rho_1 + 2\delta_1,$$

где $\delta_1 = 0,015 \text{ м}$ - толщина лопатки по радиусу.

6. Внутренний диаметр распределительной втулки выбирается из условия обеспечения радиального зазора между импеллером и втулкой в пределах $\Delta = (3,4) \cdot A$, где A - средний размер используемой дробы.

7. Размер окна ступки принимается в пределах 0,05-0,08 м.
 8. Размер пакета дробы (см. рис. 3.39)

$$a = \sqrt{\frac{0,2 \Pi}{60 \cdot n \cdot z \cdot \rho \cdot \delta}} \quad \text{м};$$

Π - производительность аппарата по дробы, кг/мин; $z = 8$ - число лопаток в импеллере; $\rho = 2,5 \cdot 10^3$ кг/м³ - плотность пакета чугуновой дробы; $\delta = 0,05$ - ширина лопатки импеллера; n - число оборотов колеса, с⁻¹.

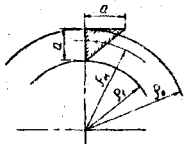


Рис. 3.39. Схема к расчету размеров пакета дробы

9. Радиус центра тяжести пакета дробы

$$\rho_m = \rho_2 - \frac{a}{3} \quad \text{м.}$$

10. Определение абсолютной скорости выхода дробинки с импеллера

$$U_0 = \sqrt{\omega_r^2 + U_c^2} \quad \text{м/с.}$$

где ω_r - радиальная скорость схода дробинки,

$$\omega_r = 2\pi n \sqrt{\rho_1^2 - \rho_2^2} \quad \text{м/с};$$

U_c - окружная скорость схода дробинки,

$$U_c = 2\pi n r_2 \quad \text{м/с.}$$

11. Определение значения радиуса окружности, на котором произойдет встреча дробинки с рабочей лопаткой колеса, и углы φ_x и φ_1 (рис. 3.40)

$$\rho_x = \sqrt{(U_c t)^2 + (\rho_0 + \omega_r t)^2} \quad \text{м};$$

$$\varphi_x = \arctg \frac{U_c t}{\rho_0 + \omega_r t};$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{U_c t}{\rho_0 + \omega_r t} - 57,3 \omega t.$$

Вычисление производится для различных промежутков времени и сводится в таблицу.

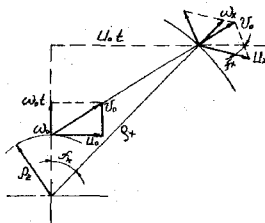


Рис. 3.40. Схема к расчету радиуса окружности, на котором дробинка встречается с рабочей лопаткой колеса.

	0,001	0,002	0,003	0,005	0,007	0,010
$U_0 \cdot t$, мм	11,8	23,6	35,4	59,0	82,6	118,0
$\rho_x + \omega_0 t$, мм	54,6	59,2	65,8	73,0	82,2	96,0
ρ_x , мм	55,9	63,6	74,7	93,9	116,6	152,0
φ_0 , град	$12^{\circ} 10'$	$21^{\circ} 40'$	$28^{\circ} 15'$	$38^{\circ} 55'$	$45^{\circ} 10'$	$50^{\circ} 50'$
$\omega \cdot t$, град	$13^{\circ} 45'$	$26^{\circ} 55'$	$40^{\circ} 40'$	$67^{\circ} 35'$	$94^{\circ} 30'$	$135^{\circ} 15'$
φ' , град	$-1^{\circ} 35'$	$-5^{\circ} 15'$	$-12^{\circ} 25'$	$-28^{\circ} 40'$	$-49^{\circ} 20'$	$-84^{\circ} 25'$

Затем путем графического построения траектории дробинки находят точку встречи дробинки с очередной рабочей лопаткой колеса (смещенной на угол 45° относительно лопатки импеллера) и значения радиуса ρ_x .

12. Радиальная и окружная скорости дробинки при встрече с рабочей лопаткой

$$\omega_x = V_0 \cdot \sin(\varphi_x + \alpha), \text{ м/с};$$

$$U_x = \omega \cdot \rho_x, \text{ м/с},$$

где

$$\varphi_x = \arctg \cdot \frac{U_0 t}{\rho_x + \omega_0 t};$$

$$\alpha = \arctg \cdot \frac{\omega_0}{U_0}.$$

13. Радиальная и окружная составляющие скорости выхода дробы с рабочей лопатки колеса

$$\omega = \sqrt{\omega^2 (r_k^2 - p_k^2) + \omega_k^2}, \text{ м/с};$$

$$U = \omega \cdot r_k, \text{ м/с}.$$

14. Абсолютная скорость выхода дробы с колеса

$$V = \sqrt{\omega^2 + U^2}, \text{ м/с}.$$

15. Угол поворота колеса за весь период рабочего процесса (рис. 3.41)

$$\varphi_{\text{сум}} = \varphi_0 + \varphi_x + \varphi_z = \ln \left(\frac{U_0 + \omega_0}{\omega \cdot p_k} \right) 57,3 + \arctg \frac{U_0 \cdot t}{p_k + \omega_k t} + \left(\ln \frac{U_1 + \omega}{U_k + \omega_k} \right) 57,3.$$

16. Мощность электродвигателя

$$N_{\text{эл.дв.}} = \left[1,3 \pi \cdot \frac{1}{80} (r_1^2 - r_2^2) + L_k \right] \cdot 10^{-3} \cdot \omega^2, \text{ кВт},$$

где $L_k = 0,1$ — коэффициент, учитывающий ширину лопасти;

r_1, r_2 — внутренний и наружный радиусы лопасти, м (из чертежа);

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}.$$

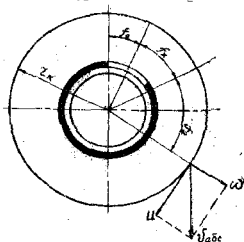


Рис. 3.41. Схема к расчету ω и угла поворота колеса на весь период рабочего процесса

Л и т е р а т у р а

1. Аксенов П.Н. Оборудование литейных цехов.-М.: Машиностроение, 1977.-510 с.
2. Горский А.И. Расчет машин и механизмов автоматических линий литейного производства.-М.: Машиностроение, 1978.-551 с.
3. Горский А.И., Геллер Р.Д., Люкумович Л.Ф. Расчеты машин литейного производства.-М.: Машиностроение, 1988.-402 с.
4. Зайгеров И.Б. Машини и автоматизация литейного производства.- Мн.: Выш. школа. - 1969.-496 с.
5. Зайгеров И.Б. Оборудование литейных цехов.- Мн.: Выш. школа, 1980.-368 с.
6. Зайгеров И.Б. Курсовое проектирование оборудования литейных цехов.- Мн.: БПИ, 1969.-110 с.
7. Матвеев И.В., Тарский В.М. Оборудование литейных цехов.- М.: Машиностроение, 1976.-440 с.
8. Фомченко С.И., Балакин И.Я., Докторович А.С., Костров Л.Н. Отметка отливок.- Л.: Машиностроение, 1969.-284 с.