

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Горные машины»

ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГОРНО-ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ

Лабораторный практикум
для студентов специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»

В 2 частях

Часть 1

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ
ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГОРНО-ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ

Минск
БНТУ
2011

УДК 622.6(076.5)

ББК 34.7я7

П 79

Составители:

Г.А. Таяновский, Ю.В. Ромашко

Рецензенты:

П.В. Цыбуленко, В.И. Сенкевич

П 79 **Таяновский, Г.А.**

Проектирование горно-перерабатывающего оборудования: лабораторный практикум для студентов специальности 1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»: в 2 ч. / Г.А. Таяновский, Ю.В. Ромашко. – Ч. 1: Выбор рациональных проектных параметров горно-перерабатывающего оборудования. – Минск: БНТУ, 2011. – 50 с.

В первой части практикума изложены материалы для выполнения лабораторных работ, которые позволяют студентам получить практические навыки формулирования цели проектирования горно-перерабатывающего оборудования и разработки алгоритмов выбора рациональных значений проектных параметров создаваемой техники. В работах указана цель, сформулированы задания, приведено описание структуры отчетов и основные сведения. Справочные данные достаточны для разработки процедурной модели выбора параметров оборудования и выполнения студентами необходимых расчетов. Изложена сущность методов выбора рациональных проектных параметров и расчетные схемы проектируемого вида горно-перерабатывающего оборудования.

ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация разработки природных ресурсов ставит перед горнодобывающей отраслью задачи всемерного их сбережения, создания более совершенной горной техники, нахождения резервов повышения эффективности эксплуатируемой. Главные направления развития горно-перерабатывающего оборудования включают разработку концептуально новых современных высокоэффективных технологий и прогрессивного оборудования для их реализации; обновление и совершенствование структуры технологического оборудования. Существенно расширяется сфера автоматизации функциональных подсистем и рабочих процессов горно-перерабатывающего оборудования в целом. Все это усложняет задачи проектного научного обоснования конструктивных концепций, выбора рациональных параметров и конструирования перспективного оборудования обогащения и первичной переработки полезных ископаемых, требует разработки надежных инженерных методик проектирования новых видов такого оборудования.

В лабораторном практикуме изложены основные положения теории рабочих процессов и методик проектирования рассматриваемого горно-перерабатывающего оборудования, которое широко используется в технологиях обогащения и переработки полезных ископаемых. Цель практикума состоит в формировании у студентов практических навыков проектирования такого оборудования. Знание теоретических положений и приобретение практических навыков проектирования позволит будущим молодым специалистам рационально проектировать современное оборудование переработки полезных ископаемых для нужд отечественной горнодобывающей промышленности.

Содержание практикума соответствует вузовской учебной программе дисциплины «Проектирование горно-перерабатывающего оборудования» для направления 1 36 10 01-03 «Обогатительно-перерабатывающее производство» специальности «Горные машины и оборудование».

Выполнение лабораторной работы начинается с краткого пояснения преподавателем и изучения сведений в практикуме. Студент должен усвоить цель работы, изучить теоретические и методические материалы, уяснить порядок выполнения работы, технику безопасности, в случае использования лабораторного оборудования, и структуру отчетных материалов по работе, самостоятельно выполнить свой вариант задания, подготовить и оформить отчет о лабораторной работе, который защищается в сроки, указанные преподавателем.

Отчет оформляется в соответствии со стандартом предприятия (Единая система учебной документации. Отчет о лабораторной работе. Общие требования и правила оформления: СТП 10-02.01-87. – Минск, 1987).

Структура отчетов о всех лабораторных работах полностью соответствует названному стандарту и определяется содержанием задания по конкретной работе.

Сокращения, принятые в тексте

АРО – активный рабочий орган;

ВДГ – валково-дисковый грохот;

ГМ – горные машины;

ГПО – горно-перерабатывающее оборудование;

ТБЗ – торфобрикетный завод;

ШРМ – шарнирно-рычажный механизм.

Лабораторная работа № 1

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК ГОРНЫХ ПОРОД

Цель работы: изучить конструкции, работу щековых дробилок, процедурную модель выбора параметров щековой дробилки и выполнить проектные расчеты.

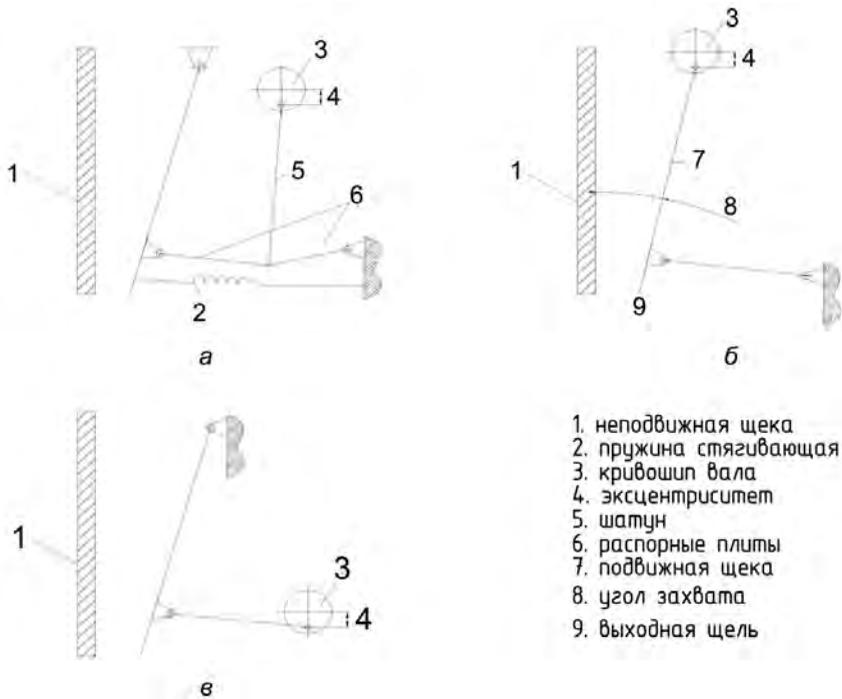
Краткие сведения

Щековые дробилки предназначены для измельчения горной породы на куски требуемого размера (гранулометрического состава). Процесс дробилок характеризуется степенью дробления, которая равна отношению средней крупности кусков в исходном материале к аналогичному параметру дробленого материала. Дробление осуществляется за счет создания внутри материала, зажатого в клиновой щели, внутренних напряжений, превышающих предел прочности дробимого материала. Щековые дробилки обычно применяют для дробления каменной породы на строительные нужды или при подготовке добытой горной породы путем дробления к последующему обогащению. Дробилки просты в устройстве и надежны в эксплуатации, поэтому нашли широкое применение в народном хозяйстве.

По виду движения подвижной щеки различают щековые дробилки (рисунок 1.1):

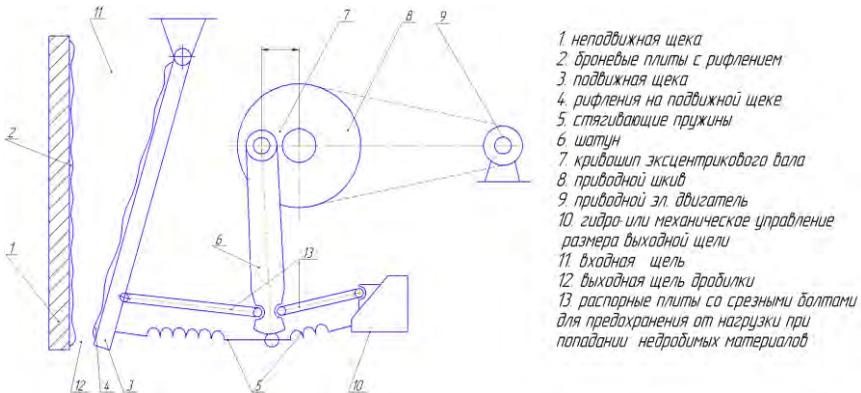
- а) с простым движением;
- б) со сложным движением щеки;
- в) с нижним приводом.

Рассмотрим особенности устройства и работы различных щековых дробилок (рисунки 1.2–1.4).



1. неподвижная щека
2. пружина стягивающая
3. кривошип вала
4. эксцентрисмет
5. шатун
6. распорные плиты
7. подвижная щека
8. угол захвата
9. выходная щель

Рисунок 1.1 – Схемы щековых дробилок



1. неподвижная щека
2. броневые плиты с рифлением
3. подвижная щека
4. рифления на подвижной щеке
5. стягивающие пружины
6. шатун
7. кривошип эксцентрикового вала
8. приводной шкив
9. приводной эл. двигатель
10. гидро- или механическое управление размера выходной щели
11. входная щель
12. выходная щель дробилки
13. распорные плиты со срезными балтами для предохранения от нагрузки при попадании недрабимых материалов

Рисунок 1.2 – Схема устройства щековой дробилки с простым движением подвижной щеки

Вибрационным или пластинчатым питателем куски горного материала сбрасываются в приемную входную щель 11 дробилки и застревают в клиновом пазу между неподвижной и подвижной дробящими щеками. При вращении эксцентрикового вала 7 нижняя часть шатуна 6 получает перемещение вверх и вниз от среднего положения. Далее через распорные плиты 13, стянутые пружинами 5 с подвижной щекой 3, для того чтобы не размыкалась кинематическая связь элементов механизма, движения передаются шарнирно подвешенной на раме дробилки подвижной щеке 3, которая совершает небольшие угловые колебания относительно оси подвеса. При этом рифления 2 и 4 на щеках сдавливают горный материал. В нем возникают разрушающие напряжения, и зажатые куски раскалываются на более мелкие части. Последние под действием собственного веса начинают продвигаться вниз к выходной щели. Те куски, размеры которых меньше выходной щели, при отведенном положении подвижной щеки, просыпаются вниз и составляют готовый продукт после данного технологического передела.

Отношение размеров входной и выходной щели как раз и определяет степень дробления. Каждая распорная плита может выполняться из двух частей с косым разъемом. Части скрепляются срезными болтами. Их диаметр выбирается из расчета на напряжение, при котором дробилка не разрушается. При превышении этого напряжения срежутся болты, например, если в дробилку попадет недробимый материал, но дробилка и привод не выйдут из строя.

Так как подвижная щека рассматриваемой дробилки совершает только угловые качания, а каждая точка щеки движется по дуге окружности, то такие дробилки получили название дробилок с простым движением щеки.

Дробилки со сложным движением щеки конструктивно более просты (рисунок 1.3).

В таких дробилках верхний край подвижной щеки закреплен на приводном эксцентриковом вале, а нижний упирается в рас-

порную плиту, за счет чего каждая точка дробящей щеки совершает движение по эллипсу. Если сравнить механизм разрушения материала в первом и во втором типах дробилок, то в первом случае в раздавливаемом куске горной породы возникают только нормальные напряжения сжатия, а во втором – еще и тангенциальные напряжения, что позволяет в определенных случаях интенсифицировать разрушение горной породы.

Вариант дробилки с нижним приводом показан на рисунке 1.4.

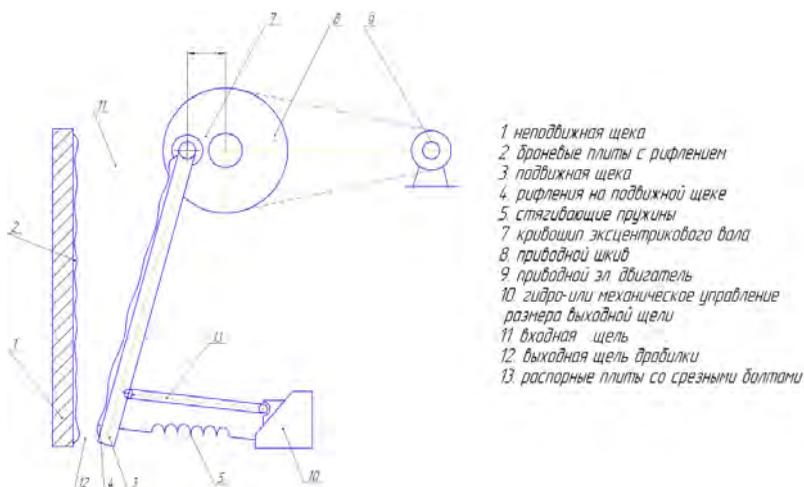


Рисунок 1.3 – Щековая дробилка со сложным движением щеки

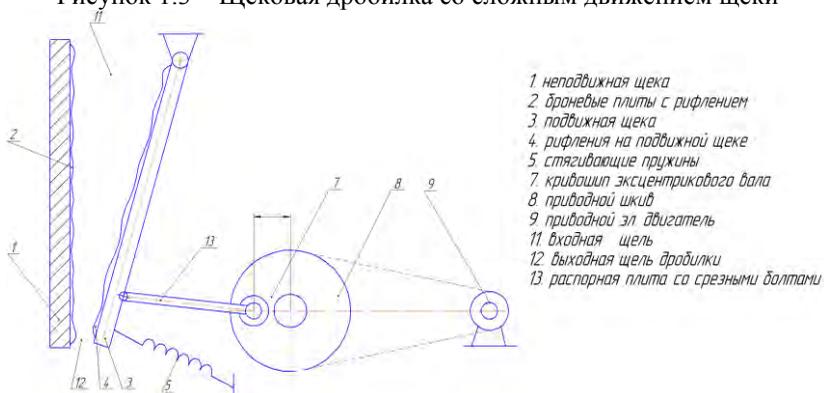


Рисунок 1.4 – Щековая дробилка с нижним приводом щеки

Проектный выбор рациональных параметров щековой дробилки

Качество работы и техническое совершенство щековой дробилки характеризуется степенью однородности дробленого материала и затратами энергии на единицу производительности. Производительность щековой дробилки определяется из выражения [1]:

$$Q = \mu \frac{\pi n (d+e)^2}{2 \sin \alpha}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (1)$$

где μ – коэффициент разрыхления горной породы, для гранитных материалов $\mu = 0,3-0,7$;

n – частота качаний подвижной щеки, с^{-1} ;

d – средняя крупность кусков дробимого материала, м;

e – длина щеки, м;

α – угол захвата – острый угол между подвижной и неподвижной щекой.

Угол α у щековых дробилок зависит от свойств горной породы и выбирается в пределах от 22 до 26° с таким расчетом, чтобы он был меньше двойного угла внутреннего трения, что позволит материалу заклиниваться, а не выталкиваться из нее.

Необходимая частота вращения вала привода шатуна, а значит, и частота качаний подвижной щеки определяется по эмпирической зависимости [1]:

$$v = \frac{15}{4} \sqrt{q \frac{\text{tg} \alpha}{2}}, \text{ с}^{-1}. \quad (2)$$

где q – удельная энергоемкость дробилки.

Мощность электродвигателя, затрачиваемая на привод щековой дробилки, определяется из выражения [1–3]:

$$N = \frac{K_{\text{пр}} \psi K_p \psi_{\text{сж}} \psi_{\text{т}} \psi_{\text{ч}}}{12 E \eta} (\psi D_{\text{ср}}^2 \psi d_{\text{ср}}^2), \text{ Вт}, \quad (3)$$

где $K_{\text{пр}}$ – коэффициент, учитывающий прочность материала в зависимости от его размеров;

K_p – коэффициент, учитывающий степень использования полной длины камеры дробления;

$\psi_{\text{сж}}$ – предел прочности дробимого материала, Па;

E – модуль упругости материала, Па;

$D_{\text{ср}}$ – средняя крупность кусков в исходном материале;

$d_{\text{ср}}$ – средняя крупность кусков дробленого материала.

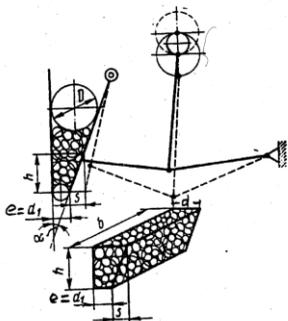
С учетом выражений (1) и (3) запишем выражение удельной энергоёмкости q .

$$q = \frac{N}{Q}, \text{ Вт/м}^3. \quad (4)$$

При одних и тех же размерах выходной щели удельная энергоёмкость рабочего процесса дробилки зависит от сочетания ее конструктивных и режимного параметров. Следовательно, при проектном выборе параметров разрабатываемой щековой дробилки можно ставить задачу параметрической оптимизации по критерию удельной энергоёмкости при заданной производительности и степени дробления.

На практике выбор проектных параметров создаваемой дробилки осуществляется в соответствии с процедурной моделью, которая является одной из возможных форм описания алгоритма выбора таких параметров. Пример наиболее простой процедурной модели выбора рациональных параметров щековой дробилки приведен на рисунке 1.5

Схема дробилки



Показатели рабочего процесса щековых дробилок

$$Q = \frac{\mu \cdot n \cdot S \cdot b \cdot (d + e)}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \text{ м}^3/\text{ч}; \quad n = \frac{15}{\pi} \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2 \cdot d}}, \text{ мин}^{-1}$$

$$i = \frac{D_{cp}}{d_{cp}}; \quad N = \frac{K_{np} K_p \sigma_{cm}^2 \pi \cdot b \cdot n}{12 E \cdot \eta} (D_{cp}^2 - d_{cp}^2) B m$$

$$q_N = \frac{N}{Q}, \text{ Вт} / \text{ м}^3/\text{ч}$$

Процедурная модель проектного выбора параметров щековой дробилки

| | | |
|------------------------|-------------------------|---|
| Обратные связи ↔ | Исходные данные | $Q_{ном}, D_{max}, i = D_{cp} / d_{cp}, \sigma_{сж}, E$ |
| | Расчет d_{max} | $d_{max} = 0,25 \cdot D_{max} / i$ |
| Итерации 4-го уровня → | Расчет d и e | $d = 1,2 \cdot d_{max}, e = 0,275 \cdot d$ |
| Итерации 3-го уровня → | Выбор S и α | $S \leq d - e, S > \sigma_{сж} \cdot D / E, S = (0,01 \dots 0,03) B,$ $2\alpha_{приним} \geq \alpha \leq \alpha_{max} (22 \dots 26^\circ)$ |
| Итерации 2-го уровня → | Выбор B | $B = 1,25 \dots 1,65 D_{max}$ |
| | Расчет n | $n = \dots$ (см. выражение 2) |
| Итерации 1-го уровня → | Расчет b и проверка | $b = (2Q \operatorname{tg} \alpha) / \mu n S (d + e), d \leq b$ |
| | Расчет N и q_N | N, q_N – см. выражения (3), (4) |
| | Подбор электродвигателя | $N_{зод} \geq N \cdot k_{зод}, n_{зод}; n^* = n_{зод} / \eta_{привода}$ |
| Корректировка ↑ | | |

Рисунок 1.5 – Процедурная модель выбора параметров щековой дробилки

Особенность процедурной модели заключается в установлении последовательности действий и целесообразных обратных связей – проектных итераций (для корректировки ранее принятых параметров с повторным выполнением отдельных процедур выбора), которые в совокупности позволяют найти приемлемый вариант сочетания проектных параметров дробилки, а также учесть разнообразные обстоятельства инженерной практики при разработке нового изделия, например, касающиеся возможностей выбора приводного электродвига-

теля, подшипников, передач и других стандартизированных, унифицированных или покупных элементов на конкретном заводе-изготовителе щековой дробилки. Упомянутые обстоятельства сложно учесть и реализовать при аналитической постановке задачи параметрической оптимизации разрабатываемой конструкции, однако они, зачастую, и определяют окончательный выбор ее параметров.

Прочностные расчеты щековой дробилки

Щеки дробилки футерованы рифлеными броневыми плитами из закаленного литья или легированной марганцовистой стали. Рама машины выполнена из стального литья. В крупных дробилках рама собирается из 4–6 стальных плит. Поверхность броневых плит имеет продольные ребра. Бортовые плиты, называемые также клиновыми, ограничивают зону дробления; они изготавливаются из такого же материала, что и плиты щек, но изнашиваются значительно слабее.

После общего расчета, в результате которого выбраны по критерию минимума энергоемкости параметры дробилки, и подбора электродвигателя, необходимо выполнить прочностные расчеты деталей дробилки. Для этого в начале необходимо определить максимальное усилие, которое воспринимают детали дробилки при работе, а именно неподвижная щека, подвижная щека, распорные плиты, шатун, ось подвеса щеки, эксцентриковый вал. Кроме того, необходимо подобрать размеры и массу маховиков. При расчете шатуна необходимо учитывать, что при прохождении шатуна из нижнего положения в верхнее, когда щека оказывает давление на дробимый материал, в шатуне возникает растягивающее усилие. Это усилие изменяется от нуля в нижнем положении до максимума в верхнем. Если считать нарастание усилия по прямой, то среднее значение этого усилия будет равно половине максимального, и оно принимается для расчета работы, затрачиваемой

мой за 1 оборот эксцентрика вала, и далее мощности за время полуоборота эксцентрика вала.

Так как известна мощность выбранного двигателя и она должна быть достаточной для выполнения работы на прижатие материала, то можно записать:

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{сж}} = P_{\text{max}} \eta_{\text{дв}} \frac{\pi}{\alpha \omega},$$

из этого выражения определим P_{max} :

$$P_{\text{max}} = \frac{N_{\text{эл}} \alpha \omega}{\eta_{\text{дв}}}.$$

С учетом ударного характера дробления и возможности попадания в дробилку недробимого материала, принимают коэффициент запаса по максимальному динамическому усилию, равный 4, тогда максимальное расчетное усилие для шатуна:

$$P_{\text{рас}} = 4 P_{\text{max}}.$$

Все остальные усилия в механической дробилке определяются из расчетной схемы дробления, решая задачу подобно тому, как это делается при проектировании ШРМ (см. лаб. раб. № 3).

Из расчетной схемы нагружения деталей дробилки, для составления которой необходима также ее кинематическая схема (рисунок 1.6), определим сжимающее усилие в распорных плитах, что необходимо для расчета их размеров. Эти усилия необходимы также для расчета оси, закрепленной подвижно щеки, эксцентрикового вала, опор распорных плит, выбора стягивающей пружины и т.д., а также для определения махового момента и моментов инерции маховиков, при заданной степени неравномерности вращения эксцентрикового вала.

Значение этого коэффициента обычно принимается равным 0,01–0,03. Кроме того, необходимо подобрать подшипники вала и оси, шпонку на эксцентриковом валу, а также параметры механической передачи привода от ведущего шкива электродвигателя до ведомого шкива дробилки.

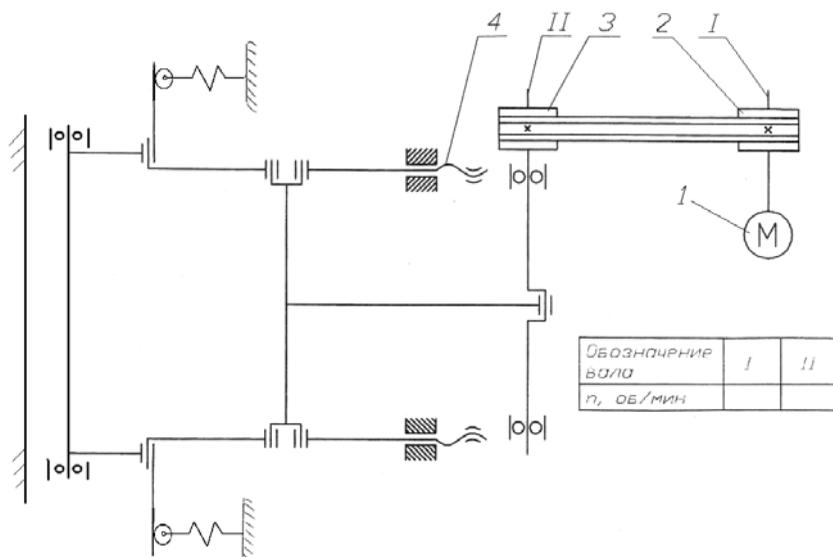


Рисунок 1.6 – Кинематическая схема дробилки

Задание

1. Изучить назначение, устройство и рабочий процесс щековых дробилок.
2. Изучить основные положения выбора проектных параметров щековых дробилок и представить их в виде процедурной модели выбора параметров.
3. Выбрать рациональные параметры и произвести прочностной расчет щековой дробилки при конкретных исходных данных.

Отчет о выполненной работе должен включать расчетную схему ШРМ, выражения для текущих координат характерных точек механизма, уравнения статического равновесия и выражения для усилий в шарнирах, обоснование критерия развития, математическую формулировку задачи выбора рациональных параметров, блок-схему алгоритма или процедурную модель выбора параметров механизма, листинг разработанного программного приложения с результатами расчетов кинематики механизма и соответствующими графиками для заданного преподавателем варианта схемы и исходных данных щековой дробилки.

Лабораторная работа № 2

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ

Цель работы: изучить классификацию, устройство, физические принципы работы, расчет и принципы конструирования смесителей обогатительно-перерабатывающих производств.

Краткие сведения

Процесс смешивания различных материалов горного происхождения при обогащении и подготовке к переработке широко распространен. Считается, что до 80 % сырья, подготовленного к получению готовой продукции, из добытого горного материала обязательно проходит через операцию смешивания. Физически смешивание означает процесс, при котором мелкодисперсные минералы или органические вещества, в том числе и жидкие, равномерно распределяются в некотором объеме.

Обычно имеются основной и добавочный компоненты, которые необходимо равномерно распределить друг в друге. Ка-

кой из компонентов основной? По объему в долях от емкости, где происходит перемешивание, можно принимать компонент основным, если он занимает более половины объема замеса.

Качество перемешивания оценивается специальными показателями и характеристиками, например, степенью равномерности распределения компонентов в перемешиваемом объеме на микро уровне (в малом объеме) и макро уровне (во всем замесе).

Различают также оценку качества готовой продукции, полученную в результате перемешивания компонентов с последующим формованием в куски определенной формы, например, торфоопилочные куски, силикатный кирпич и т.д. Здесь степень равномерности распределения добавочных компонентов в основном уже и есть одна из оценок качества полученной продукции. Например, качество облицовочного силикатного кирпича характеризуется равномерностью окраски его боковых сторон. Оценку качества окраски производят по равномерности распределения пигмента на боковых гранях кирпича. Причем чем однороднее была смесь, тем выше будет качество конечной продукции. Оценить качество на микро и макро уровнях в данном случае можно с помощью сканирования поверхности и компьютерного анализа полученного слайда по пикселям на выбранных площадях изображения.

Конструктивное исполнение смесителей очень разнообразное. Смесители можно классифицировать на основе, так называемой α , β , γ -классификации, где α – некоторый независимый классификационный признак, β – видовые группы объектов по α -признаку, γ – внутривидовая дифференциация конструкции внутри β -видовой группы.

Последний признак характеризует конструктивные отличия модели одной видовой группы. Приведем таблицу α, β -классификации смесителей (таблица 1).

Таблица 1 – Классификация смесителей

| α | β |
|---|--|
| Способ воздействия на смесь | Гравитационное |
| | Центробежное |
| | С псевдоожижением |
| Механизм смешивания | Конвекционный |
| | Диффузионный |
| | Смешанный |
| Организация потока частиц | Циркуляционная |
| | Хаотической |
| Скоростной режим смесителя | Тихоходные $\Phi_p \leq a_1$, где a_1 значение критерия Фруда |
| | Скоростные $\Phi_p > a_1$ |
| Непрерывность рабочего процесса | Периодического действия |
| | Непрерывного действия |
| Принцип загрузки | Верхней |
| | Горизонтальной |
| | Оборотной емкостью |
| Принцип разгрузки | Горизонтально непрерывной |
| | Нижней цикловой или непрерывной |
| | Со съемной емкостью |
| Мобильность | Стационарные |
| | Передвижные |
| | Самоходные |
| Вид и количество активных органов | Лопастные (1, 2 вала) |
| | Червячные |
| | Ленточные |
| Расположение в пространстве АРО активно работающих органов при работе смесителя | Горизонтальные АРО |
| | Вертикальные АРО |
| | Наклонные АРО |
| | Совершающие эволюцию в пространстве (планетарные, орбитальные) |
| | Бегунковолопастные |
| Способ загрузки разгрузки | Ручная |
| | Механизированная |
| | Автоматизированная |

| α | β |
|---|---|
| Подвижность емкости, в которой происходит замес | Неподвижная |
| | Подвижная |
| | Подвижная при перемешивании |
| | Подвижная емкость при погрузке и раз- грузке |

На рисунке 2.1 в качестве примера приведено устройство двухвального лопастного смесителя.

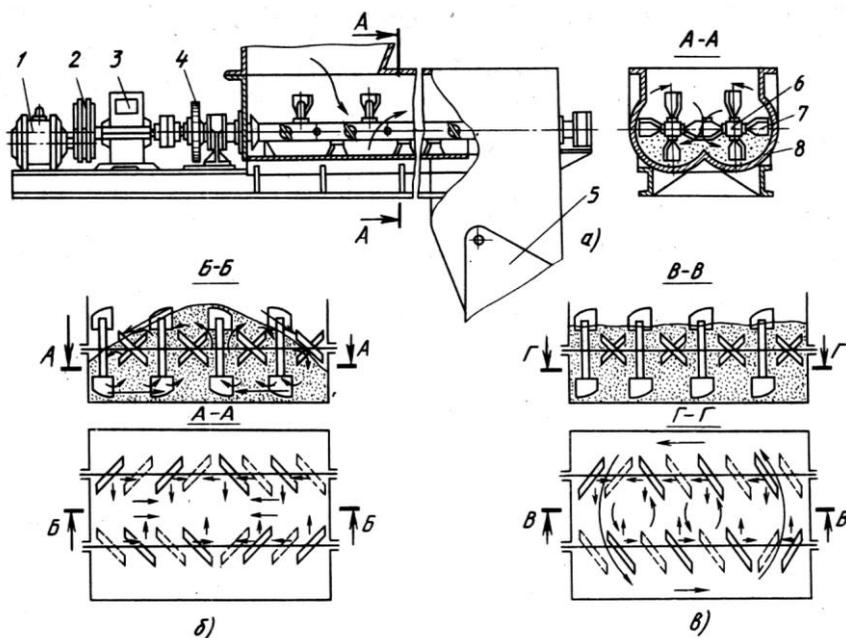


Рисунок 2.1 – Устройство и схемы движения материала двухвального смесителя:

- a* – схема смесителя: 1 – двигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – зубчатая передача; 5 – разгрузочный затвор;
б – лопастные валы; 7 – лопасть; 8 – корыто смесителя;
схема движения смеси в корпусе смесителя:
б – противоточная; *в* – поточно-контурная

Расчет лопастного смесителя

Проектный расчет смесителя должен обеспечить выбор проектных параметров разрабатываемого смесителя по заданному объему (либо производительности) и его конструктивной схеме. Основные зависимости, связывающие показатели назначения смесителя с его конструктивными и режимными параметрами, полученные на основе закономерностей процесса смесителей, приведены далее.

Производительность циклического смесителя ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$\Pi = V \cdot Z,$$

где V – объем смесителя, м^3 ;
 Z – число циклов в час.

Производительность смесителей непрерывного действия в общем виде

$$\Pi = 3600 F \cdot V_{\text{ос}},$$

где F – площадь поперечного сечения потока материала в смесителе, м^2 ;

$V_{\text{ос}}$ – осевая скорость движения материала, $\text{м}/\text{с}$:

$$V_{\text{ос}} = K_{\text{в}} \cdot K_{\text{п}} \cdot V \cdot \text{tg}\beta,$$

где $K_{\text{в}}$ – коэффициент возврата смеси вследствие перемешивания ($K_{\text{в}} = 0,68-0,75$);

$K_{\text{п}}$ – коэффициент прерывистости винтовой поверхности;

$$V = \omega \cdot R;$$

β – угол подъема винтовой линии, образуется лопастями (рисунок 2.2);

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{2\pi R}, \text{ где } t - \text{ шаг винтовой линии.}$$

$$K_{\Pi} = (b \cdot \cos \alpha (z_1 - z_2)) / \left(\frac{2\pi R}{\cos \beta} \right).$$

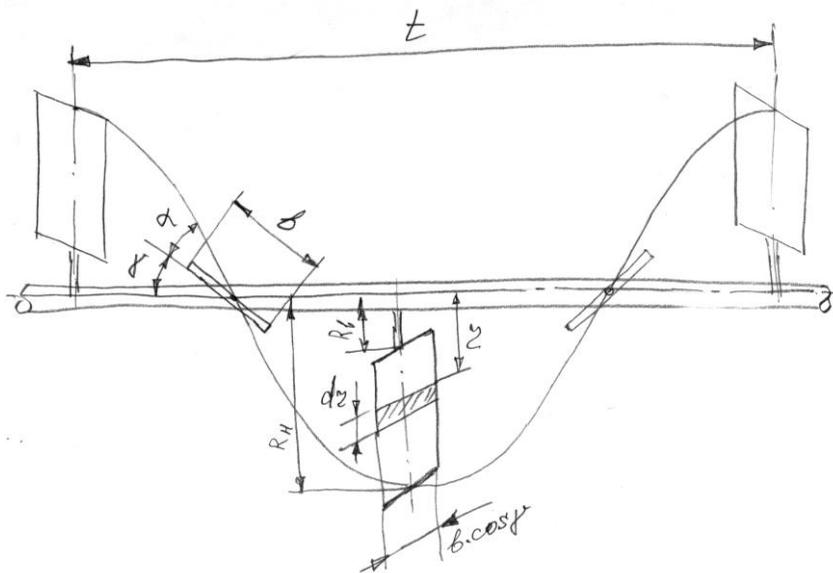


Рисунок 2.2 – Схема лопастного вала смесителя

Тогда

$$\Pi = 3600 R^2 K_B \cdot \omega \cdot b \cdot \cos \alpha (z_1 - z_2) \sin \beta \cdot \frac{K_H}{2},$$

где b – ширина лопасти, м;

z_1, z_2 – число лопастей в пределах одного шага, соответственно с положительными и отрицательными углами установки;

α – угол наклона лопасти к винтовой поверхности;

K_H – коэффициент заполнения смесителя.

Элементарная сила сопротивления движению

$$dP = k \cdot dF = k_p \cdot b \cdot \cos \gamma \cdot dr.$$

Крутящий момент, необходимый для вращения лопасти, Н·м:

$$\begin{aligned} M &= k_p \cdot b \cdot \cos \gamma \int_{R_B}^{R_H} r \cdot dr = \\ &= 0,5 \cdot k_p \cdot b \cdot \cos \gamma \cdot R \cdot (R_H^2 - R_B^2). \end{aligned}$$

Мощность, затрачиваемая на вращение вала с z лопастями, кВт

$$N_1 = \frac{k_p \cdot b \cdot \cos \gamma \cdot R \cdot (R_H^2 - R_B^2) \cdot \omega \cdot z \cdot K_H}{2000},$$

где k_p – коэффициент удельного сопротивления резанию перемешиваемого материала;

γ – угол между плоскостью лопасти и осью вала (рисунок 2.2);

R_H, R_B – наружный и внутренний радиусы лопастей, м;

ω – угловая скорость вала, с^{-1} ;

K_H – коэффициент заполнения смесителя, $K_H = 0,5-0,6$.

Мощность, затрачиваемая на транспортирование смеси, кВт

$$N_2 = \frac{\Pi \cdot \rho \cdot L \cdot \omega \cdot g}{3,6 \cdot 10^6},$$

где Π – производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$;

ρ – объемная масса, $\text{кг}/\text{м}^3$;

L – длина корыта смесителя, м;
 ω – коэффициент сопротивлению движения.
Мощность двигателя, кВт

$$N_{\text{дв}} = N_1 + \frac{N_2}{\eta},$$

где η – КПД привода смесителя.

Задание

1. Изучить классификацию, устройство, физические принципы работы смесителей по плакатам с изображением их конструктивного устройства.
2. Ознакомиться с общими принципами конструирования смесителей.
3. Освоить методику расчета лопастных смесителей.
4. Разработать варианты кинематической схемы привода двухвального лопастного смесителя:
 - а) при малых межосевых расстояниях между валами;
 - б) при ограничении на высоту смесителя;
 - в) при ограничении на длину смесителя, с общим и раздельным приводами валов от электродвигателя.
5. Начертить эскиз с тремя вариантами крепления лопасти к валу смесителя.
6. Выполнить расчет лопастного смесителя для указанного преподавателем варианта исходных данных.
Отчет о выполненной работе должен включать разработанные принципиальные кинематические схемы приводов смесителя, эскиз с вариантами крепления лопасти к валу, листинг разработанной электронной таблицы расчета лопастного смесителя для заданного варианта.

Лабораторная работа № 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: изучить конструкцию ШРМ ГПО и разработать алгоритм проектного выбора его параметров.

Краткие сведения

ШРМ обеспечивают необходимые целесообразные движения рабочего органа, частей и элементов ГМ и оборудования под действием приложенных сил. В горной отрасли ШРМ, как правило, представляют собой плоские механизмы или сводимые к плоским, все звенья которых движутся в одной или параллельных плоскостях под действием одного или двух ведущих элементов [7]. Чаще всего это механизмы с одной степенью свободы, звенья связаны между собой шарнирно с возможностью относительного поворота, а конструкция шарниров выполняется как подшипник скольжения, в необходимых случаях с организованной смазкой трущихся поверхностей.

ШРМ в горной технике обычно обеспечивает заданные временные или пространственные законы перемещения приводимых с помощью их АРО или частей машины. Конструктивное исполнение ШРМ отличается большим разнообразием.

К ШРМ обычно предъявляют ряд требований:

- 1) минимальные габариты;
- 2) минимальная масса;
- 3) малая изнашиваемость шарниров;
- 4) устойчивость в пространстве;
- 5) прочность;
- 6) безопасность в случае разрушения шарнира или звена.

Разновидности проектных задач при создании ШРМ, как правило, сводятся к следующим:

1. Для заданной структуры – конструктивной схемы – выбираются значения параметров ШРМ, которые обеспечат заданный пространственно-временной закон движения выходного звена или заданную траекторию одного или нескольких звеньев ШРМ.

2. Определяется конструктивная схема и параметры ШРМ при заданном законе движения ведущего элемента и заданной траектории перемещения выходного звена механизма.

Наиболее часто на проектную задачу накладываются габаритные ограничения на зону пространства, в которой может работать механизм.

К условиям-ограничениям относятся также допустимые очертания зоны размещения выходного звена или рабочего органа, предельные углы поворота рычагов или звеньев и др.

Рассмотрим вариант ШРМ, который предназначен для разгрузки накопительного передвижного бункера для сбора древесной щепы от рубильной машины, бункера скреперно-бункерной торфяной уборочной машины или кузова прицепа. Такой механизм широко используется за рубежом в транспортных средствах для перевозки сыпучих грузов. Механизм разгрузки может быть выполнен следующим образом (рисунок 3.1).

Использованный механизм относится к плоским ШРМ с одной степенью свободы и при разгрузке работает следующим образом.

При выезде на полосу разгрузки приводится в действие гидроцилиндр 6, который сдвигает днище с грузом материала по ролику 5 вправо, одновременно стенка 3 поворачивается относительно оси, закрепленной на раме машины. Тяги 8 воздействуют на стенку 7. В результате плоскости элементов бункера 3, 4 и 7 принимают наклонные положения. В образовавшуюся щель материал из бункера сыпается под действием собственного веса, образуя навал на полосе разгрузки. Для нормальной выгрузки необходимо, чтобы материал из бункера сыпался полностью, а разгруженный материал не попадал в пространство между колесами по борту разгрузки.

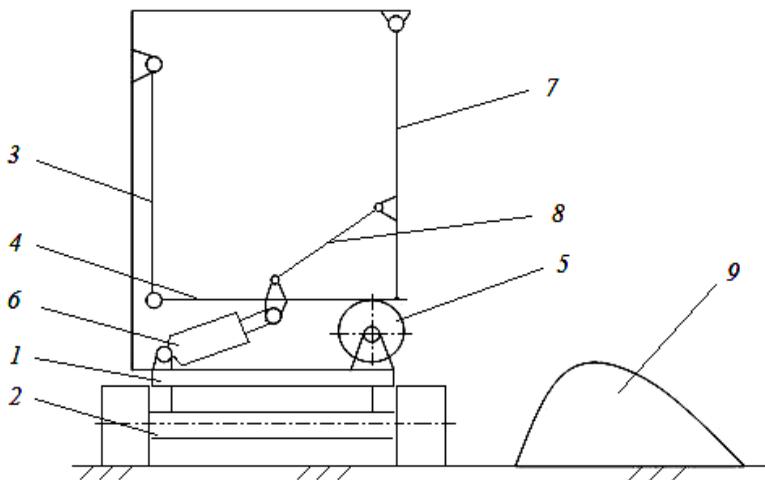


Рисунок 3.1 – Схема механизма разгрузки бункера машины:
 1 – рама машины; 2 – колесная ось; 3 – боковая подвижная стенка;
 4 – выдвижное днище; 5 – опорные ролики; 6 – приводные гидроцилиндры; 7 – правая боковая стенка; 8 – тяга связи днища с правой боковой стенкой; 9 – навал сгруженного на почву содержимого бункера

Для того чтобы спроектировать такой механизм, необходимо выбрать размеры его элементов, которые обеспечат траекторию выдвижения торца и наклон днища и левой стенки такие, чтобы сыпавшийся материал не попадал под колеса и сыпался весь, не зависая на стенках и выдвижном днище. Кроме того, необходимо обеспечить устойчивость данной полуприцепной машины от бокового опрокидывания и допустимые давления под колесами по борту разгрузки в случае работы на деформируемом основании.

Общий методический подход к выбору проектных параметров ШРМ ГПО включает несколько этапов:

1) описание сущности задачи выбора рациональных параметров механизма, на основе уяснения функционального назначения и требований, предъявляемых к конструкции и ра-

бочему процессу проектируемого механизма, с учетом факторов конкурентоспособности для данного устройства;

2) математическое описание того критерия развития (признака технического уровня и конкурентоспособности) данного вида устройств, который можно принять в качестве одного из признаков-критериев выбора рациональных (оптимальных) параметров конструкции и режима ее работы;

3) проведение структурного анализа возможных вариантов конструктивных схем механизма, реализующих требуемую техническую функцию, и выбор одной (или нескольких, двух-трех, перспективных для решения проектной задачи), в наибольшей степени просто обеспечивающих упомянутую техническую функцию;

4) математическая запись требований к значению критерия выбора параметров, значениям конструктивных и режимных параметров, значениям некоторых функций, производных от параметров и отражающих сущность ограничений, накладываемых на работу проектируемого устройства, что в совокупности и составляет математическую формулировку задачи выбора рациональных (оптимальных) параметров этого устройства;

5) разработка общей схемы (алгоритма процедуры) выбора рациональных параметров проектируемого устройства, который строится на основе многовариантного анализа возможных и технически реализуемых вариантов сочетания его конструктивных и режимных параметров, например, в форме процедурной модели выбора (последовательности этапов с указанием путей проектных итераций, приводящих к выбору удовлетворяющих проектировщика параметров) или блок-схемы алгоритма процедуры выбора параметров, реализуемого на ЭВМ.

После выполнения этапов 1–4 дальнейшее решение задачи требует вначале составления аналитических выражений для координат характерных точек данного механизма в функции обобщенных координат.

$$X_G = h \sin \gamma; Z_G = e + (h - h \cos \gamma).$$

Аналогично записываются выражения для других характерных точек механизма.

Общая методика решения данной проектной задачи выбора параметров ШРМ заключается в следующем.

1. Путем анализа аналогичных разработок выбирают схему ШРМ данного назначения.

2. Математически записывают все требования – условия и ограничения, накладываемые на размеры, траектории этих механизмов, устойчивость машины и давления на опорное основание.

3. Составляют расчетную схему механизма в промежуточном положении ведущего звена в принятой системе координат.

4. Выбирают независимую переменную, с помощью которой наиболее удобно и просто записать математическое выражение для текущих координат всех характерных точек ШРМ.

5. Записывают выражения для текущих координат характерных точек ШРМ через принятый обобщенный аргумент.

6. Прикладывают определенные из теории конкретного рабочего (исполнительного) органа внешние воздействия на разрабатываемый механизм. В результате получают расчетную динамическую систему или схему, на которой должны быть указаны точки приложения и направления сил, действующих на механизм.

7. Составляют уравнения статического равновесия данного механизма в проекциях на принятые координатные оси. Если это необходимо, действия сил инерции учитываются путем использования принципа Д'Аламбера.

8. Задают начальные значения исходного варианта сочетания проектных параметров механизма.

9. Варьируют значения независимой переменной в реальном диапазоне ее изменения с некоторым шагом и вычисляют реакции в шарнирах ШРМ.

10. Определяют максимальные значения усилий в шарнирах.

11. Определяют максимальный необходимый ход штока гидроцилиндра привода механизма.

12. Проверяют выполнение всех условий-ограничений, наложенных на ШРМ, особенно на траекторию выходного звена. Если условия не выполняются, то изменяют вариант сочетания размеров звеньев и повторяют предыдущий пункт, и так до тех пор, пока принятые размеры ШРМ не удовлетворят всем требованиям и ограничениям. Именно такой вариант является рациональным.

13. По определенной максимальной нагрузке на звено (растяжение–сжатие и изгибающий момент) определяют достаточный по критерию прочности размер звеньев, диаметр и ширину шарниров связи, с учетом свойств материалов, из которых предполагается их изготовить, а также подбирают гидроцилиндр.

14. После выполнения прочностных расчетов разрабатывается конструкторская документация на весь механизм в целом.

К расчету ШРМ предъявляют строгие требования, т.к. это устройство, от которого может зависеть безопасность человека. Здесь необходимым является расчет на устойчивость стержней и элементов этого механизма под действием сжимающих продольных усилий, при этом возможно использование аналитического и графоаналитического методов теории машин и механизмов.

Задание

1. По кинематическим схемам ГПО и ГМ рассмотреть типовые схемы используемых ШРМ и изучить их работу.

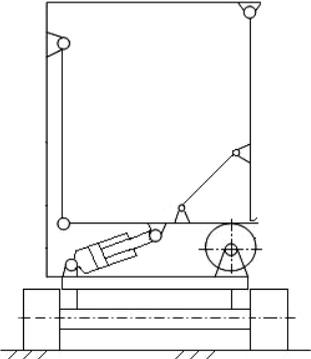
2. Уяснить общий методический подход к проектному обоснованию параметров ШРМ и предложить алгоритм выбора параметров конкретного ШРМ ГПО указанного назначения.

3. Для заданного варианта схемы ШРМ (таблица 3.1) выполнить анализ кинематики и выбрать проектные параметры

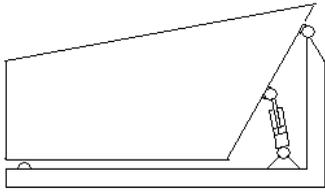
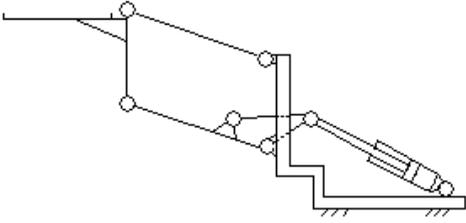
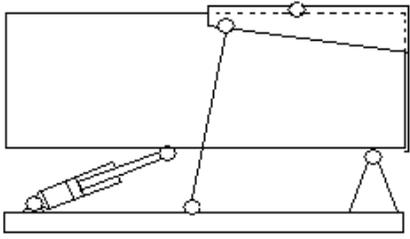
механизма с учетом наложенных кинематических ограничений. Реализовать расчет на ЭВМ в одном из освоенных студентом программных приложений: MS Excel, MatCAD, Turbo Pascal, Visual BASIC.

Отчет о выполненной работе должен включать расчетную схему ШРМ, выражения для текущих координат характерных точек механизма, уравнения статического равновесия и выражения для усилий в шарнирах, обоснование критерия развития, математическую формулировку задачи выбора рациональных параметров, блок-схему алгоритма или процедурную модель выбора параметров механизма, листинг разработанного программного приложения с результатами расчетов кинематики механизма и соответствующими графиками.

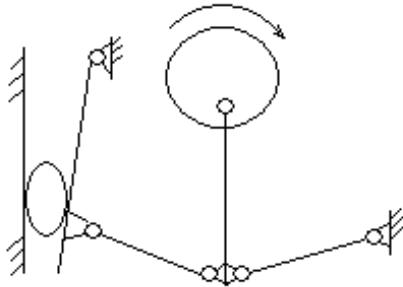
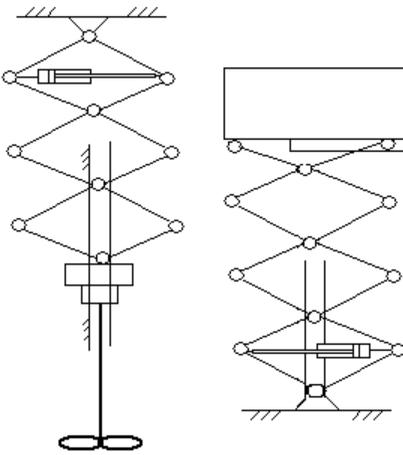
Таблица 3.1 – Варианты схем ШРМ

| № вар. | Название и принципиальная схема ШРМ | Назначение механизма |
|--------|--|--|
| 1 | <p>Механизм разгрузки щеповоза, уборочной или транспортной машины</p>  | <p>Выгрузка щепы из кузова щеповоза, фрезерного или кускового торфа из бункера транспортной машины</p> |

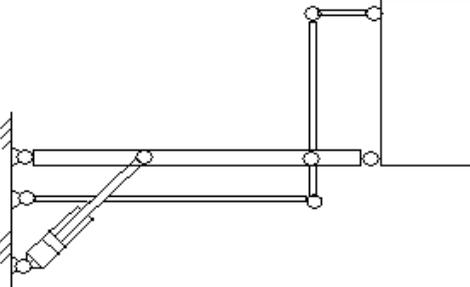
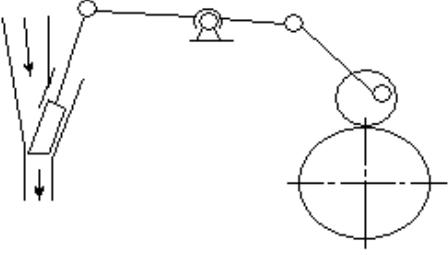
Продолжение таблицы 3.1

| № вар. | Название и принципиальная схема ШРМ | Назначение механизма |
|--------|--|---|
| 2 | <p>Механизм загрузки формователя, валково-дискового грохота, прицепа</p>  | <p>Загрузка из емкости полидисперсным материалом перерабатывающего или транспортного оборудования</p> |
| 3 | <p>Механизм подъема контейнеров</p>  | <p>Погрузка обратных контейнеров на транспортную тележку</p> |
| 4 | <p>Механизм разгрузки бункера-накопителя, кузова прицепа</p>  | <p>Разгрузка бункера-накопителя, саморазгружающейся платформы транспортного прицепа с автоматическим открыванием одной стенки или борта</p> |

Продолжение таблицы 3.1

| № вар. | Название и принципиальная схема ШРМ | Назначение механизма |
|--------|--|--|
| 5 | <p>Механизм щековой дробилки с простым движением подвижной щеки</p>  | <p>Дробление каменной породы</p> |
| 6 | <p>Механизм ножничный вертикального перемещения рабочего органа, барабана смесителя, платформы подъемника</p>  | <p>Перемещение рабочего органа, корзины, платформы подъемника по вертикали</p> |

Окончание таблицы 3.1

| № вар. | Название и принципиальная схема ШРМ | Назначение механизма |
|--------|---|--|
| 7 | <p>Механизм подъемника, привода ковша, загрузчика материала</p>  | <p>Подъем платформы на высоту, привод разгружаемой емкости</p> |
| 8 | <p>Механизм привода подпрессователя</p>  | <p>Привод подпрессователя брикетного штемпельного пресса</p> |

Лабораторная работа № 4

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УПРУГИХ ОПОР ГПО

Цель работы: изучить типовые конструкции и освоить методику определения реакций в статически неопределимых упругих опорах ГПО.

Краткие сведения

Рост мощности и производительности ГПО приводит к тому, что значительно возрастают рабочие скорости, инерционность приводимых масс трансмиссий и активных рабочих органов ГПО, возрастают объемы и массы рабочего тела, находящегося внутри технологической установки, растет общая масса технологического оборудования. Все эти причины приводят к увеличению вибронегруженности деталей технологического оборудования, а также к росту воздействия колебаний на персонал. Вибронегруженность оценивается величинами амплитуд, скоростей, ускорений, энергией колебаний элементов ГПО при его работе. В некоторых технологических установках колебания создают специально для интенсификации воздействия на рабочее тело, что также приводит к возникновению значительных динамических нагрузок в опорах этого оборудования.

Один из способов снижения отрицательного воздействия колебаний ГПО состоит в правильном выборе упругих характеристик опор ГПО на основание. При этом конструкцию элементов подвески оборудования выбирают из условий обеспечения эффективной виброизоляции источника колебаний от рам, корпусов, оснований, на которых устанавливаются ГПО. В случае статически неопределенной задачи при 4 и более опорах рамы ГПО на упругие элементы в дополнение к

уравнениям статики составляют уравнения совместности деформаций опор, считая, что рама или корпусной блок ГПО не деформируются. Тогда такое уравнение должно представлять собой уравнение плоскости, проходящей через заданные 3 точки, т.е. через 3 опоры. Представим этот случай в виде расчетной схемы (рисунок 4.1).

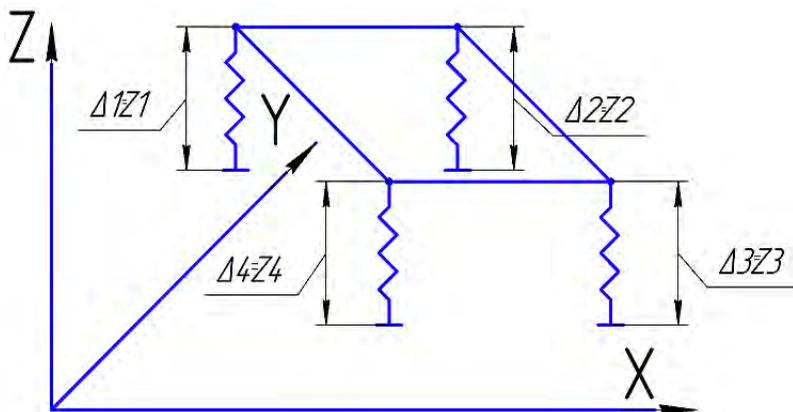


Рисунок 4.1 – Расчетная схема для расчета нагрузок в опорах ГПО

На основании расчетной схемы можно записать уравнение плоскости, проходящей через точки 1, 2, 3 и 4, принадлежащие недеформированной раме ГПО.

$$\begin{vmatrix} X_1 - X_2 & Y_1 - Y_2 & Z_1 - Z_2 \\ X_2 - X_3 & Y_2 - Y_3 & Z_2 - Z_3 \\ X_3 - X_4 & Y_3 - Y_4 & Z_3 - Z_4 \end{vmatrix} = 0, \quad (4.1)$$

где $X = X_4$, $Y = Y_4$, $Z = Z_4$.

Выразим теперь перечисленные координаты Z_i через жесткость C_i или податливость E_i i -й упругой опоры и реакцию R_i в этой опоре, которая и приведет к искомой деформации каждой опоры. Например, для 4-й опоры деформация равна ко-

ординате $\Delta_4 = Z = Z_4$. Если начало отсчета будет при положении статического равновесия, тогда уравнение можно записать следующим образом:

$$Z_4 = e_4 R_4,$$

так как $C_i = \frac{1}{e_i}$, то учитывая это, получаем $Z_i = e_i R_i$.

Введем обозначения:

$$X_4 - X_1 = X - X_1 = a;$$

$$Y_4 - Y_1 = b;$$

$$X_2 - X_1 = c;$$

$$Y_2 - Y_1 = d;$$

$$X_3 - X_1 = e;$$

$$Y_3 - Y_1 = f.$$

Причем значения этих параметров при вполне приемлемом допущении о только вертикальном перемещении точек 1, 2, 3, 4 являются константами при заданном распределении и значении массы установки. Численные значения величин a, b, c, d, e, f можно измерить непосредственно из чертежа установки. Уравнение (4.1) примет вид:

$$\begin{vmatrix} a & b & e_4 R_4 - e_1 R_1 \\ c & d & e_2 R_2 - e_1 R_1 \\ e & f & e_3 R_3 - e_1 R_1 \end{vmatrix} = 0. \quad (4.2)$$

Чтобы решить это уравнение относительно неизвестной величины R_4 , раскроем определитель и выразим эту величину. При этом надо иметь в виду, что в этой же системе коор-

динат записаны и 3 уравнения статического равновесия сил, приложенных к раме. Так как это только вертикальные силы, то уравнениями могут быть 3 уравнения моментов или 1 уравнение проекций сил на ось Oz и 2 уравнения моментов реакций и веса оборудования вместе с платформой относительно любой точки, тогда в сумме получим систему из 4 уравнений с 4 неизвестными R_1, R_2, R_3, R_4 .

Раскрыть определитель можно, используя правило Саррюса. В результате получим:

$$\begin{aligned} & ad(e_3 R_3 - e_1 R_1) + be(e_2 R_2 - e_1 R_1) + \\ & = cf(e_4 R_4 - e_1 R_1) - ed(e_4 R_4 - e_1 R_1) - \\ & - cb(e_3 R_3 - e_1 R_1) - af(e_2 R_2 - e_1 R_1) = 0; \end{aligned}$$

$$R_4 = \frac{(ad - bc)(e_2 R_3 - e_1 R_1) + (eb - af)(e_2 R_2 - e_1 R_1)}{(ed - cf)e_4} + \frac{(ed - cf)e_1 R_1}{(ed - cf)e_4} \quad (4.3)$$

Данное выражение можно свести к виду

$$R_4 = A_1 R_1 + A_2 R_2 + A_3 R_3,$$

где

$$\frac{(ed - cf) - (ad - bc) - (eb - af)}{(ed - cf)e_4} = A_1;$$

$$\frac{(ad - bc)e_2}{(ed - cf)e_4} = A_3; \quad \frac{(ed - af)e_2}{(ed - cf)e_4} = A_2.$$

Если жесткости (податливости) опор одинаковы, то коэффициенты при реакциях будут содержать только линейные

размеры. Таким образом, все реакции определены, эти значения можно использовать для подбора характеристик упругих опор. После выбора параметров упругости опор составляют уравнение колебаний данной динамической системы, и если известна частота активных рабочих органов или частота рабочего тела, воздействующая на систему, то определяют частоты или амплитуды вынужденных колебаний такой системы. Если значения амплитуд колебаний точек 1, 2, 3, 4 неприемлемы, то меняют жесткость опор и их соотношение так, чтобы добиться желаемого результата.

Конструкции упругих опор ГПО представляют собой либо подкладные под опорные площадки деревянные щиты, резиновые листы, либо резинометаллические компаунды. Использование резины в упругих опорах ГПО оправдано большой поглощающей способностью резины при малых амплитудах деформаций и долговечностью таких опор.

Задание

1. Изучить методику расчета реакций в упругих опорах ГПО в случае статически неопределенной задачи.

2. Изучить особенности конструирования упругих опор ГПО.

3. Разработать алгоритм расчета реакций в упругих опорах ГПО в виде программного приложения в пакете символьной математики MathCAD.

4. Выполнить расчет реакций в упругих опорах ГПО заданного преподавателем варианта схемы опор и их параметров.

5. Разработать рекомендации по результатам расчета об изменении значений жесткости отдельных опор, если это необходимо.

Отчет о выполненной работе должен включать: схему опор своего варианта ГПО, листинг разработанной в MathCAD программы расчета реакций в упругих опорах для заданного варианта, результаты расчета, их анализ и рекомендации по выбору параметров упругих опор ГПО.

Лабораторная работа № 5

ПРОЕКТНЫЙ ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВАЛКОВО-ДИСКОВОГО ГРОХОТА

Цель работы: изучить методику выбора параметров валково-дискового грохота по заданной производительности торфобрикетного завода.

Краткие сведения

ВДГ предназначен для просеивания полидисперсного материала с помощью активной просеивающей поверхности и используется в качестве классификатора или сепаратора торфа, песка, минеральных удобрений, древесных опилок и подобных, несвязных и не сильно обводненных материалов. В качестве сепаратора ВДГ позволяет выделить в отсев крупные включения из просеиваемого материала: смерзшихся комков, пней древесины, инородных предметов и т.п.

Пример части технологической схемы ТБЗ, где может быть использован ВДГ, показан на рисунке 5.1.

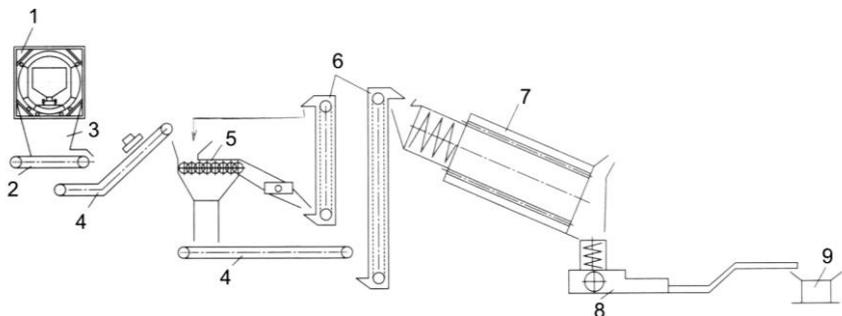


Рисунок 5.1 – Использование ВДГ в производстве торфяных топливных брикетов: 1 – вагоноопрокидыватель; 2 – питатель; 3 – приемный бункер; 4 – ленточный конвейер; 5 – валково-дисковый грохот; 6 – элеватор; 7 – сушилка типа «Цемег»; 8 – штемпельный пресс; 9 – склад готовой продукции

ВДГ представляет собой ряд вращающихся в одном направлении валков, расположенных друг относительно друга на одном расстоянии, как правило, на прямой линии, на которой расположены диски с зубьями. Зубья расположены так, что диски смежных валков заходят в друг друга образуя на просвет систему щелей прямоугольной формы, которая в сумме составляет площадь живого сечения. Через эти щели подаваемый на первый валок материал начинает взаимодействовать с дисками, постепенно растягивается по валкам, некоторые частицы проваливаются вниз, то, что не прошло в подрешетный продукт, сбрасывается с последнего валка в отсев. Пример устройства наиболее распространенного ВДГ на ТБЗ в Республике Беларусь показан на рисунке 5.2 [9].

Валки от первого к последующему вращаются на 10–15 % быстрее, что позволяет избежать заклинивания и забивания дисков ВДГ и растягивает материал по всей поверхности просеивания. Различают производительность грохота по надрешетному и подрешетному продукту.

Привод может быть цепным, клиноременным, зубчатым. При цепном в блоке приводных звездочек имеется два венца с отличающимся числом зубьев, что и обеспечивает увеличение скорости каждого последующего валка на 8–15 % (рисунок 5.3).

Для изменения соотношения между подрешетным продуктом и отсевом, линия осей валков может наклоняться или подниматься относительно оси первого валка. При подъеме первого валка относительно последнего материал дольше задерживается над валками, подвергаясь большему динамическому воздействию, что, как правило, приводит к более полному отделению тех частиц, которые способны пройти в подрешетный продукт.

Диски на валках крепятся с помощью шпонки, которая взаимодействует с соответствующим пазом во втулках, приваренных к диску [9, 10] (см. рисунок 5.3).

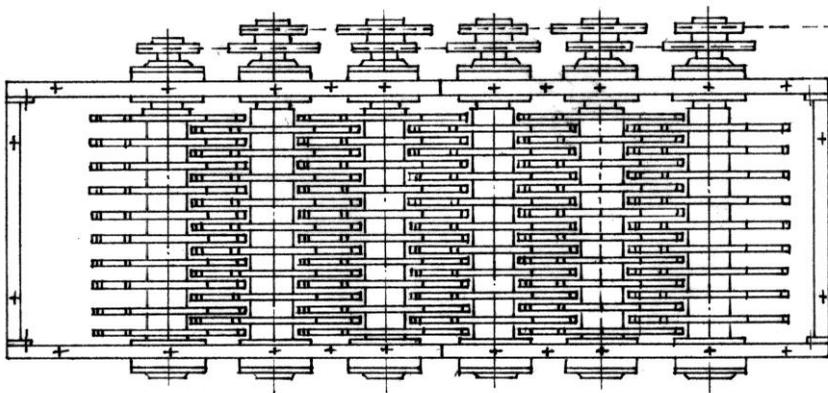
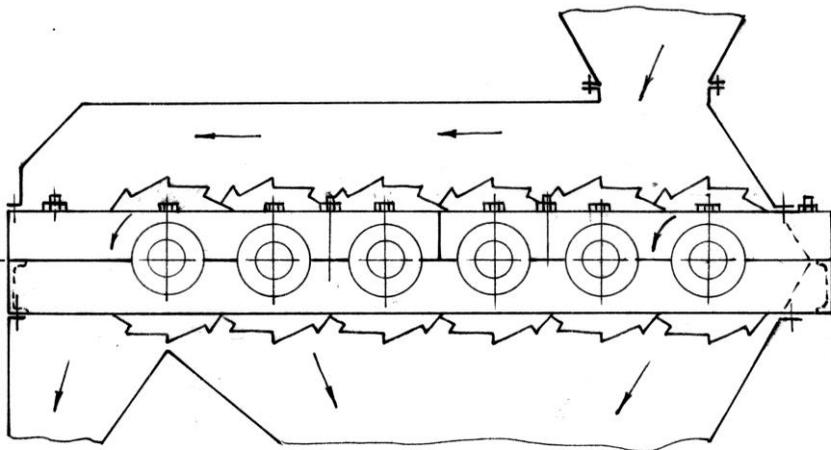


Рисунок 5.2 – Вид сбоку и сверху ВДГ с металлическими дисками

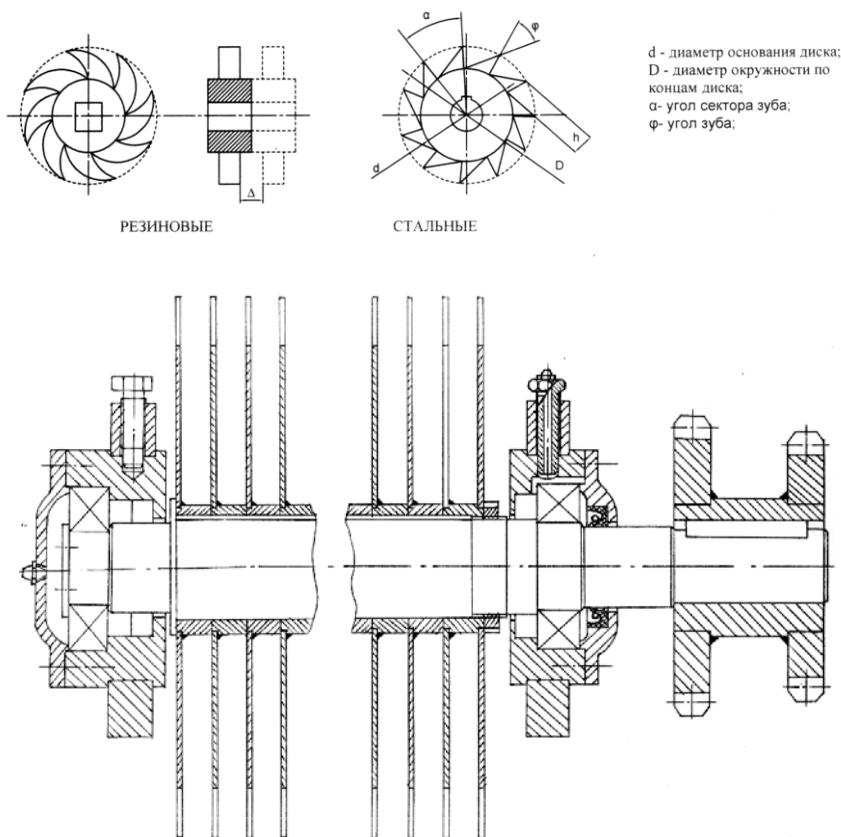


Рисунок 5.3 – Типы дисков и продольный разрез вала ВДГ в сборе

Проектный подход выбора параметров ВДГ

В связи со сложностью аналитического описания взаимодействия дисков ВДГ с материалом при выборе параметров проектируемого грохота применяют распространенный модельно-экспериментальный подход для разработки необходимой инженерной методики проектного обоснования ВДГ. Суть такого подхода состоит в создании экспериментального

образца и его испытания с целью получения зависимости производительности по подрешетному продукту от проектных параметров:

- числа валков;
- ширины грохота;
- закономерности изменения частоты вращения;
- диаметра диска;
- зазора между дисками;
- толщины диска;
- зазора между диском и соседним валом;
- числа зубьев на диске;
- угла сектора одного зуба;
- угла зуба и его высоты.

Анализируя такие зависимости, формируют систему отношений между числом или диапазоном какого-либо конструктивного или режимного параметра и достигнутым диапазоном производительности по подрешетному продукту. Например, если диаметр диска при прочих неизменных параметрах увеличить от d_1 до d_2 , то это приведет к росту производительности от Q_1 до Q_2 , тогда система таких соотношений позволяет сформулировать рекомендации по выбору проектных параметров ВДГ для получения различной производительности. Развитие теории нечетких множеств позволило придать такому подходу необходимую точность и широко использовать в проектировании ГПО со сложной физической картиной взаимодействия активных рабочих органов с перерабатываемым материалом.

Студентам предлагается рассмотреть самостоятельно взаимосвязь конструктивных параметров диска ВДГ, которые применяются в подготовительном отделении ТБЗ, в соответствии с приведенной ранее схемой для конструкции металлических дисков, с учетом того, что передняя грань зуба является касательной к базовой окружности диска, а задняя грань расположена радиально. Кроме того, используя вид просеи-

вающей поверхности ВДГ (см. рисунок 5.3), необходимо вывести выражения для «живого» сечения ВДГ – суммарной площади просеивающих ячеек на просвет.

В зависимости от материала, для работы с которым предназначен ВДГ, конструктивное исполнение его дисков существенно различается. Так, например, для работы с песчано-гравийными смесями для получения более узкого фракционного состава подрешетного продукта используют резиновые диски с квадратным посадочным отверстием и зубьями специальной формы (см. подборку патентных материалов).

В случае использования на ТБЗ, а также например, для рассева комков калийных удобрений используются стальные диски, схема которых приведена на рисунке 5.3. Особенность диска состоит в том, что передняя грань зубьев является касательной к основанию окружности диска d , а задняя грань совпадает с радиусом окружности D на каком-то участке. Это сделано для того, чтобы избежать заклинивания диска попавшими в зазор между смежными дисками разных валцов включений, например, пней древесины или т.п.

Передача крутящих моментов к дискам ВДГ осуществляется от вала с помощью шпонки (см. рисунок 5.3). При известном числе зубьев n_z между приведенными конструктивными параметрами существуют определенные зависимости. Если предположить, что все зубья начинаются там, где заканчиваются предыдущие, т.е. если $\alpha = 2\pi / n_z$, то легко определить при заданном диаметре d величины h , D , φ , которые находятся из геометрических соотношений.

Размер частиц подрешетного продукта определяется зазором между смежными поверхностями двух соседних дисков, принадлежащим разным вальцам, т. е. зазором, который виден на просвет. Производительность ВДГ зависит от площади «живого» сечения – площади всех зазоров на просвет – причем площадь «живого» сечения, естественно, меньше площади, ограниченной боковыми стенками корпуса грохота и рас-

стояния от середины первого валка до середины последнего валка, под которым находится металлоконструкция для приема подрешетного продукта.

Определить площадь «живого» сечения $\Omega_{\text{ж}}$ ВДГ необходимо через его конструктивные параметры: $\Omega_{\text{ж}}$ – суммарная площадь щелей, м^2 ; B – ширина грохота; L – длина грохота; $\iota_{\text{в}}$ – число валков грохота; $d_{\text{в}}$, $d_{\text{д}}$ – диаметры соответственно вала или ступицы вала и диска, м ; $\delta_{\text{д}}$ – толщина дисков, мм ; S – шаг установки дисков, мм .

Выбор проектных параметров ВДГ реализуется экспериментально, модельный подход основан на сериях частичных натуральных опытов на моделях проектируемого грохота, по результатам которого разрабатывается ряд рекомендаций – условий-неравенств, связывающих влияющие факторы и параметры с производительностью ВДГ по подрешетному продукту. На основании таких рекомендаций и разрабатывается порядок расчетного выбора проектных параметров ВДГ. Он включает следующие этапы.

1. По заданной производительности завода по конечному продукту (тысяч тонн брикетов в год) делается расчет материального баланса, из которого определяют требуемую максимальную производительность грохота Q по подрешетному продукту.

2. По плотности исходного материала, на основе ранее полученных рекомендаций, выбирают количество валков будущего грохота [9].

3. По принятому виду сушилки, по данным ТБЗ, значению насыпной плотности материала принимают ширину ячейки грохота. Ширина ячейки – это и есть расстояние между боковыми смежными поверхностями дисков соседних валов.

4. Принимают диаметр диска и его толщину.

5. По полученным геометрическим соотношениям для дисков ВДГ определяют количество зубьев, высоту зуба, угол φ между передней и задней поверхностью.

6. Определяют угловую скорость первого вала в зависимости от требуемого фракционного состава подрешетного продукта.

7. С учетом полученных параметров вычисляют шаг установки дисков вдоль оси вала.

8. Принимают диаметр вала вала в сборе и зазор между торцом диска и вала с учетом высоты зубьев.

9. Принимают шаг цепи привода валков (если применяется цепной привод).

10. Принимают коэффициент возрастания скорости вращения последующих валков.

11. Принимают число зубьев приводной звездочки и вычисляют число зубьев смежной звездочки (они расположены на одном блоке звездочек).

12. Проверяют условие провисания цепей привода и корректируют межосевое расстояние валков.

13. Определяют приведенный или базовый диаметр диска по вершинам зубьев.

14. Определяют длину просеивающей поверхности грохота.

15. Рассчитывают ширину просеивающей поверхности грохота.

16. Проверяют действительную производительность ВДГ по исходному продукту на основе эмпирической формулы [10].

17. Принимают вид резервирования, т.е. один или два ВДГ будут установлены в технологической линии. И если принимают два ВДГ, то на 10–15 % уменьшают расчетную ширину грохота.

18. Определяют мощность, потребляемую грохотом, по эмпирическому выражению [10].

19. Определяют потери вещества при работе ВДГ.

20. Записывают принятые исходные данные и записывают выбранные проектные параметры ВДГ, в его выходных показателях по подрешетному продукту.

21. Конструируют ВДГ по принятым проектным параметрам.

Задание

1. Изучить технологическую схему ТБЗ, в которой используется ВДГ [9].

2. Изучить конструкции и рабочий процесс ВДГ, используя подборку описаний запатентованных технических решений.

3. Получить аналитические выражения для связей конструктивных параметров металлического диска и для расчета площади «живого» сечения ВДГ, предназначенного для отсева древесных включений фрезерного торфа. Определить перечисленные параметры для заданного преподавателем варианта исходных данных.

4. Уяснить суть экспериментально-расчетного подхода к разработке алгоритма выбора проектных параметров ВДГ и последовательность расчета.

5. Выполнить на ПЭВМ расчет ВДГ, используя программное приложение, реализующее изложенный алгоритм выбора его проектных параметров, при заданной производительности брикетного завода.

Отчет о выполненной работе должен включать: технологическую схему ТБЗ, расчетную схему диска грохота, полученные выражения и результаты расчета по ним для заданного варианта по п. 3 задания, листинг результатов расчета по программе, их анализ и выводы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клушанцев, Б.В. Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муйземнек. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
2. Конструирование и расчет машин химических производств / Ю.И. Гусев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
3. Андреев, С.Е. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / С.Е. Андреев, В.А. Петров, В.В. Зверевич. – М.: Недра, 1980. – 415 с.
4. Сиденко, П.М. Измельчение в химической промышленности / П.М. Сиденко. – М.: Химия, 1977. – 368 с.
5. Машины химических производств: атлас конструкций: учебное пособие для студентов вузов / Э.Э. Кольман-Иванов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1981. – 118 с.
6. Техника переработки сыпучих материалов: лабораторные работы / сост.: В.Я. Борщев [и др.]. – Тамбов: Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2000. – 40 с.
7. Красников, Ю.Д. Горные машины / Ю.Д. Красников, В.Я. Прушак, В.Я. Щерба. – Минск: Вышэйшая школа, 2003. – 148 с.
8. Таяновский, Г.А. Лабораторный практикум (работы) по курсу «Автоматизированное проектирование торфяных машин и оборудования» для студентов специальности «Горные машины и оборудование», специальности «Торфяные машины и оборудование»: в 2 ч. / Г.А. Таяновский, П.В. Цыбуленко, В.В. Шавель. – Минск, 1992. – 62 с.
9. Кислов, Н.В. Применение сепараторов пней и валково-дисковых грохотов для подготовки торфа к брикетированию: обзор. информ. / Н.В. Кислов, М.В. Молочко. – М.: ЦБНТИ Минтоппрома РСФСР, 1986. – 33 с.
10. Горфин, О.С. Машины и оборудование по переработке торфа / О.С. Горфин. – М.: Недра, 1990. – 318 с.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ | 3 |
| Лабораторная работа № 1 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК ГОРНЫХ ПОРОД | 5 |
| Лабораторная работа № 2 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛОПАСТНЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ | 15 |
| Лабораторная работа № 3 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА | 23 |
| Лабораторная работа № 4 РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ УПРУГИХ ОПОР ГПО | 34 |
| Лабораторная работа № 5 ПРОЕКТНЫЙ ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВАЛКОВО-ДИСКОВОГО ГРОХОТА | 39 |
| ЛИТЕРАТУРА | 48 |

Учебное издание

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГОРНО-ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

Лабораторный практикум
для студентов специальности
1-36 10 01 «Горные машины и оборудование»

В 2 частях

Часть 1

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ
ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГОРНО-ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

Составители:

ТАЯНОВСКИЙ Георгий Александрович
РОМАШКО Юрий Владимирович

Редактор Е.О. Коржуева
Компьютерная верстка Д.А. Исаева

Подписано в печать 29.12.2010.

Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,91. Уч.-изд. л. 2,27. Тираж 100. Заказ 1057.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.