

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕ-СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН

НАВОИЙСКИЙ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ КОМБИНАТ

Навоийский государственный горный институт

Кафедра «Электротехника, электромеханика и электротехнологии»

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

к курсовому проекту по дисциплине «Теория, расчёт и проектирование горных  
машин»

для студентов магистратуры специальности 5А310705- «Горные машины и обо-  
рудование»



Навоий-2016

ББК 622.23.051

Автор: Махмудов А.М. Учебно-методическое пособие к курсовому проекту по дисциплине «Теория, расчёт и проектирование горных машин» - Навоий, НГГИ, 2016.-70с.

Рецензенты: Собиров Т.О., главный механик ГП НГМК  
Тухташев А.Б., заведующий кафедрой, к.т.н.

Рекомендовано к изданию УМС НГГИ

Методические указания составлены в соответствии с требованиями учебного плана и программы дисциплины «Теория, расчёт и проектирование горных машин» и включают все необходимые сведения по выполнению курсового проекта проектирования и расчёта горных машин и оборудования карьеров, шахт и обогачительных фабрик.

©Навоийский государственный горный институт 2016

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Общие требования к курсовому проекту	5
2 Задание	7
2.1 Задание для специализации «Горные машины и оборудование открытых горных работ»	7
2.2 Задание для специализации «Горные машины и оборудование подземных горных работ»	9
2.3 Задание для специализации «Машины обогатительных фабрик»	9
3 Методические указания для специализации «Горные машины и оборудование открытых горных работ	14
3.1 Выбор комплекса машин и их характеристика	14
3.2 Расчёт технической и эксплуатационной производительности машин комплекса	16
3.3 Определение числа машин в комплексе	21
3.4 Расчёт потребной мощности основных механизмов машин комплекса	21
3.5 Список литературы	31
4 Методические указания для специализации «Горные машины и оборудование подземных горных работ»	32
4.1 Принципы формирования комплексов	32
4.2 Выбор комплекса машин и их характеристика	32
4.3 Расчет технической и эксплуатационной производительности машин комплекса	33
4.4 Определение числа машин в комплексе	44
4.5 Расчет потребной мощности двигателей	47
4.6 Список литературы	51
5 Методические указания для специализации «Машины обогатительных фабрик»	52
5.1 Принципы формирования комплексов	52
5.2 Определение производительности машин комплекса	52
5.3 Определение количества машин в комплексе	56
5.4 Расчёт потребной мощности привода основных механизмов	57
5.5 Список литературы	68
Приложение А. Пример оформления титульного листа	69

## ВВЕДЕНИЕ

Горнодобывающая промышленность Республики Узбекистана современном этапе характеризуется интенсивным развитием открытого и подземного способа разработки месторождений, в которых необходимо обеспечить высокие темпы добычи полезных ископаемых.

При этом основной базой для повышения производительности труда на горном производстве является механизация и автоматизация всех основных и вспомогательных работ, рост единичных мощностей горных и транспортных машин, переход от создания и внедрения отдельных машин к разработке и внедрению систем машин-комплексов, целиком охватывающих весь технологический процесс. Комплексная механизация создает необходимые условия для перехода к более совершенной организации производства - автоматизации, при которой труд по управлению машинами передается управляющим устройствам, человеку же должна отводиться творческая деятельность - планирование и контроль за действием этих устройств.

Решение общей задачи механизации и автоматизации горных работ начато в курсовой работе, выполняемой студентами по дисциплинам бакалавриатуры. В них на основании физико-механических свойств горных пород и с учетом технологических процессов ведения горных работ, для заданной производительности карьера, производится выбор технологического оборудования. Таким образом, на этом этапе устанавливается влияние условий эксплуатации и технологий ведения горных работ на выбор горных машин.

Однако этими расчетами не удается определить нагрузки, действующие на принятую машину, выявить фактическую производительность машины, исходя из ее конструктивных особенностей, допустимых нагрузок с учетом перегрузочной способности всех элементов кинематической цепи машины и элементов привода.

Эти задачи решаются в курсовом проекте по дисциплине "Теория, расчёт и проектирование горных машин". Выполняемые в данном курсовом проекте расчеты позволяют на основании нагрузочных диаграмм машины и ее привода определить не только фактическую производительность выбранной машины, но и установить режимы работы машины, ее приводов, действующие статические и динамические нагрузки, которые являются исходными для расчета автоматизированного привода и расхода электрической энергии, потребляемой из сети.

## 1 ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Курсовой проект включает в себя две части: графическую и расчетно-пояснительную. Графическая часть проекта состоит из двух демонстрационных листов - чертежей формата А1 или А2, выполненных в карандаше или с применением компьютерной графики, с соблюдением установленных ГОСТов при рациональном заполнении листов и каждый лист должен иметь угловой штамп.

На первом листе даются: общий вид забоев с расположенным в нем комплексом оборудования, принятого студентом в проекте, с указанием технических данных, а также общие виды оборудования.

На втором листе, именуемом специальной частью проекта, вычерчивается структурно-функциональные, кинематические, пневматические и гидравлические схемы машин, графики зависимостей параметров, разъясняющие устройства, принцип их действия, функциональные и корреляционные зависимости.

Расчетно-пояснительная записка, в объеме 8000-12000 слов, должна быть написана чернилами или пастой или набрана на компьютере на стандартной писчей бумаге и сброшюрована; должна отличаться краткостью и ясностью изложения и разбита на разделы и подразделы, согласно требованиям к оформлению текстовых документов.

Все принятые решения и расчеты следует иллюстрировать схемами и диаграммами, обозначения на которых должны поясняться в тексте пояснительной записки.

Расчетные формулы пишутся в буквенном изображении, а затем в цифровом. Результат указывается с размерностью. Все пояснения и обозначения к формулам приводятся до определения числового значения результата.

Курсовой проект оформляется в соответствии с требованиями ЕСКД.

Пояснительная записка должна иметь следующее содержание и последовательность изложения:

титульный лист (Приложение А);

задание (на бланке, выданном преподавателем);

СОДЕРЖАНИЕ (на отдельном листе с указанием страниц);

ВВЕДЕНИЕ;

1 ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ;

1.1 Анализ горно-геологических и горно-технологических характеристик месторождения;

- 1.2 Выбор комплекса машин и их краткая характеристика;
  - 1.3 Расчет технической и эксплуатационной производительности машины комплекса;
  - 1.4 Определение числа машин в комплексе по заданной производительности участка;
  - 1.5 Расчет потребной мощности двигателей горных машин;
  - 1.6 Правила техники безопасности и эксплуатации при работе на машинах, принятых в проекте;
- 2 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ;  
ЗАКЛЮЧЕНИЕ;  
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ;  
Приложения (если они имеются).

В процессе проектирования студент получает консультации от преподавателя-руководителя проекта по расчетам, оформлению пояснительной записки и составлению чертежей. Законченные проекты за неделю до защиты представляются для проверки на кафедру. Перед защитой проекты возвращаются студентам для ознакомления с замечаниями руководителей и внесения исправлений по ним.

К защите студент готовит (5-10 минутный) доклад, в котором необходимо сказать о заданных горно-технических условиях, рассчитанном комплексе оборудования, содержания чертежей, о развиваемых двигателями машин мощностях, ожидаемых их производительностях. Особое место в докладе необходимо уделить специальной части проекта (50% доклада).

В день защиты (после доклада) члены приемной комиссии задают студенту вопросы о принципе действия и устройстве запроектированных машин и предусмотренных режимах их работы. Студент отвечает на вопросы по структурным, кинематическим, гидравлическим схемам машин и графикам работы, приведенным на чертежах проекта.

При оценке проекта учитывается качество чертежей и пояснительной записки, содержание доклада и полнота ответов на вопросы членов комиссии.

При неудовлетворительных ответах на вопросы повторная защита проекта допускается после недельной подготовки.

## 2 ЗАДАНИЕ

### 2.1 Задание для специализации «Горные машины и оборудование открытых горных работ»

Расчетно-пояснительная записка должна содержать три основных расчёта – буровых машин, выемочно-погрузочных (экскаваторов), и выемочно-транспортирующих (бульдозеров). Методические указания к выполнению разделов проекта будут даны ниже.

Вариант для выполнения проекта для студентов выбирается с учетом первой буквы фамилии студента и последней цифры номера зачетной книжки, или согласно списка в журнале преподавателя (таблица 1). Производительность карьера по руде для всех вариантов составляет  $A=10$  млн тонн/год, по скальной вскрыше  $B=8$  млн м<sup>3</sup>/год. Скала доставляется на отвалы, где применяется бульдозерное отвалообразование.

Темой специальной части является мероприятия по повышению производительности одной из заданных горных машин, увеличения срока службы машины и улучшение условий эксплуатации машины. Преподавателем предлагается, следующие темы специальной части:

1. Оснащение ЭКГ ковшом ударного действия.
2. Оснащение ЭКГ поворотным ковшом.
3. Внедрение на машине шарикового поворотного круга.
4. Изменение конструкции подвески стрелы ЭКГ.
5. Борьба с налипанием ковша экскаватора.
6. Замена шлицевых соединений посадкой в натяг (барaban с редуктором; звёздочка хода с бортовой передачей).
7. Применение гидравлического привода на напорном зубчато-реечном механизме
8. Виброзащитное устройство рабочего места машиниста экскаватора.
9. Сравнение пневматических и электромагнитных аварийных тормозов.
10. Выявление опасных сечений на рабочем оборудовании экскаватора.
11. Изменение схемы смазки поворотного редуктора.
12. Изменение конструкции пневмосистемы экскаватора.
13. Модернизация головки бурового става.
14. Замена компрессора на буровом станке.

15. Оснащение рыхлителя зубьями активного действия.

Кроме того, студент может предложить и разработать свою тему, касающуюся модернизации конструкции горного оборудования. Специальная часть должна составлять не менее 20% объёма курсового проекта. В ней необходимо описать старую и новую конструкцию. Дать расчёт по согласованию с преподавателем, обосновать необходимость изменения конструкции машины.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета горных машин

№ варианта	Первая буква фамилии студента	Тип станка	Глубина бурения, м	Коэффициент крепости породы по Протодьяконову	Тип экскаватора	Тип трактора
Последняя цифра номера зачётной книжки 1, 2, 3						
1	А, Ю, Я	СБУ-100	8	18	ЭКГ-3,2	Т-130
2	Б, Э, Щ	СБУ-125	12	16	ЭКГ-4,6Б	Т-180
3	В, Ш	СБШ-200	14	10	ЭКГ-5А	ДЭТ-250
4	Г, Ц	СБШ-250МНА-32	18	14	ЭКГ-8И	Т-330
5	Д, Ф, У	СБШ 250-55	23	12	ЭКГ-6,3УС	Т-500
6	Ч, Т, С	СБШ-160	18	8	ЭКГ-12,5	Т-800
7	Е, П	СБШ-320	26	15	ЭКГ-15	К-702
8	Ж, Р, З	СВБ-2М	15	5	ЭКГ-20	Катерпиллар
9	И, К, Х	СБР-160	19	6	ЭКГ-10	Камацу
10	Л, М	1СБР-125	10	4	ЭКГ-4У	Либхер
11	Н, О	2СБР-125	12	2	ЭКГ-8	Дрезда
Последняя цифра номера зачётной книжки 4, 5, 6						
12	А, Ю, Я	СБР-160	21	4	ЭКГ-6,3УС	Дрезда
13	Б, Э, Щ	1СБР-125	8	5	ЭКГ-12,5	Т-800
14	В, Ш	СБШ	26	15	ЭКГ-15	ДЭТ-250



		250-55				
15	Г, Ц	СВБ-2М	14	6	ЭКГ-20	Катерпил- лар
16	Д, Ф, У	СБШ-200	16	14	ЭКГ-10	Т-330
17	Ч, Т, С	2СБР-125	12	2	ЭКГ-4У	Т-130
18	Е, П	СБУ-100	18	16	ЭКГ-8	Камацу
19	Ж, Р, З	СБШ- 250МНА- 32	25	10	ЭКГ-3,2	Т-180
20	И, К, Х	СБШ-320	20	8	ЭКГ-4,6Б	К-702
21	Л, М	СБУ-125	11	12	ЭКГ-5А	Либхер
22	Н, О	СБШ-160	15	13	ЭКГ-8И	Т-500
Последняя цифра номера зачётной книжки 7, 8, 9, 0						
23	А, Ю, Я	2СБР-125	14	4	ЭКГ-20	Т-800
24	Б, Э, Щ	1СБР-125	18	3	ЭКГ-10	Дрезда
25	В, Ш	СБР-160	13	5	ЭКГ-4У	Т-330
26	Г, Ц	СВБ-2М	10	6	ЭКГ-8	Т-180
27	Д, Ф, У	СБШ-320	8	7	ЭКГ-3,2	Либхер
28	Ч, Т, С	СБШ- 250МНА- 32	6	12	ЭКГ-4,6Б	Т-500
29	Е, П	СБШ 250-55	12	10	ЭКГ-5А	Т-130
30	Ж, Р, З	СБШ-160	17	14	ЭКГ-8И	Катерпил- лар
31	И, К, Х	СБШ-200	22	16	ЭКГ-6,3УС	ДЭТ-250
32	Л, М	СБУ-125	19	15	ЭКГ-12,5	Камацу
33	Н, О	СБУ-100	14	17	ЭКГ-15	К-702

2.2 Задание для специализации «Горные машины и оборудование подземных горных работ»

Номер варианта курсового проекта для студентов выбирается с учетом суммы последних двух цифр зачётной книжки, или согласно списка в журнале преподавателя.

В курсовом проекте предусматривается два варианта выбора комплекса: для проведения подготовительно-нарезных выработок с заданной скоростью проходки ( $L$ , м/мес) (таблица 2.2) или для очистного забоя с суточной производительностью добычи полезного ископаемого ( $A$ , т/сут) (таблица 2.3). В этой же таблице приводится тема специальной части проекта.

В таблице обозначены:

$h_0$  – высота выработки;

$S$  – ширина выработки;

$f$  – коэффициент крепости горных пород;

$L$  – скорость проходки выработки;

$A_{сут}$  – заданная суточная добыча;

$\alpha$  – угол наклона залежи;

$l_{ш}$  – глубина шпура;

$d_k$  – диаметр коронки;

$a$  – кусковатость горной массы;

$H$  – высота навала;

$\varphi$  – усредненный угол откоса;

$\gamma$  – плотность горной массы;

$\Sigma l_{ш}$  – длина внедряемых частей заборно-погрузочной части

### 2.3 Задание для специализации «Машины обогатительных фабрик»

Произвести расчёт оборудования для подготовки руды к обогащению. Номер варианта курсового проекта для студентов заочного отделения выбирается по последней цифре зачётной книжки, для студентов дневного отделения согласно списка в журнале преподавателя. Задание приводится в таблице 2.4.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать расчёты дробилок и мельниц. В специальной части проекта студенты должны выбрать машину для обогащения, описать конструкцию, применяемые материалы, опреде-

лить производительность и найти необходимую мощность двигателя. Производительность фабрики для всех вариантов 5 млн. тонн/год по сырой руде.

Таблица 2.2 – Исходные данные курсового проекта для проходческих работ

№ в а р	Специальная часть	$h_0$ , м	$S$ , м	$f$	$L$ , м/с ут	$\alpha$ , град	$d_k$ , м	$l_{ш}$ , м	$H$ , м	$\varphi$ , град	$\gamma$ , т/м <sup>3</sup>	$\Sigma l_n$ , м	$a$ , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Изучить гидравлическую схему погружной машины ПНБ-4	2,5	2,5	1 8	10 0	6	0,04	1,4	2,2	40	3,0	0,1 5	110
2	Описать и изучить кинематическую и гидравлическую схемы станка БШ-145м и БШ-190	4	3	2 0	15 0	8	0,04 3	1,5	4,0	42	3,2	0,2	400
3	Описать и изучить устройство и кинематическую схему станка НКР-100М	4,6	5	1 4	15 0	6	0,04	1,7	1,5	38	3,0	0,2	300
4	Описать и изучить кинематическую схему ПД-8	4,0	4,2	1 6	15 0	8	0,04 3	1,6	1,5	42	2,8	0,1 5	370
5	Описать и изучить кинематическую схему машин ПДМ и ПДН-3Д	2,5	3,5	1 6	80	1 0	0,04	1,4	2,2	42	3,2	0,1 5	150
6	Описать и изучить кинематическую схему ЭП-1	3,0	4,0	1 8	60	1 6	0,04 3	1,8	4,0	40	2,8	0,2	400
7	Изучить и описать буровую каретку УБШ-532	3,0	3,5	1 4	15 0	5	0,04 6	1,6	1,5	42	3,0	0,2	7
8	Изучить и описать конструкцию буровой каретки БКГ-2	4,5	5,0	1 6	10 0	2	0,04 3	1,8	3,0	40	3,0	0,1 5	8

	с гидроперфоратором												
9	Изучить и описать конструкцию зарядной машины ПМЗЦ-2	3,5	4,0	1 8	10 0	8	0,04 6	2,0	2,5	40	3,2	0,1 5	9

Таблица 2.3 – Исходные данные курсового проекта для очистных работ

№ ва р	Специальная часть	$h_0$ , м	$S$ м	$f$	$A_{сум}$ , т/су т	$\alpha$ , гра д	$d_k$ , м	$H$ , м	$\varphi$ , гра д	$\gamma$ , т/м <sup>3</sup>	$\Sigma$ $l_{нд}$ м	$a$ , мм	Сис- тема раз- ра- ботки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	Сделать обзор развития конструкции буровых кареток	12	8	10	2500	6	0,04	2,2	40	3,0	0,2	15 0	Панельно-столбовая
11	Развитие конструкции гидравлических перфораторов	4	8	12	1000	6	0,04	2,2	40	3,5	0,1 5	11 0	Камерно-столбовая
12	Развитие конструкции пневматических перфораторов	6	1 0	12	1500	6	0,04 3	4,0	42	3,2	0,2	40 0	-//-
13	Описание конструкции пневмодвигателей	6	8	16	1800	8	0,04 6	3,0	40	3,0	0,1	40 0	-//-
14	Развитие конструкции погрузочных машин с нагребными лапами	8	8	16	2000	10	0,04	1,5	38	2,8	0,2	30 0	-//-
15	Развитие конструкции погрузочных машин с ковшовым исполнительным органом	12	1 0	10	2000	5	0,04 3	2,2	42	3,2	0,1 5	37 0	-//-
16	Развитие конструк-	14	8	10	2500	6	0,04	4,0	42	3,0	0,2	15	-//-

	ции подземных экскаваторов						6					0	
17	Развитие конструкции бур.станков с погружными пневмоударниками	6	8	12	2000	8	0,043	1,5	42	3,0	0,15	400	Панельно-столбовая
18	Развитие конструкции бур.станков шарошечного бурения для подземных работ	10	10	14	2000	10	0,046	2,2	42	3,2	0,2	350	-//-
0	Описать и изучить гидравлическую схему погрузочной машины ПНБ-3Д	12	8	16	3000	8	0,046	2,4		3,2	0,2	350	-//-

Таблица 2.4 – Задания для специализации «Машины обогатительных фабрик»

№ вар	Емкость ковша экскаватора, м <sup>3</sup>	Порода	Дробилка	Марка мельницы	Специальная часть
1	3,2	Руда	Щековая	МШР 9-9	Магнитный сепаратор для мокрого обогащения
2	6,3	Гранит	Конусная	МШР 21-15	Суспензионный барабанный сепаратор
3	8	песчаник	Валковая	МСЦ 9-18	Концентрационный стол
4	10	Известняк	Молотковая	МСЦ 15-31	Флотационная механическая машина
5	12,5	Уголь	Роторная	МШЦ 36-55	Диафрагменная отсадочная машина
6	15	Гранит	Щековая	МШЦ 32-45	Магнитный сепаратор для сухого обогащения
7	20	Руда	Конусная	МСЦ 21-30	Электростатический сепаратор

8	4	сланец	Валковая	МСЦ 45-60	Флотационная пневматическая машина
9	5	Уголь	Молотковая	МШР 32-31	Струйный концентратор
0	2	Известняк	Роторная	МШР 40-50	Беспоршневая отсадочная машина

### 3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ «ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ»

#### 3.1 Выбор комплекса машин и их характеристика

На основе типа бурового станка приводится его конструктивная схема вращательно-падающего механизма. Необходимо описать данную схему. Перечислить достоинства и недостатки. Привести техническую характеристику станка.

Выбранный способ бурения и заданный диаметр (условный) скважины - недостаточны для выбора породоразрушающего инструмента.

Большое внимание здесь должно уделяться характеристике буримых пород (крепости, абразивности, трещиноватости, обводненности), способу очистки, с учетом которых выбирается форма долота (коронки), тип армировки породоразрушающих элементов. Необходимо привести маркировку долота и расшифровать её.

Для заданного экскаватора вычерчивается упрощенная конструктивная схема и описывается общая конструкция машины, приводится техническая характеристика. Техническая характеристика экскаваторов ЭЖГ-4,6 и ЭЖГ-8 приводится из [8], характеристика ЭЖГ-3,2 из [7], для всех остальных машин характеристику можно найти в [6].

Основные данные о породе, разрабатываемой экскаваторами, приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Характеристика разрабатываемых экскаватором ЭЖГ пород

Коэффициент крепости по шкале пр. Протодьяко- нова	Порода	Удельное сопротивление копанию $K_F$ , МПа	Коэффициент разрыхления Коэффициент наполнения	Плотность породы, т/м <sup>3</sup>
2-6	Мягкие и рыхлые грунты	0,18	1,2 1,0	1,6
7-10	Очень плотные грунты и полускальные породы	0,34	1,3 0,9	2,2
11-14	Прочные полускальные породы, взорванная скала	0,4	1,4 0,8	3,0
15-20	Руды, плохо взорванная скала	0,7	1,5 0,7	3,8

Для мехлопат масса ковша определяется по формуле

$$M_k = C_1 \cdot E \quad (3.1)$$

где  $C_1$  – коэффициент тары ковша с подвеской.

Значение коэффициентов  $C_1$  для вычисления массы ковша в зависимости от условий работы

Условия работы	$C_1$
Лёгкие	0,9 – 1,2
Средние	1,5 – 1,7
Тяжёлые	1,8 – 2,1
Особо тяжёлые	2,1 – 2,4

При определении значения коэффициента для конкретной модели экскаватора необходимо использовать интерполяцию

$$K_i = K_n + \frac{K_k - K_n}{E_k - E_n} (E_i - E_n) \quad (3.2)$$

где  $K_n$  – начальное значение коэффициента;  
 $K_k$  – конечное значение коэффициента;  
 $E_k$  – конечная ёмкость ковшей ЭКГ, 20 м<sup>3</sup>;  
 $E_n$  – начальная ёмкость ковша, 2 м<sup>3</sup>;  
 $E_i$  – заданная ёмкость ковша экскаватора, м<sup>3</sup>.

К массе ковша следует добавить массу коромысла у мехлопаты, составляющую 15% массы ковша.

Размеры ковша определяются по формулам:

Искомые параметры, м	Формула
Ширина	$B = 1,2 \cdot \sqrt[3]{E}$
Длина	$l = 0,77 \cdot B$
Высота	$h = 0,75 \cdot B$

Масса стрелы и рукояти определяется по формулам

$$M_{стр} = C_3 \cdot M_k, \quad M_{рук} = C_4 \cdot M_k \quad (3.3)$$

где  $C_3$  и  $C_4$  – коэффициенты пропорциональности (таблица 3.2).

Таблица 3.2 – Значение коэффициентов

Рукоять	$C_3$	$C_4$
Внешняя двухбалочная неразгруженная	1,55 – 1,7	0,8 – 1
Внутренняя однобалочная ЭКГ разгруженная от кручения	1,2 – 1,4	0,4 – 0,45

Для бульдозера приводится техническая характеристика.

### 3.2 Расчёт технической и эксплуатационной производительности машин комплекса

Эксплуатационная производительность определяется с учётом потерь времени по организационным причинам



$$Q_{б.с.} = \frac{60 \cdot T_{см} \cdot K_u}{t_{осн} + t_{всп}} \quad (3.4)$$

где  $T_{см}$  – время смены, час;

$K_u$  – коэффициент использования станка в течение смены,  $0,5 \div 0,6$ ;

$t_{осн}$  – время на бурение одного метра скважины, мин/м;

$t_{всп}$  – время на вспомогательные операции, мин/м.

Время на бурение одного метра скважины

$$t_{осн} = \frac{1}{V_{б}} \quad (3.5)$$

где  $V_{б}$  – техническая скорость бурения, м/мин.

Для станков шарошечного бурения она равна

$$V_{б} = \frac{3 \cdot P_{ос} \cdot n_{в}}{10^4 \cdot П_{б} \cdot D_c^2} \quad (3.6)$$

Шнекового бурения

$$V_{б} = \frac{1,5 \cdot P_{ос} \cdot n_{в}}{10^2 \cdot П_{б}^2 \cdot D_c^2} \quad (3.7)$$

Ударно-вращательного бурения

$$V_{б} = \frac{6 \cdot N_n}{10^3 \cdot П_{б} \cdot D_c^2 \cdot K_{ф}} \quad (3.8)$$

где  $P_{ос}$  – осевое усилие подачи, кН;

$n_{в}$  – частота вращения бурового става, об/сек;

$N_n$  – мощность пневмоударника, кВт;

$П_{б}$  – показатель трудности бурения, условно принимаем,  $П_{б} = f$ ;

$D_c$  – диаметр скважины, м;

$K_\phi$  – коэффициент, учитывающий форму коронки (для трехпёрых 1, для крестовых 1,1; для штыревых 1,15).

К вспомогательным операциям относятся:

- 1) подъём и разборка бурового става;
- 2) наращивание штанг при бурении;
- 3) переезд и установка станка на скважину;
- 4) перенос кабеля;
- 5) замена долота;
- 6) перехват гидропатрона;

На практике 2÷4 мин/м.

Шарошечное долото эффективно разрушает породу при высоких осевых нагрузках. С увеличением осевой нагрузки скорость бурения увеличивается. Однако верхний предел осевой нагрузки определяется прочностью шарошечного долота и его можно определить

$$P_{oc} = (60 \div 70) \cdot f \cdot D_{скв} \cdot 10^3 \quad (3.9)$$

где  $f$  – коэффициент крепости по шкале профессора М.М. Протодыконова;

$D_{скв}$  – диаметр скважины, м.

Рекомендуемые режимы бурения с учетом диаметра и типа долота приведены в таблице 3.3.

При ударно-вращательном бурении с погружным пневмоударником важно иметь частоту вращения долота такой, чтобы поворот лезвий между ударами обеспечивал скалывающий характер разрушения породы. Оптимальные значения угла поворота определяются опытным путем и составляют 2-6°. Чем выше крепость буримых пород, тем меньше должен быть угол поворота.

Скорость вращения долота

$$n_g = \frac{N_y \cdot \beta \cdot z}{360} \quad (3.10)$$

где  $N_y$  – собственная частота пневмоударника, уд/мин;

$\beta$  – угол поворота долота между ударами, град;

$z$  – число лезвий долота.

Таблица 3.3 – Режим бурения шарошечных долот

Диаметр долота, см	Коэффициент крепости породы, f	Частота вращения долота, об/мин
16 и 20	4-6	150-160
	6-10	140-160
	10-12	120-130
	12-14	105-120
	14-16	80-110
25	6-10	140
	10-12	110
	12-14	88
	14-16	81
	16-18	72
32	10-12	110
	12-14	95
	14-16	80
	16-18	75

При ударно-вращательном бурении статическое усилие на коронку принимается в зависимости от типа пневмоударника. При небольшой осевой нагрузке при каждом ударном импульсе коронка отскакивает от забоя, что снижает скорость бурения. При высоком осевом усилии возникают большие силы трения коронки о забой скважины, что также увеличивает расход энергии вращателя.

Принимая частоту вращения при вращательном бурении режущими долотами, важно обеспечивать не только оптимальный процесс разрушения коронкой породы забоя, но также обеспечить условия выноса шнеком разрушенной породы из скважины. Критические значения частоты вращения станков шнекового бурения

$$n_o = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot (\sin \alpha + f_1 \cdot \cos \alpha)}{R \cdot f_2}} \quad (3.11)$$

где  $\alpha$  – угол наклона спирали шнека, градус;

$f_1$  – коэффициент трения породы о шнек;

$R$  – радиус шнека;

$f_2$  – коэффициент трения породы о породу.

Необходимая частота вращения шнека должна превышать критическое значение.

Осевое усилие станков вращательного бурения режущими долотами определяется аналогично станкам шарошечного бурения (формула 3.9) и она должна превышать значение, рассчитанное по формуле

$$P_{oc} = 5 \cdot \pi \cdot F_3 \quad (3.12)$$

где  $F_3$  – площадка затупления коронки,  $0,5 \div 3 \text{ см}^2$ .

Часовая производительность экскаватора при непрерывной работе определяется по выражению

$$Q_{\text{ч}} = 60 \cdot E \cdot n_z = 60 \cdot E / T_{\text{ц}} \quad (3.13)$$

где  $E$  – геометрическая вместимость ковша,  $\text{м}^3$ ;

$n_z$  – расчетное число циклов в минуту,  $\text{мин}^{-1}$  (число ковшей, разгружающихся в минуту);

$T_{\text{ц}}$  – фактическая (расчетная) продолжительность цикла, с.

Сменная производительность экскаватора находится по формуле

$$Q_{\text{см}} = 60 \cdot E \cdot n_z \cdot \frac{t_p}{t_p + t_n} \cdot \frac{K_n}{K_p} \cdot T_c \cdot K_{\text{в}} \quad (3.14)$$

где  $t_p$  – продолжительность непрерывной работы экскаватора с одного положения, с;

$t_n$  – продолжительность одной передвижки, с;

$K_n$  – коэффициент наполнения ковша (см табл. 3.1) ;

$K_p$  – коэффициент разрыхления горных пород. (см.табл. 3.1);

$T_c$  – продолжительность смены, час;

$K_{\text{в}}$  – коэффициент использования сменного времени экскаватора, принимаемый  $0,55 \div 0,8$  при погрузке в железнодорожные вагоны и  $0,8 \div 0,9$  в автосамосвалы, на конвейеры и в отвал.

Годовая производительность экскаватора определяется по формуле

$$Q_2 = Q_{см} \cdot T \quad (3.15)$$

где  $T_2$  – число рабочих смен в году, определяемое по таблице 3.4.

Таблица 3.4 - Рекомендуемое число рабочих смен в году  $T_r$  по регионам для одноковшовых экскаваторов (по данным ГИПРОРУДЫ)

Вместимость ковша экскаватора, м <sup>3</sup>	Непрерывная рабочая неделя при работе			Прерывная рабочая неделя с одним выходным днем при работе					
	в три смены			в две смены			в три смены		
	Север	Центр	Юг	Север	Центр	Юг	Север	Центр	Юг
До 5	765	800	820	460	475	485	650	680	700
6	745	780	795	455	470	475	640	665	680
12,5 и выше	740	770	785	450	465	470	630	655	670

Производительность бульдозера при резании и перемещении породы определяют по зависимости:

$$Q_T = \frac{3600 \cdot V_B}{T_{Ц}} \cdot K_{ув} \cdot K_n, \quad (3.16)$$

где  $V_B$  – фактический объем призмы волочения, м<sup>3</sup>;

$T_{Ц}$  – продолжительность цикла, с;

$K_{ув}$  – коэффициент использования машины во времени, 0,75;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий потери материала при транспортировании, 0,85.

Объем призмы волочения

$$V_B = 0,5 \cdot K_{П} \cdot L \cdot H^2 \quad (3.17)$$

Значения коэффициента призмы волочения  $K_{II}$  в зависимости от отношения высоты отвала  $H$  к его длине  $L$  и вида породы приведены ниже:

Отношение $H/L$	0,15	0,3	0,35	0,4	0,45
Связные породы I и II категории	1,45	1,25	1,18	1,1	1,05
Несвязанные породы	0,87	0,835	0,8	0,77	0,67

Время цикла  $T_{Ц}$  равно времени движения тележки в рабочем и холостом направлении.

$$T_{Ц} = t_p + t_x + t_{ман} + t_{пер} \quad (3.18)$$

где  $t_p$ ,  $t_x$ ,  $t_{ман}$  и  $t_{пер}$  – соответственно время рабочего и холостого хода, а также время на маневры и переключение скоростей,  $t_{ман} + t_{пер} = 5$  с.

### 3.3 Определение числа машин в комплексе

Необходимое число рабочих экскаваторов для карьера определяется

$$N_p = Q_k / Q_z \quad (3.19)$$

где  $Q_k$  – годовая производительность карьера, м<sup>3</sup>/год.

Инвентарный парк экскаваторов определяется по выражению

$$n_{инв} = K_u \cdot N_p \quad (3.20)$$

где  $K_u$  – коэффициент, учитывающий число экскаваторов, находящихся в ремонте, значение которого следует принимать 1,15÷1,2.

Количество бульдозеров для отвала определяется

$$N_p = B_k / Q_m \quad (3.21)$$

где  $B_k$  – годовая производительность карьера по вскрыше, м<sup>3</sup>/год.

Рабочий парк буровых станков:

$$N_P = \frac{W_{\delta}}{Q_{\text{ГОД}}} \quad (3.22)$$

где  $W_{\delta}$  – годовой объем бурения, м/год

$$W_{\delta} = \frac{Q_{\kappa}}{\gamma} \quad (3.23)$$

где  $\gamma$  – выход горной массы с одного погонного метра скважины, 50 м<sup>3</sup>/м .

### 3.4 Расчёт потребной мощности основных механизмов машин комплекса

#### 3.4.1 Расчёт бурового станка

В данном разделе необходимо определить мощности всех двигателей изображенных на схеме вращательно-подающего механизма. Если осевое усилие создается гидропневмоцилиндрами необходимо определить диаметр цилиндра, задавшись давлением в системе.

Методика расчёта мощности механизма вращателя и осевого усилия для станков вращательного бурения шарошечными и режущими долотами приведена в [4, стр. 161-169].

Для станков ударно-вращательного бурения методика расчета приводится [6, стр. 9-10]. Целью расчёта является сравнение паспортной мощности пневмоударника с расчетной.

Мощность механизма подъёма бурового става рассчитывается из условия преодоления веса бурового става, сил трения о стенки скважины и возможности прихвата снаряда

$$N = \frac{k_1 \cdot m \cdot g \cdot k_2 \cdot (1 + f_T) \cdot V_{\text{под}}}{1000 \cdot \eta} \quad (3.24)$$

где  $k_1$  – коэффициент, учитывающий возможность прихвата снаряда, 1,1÷1,3;

$m$  – масса бурового става и долота, кг;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий тип вращательно-падающего механизма. при патронном типе ВПМ  $k_2=1$ , при шпиндельном - 1,5;

$f_T$  – коэффициент трения, 0,2;

$\eta$  – КПД привода, 0,8;

$V_{нод}$  – скорость подъёма бурового става, принимается в 4 раза больше скорости бурения, м/с.

Масса бурового става

$$m_{СТ} = S_{ШТ} \cdot L_{СКВ} \cdot \rho \quad (3.25)$$

где  $S_{ШТ}$  – площадь сечения штанги, м<sup>2</sup>;

$L_{СКВ}$  – длина скважины, м;

$\rho$  – плотность материала штанги, 7800 кг/м<sup>3</sup>.

Диаметр штанги принимается на 50 мм меньше диаметра долота.

### 3.4.2 Расчёт экскаватора

При определении мощности главных приводов экскаватора цикл разбивается на три равных периода:

- 1) Черпание;
- 2) Поворот на разгрузку с загруженным ковшом;
- 3) Поворот к забою с порожним ковшом;

Для каждого из периодов мощность привода определяется по формуле

$$N_i = \frac{K_i \cdot S_i \cdot V_n}{\eta} \quad (3.26)$$

где  $K_i$  – коэффициент, учитывающий изменение скорости привода в  $i$  –ый период;

$S_i$  – усилие в приводе в  $i$  –ый период, кН;

$V_n$  – номинальная скорость привода (из технической характеристики аналога), м/с;

$\eta$  – КПД привода, 0,8÷0,85.

Затем определяется средневзвешенная мощность привода



$$N_{св} = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{3} \quad (3.27)$$

где  $N_1, N_2, N_3$  – мощность привода в каждом периоде, кВт.

### 3.4.2.1 Мощность привода подъёмного механизма

Усилия в подъёмном канате  $S_n$  в любом положении ковша относительно забоя определяются из уравнения моментов относительно оси напорного вала.

#### 1). Черпание

Усилия в подъёмном канате соответствует моменту окончания черпания при следующем положении рукояти (рисунок 1): зубья ковша на уровне напорного вала, подъёмный канат вертикален. На рукоять с ковшом действуют следующие силы:  $G_{к+п}$  – вес ковша с породой, кН;

$P_{01}$  и  $P_{02}$  – вертикальная и горизонтальная составляющая сопротивления копания, кН;

$G_p$  – вес рукояти, кН;

$S_n$  и  $S_n$  – усилия в подъёмном канате и напоре, кН.

Вертикальную составляющую усилия копания можно найти по формуле

$$P_{01} = \frac{E \cdot K_F}{H_{н.в.} \cdot K_p} \quad (3.28)$$

где  $E$  – ёмкость ковша экскаватора, м<sup>3</sup>;

$K_F$  – удельное сопротивление копания, КПа (см табл. 3.1);

$H_{н.в.}$  – высота напорного вала экскаватора, м (берётся из технической характеристики экскаватора);

$K_p$  – коэффициент разрыхления породы в ковше (см. табл. 3.1).

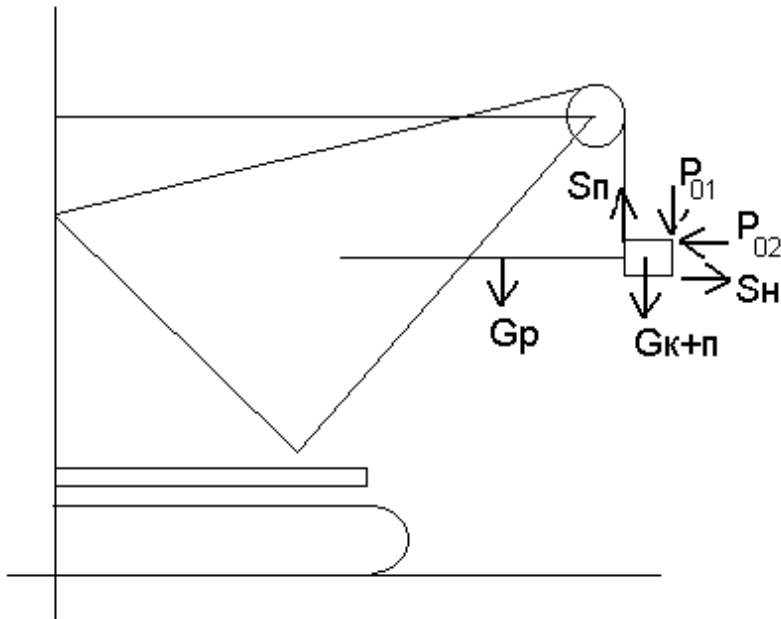


Рисунок 1 – Схема мехлопаты в период черпания

Вес породы в ковше равен

$$G_n = E \cdot \gamma \cdot \frac{K_n}{K_p} \cdot g \quad (3.29)$$

где  $\gamma$  – плотность породы, т/м<sup>3</sup> (берётся из таблицы 3.1);

$K_n$  – коэффициент наполнения ковша (берётся из таблицы 3.1);

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Поскольку мы считаем, что рукоять с ковшом находится в состоянии равновесия, то сумма моментов этих сил относительно оси напорного вала равна нулю.

Моменты от сил  $P_{02}$  и  $S_n$  мы пренебрегаем из-за их малого плеча.

$K_1 = 1$  – коэффициент, учитывающий изменение скорости привода в первый период.

Поворот на разгрузку

При повороте на разгрузку усилие в подъёмном канате определяются при следующих положениях рукояти (рисунок 2): рукоять выдвинута на полный вылет, ковш с породой поднят на максимальную высоту.

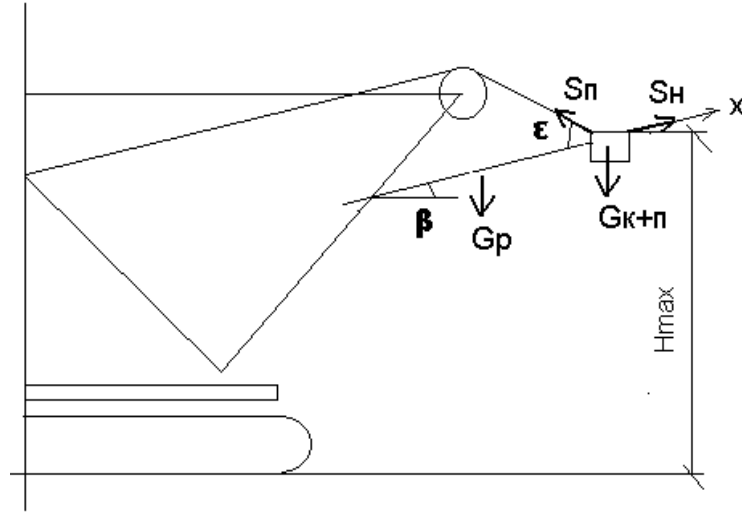


Рисунок 2 - Схема мехлопаты в период поворота на разгрузку

На рукоять с ковшем действуют силы: вес ковша с породой, вес рукояти, подъёмное усилие и усилие напора.  $K_2 = 0,1 \div 0,3$ . Моментом от силы  $S_n$  пренебрегаем.

Поворот к забою

При повороте к забою усилие определяется также как при черпании, только не учитывается вес породы в ковше  $G_n$  и вертикальная составляющая сопротивления копания  $P_{01}$ .  $K_3 = 1,1 \div 1,3$  (рисунок 1).

Затем определяется средневзвешенная мощность привода подъемного механизма. Согласно кинематике находится число двигателей привода и ориентировочно принимается мощность согласно ряду стандартной мощности.

#### 3.4.2.2 Мощность привода напорного механизма

Напорное усилие определяется в каждом из периодов, составляя уравнения равновесия рукояти с ковшем, проецируя все силы на ось  $X$ .

Черпание.

Усилие напора определяется для следующего положения рукояти (рисунок 3): рукоять выдвинута на полный вылет, зубья ковша на уровне оси напорного вала. На рукоять с груженным ковшем действуют силы: вес ковша с породой, вес рукояти,  $P_{01}$ ,  $P_{02}$ , усилие напора и подъёма.

Поскольку рукоять движется равномерно и прямолинейно, сумма проекций всех сил на ось  $X$  равна нулю. Для этого положения рукояти определяется усилие подъёма, аналогично предыдущим расчётам.  $K_2=1$ .

Поворот на разгрузку.

При повороте на разгрузку усилие напора  $S_n$  определяется также, как и для второго периода подъёмного механизма (рисунок 2). Сумма проекций всех сил на ось X равна нулю.  $K_2 = 0,2 \div 0,4$ .

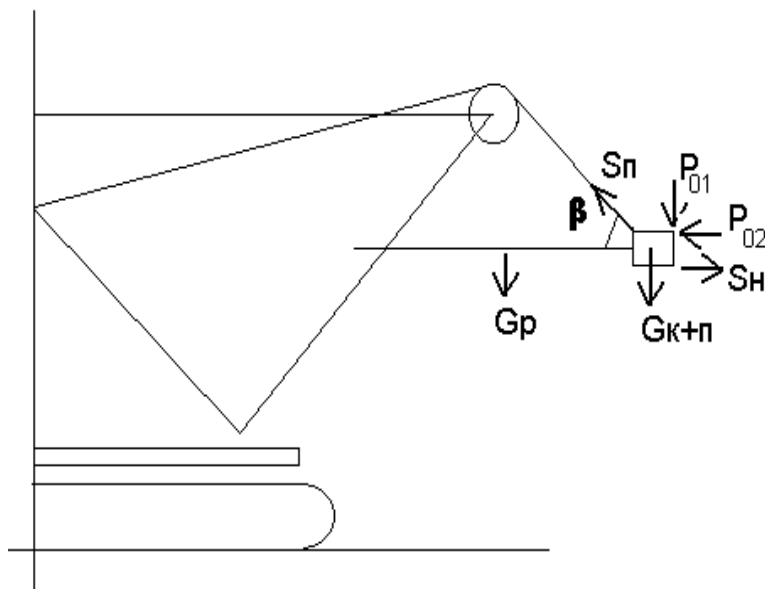


Рисунок 3 – Схема к расчёту напора в период черпания

Поворот к забою.

При повороте к забою усилие напора находится для следующего положения рукояти (рисунок 4). Ковш опущен на землю, рукоять вертикальная.

Усилие напора должно обеспечить втягивание рукояти с порожним ковшем.  $K_3 = 0,8 \div 1$ .

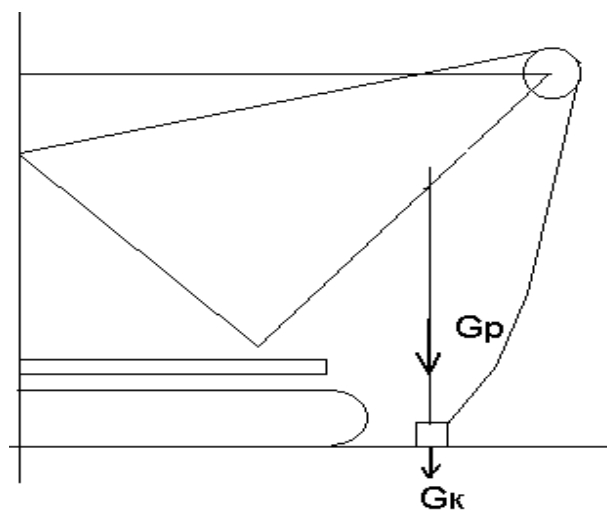


Рисунок 4 – Схема в период поворота к забою

### 3.4.2.3 Мощность привода поворотного механизма экскаватора

Средневзвешенная мощность привода поворотного механизма одноковшового экскаватора определяется по формуле

$$N_{св} = \frac{K_{як} \cdot \omega^2 \cdot (I_{нз} + I_{нп}) \cdot (1 + 3\eta^2)}{2 \cdot 10^3 \cdot \frac{2}{3} \cdot T_{ц} \cdot \eta} \quad (3.30)$$

где  $K_{як}$  – коэффициент, учитывающий работу сил инерции якоря двигателя, 1,15;

$T_{ц}$  – время цикла экскаватора, с;

$\eta$  – КПД двигателя, 0,85;

$I_{нз}$  и  $I_{нп}$  – моменты инерции экскаватора с груженным и порожним ковшом, кг·м<sup>2</sup>.

Для ЭКГ с зубчато-реечным механизмом напора:

$$I_{нз(нп)} = I_{нов.пл.} + I_{стр.} + I_{рук.} + I_{н.м.} + I_{к+п(к)} \quad (3.31)$$

Любой из моментов инерции вычисляется по формуле

$$I = M \cdot r^2 \quad (3.32)$$

где  $M$  – масса узла экскаватора, кг;

$r$  – расстояние от оси вращения (центральная цапфа) до линии действия силы, м.

Масса напорного механизма  $M_{нм} = 0,026 \cdot M_{экс}$

Для экскаваторов с канатным механизмом напора не учитываются моменты инерции напорного механизма.

Момент инерции поворотной платформы экскаватора вычисляется по формуле

$$I_{нов.пл.} = M_{нов.пл.} \cdot \frac{(0,5L_{д})^2 + (0,5L_{ш})^2}{3} + M_{нов.пл.} \cdot r^2 \quad (3.33)$$

где  $M_{нов.пл.}$  – масса платформы, кг.

$$M_{нов.пл.} = (0,48 \div 0,51) \cdot M_{экс} \quad (3.34)$$

$L_d$  и  $L_{ши}$  – длина и ширина платформы, м;

$r$  – расстояние между осью вращения экскаватора и осью, проходящей через центр тяжести платформы, м.

$$r = 0,5 \cdot L_d \cdot r_{п.с.} \quad (3.35)$$

где  $r_{п.с.}$  – радиус пяты стрелы, м.

#### 3.4.2.4 Выбор сетевого двигателя экскаватора

Диаметр каната выбирается исходя из разрывного усилия с пятикратным запасом прочности

$$S_{Раз} = \frac{5 \cdot S_{i\text{-max}}}{0,75 \cdot A_{дв} \cdot I_{пол} \cdot \Pi_{кан}} \quad (3.36)$$

где  $S_{i\text{-max}}$  – максимальное усилие подъёма, напора из трёх периодов при работе экскаватора;

$A_{дв}$ ,  $I_{пол}$ ,  $\Pi_{кан}$  - число двигателей, полиспастов и канатов (принимается согласно кинематической схемы).

В таблице 3.5 приведены типы канатов, которые используются на одноковшовых экскаваторах.

Диаметр барабана на который наматывается канат определяется по формуле

$$D_{бар} = (25 \div 32) \cdot d_{кан} \quad (3.37)$$

где  $d_{кан}$  - диаметр каната, мм

Таблица 3.5 – Характеристика канатов

Обозначение	Диаметр каната, мм	Разрывное усилие, кН
17-Н-170-1-3079-80	17	154

19,5-Г-Н-О-170, 3077-80	19,5	201,5
28-7-В-О-Н-180,7669-80	28	442,5
39-Г-В-О-Н-180,7669-80	39	957,5
45,5-Г-В-О-Н-180,7669-80	45,5	1325
52-Г-В-О-Н-180,7669-80	52	1745
57-Г-В-О-Н-180,7669-80	57	1965
4МРТУ/НИИМЕТИЗ	64	3000

При применении экскаваторов с зубчато-реечным механизмом напора, диаметр cremальерной шестерни определяется по формуле

$$D_{кр} = \sqrt{1,01 \cdot N_{н\max} \cdot k_{н\text{кр}} \cdot \frac{E}{\psi_a \cdot [\sigma_k]^2} \cdot 10^{-3}} \quad (3.38)$$

где  $k_{н\text{кр}}$  – коэффициент нагрузки, 1,2;

$E$  – модуль упругости стали (шестерня изготавливается из стали ХНМ.  $E=2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>);

$\psi_a$  – коэффициент ширины зуба, 0,4;

$[\sigma_k]$  – допускаемое контактное напряжение для стали, 960 Н/мм<sup>2</sup>.

Вначале необходимо получить нагрузочную диаграмму приводного двигателя преобразовательного агрегата. Она получается путём суммирования ординат во времени за цикл работы двигателей всех механизмов экскаватора.

Эквивалентная мощность приводного двигателя определяется по формуле

$$P_{э\text{кв}} = \frac{M_{э\text{кв}} \cdot n_{сд}}{9550} \quad (3.39)$$

где  $M_{э\text{кв}}$  – суммарная эквивалентная мощность приводного двигателя, КН·м;

$$M_{э\text{кв}} = \sqrt{\frac{M_{э1}^2 + M_{э2}^2 + M_{э3}^2}{3}} \quad (3.40)$$

$n_{сд}$  – частота вращения приводного двигателя, 1000 об/мин.

Эквивалентная мощность в каждом периоде вычисляется по формулам:

$$\begin{aligned}M_{э1} &= n_{дв} \cdot M_{п1} + n_{дв} \cdot M_{н1} \\M_{э2} &= n_{дв} \cdot M_{п2} + n_{дв} \cdot M_{н2} + n_{дв} \cdot M_{пов2} \\M_{э3} &= n_{дв} \cdot M_{п3} + n_{дв} \cdot M_{н3} + n_{дв} \cdot M_{пов3}\end{aligned}$$

где  $n_{дв}$  – количество двигателей привода;

$M_{пi}$ ,  $M_{нi}$  и  $M_{повi}$  – момент соответственно статических сопротивлений приводов подъёма, напора и поворота.

Момент статических сопротивлений привода, приведенных к валу двигателя

$$M_i = \frac{S_i \cdot D_{бар}}{2 \cdot a_{дв} \cdot n_{кан} \cdot i_{пол} \cdot i_{ред} \cdot \eta} \quad (3.41)$$

где  $S_i$  – усилие в каждом из трёх периодов при работе экскаватора;

$\eta$  – коэффициент полезного действия механизма.

Расчётная мощность двигателя

$$P_{рас} = \frac{P_{эkv}}{\eta_{на}} \quad (3.42)$$

где  $\eta_{на}$  – КПД двигателя, 0,85÷0,88.

### 3.4.2.5 Выбор генераторов преобразовательного агрегата

В системе генератор – двигатель режим работы каждого из генераторов преобразовательного агрегата повторяет режим работы соответствующего двигателя. Частота вращения генератора равна частоте вращения сетевого двигателя. Номинальная мощность генератора определяется по формуле:

$$P_{номген} = \frac{a_{дв} \cdot P_{номдв}}{\eta_{ген}} \quad (3.43)$$

где  $a_{дв}$  – количество двигателей получаемых питание от данного генератора;



$\eta_{ген}$  – КПД генератора, 0,92.

### 3.4.3 Тяговый расчёт бульдозера

Общее сопротивление движению бульдозера вычисляется по формуле:

$$W = g \cdot m_{\delta} \cdot f_k + 0,5 \cdot K_F \cdot B \cdot t + g \cdot m_{\delta} \cdot \mu_1 + g \cdot V_{\delta} \cdot \gamma \cdot \mu_2 \quad (3.44)$$

где  $m_{\delta}$  – масса бульдозера, т;

$f_k$  – коэффициент сопротивления качения, 0,1;

$B$  – ширина отвала, м;

$t$  – толщина срезаемой стружки стружки, 0,2 м;

$K_F$  – коэффициент сопротивления породы копанию, 250 КПа;

$\mu_1$  – коэффициент трения породы о сталь, 0,15;

$\mu_2$  – коэффициент внутреннего трения грунта, 0,5;

$\varphi$  – плотность грунта, т/м<sup>3</sup>;

Мощность двигателя бульдозера

$$N = \frac{k \cdot W \cdot V}{\eta} \quad (3.45)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий увеличение мощности от дополнительных сопротивлений при движении машины, 1,1;

$\eta$  – КПД двигателя, 0,8;

$V$  – скорость движения при заборе породы, 0,5 м/с.

После чего сравнивается полученная мощность с мощностью двигателя трактора и делается вывод.

### 3.5 Список литературы

1. Подэрни Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых горных работ/ в 2 томах – М.: МГГУ, 2002;
2. Подэрни Р.Ю. Горные машины и автоматизированные комплексы для ОГР - М.: Недра, 1985;
3. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров - М.: МГГУ, 2003;
4. Чулков Н.Н. Расчёт приводов карьерных машин.- М.: Недра,1987;

5. Катанов Б.А., Саfoxин М.С. Машинист бурового станка на карьере.- М.: Недра, 1984;
6. Щадов М.И. Справочник механика ОГР. Экскавационно-транспортные машины циклического действия - М.: Недра, 1989;
7. Оборудование для механизации производственных процессов на карьерах./ Под ред. В.С. Виноградова. – М.: Недра, 1974;
8. Сатовский Б.И. Современные карьерные экскаваторы. – М.: Недра, 1978.

#### 4 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ «ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТ»

##### 4.1 Принципы формирования комплексов

Состав комплексов машин предопределяется горнотехническими условиями (например, мощность рудного тела -  $m$ ), системой разработки и горно-технологическими параметрами применяемой системы. Основные из них: 1) диаметр и глубина шпуров (скважин), максимальная высота бурения горизонтального шпура, размеры буровых штреков; 2) условия погрузки (в камере или торце выработки), кусковатость, расстояние транспортирования, условия разгрузки (рудоспуск или вагон), размеры выработок; 3) возможная производительность участка, панели, блока или камеры.

Под комплексом понимается совокупность машин, обеспечивающих механизацию всех звеньев технологического процесса, увязанных по их основным параметрам и производительности. В него входят машины для бурения шпуров и скважин, зарядания ВВ, погрузки и транспортирования руды, крепления выработок и очистных забоев, чистки почвы камер, закладки выработанного пространства (когда входит в технологический процесс очистной выемки и выполняется самоходными машинами).

В комплекс не следует включать машины для перевозки людей, грузов и технического обслуживания (краны, топливомаслозаправщики, передвижные мастерские), относящиеся к категории обслуживающих и могущих обеспечить работу нескольких добычных комплексов.

Выбранный комплекс машин должен соответствовать горнотехническим, параметрам применяемой системы разработки, производительности.

## 4.2 Выбор комплекса машин и их характеристика

В курсовом проекте предусматривается два варианта выбора комплекса:

для продления подготовительно-нарезных выработок с заданной скоростью проходки ( $L$ , м/мес) или для очистного забоя с суточной производительностью добычи полезного ископаемого ( $A$ , т/сут). Конкретное выполнение варианта определяется исходными данными по индивидуальным вариантам.

Пример.

4.2.1 Состав комплекса для проведения подготовительно-нарезной выработки (буровой подэтажный орт). Как правило, комплекс располагается выше доставочного горизонта и предназначен для бурения шпуров или скважин и отбойки руды; Сечение определяется габаритами машин, обычно  $15...20 \text{ м}^2$ .

Предварительно выбирается комплекс, согласно [6] или других авторов, исходя из заданных исходных данных. Проверяются по техническим характеристикам и габаритам. Например, высота выработки  $h_v =$  до 2,5 м [6, с.151, табл. 9.11].

Бурение: БК-1, БК-2, СБКН-2П, КБШм.

Производится техническая характеристика основных параметров бурильной установки (в случае соответствия составу комплекса).

Зарядание: пневмозарядчики Курама-7м; ЗП-1 (тоже проверяется по диаметру и глубине шпура и т.п.). Приводится краткая характеристика.

Погрузка: при  $L =$  до 150 м и  $f = 18$  принимается ПНБ-4 и проверяют ее по характеристикам  $\alpha$ , габаритам и т.д. приводится основная краткая техническая характеристика.

Доставка: при  $L = (60...100\text{м})$  - ВС-5п; при  $L < 100$  м - 4ВС-10 тоже проверяется по характеристикам. Дается краткая характеристика.

Крепление: (по необходимости) цемент - пушка БМ-68.

Проходка восстающих - по необходимости, согласно системе разработки.

$h_b =$  до 4 м.

Бурение: СБУ-2М, УБГ-2, БК-УД и др.

Заряжание: Курама-7, ЗП-1.

Погрузка: ПНБ-3Д, ПНБ-4, при  $L < 300$  м - ПД-5.

Доставка: при  $L < 200\text{м}$ , ЗВС-15РВ, 5ВС-15РВ, при  $L > 200\text{м}$  - МоАЗ-6401.

Крепление: спец.полки СП-8А, СП-18А и др., БМ-68.

Проходка восстающих - КПВ-1А.

Для каждой машины приводится краткая характеристика.

Пример.

4.2.2. Состав комплекса для очистного забоя.

$h_b =$  до 6 м [6, табл. 9.1].

Бурение: СБУ-2к (УБШ-401), УБГ-2, БК-6Д.

Заряжание: ПМЗШ-2.

Погрузка: ПНБ-3Д, ПНБ-4, при  $L < 300\text{м}$  - ПД-8, ПД-12.

Доставка: при  $L < 200\text{м}$  - ЗВС-15РВ, 5ВС-15РВ. 2ВС-20 в сочетании с конвейерами или без них; при  $L > 200\text{м}$  - МоАЗ-6401.

Крепление: (по необходимости) СП-8А, БМ-68 или ТП-3.

#### 4.3 Расчет технической и эксплуатационной производительности машин комплекса

##### 4.3.1 Проходческие работы

Производительность комплекса ( $P_k$ ) зависит от производительности каждой машины.

$$P_k = f(P_{\sigma} + P_3 + P_{n2} + P_{\delta} + P_{kp}) \quad (4.1)$$

т.е. соответственно производительности бурильных машин, зарядчика, погрузки, доставки и крепления. С другой стороны учитывается либо в метрах выработки, либо ( $\text{м}^3$ ) и т.д.

$$P_{\kappa} = \frac{V}{T_{\text{ц}}} = \frac{S_{\text{в}} \cdot L_{\text{ц}}}{T_{\text{ц}}} \quad (4.2)$$

где  $V$  – объем отбиваемого массива,  $\text{м}^3$ ;

$S_{\text{в}}$  – площадь поперечного сечения выработки,  $\text{м}^2$ ;

$L_{\text{ц}}$  – продвижение забоя за цикл, м;

$T_{\text{ц}}$  – длительность цикла, час.

Длительность цикла

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{б}} + T_{\text{з}} + T_{\text{нз}} + T_{\text{кр}} + T_{\text{н}} + T_{\text{нз}} \quad (4.3)$$

Время, затрачиваемое на бурение

$$T_{\text{б}} = \frac{l_{\text{ш}} \cdot N_{\text{ш}}}{P_{\text{тб}}} + t_{\text{нз}}^1 = \frac{l_{\text{ш}} \cdot N_{\text{ш}}}{P_{\text{эkb}}} \quad (4.4)$$

где  $t_{\text{нз}}^1$  – время на подготовительно-заключительные операции,  $0,8 \div 1,2$  час;

$l_{\text{ш}}$  – глубина шпура, м.

Число шпуров на забой

$$N_{\text{ш}} = Q_{\text{зах}} / g_{\text{ш}} \quad (4.5)$$

Масса зарядов ВВ шпуров на весь забой

$$Q_{\text{зах}} = g \cdot V = g \cdot S_{\text{в}} \cdot l_{\text{ш}} \cdot K_{\text{шш}} \quad (4.6)$$

где  $g$  – удельный расход ВВ,  $\text{кг}/\text{м}^3$  (см. табл.4.4);

$S_{\text{в}}$  – площадь поперечного сечения выработки,  $\text{м}^2$ ;

$K_{шш}$  – коэффициент использования шпура (см. табл. 4.5);

$V$  – объем отбиваемой массы, м<sup>3</sup>.

Таблица 4.1 - Механическая скорость для бурения шпуров  $V_M$ , мм/мин

Буровые машины, каретки, станки	Диаметр, мм	Длина шпура, м	Коэффициент крепости, f						Ср. знач. $T_{уд}$ , мин/м
			6–8	8–10	10–12	12–14	14–16	16–18	
НКР-100 м (пневмоудар)	85	50	130	120	100	80	70	60	5
ПТ-36	57	10	150	130	120	80	70	60	4
КБУ-50М (ПК-60)	57	15	550	500	400	160	120	80	4
КБУ-80м (ПК-75)	70	25	600	550	420	200	150	100	4
ПБУ-80 (ПК-75)	70	25	600	550	420	200	200	150	2
Руч.перф. (А=50Дж)	40	2,0	400	300	240	220	190	150	1-3
2УБК-2П (перф. ПК-60, А=90Дж)	40	30	1200	1000	800	420	400	300	1-3

Примечание:  $T_{уд}$  - удельные затраты на вспомогательные операции;  
 $V_M$  - механическая скорость бурения.

Масса заряда ВВ одного шпура

$$g_{шш} = l_{шш} \cdot K_{зан} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot \Delta}{4} \quad (4.7)$$

где  $K_{зан}$  – коэффициент заполнения шпура, 0,6÷0,7;

$d_n$  – диаметр патрона, м;

$\Delta$  – плотность зарядки, 1000÷1100 кг/м<sup>3</sup>.

При пересчете на другие ВВ принимаются следующие коэффициенты: гранулиты АС-8, АС-4-1,2, игданит - 1,4; детониты - 0,9; скальный аммонит №1 - 0,8; динафталит - 1,15; аммонал - 0,95.

Таблица 4.2 – Механическая скорость для бурения скважин  $V_m$

Тип машины, установки	Длина скважины, м	Диаметр скважины, мм	Скорость бурения (мм/мин) при коэффициенте крепости f		
			6 - 9	10 - 13	14 - 18
НКР-1000м	50	105	80	60	40
СБУ-50Э	30	70	1200	900	600
ПБУ-80м	30	70	800	500	300
КБУ-50м	20	57	650	425	250
КБУ-80м	30	70	800	500	300
ПТ-36	10	57	150	120	80

Примечание:  $V_m = l_{скв} / T_b$  – средняя механическая скорость бурения без учета ее снижения по мере углубления скважины, мм/мин.

Техническая производительность буровой установки

$$P_{тех} = 60 \cdot K_o \cdot P'_{тех} \cdot n_{б.м} \quad (4.8)$$

где  $K_o$  – коэффициент одновременности работы бурильных машин, 0,9 ( $K_o = 0,95 \div 0,9$  – для установок с двумя или тремя манипуляторами,  $K_o = 0,85 \div 0,8$  – с 4-мя);  
 $n_{б.м}$  – число бурильных машин на установке.

Таблица 4.3 - Механическая скорость бурения для буровых установок с бурильными машинами

2УБК-2п	СБК-2мп	1СБУ-2к	УБШ-221д	УБШ-331д	УБШ-332д	УБШ-532д	ПБУ-80	2СБУ-70
число перфораторов								
2	2	2	2	3	3	3	1	2

ПК-60	ПК-60	БГА-1м	ПК-75	ПК-75	ПК-75	ПК-75	ПК-75	БУ-70
700	740	700	880	880	880	880	880	(600:150)
f=10	8-18	8-16	8-20	8-20	8-20	8-20	8-20	80-20
s=6-14	6-11	18-50	8,5-22	5-27	11-27	15-60	2,8-2,8	3x2
h=3,2	2,5	6	3,6	4,1	4.1	7	–	–
Примечание: h - глубина бурения, м; s - сечение выработки, м <sup>2</sup> ; f - коэффициент крепости.								

Таблица 4.4 - Удельный расход ВВ (БЖВ), кг/м<sup>3</sup>

Коэффициент крепости, f	Сечение выработки, м <sup>2</sup>				
	4-6	7 - 9	10 - 12	13 - 15	16..20 и более
15 - 20	2,8	2,7	2,6	2.6	2.6
10 - 14	2,5	2,4	2,3	2.3	2.1
7 - 9	2,1	2.0	2,0	1.9	1.6
4 - 6	1.8	1,7	1.6	1.6	1.6

Техническая скорость бурения одной бурильной машины

$$n_{\text{тех}} = (1 - K_1 - K_2) \cdot V_m \quad (4.9)$$

где  $V_m$  – механическая скорость бурения, м/мин (см.табл.4.2 и 4.3);

$K_1$  – коэффициент, зависящий от  $f$ , 0,12÷0,26;

$K_2$  – коэффициент, зависящий от конструкции манипулятора, 0,05÷0,08.

Таблица 4.5 – Значения коэффициента использования шпура,  $K_{\text{и.ш.}}$ .

Глубина шпура, м	Порода с коэффициентом крепости $f$					
	6	8	10	12	14	16-20
2	0,9	0,9	0,87	0,8	0,78	0,76



3	0,86	0,85	0,82	0,75	0,7	0,62
4	0,82	0,78	0,75	0,71	0,63	0,58
5	0,76	0,73	0,69	0,64	0,56	0,53

Далее из формулы (4.4) время подготовительно-заключительных операций при бурении и простои  $t_{nz} = 0,5 \div 1,5$  час

Эксплуатационная производительность буровой установки

$$P_{\text{ЭКБ}} = P_{\text{ТБ}} \cdot T_{\text{см}} \cdot K_{\text{в}} \quad (4.10)$$

где  $T_{\text{см}}$  – продолжительность смены, час;

$K_{\text{в}}$  – коэффициент использования буровой установки в течение смены,  $0,5 \div 0,7$ .

Время зарядки шпуров

$$T_{\text{з}} = \frac{V \cdot g}{P_{\text{ТЗ}}} + t_{nz}^{11} = \frac{V \cdot g}{P_{\text{ЭЗ}}} \quad (4.11)$$

где  $P_{\text{ТЗ}}$  – техническая производительность пневмозарядчика,

$P_{\text{ТЗ}} = 6 \div 8$  кг/мин =  $360 \div 480$  кг/ч;

$t_{nz}^{11}$  – время на подготовительно-заключительные операции при зарядке,  $0,15 \div 1$  час;

$P_{\text{ЭЗ}}$  – эксплуатационная производительность пневмозарядчика, кг/ч.

Время проветривания забоя принимается

$$T_{\text{ПР}} = 0,3 - 0,5 \quad (4.12)$$

Время погрузки

$$T_{\text{ПГ}} = \frac{V}{P_{\text{ТЕХ}}} + t_{\text{м}} + \frac{t_{\text{зв}}}{60} \quad (4.13)$$

где  $t_m = \frac{t_1(n_1 - 1)}{60}$  – обмен транспортных сосудов, час (в случаях, если по-

грузка осуществляется в вагонетке одного состава);

$t_{зв}$  – время загона и выгона машины из забоя, 3÷5 мин;

или  $t_m = \frac{t_2(n_2 - 1)}{60}$  – время на маневры при погрузке с перегружателем

партии выгонов, час;

$t_1$  – время замены груженого вагона на порожний, 1,5÷3 мин;

$n_1$  – число вагонов составе;

$t_2$  – время на замену партии груженых вагонов, помещавшихся под перегружателем, на партию порожних, 5÷10 мин;

$n_2$  – число партий вагонов.

Остальные  $T_{кр}$ ,  $T_{п}$ ,  $T_{пз}$  – определяются по данным практики (соответственно время на крепление, настилку путей или подготовку откаточных выработок, время на подготовительно-заключительные операции), час.

#### 4.3.2 Очистные работы

Цикл в очистном забое включает в себя операции бурения, зарядания, проветривания, погрузки, возведения крепи (где она необходима) и подготовительно-заключительные операции.

Машины очистных комплексов обычно работают одновременно в нескольких забоях и совмещают отдельные операции (кроме взрывания).

##### 4.3.2.1 Бурение.

Время, затрачиваемое на бурение

$$T_6 = t_1 + t_2 + t_3 \quad (4.14)$$

где  $t_1$  – время, затрачиваемое непосредственно на бурение;

$t_2$  – время на подготовительно-заключительные операции, 30÷60 мин (загон машин в забой, подготовка к бурению, подготовка установки в транспортное положение, выгон в укрытие, чистка, смазка, ремонт);

$t_3$  – простои машины из-за отсутствия фронта подготовленных работ, электропневмоэнергии, воды, бурового инструмента и т.п.

$t_3 = 0,3 \div 0,4$ ,  $t_1$  – по данным практики.

Время, затрачиваемое непосредственно на бурение по формуле

$$t_1 = \frac{N_{ш} \cdot l_{ш}}{n_{б.у} \cdot П_{ТБ}} \quad (4.15)$$

где  $N_{ш}$  – число шпуров (скважин) в забое (забоях), определяемых паспортом буровзрывных работ;

$l_{ш}$  – глубина шпура (или скважины), м;

$n_{б.у.}$  – число бурильных установок в работе;

$П_{ТБ}$  – техническая производительность бурильной установки, м/ч.

Далее расчет параметров ведется по формулам (4.8÷4.15).

При курсовом проектировании можно ориентировочно пользоваться следующим соотношением:

а) примерно с 1 п.м. скважины или шпура диаметром до 60 мм – выход горной массы равен 1 м<sup>3</sup>; если, например, плотность задана  $\gamma=2$  т/м<sup>3</sup>, то 1 м<sup>3</sup> \* $\gamma=2$  т, т.е с 1 п.м. выход - 2 тонны руды. Если заданная суточная производительность участка (шахты)  $A_{сут} = 1000$  т/сут., то  $1000 : 2 = 500$  п.м. Если задана глубина шпура, например,  $l_{ш} = 2,5$  м, то  $N_{ш} = 500/2,5 = 200$  шпуров/сутки. Далее расчет ведется по формулам (4.8÷4.15);

б) Если диаметр превышает 60 мм, то выход горной массы можно принимать исходя из следующего:  $\varnothing = 60$  мм  $\rightarrow (1 \div 1,5)$  м<sup>3</sup>;  $\varnothing = 70$  мм  $\rightarrow (1,5 \div 2,0)$  м<sup>3</sup>;  $\varnothing = 100$  мм  $\rightarrow (3 \div 4)$  м<sup>3</sup>;  $\varnothing = 150$  мм  $\rightarrow (5 \div 5,5)$  м<sup>3</sup> и далее – методом экстраполяции;

в) В случае применения для бурения скважин станка, его эксплуатационную (сменную) производительность можно определить из следующего выражения.

$$П_{экс} = n_{б.м} \frac{T_{см} - T_{п.з}}{1 - \frac{T_6}{V_m l_{скв}}} \cdot K_6 \quad (4.16)$$

где  $n_{б.м}$  – число бурильных машин на станке;

$T_{см}$  – длительность смены, мин;

$T_{п.з}$  – время подготовительно-заключительных операций, мин;

$V_m$  – механическая скорость бурения, м/мин;

$l_{скв}$  – глубина скважины, м;

$K_s$  - коэффициент использования станка в течение смены.  
 Время, затрачиваемое на вспомогательные операции

$$T_B = T_{cp} + T_{cn} + T_k + T_n \quad (4.17)$$

где  $T_{cp}$ ,  $T_{cn}$ ,  $T_k$ ,  $T_n$  - время, затрачиваемое соответственно на свинчивание, развинчивание штанг, спуск и подъем их, замену коронок, переезды от скважины к скважине, мин.

$$T_{cp} = l_{ck} \cdot t_m \frac{l_{ck} + h_k + 2l_{ш}}{l_{ш} \cdot h_k} \quad (4.18)$$

$$T_{cn} = \frac{l_{ck}^2}{h_k \cdot V_n}, \quad T_k = t_k \frac{l_{ck}}{h_k} \quad (4.19)$$

где  $t_m$  - свинчивание и развинчивание одной штанги, мин;

$l_{ш}$  - длина одной штанги, м;

$h_k$  - стойкость коронки до затупления, м;

$t_k$  - время замены одной коронки, мин;

$V_n$  - скорость подъема и спуска бурового става, м/мин.

Далее по формуле (4.11) определяются  $T_z$ ,  $T_{п.г}$ ,  $t_m$ .

4.3.2.2 Определение производительности ковшовых погрузочных машин циклического действия.

Теоретическая производительность ковшовых машин

$$P_{теор} = n \cdot E \quad (4.20)$$

где  $n = 60/T_u$  - число циклов погрузки в мин ( $n = 4 \div 6$  теоретически);

$T_u$  - для машин прямой погрузки с пневмоприводом, 8 ÷ 10 с;

$T_u$  - для машин ступенчатой погрузки с эл.приводом, 12 ÷ 15 с;

$E$  - геометрическая вместимость ковша, м<sup>3</sup>;

Техническая производительность ковшовых машин

$$P_{\text{тех}} = P_{\text{теор}} \cdot \frac{K_n}{K_p} \quad (4.21)$$

где  $K_n$  – коэффициент наполнения ковша,  $0,7 \div 0,9$ ;

$K_p$  – коэффициент дополнительного разрыхления в ковше,  $0,92 \div 0,95$   
( $0,92$  – для  $E$  до  $0,12 \text{ м}^3$ );

Эксплуатационная производительность ковшовых погрузчиков

$$P_{\text{экс}} = P_{\text{тех}} \cdot K_v \cdot T_{\text{см}} \quad (4.22)$$

где  $T_{\text{см}}$  – длительность смены, мин.

$K_v$  – коэффициент использования машины, ( $0,4 \div 0,6$ ).

4.3.2.3 Определение производительности погрузмашин непрерывного действия (общее для очистных и проходческих работ).

Для выбора погрузочных машин непрерывного действия необходимо знать  $P_{\text{тех}}$  и  $P_{\text{экс}}$  в конкретных горнотехнических условиях и организацию работ. По известной  $P_{\text{теор}}$  определяются  $P_{\text{тех}}$  и  $P_{\text{экс}}$  для машин с нагребными лапами типа ПНБ.

Теоретическая производительность

$$P_{\text{теор}} = m \cdot n_k \cdot V_L \quad (4.23)$$

где  $m$  – количество нагребных лап;

$n_k$  – число качаний лап в мин.

Объем горной массы за одно качание лапы

$$V_L = h_L \cdot \Sigma l \cdot \frac{b}{2} \quad (4.24)$$

где  $h_L$  – высота лапы, м;

$\Sigma l$  – длина зачерпывания с учетом внедрения носка, м;

$b$  – ширина зачерпывания, м.

Техническая производительность

$$\Pi_{\text{тех}} = \psi \cdot \Pi_{\text{теор}} \quad (4.25)$$

Многофакторная величина определяется как

$$\psi = K_{3..M} \frac{\text{tg} \varphi}{\sqrt[3]{\gamma \cdot f \cdot a / H}} \quad (4.26)$$

где  $K_{3..M}$  – коэффициент захвата материала:  $K_{3..M} = 1$  – при нижнем,

$K_{3..M} = 0,86$  – при верхнем,  $K_{3..M} = 0,68$  – при боковом;

$\varphi$  – приведенный угол откоса штабеля,  $\varphi = \varphi_0 \pm \alpha$ ;

$\varphi_0$  – усредненный абсолютный угол откоса штабеля породы;

$\alpha$  – угол наклона почвы выработки («плюс» - если машина работает вниз, «минус» - если машина работает вверх);

$\gamma$  – плотность насыпной массы материала, т/м<sup>3</sup>;

$f$  – коэффициент крепости;

$a$  – средний размер куска массы, мм;

$H$  – высота штабеля, м.

Эксплуатационная производительность

$$\Pi_{\text{экс}} = \Pi_{\text{тех}} \cdot K_{\text{в}} \cdot T_{\text{см}} \quad (4.27)$$

где  $K_{\text{в}}$  – коэффициент использования машины во времени (по данным практики  $K_{\text{в}} = 0,6 \div 0,8$  – при системах с магазинированием, торцовом выпуске и безлюковой погрузке,  $K_{\text{в}} = 0,3 \div 0,4$  – для одиночного забоя, где погрузка чередуется с посменной отбойкой,  $K_{\text{в}} = 0,4 \div 0,6$  – для нескольких забоев);

$T_{\text{см}}$  – продолжительность смены, 360 ÷ 420, мин.

4.3.2.4 Определение производительности транспортных средств (например, автосамосвал МоАЗ-7504)

Техническая производительность

$$\Pi_{\text{тех}} = E \cdot K_{\text{н}} \cdot \gamma / T_{\text{р}} \quad (4.28)$$

где  $E_{\text{к}}$  – емкость кузова, 12,5 м<sup>3</sup>;

$K_m$  – коэффициент наполнения, 0.9;

$\gamma$  – плотность горной массы в разрыхленном состоянии.

Время рейса

$$T_p = t_{\text{пог}} + t_{\text{раз}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{гр}} + t_{\text{пор}} \quad (4.29)$$

где  $t_{\text{пог}}$  – время погрузки, 5.3 мин;

$t_{\text{раз}}$  – время разгрузки, 2 мин;

$t_{\text{ож}}$  – время ожидания, 1 мин;

$t_{\text{гр}} = \frac{l_T}{V_{\text{гр}}}$  и  $t_{\text{пор}} = \frac{l_T}{V_{\text{пор}}}$  – время движения соответственно груженого и по-

рожного автосамосвала, мин;

$V_{\text{гр}}$  – скорость движения груженой машины, км/час;

$V_{\text{пор}}$  – скорость движения порожней машины, км/час;

$l_T$  – длина трассы, км.

Сменная (эксплуатационная) производительность автосамосвала

$$\Pi_{\text{экс}} = \Pi_{\text{тех}} \cdot T_{\text{см}} \cdot k_b \quad (4.30)$$

где  $T_{\text{см}}$  – продолжительность смены, 6 час;

$k_b$  – коэффициент использования автосамосвала, 0,6.

Число рабочих-автосамосвалов

$$N_{p.a} = \frac{k \cdot A_{\text{см}}}{\Pi_{\text{экс}}} \quad (4.31)$$

где  $k$  – коэффициент неравномерности работы, 1,2÷1,5.

Инвентарное число автосамосвалов

$$N_{\text{иа}} = N_{p.a} / k_{т.г} \quad (4.32)$$

где  $k_{т.г}$  – коэффициент технической готовности, 0,97.

4.3.2.5 Для ковшовых погрузочно-доставочных машин(ПДМ) техническая производительность определяется

$$P_{ТПК} = \frac{60 \cdot E_{\delta} \cdot k_{н.б.}}{T_{ц} \cdot k_p} \quad (4.33)$$

где  $E_{\delta}$  – емкость бункера, м<sup>3</sup> (или ковша ( $E_K$ ) для безбункерных машин);

$k_{н.б.}$  – коэффициент наполнения бункера, 0,75÷1,0;

$k_p$  – коэффициент разрыхления, 1,5÷1,6;

$T_{ц} = t_n + t_r + t_{раз} + t_{п}$  – продолжительность цикла, мин (соответственно время наполнения бункера, движения груженной, время разворота, движения погрузочной машины).

Время наполнения: бункера

$$t_n = \frac{E_{\delta} \cdot K_{н.б.}}{\psi \cdot P_{Теор}} \quad (4.34)$$

где  $\psi$  – коэффициент, зависящий от среднего размера куска( $A$ ), коэффициента крепости ( $f$ ), плотности горной массы ( $\gamma$ ), угла откоса штабеля ( $\varphi$ ), высоты штабеля ( $H$ ), 0,3÷0,5.

$P_{Теор}$  – теоретическая производительность рабочего органа, м<sup>3</sup>/мин.

#### 4.4 Определение числа машин в комплексе

4.4.1 Количество буровых установок (выбирается из расчета обеспечения работы погрузочных машин или транспортных и округляется до целых чисел).

Для очистных работ

$$n_{б.у} = \frac{k_{н.б.} \cdot A_{сум}}{Z_{см} \cdot P_{эк.б.}} \quad (4.35)$$

Для проходческих работ



$$n_{\bar{b}.y} = \frac{k_{н.б} \cdot L \cdot \gamma \cdot S_v}{25 \cdot Z_{см} \cdot \Pi_{эк.б.}} \quad (4.36)$$

где  $k_{н.б}$  – коэффициент неравномерности бурения,  $1,1 \div 1,2$ ;

$A_{сут}$  – заданная суточная добыча, т/сут;

$L$  – заданная протяженность выработки при проходческих работах, м/мес;

$Z_{см}$  – количество смен в сутки;

$\Pi_{эк.б}$  – эксплуатационная (сменная) производительность буровой каретки, т/смену;

$\gamma$  и  $S_v$  – соответственно плотность, т/м<sup>3</sup> и сечение выработки, м<sup>2</sup>.

#### 4.4.2 Количество погрузочных машин

Количество погрузочных машин, входящих в комплекс оборудования, определяется исходя из заданного объема горной массы ( $A_{сут}$ ) или протяженности горной выработки ( $L$ , м/мес).

Для очистных работ

$$n_{н.м} = \frac{k_{н.б} \cdot A_{сут}}{Z_{см} \cdot \Pi_{эк.б.}} \quad (4.37)$$

Для проходческих работ

$$n_{\bar{b}.м} = \frac{k_{н.п} \cdot L \cdot S_v}{25 \cdot Z_{см} \cdot \Pi_{эк.п.}} \quad (4.38)$$

где  $k_{н.п}$  – коэффициент неравномерности погрузки,  $1,1 \div 1,2$ ;

$\Pi_{эк.п}$  – эксплуатационная (сменная) производительность погрузмашины, м<sup>3</sup>/смену.

#### 4.4.3 Определение числа доставочных машин в комплексе

Число доставочных самоходных машин для обеспечения бесперебойной работы погрузочного оборудования

$$M_d = T_p / t_{\text{погр}} \quad (4.39)$$

где  $M_d$  – число доставочных машин, обслуживающих 1 погрузмашину (округляется до целого числа).

Время рейса

$$T_p = t_{\text{пог}} + t_{\text{раз}} + t_{\text{ож}} + t_{\text{пор}} \quad (4.40)$$

где  $t_{\text{пог}}$ ,  $t_{\text{раз}}$  – время погрузки и разгрузки, мин;  
 $t_{\text{ож}}$  – время на дополнительные операции, 2÷4 мин (маневры, ожидание погрузки - разгрузки).

Время движения груженной машины

$$t_{\text{гр}} = L / V_{\text{ср.г}} \quad (4.41)$$

Время движения порожней машины

$$t_{\text{пор}} = L / V_{\text{ср.п}} \quad (4.42)$$

$V_{\text{ср.г}} = k_c \cdot V_{\text{гр}}$ ,  $V_{\text{ср.п}} = k_c \cdot V_{\text{п}}$  – скорости груженной и порожней машины, м/мин;

$k_c$  – коэффициент снижения скорости, 0,7÷0,75 (на поворотах, случае остановки, торможения и т.д.).

Время погрузки

$$t_{\text{пог}} = \frac{E \cdot k_{\text{НК}}}{\Pi_{\text{ТЕХ.П}}} \quad (4.43)$$

где  $E$  – геометрическая емкость кузова транспортной машины, м<sup>3</sup>;

$k_{\text{НК}}$  – коэффициент наполнения кузова, 0,95÷1,2;

$\Pi_{\text{ТЕХ.П}}$  – техническая производительность погрузочного оборудования, м<sup>3</sup>/мин.

Возможное число рейсов машины за смену

$$Z_B = 60 \cdot (T_{CM} - T_{ПЗ}) / T_P \quad (4.44)$$

здесь  $T_{CM}$  – длительность смены, час;

$T_{ПЗ}$  – подготовительно-заключительные операции, 0,7÷0,8 час (сдача-прием смены, ТО, взрыв и т.д.).

Потребное число рейсов за смену

$$Z_{П} = k_{НР} \cdot A_{CM} / G_{ГР} \quad (4.45)$$

где  $k_{НР}$  – коэффициент неравномерности работы, 1,25÷1,4 (соответственно участка, шахты, горизонта);

$A_{CM}$  – сменная добыча участка, шахты (горизонта), т/смену;

$G_{ГР}$  – полезная грузоподъемность машины, т.

Потребное количество машин для горизонта (рудника)

$$N_P = Z_{П} / Z_B \quad (4.46)$$

$$\text{или } N_P^1 = \frac{k_{НР} \cdot A_{CM}}{П_{ЭКС} \cdot Z_{CM}} \quad (4.47)$$

где  $N_P^1$  – рабочий парк машин для уборки заданного объёма горной массы.

Таблица 4.6 – Время погрузки для транспортных машин ( $t_{пог}$ )

Тип погрузочного оборудования	ВСД-10	CN-60	BC-20	20RC-14	461НВ-25	МоА3-6401
ЭП-1	4,0	3,88	6,4	7,1	4,8	5,3
ПНБ-3к	6,0	5,05	-	-	6,8	7,0
ПНБ-3д	-	-	-	-	6,2	7,0
ПНБ-4	-	-	-	-	4,9	4,9
Время разгрузки, с	80 - 120	70 - 100	100 - 140	80 - 100	120	90 - 110

Сменная (эксплуатационная) производительность погрузочно-доставочной машины (м/смену)

$$P_{\text{ЭКСП}} = P_{\text{ТЕХ}} \cdot K_{\text{В}} \cdot T_{\text{СМ}} \quad (4.48)$$

где  $P_{\text{ТЕХ}}$  – техническая производительность, м<sup>3</sup>/ч; (т/ч);  
 $T_{\text{СМ}}$  – продолжительность смены, ч;  
 $Z_{\text{СМ}}$  – число смен;  
 $K_{\text{В}}$  – коэффициент использования машины во времени.

Инвентарный парк машин

$$N_{\text{ИНВ}} = N_{\text{Р}} / k_{\text{ТГ}} \quad (4.49)$$

где  $k_{\text{ТГ}}$  – коэффициент технической готовности парка машин, 0,7÷0,9.

#### 4.5 Расчет потребной мощности двигателей

##### 4.5.1 Расчет мощности двигателей буровых установок

Мощность, затрачиваемая на подачу буровой головки (винтовой податчик)

$$N_{\text{В}} = \frac{F_{\text{П}} \cdot V_{\text{П}}}{1000 \cdot \eta_{\text{П}}} \quad (4.50)$$

где  $F_{\text{П}}$  – усилие подачи, Н (выбирается из справочника согласно выбранной установки);

$\eta_{\text{П}}$  – КПД механизма подачи, 0,7.

Скорость подачи буровой головки

$$V_{\text{П}} = n_{\text{XB}} \cdot t / 60 \quad (4.51)$$

где  $t$  – шаг резьбы винта податчика, 0,02 м.

Частота вращения винта податчика

$$n_{X.B} = n_{Д.П} / i_{П} \quad (4.52)$$

где  $i_{П}$  – передаточное число редуктора податчика, 12,8;

$n_{Д.П}$  – частота вращения вала двигателя податчика, 3000 об/мин

Мощность, затрачиваемая на удар

$$N_{У} = \frac{A \cdot Z_{У}}{60000 \cdot \eta_{У}} \quad (4.53)$$

где  $A$  и  $Z_{У}$  – соответственно энергия, Н·м и частота ударов, мин<sup>-1</sup> поршня;

$\eta_{У}$  – КПД удара, 0,75.

Мощность, затрачиваемая на вращение бура

$$N_{В} = \frac{M_{КР} \cdot \omega}{1000 \cdot \eta_{В}} \quad (4.54)$$

где  $M_{КР}$  – крутящий момент на буре, Н·м (из справочника [13]);

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ – угловая частота вращения бура, рад/с;}$$

$n$  – частота вращения вала двигателя вращения бура, 3000 об/мин.

Мощность, затрачиваемая на ходовую часть

$$N_{Х} = \frac{\sum W \cdot V_{Х}}{1000 \cdot \eta_{Х}} \quad (4.55)$$

$$\text{или } N_{Х} = \frac{K_3 \cdot F_T \cdot V_{Х}}{1000 \cdot \eta_{Х}} \quad (4.56)$$

где  $V_{Х}$  – скорость хода, м/с (из справочника [13]);

$\eta_{Х}$  – КПД механизма хода, 0,7.

Суммарное сопротивление машине

$$\Sigma W = W_0 + W_y + W_{\text{дин}} \quad (4.57)$$

где  $W_0 = G_M \cdot \omega^1$  – сопротивление движению, Н;  
 $G_M$  – вес машины, Н (из справочника);  
 $\omega^1$  – коэффициент сопротивления движению гусениц, 0,015÷0,2;  
 $W_y = G_M \cdot \sin \alpha$  – сопротивление уклона пути, Н;  
 $\alpha$  – уклон пути;  
 $W_{\text{дин}} = G_M / g \cdot (1 + K_{\text{и}}) \cdot a$  – динамические сопротивления, Н;  
 $K_{\text{и}}$  – коэффициент инерции, 0,15÷0,40 (0,40 - для дизельных);  
 $a$  – ускорение машины, 0,20÷0,03 м/с<sup>2</sup>.

Суммарная мощность двигателей при бурении

$$N_{\text{бу}} = n_{\text{бм}} \cdot (N_{\text{п}} + N_y + N_{\text{в}} + N_{\text{МС}}) \quad (4.58)$$

где  $n_{\text{бм}}$  – число бурильных машин на установке;  
 $N_{\text{МС}}$  – мощность маслостанции, 4 кВт;  
 $K_0$  – коэффициент одновременности работы бурильных машин, 0,96–0,8  
( $K_0 = 0,85–0,8$  - для 4-х бурильных машин).

#### 4.5.2 Расчет мощности двигателей погрузмашины (тип ПНБ).

Определение суммарного сопротивления погрузмашине

$$\Sigma W = W_{\text{э}} + W_0 \quad (4.59)$$

где  $W_{\text{э}} = \Sigma l \cdot K_F \cdot \delta_{\text{ИЗ}}$  – сопротивление экскавации, Н;  
 $\Sigma l$  – суммарная глубина внедрения ЗПЧ и лап, м;  
 $K_F$  – удельное сопротивление внедрению, отнесенное к длине внедряемых частей, Н/м;  
 $\delta_{\text{ИЗ}}$  – коэффициент износа носка ЗПЧ, 1÷1,5 ( $\delta_{\text{ИЗ}} = 1$  для новой машины);  
 $W_0 = G_M \cdot (\omega^1 \pm i + \omega_a)$  – сопротивление движению машины, Н;  
 $G_M$  – вес машины, Н;  
 $\omega^1$  – коэффициент сопротивления движению гусениц, 0,15–0,2;  
 $i = \sin \alpha$  – уклон трассы, град;  
 $\omega_a = a/g$  – динамический коэффициент сопротивления;  
 $a$  – начальное ускорение машины, 0,02–0,03 м/с<sup>2</sup>.

Тогда с учетом динамики расчетное сопротивление в период внедрения ЗПЧ

$$W_{PAC} = k_g \cdot \Sigma W \quad (4.60)$$

где  $k_g$  – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки,  $1,6 \div 1,7$ .

По  $W_{PAC}$  проверяется вес машины, т.е. должно удовлетворяться следующее условие

$$W_{pac} \leq G_m \cdot \psi_{cu} \quad (4.61)$$

где  $\psi_{cu}$  – коэффициент сцепления гусениц с полотном дороги,  $0,3 \div 0,5$ .

Мощность двигателей хода по максимальному усилию внедрения  $W_{PAC}$

$$N_X = k_3 \frac{W_{PAC} \cdot V_P}{1000 \cdot \eta_X} \quad (4.62)$$

где  $k_3$  – запас мощности двигателей хода,  $1,1$ ;

$V_P$  – рабочая скорость машины, м/с;

$\eta_X$  – КПД привода гусеничного хода,  $0,7$ .

Мощность двигателей привода нагребавших лап

$$N_L = \frac{A_L \cdot n_k}{9550 \cdot \eta_L} \quad (4.63)$$

где  $A_L = W_3 \cdot L_P + (G_L \cdot h_n + 0,2 \cdot L_H \cdot G_L) \cdot k_{ш}$  – работа, совершаемая лапой за один ход, Н·м;

$W_3$  – сопротивление экскавации, Н;

$L_P$  – путь лапы при отделении горной массы,  $1,23$  м;

$G_L = V_L \cdot g \cdot \gamma$  – вес горной массы, перемещаемой лапой, Н;

$V_L$  – объем горной массы (см. формулу 4.24), м<sup>3</sup>;

$h_n$  – высота подъема груза до начала кромки конвейера,  $0,2$  м;

$L_H$  – расстояние от носка до конвейера,  $0,6$  м;

$k_{ш}$  – коэффициент заштыбовки, 2;  
 $n_k$  – частота качания лапы, 30 об/мин;  
 $\eta_{л}$  – КПД привода лапы, 0,7.

Суммарная мощность двигателей машины

$$N_{д} = N_{х} + 2N_{л} + N_{к} + N_{мс} \quad (4.64)$$

где  $N_{к}$  – мощность конвейера, 40...45 кВт;

$N_{мс}$  – мощность маслостанции, 4 кВт.

#### 4.6 Список литературы

1. Михайлов Ю.И., Кантович Л.И. Горные машины и комплексы. - М.: Недра, 1975;
2. Солод В.И. и др. Горные машин и автоматизированные комплексы. - М.: Недра, 1981;
3. Яцких В.Т. и др. Горные машины и комплексы. - М.; Недра, 1974;
4. Байконуров О.А., Филимонов А.Т. Комплексная механизация очистных работ при подземной разработке рудных месторождений. - Алма-Ата: Наука, 1973;
5. Кальницкий Я.Б., Филимонов А.Т. Самоходное погрузочное и доставочное оборудование на подземных рудниках. - М.: Недра, 1974;
6. Байконуров О.А., Филимонов А.Т., Калошин С.Г. Комплексная механизация подземной разработки руд. - М.: Недра, 1981;
7. Сафохин М.С. и др. Конструкция горных машин и комплексов для подземных горных работ. - М.: Недра, 1972;
8. Скорняков Ю.Г. Подземная добыча руд комплексами самоходных машин - М.: Недра, 1986;
9. Кальницкий Я.Б. Безопасная эксплуатация подземного самоходного оборудования. - М.: Недра, 1982;
10. Горнопроходческие машины и комплексы (под ред. Грабчак Л.Г.) - М.: Недра, 1990;
11. Гетопанов В.Н. и др. Горные и транспортные машины и комплексы. - М.: Недра, 1991;
12. Скоробогатов С.В. и др. Горнопроходческие и строительные машины.



-М.: Недра, 1985;

13. Справочник механика рудной шахты (под ред. Донченко А.С.) - М.: Недра, 1978;

14. Клорикьян Х.Р. и др. Машины и оборудования для шахт и рудников. – М.: МГГУ, 2000.

## 5 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ «МАШИНЫ ОБОГАТИТЕЛЬНЫХ ФАБРИК»

### 5.1 Принципы формирования комплексов

При выборе дробилки для первой стадии дробления необходимо руководствоваться в первую очередь размерами наибольших кусков питания, которые в свою очередь зависят от емкости ковша экскаватора

$$d_{max} = 0,8 \cdot \sqrt[3]{E} \quad (5.1)$$

где E – ёмкость ковша, м<sup>3</sup>.

Количество стадий дробления выбирается из расчёта, пока размер дробимого продукта станет меньше 5 мм. Дальнейшее измельчение породы происходит в мельницах.

Характеристика горных пород для дробления приводится в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Характеристика горных пород

Порода	$\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	$\sigma_{сж}$ , МПа	E, МПа
Песчаник	1400	40÷60	35000÷50000
Уголь	2000	50÷80	34000÷50000
Сланец глинистый	1200	25÷40	11000÷19000
Известняк прочный	2700	100÷120	35000÷50000

Гранит мелкозернистый	3300	180÷200	60000÷70000
Руда	3500	200÷240	75000÷84000

## 5.2 Определение производительности машин комплекса

### 5.2.1 Щековая дробилка

Частота вращения эксцентрикового вала определится по формуле

$$n = 66.5 \sqrt{\frac{tg \alpha}{s}} \quad (5.2)$$

где  $\alpha$  – угол захвата, градус;

$s$  – максимальный отход подвижной щеки, м.

Для нормальной работы дробилки угол захвата должен быть меньше или равен двойному углу трения. Практически угол захвата составляет  $16 \div 19^\circ$ .

Величина хода сжатия материала в камере дробления является основным параметром щековой дробилки, от которого зависят технико-эксплуатационные показатели. Ход щеки должен быть не менее величины сжатия до разрушения

$$s = \frac{\sigma_{сж}}{E} D_{\partial} \quad (5.3)$$

где  $\sigma_{сж}$  – напряжения сжатия дробимого материала, МПа;

$E$  – модуль Юнга этого материала, МПа;

$D_{\partial}$  – размер куска, м.

Размер куска можно определить по формуле

$$D_{\partial} = 0,65 \cdot B$$

где  $B$  – ширина приёмного отверстия дробилки, м.

Производительность щековой дробилки

$$П = 60 \cdot V \cdot n \cdot \mu \quad (5.4)$$

где  $\mu$  – коэффициент разрыхления дробимого материала, 0,4;  
 $V$  – объём призмы материала, выпадающего из дробилки за один ход подвижной щеки, м<sup>3</sup>.

$$V = \frac{2e + s}{2} h \cdot b \quad (5.5)$$

где  $h$  – высота зоны дробления, м,  $h = s/\operatorname{tg} \alpha$ ;  
 $b$  – длина разгрузочного отверстия дробилки;  
 $e$  – минимальный зазор между дробящими плитами, м.

### 5.2.2 Конусная дробилка

Частота вращения эксцентрикового стакана конусной дробилки определяет число качаний подвижного дробящего конуса

$$n = 134 \sqrt{\frac{\sin \beta - f \cos \beta}{l_K}} \quad (5.6)$$

где  $\beta$  - угол наклона образующей дробящего конуса к его основанию, он равен для дробилок крупного дробления  $\beta = 30^\circ$ ; в дробилках среднего дробления  $\beta = 40^\circ$ ; мелкого дробления  $\beta = 50^\circ$ ;

$f$  – коэффициент трения материала о поверхность конуса, 0,35;

$l_K$  – длина зоны калибровки (параллельной зоны), м.

Её длину можно найти из эмпирической зависимости:

– дробилки крупного дробления  $l_K = 0,02 \cdot D_K$

– дробилки среднего дробления  $l_K = 0,12 \cdot D_K$

– дробилки мелкого дробления  $l_K = 0,22 \cdot D_K$

где  $D_K$  – диаметр подвижного конуса, м.

Производительность дробилки

$$\Pi = 60 \cdot V \cdot n \cdot \mu \quad (5.7)$$

где  $V$  – объём материала, выпадаемый из зоны дробления за один оборот эксцентрикового вала,  $\text{м}^3$ ;

$\mu$  – коэффициент, учитывающий наличие пустот между камнями в зоне дробления, 0,5.

Для дробилок крупного дробления

$$V = \frac{2 \cdot r \cdot (e + r) \cdot \pi \cdot D_{CP}}{2 \cdot \text{tg} \beta} \quad (5.8)$$

где  $r = 0,02 \cdot B$  – эксцентриситет подвижного дробящего конуса, м;

$B$  – ширина загрузочного отверстия, м;

$e = b - 2 \cdot r$  – установленный зазор между дробящими конусами, м;

$b$  – ширина разгрузочной щели, м.

$D_{CP}$  – диаметр по среднему сечению призмы выпадания, м.

$$D_{CP} = D_H + 0,5 \cdot (2 \cdot e + s) \quad (5.9)$$

где  $D_H$  – нижний диаметр подвижного дробящего конуса, м;

$s = 2r$  – отклонение подвижного дробящего конуса за 0,5 оборота эксцентрикового стакана.

Для дробилок среднего и мелкого дробления

$$V = \pi \cdot D_H \cdot b \cdot l_K \quad (5.10)$$

где  $b = e + 2 \cdot r$  – ширина выходной щели, м;

### 5.2.3 Валковая дробилка

Максимальная крупность дробимого материала

$$d = \frac{1}{20} D + e \quad (5.11)$$

где  $D$  – диаметр дробящих валков, м;

$e$  – расстояние между валками, м.

Частота вращения валков

$$n = 308 \sqrt{\frac{f}{\gamma \cdot r \cdot R}} \quad (5.12)$$

где  $f$  – коэффициент трения дробимого материала о поверхность, 0,4;

$\gamma$  – плотность дробимого материала, кг/м<sup>3</sup>;

$r$  – радиус загружаемого материала, м;

$R$  – радиус дробящих валков, м.

Окружная скорость на ободу вала

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (5.13)$$

Производительность валковой дробилки

$$Q = 3600 \cdot (e + s) \cdot L \cdot V \cdot \mu \quad (5.14)$$

где  $s = 0,1 \cdot e$  – отход подвижного вала, м;

$L$  – длина вала, м;

$\mu$  – коэффициент, учитывающий наличие пустот между породой, 0,5.

#### 5.2.4 Дробилки ударного действия

Производительность дробилки при дроблении известняка можно определить

$$\text{если } D_p > L_p \rightarrow Q = 1.66 \cdot D_p \cdot L_p \cdot n \quad (5.15)$$

$$\text{если } D_p < L_p \rightarrow Q = 1.66 \cdot D_p \cdot L_p^2 \cdot n \quad (5.16)$$

где  $D_p$  – диаметр ротора, м;

$L_p$  – длина ротора, м;

$n$  – частота вращения ротора, об/с.

Производительность при дроблении угля

$$Q = \frac{k \cdot L_P \cdot D_P^2 \cdot n^2}{216 \cdot 10^3 (i - 1)} \quad (5.17)$$

где  $k$  – коэффициент зависящий от конструкции дробилки, для молотковой дробилки 0,2, для роторной 0,26;

$i$ - степень дробления, для валковой дробилки 35, для роторной 25.

### 5.2.5 Мельницы

Производительность мельницы в зависимости от её объёма, крупности продукта измельчения

$$Q = k_{из} \cdot D^{2.5} \cdot L \quad (5.18)$$

где  $k_{из}$  – коэффициент измельчаемости сравниваемых руд: для мягких руд он равен  $1,5 \div 2$ , руд средней твердости – 1, твердые руды –  $0,5 \div 0,7$ ;

$D$  – диаметр барабана, м;

$L$  – рабочая длина мельницы, м.

### 5.3 Определение количества машин

Необходимое число рудоподготовительных машин определяется по формуле

$$N_P = Q_\Phi / Q_\Gamma \quad (5.19)$$

где  $Q_\Phi$  - годовая производительность фабрики, м<sup>3</sup>/год;

$Q_\Gamma$  – годовая производительность машины, м<sup>3</sup>/год.

Инвентарный парк определяется по выражению

$$n_{ИНВ} = k_I \cdot N_P \quad (5.20)$$

где  $k_I$  – коэффициент, учитывающий число экскаваторов, находящихся в ремонте,  $1,15 \div 1,2$ .

### 5.4 Мощность привода

#### 5.4.1 Щековая дробилка

Для дробилок с длиной загрузочного отверстия до 1000 мм

$$N = \frac{\sigma^2 \cdot n \cdot b \cdot (D^2 - d^2)}{0,23 \cdot E} \quad (5.21)$$

где  $\sigma$  – предел прочности дробимого материала, МПа;

$n$  – частота вращения эксцентрикового вала, об/мин;

$b$  – длина загрузочного отверстия, м;

$D$  – диаметр загружаемых в дробилку камней, м;

$d = e + 0,5 \cdot s$  – диаметр раздробленного материала, м;

$e$  – минимальный зазор между дробящими плитами, м;

$s$  – максимальный отход подвижной щеки, м;

$E$  – модуль упругости дробимого материала, МПа.

Для дробилок с длиной загрузочного отверстия до более 1000 мм

$$N = \frac{\sigma^2 \cdot n \cdot (D^3 - d^3)}{0,23 \cdot E} \quad (5.22)$$

#### 5.4.2 Конусная дробилка

В конусных дробилках энергия двигателя расходуется на преодоление сил дробления, трения в сферической опоре, трения в эксцентриковом узле.

Момент равнодействующей сил дробления определяется по формуле

$$M_{dp} = P_{dp} \cdot r \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi \quad (5.23)$$

где  $P_{dp}$  – среднее значение равнодействующей усилий дробления, Н;

$r$  – эксцентриситет в плоскости действия горизонтальной составляющей силы дробления, м;

$\alpha$  – угол опережения равнодействующей сил дробления,  $18^\circ$ ;

$\varphi$  – угол между равнодействующей сил дробления и горизонтальной плоскостью,  $23^\circ$ .

Величина усилия дробления приближенно может быть определена по формуле

$$P_{др} = \frac{1612 \cdot 10^3 \cdot \sigma^2 \cdot D_k}{E \cdot S_1} (D_{св}^2 - d_{св}^2) \quad (5.24)$$

где  $\sigma$  – временное сопротивление на сжатие исходного материала,  
 $D_k$  – диаметр основания дробящего конуса, м;  
 $E$  – модуль упругости материала, МПа;  
 $S_1$  – величина перемещения дробящего конуса в точке приложения силы  $P_{др}$ , м;  
 $D_{св}$  и  $d_{св}$  – средневзвешенный размер соответственно исходного материала и конечного продукта, м;  
 $D_{св} = 0,6 B$  и  $d_{св} = (0,8 \div 2,5) \vartheta$  – для дробилок ККД÷КМД;  $B$  – ширина загрузочного отверстия, м;  
 $\vartheta$  – ширина разгрузочной щели, м.

$$S_1 = R \cdot \sin \beta \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (5.25)$$

где  $R$  – радиус дробящего конуса, м;  
 $\beta$  – угол наклона образующей дробящего конуса к его основанию, град;  
 $\gamma$  – угол нутации,  $2^\circ$ .  
 Эксцентриситет в плоскости действия горизонтальной составляющей силы дробления определяют по формуле

$$r = \frac{L_p \sin \gamma}{\cos(\varphi - \gamma)} \quad (5.26)$$

где  $L_p$  – плечо силы относительно точки поворота опорного кольца, м (определяется графически).

Момент трения на сферическом подпятнике



$$M_{сф} = \frac{r \cdot f_1 \cdot R_{сф} \cdot \omega_m}{\omega_э} \quad (5.27)$$

где  $R_{сф}$  – реакция на сфере, определяется графическим путем, Н;  
 $f_1$  – коэффициент трения на поверхности сферического подпятника,  
 0,03;  
 $\omega_m$  – мгновенная угловая скорость дробящего конуса, рад/с.

$$\omega_m = \frac{\omega_э \cdot \sin \gamma}{\sin(\beta - \gamma)} \quad (5.28)$$

где  $\omega_э$  – угловая скорость эксцентриковой втулки, рад/с.

Момент трения в эксцентриковом узле можно определить по формуле

$$M_э = f_2 \cdot P_э \cdot (r_в + r_м)$$

где  $f_2$  – коэффициент трения в радиальных опорах эксцентрика, 0,05;

$P_э$  – реакция на эксцентрике, определяется графическим путем, Н;

$r_в$  и  $r_м$  – радиусы внутренней и наружной расточек эксцентрика.

Радиус внутренней расточки определяется как среднеарифметический между верхним и нижним диаметром.

Мощность необходимая на преодоление суммарного момента сопротивления

$$N_{тр} = \frac{(M_{др} + M_{сф} + M_э) \cdot \omega_э}{102} \quad (5.29)$$

Установочная мощность двигателя в нормальных условиях работы дробилки должна быть больше необходимой для преодоления сил трения

$$N_{дв} \cdot \eta_{нр} \geq N_{тр}$$

где  $\eta_{нр}$  – КПД дробилки, 0,8.

### 5.4.3 Валковые дробилки

Мощность валковой дробилки складывается из мощности, расходуемой на преодоление сопротивлений дробления  $N_1$ , сил трения материала о валки  $N_2$  и в подшипниках  $N_3$ .

Установленная мощность составляет

$$N_y = (N_1 + N_2 + N_3)/\eta \quad (5.30)$$

где  $\eta$  – КПД передачи, 0,85.

Мощность необходимая для дробления материала

$$N_1 = A \cdot n \quad (5.31)$$

где  $A$  – работа совершаемая валком, Дж;

$n$  – число оборотов валка,  $c^{-1}$ .

Работу, совершаемую силами нажатия обоих валков на материал, определяют

$$A = P_{cp} \cdot S \quad (5.32)$$

где  $P_{cp}$  – фактическое среднее усилие дробления, Н;

$S$  – величина горизонтального пути, проходимого точкой приложения силы  $P$ , м.

$$S = 2 \cdot R \cdot \left( 1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (5.33)$$

где  $R$  – радиус валка, м;

$\alpha$  – угол захвата, градус,  $17 \div 24^\circ$ .

$$P_{cp} = P_1 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (5.34)$$

где  $P_1$  – среднее усилие дробления, Н.

$$P_1 = P_{уд} \cdot F \cdot K_p \quad (5.35)$$

где  $P_{уд}$  – удельное давление на валок, Па;  
 $F$  – площадь на которую действует удельное давление, м<sup>2</sup>;  
 $K_p$  – коэффициент, учитывающий степень использования длины валков и степень разрыхления материала, 0,4.

$$P_{уд} = K \cdot \sigma_m \frac{2 \cdot h_{н.с.}}{(\delta - 1) \cdot \Delta h} \left[ \left( \frac{h_{н.с.}}{h_k} \right)^\delta - 1 \right] \quad (5.36)$$

где  $K$  – коэффициент, 1,15;  
 $\sigma_m$  – предел текучести,  $40 \cdot 10^4$  Па;  
 $\delta$  – коэффициент;  
 $h_{н.с.}$  – толщина нейтрального слоя, м;  
 $\Delta h$  – линейное обжатие материала, м;  
 $h_k$  – толщина выходящей ленты материала, м, равная ширине щели между валками.

$$\delta = \frac{\mu}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (5.37)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения между материалом и валком, 0,45.

$$h_{н.с.} = \sqrt{h_n \cdot h_k} \quad (5.38)$$

где  $h_n$  – начальная толщина поступающего материала, равная наибольшему размеру поступающих кусков,  $h_H = h_k + \Delta h$ .

$$\Delta h = 2R(1 - \cos \alpha) \quad (5.39)$$

Площадь, на которую действует удельное давление

$$F = L \cdot l \quad (5.40)$$

где  $L$  – длина валков, м;

$l$  – длина дуги, на которой измельчается материал, м.

$$l = R \cdot \alpha \quad (5.41)$$

$\alpha$  – угол захвата.

Мощность, затраченная на преодоление сил трения материала о валок

$$N_2 = N_1 \cdot f, \text{ кВт} \quad (5.42)$$

где  $f = 0,45$  – коэффициент трения материала о валок.

Мощность, затраченная на трение в подшипниках

$$N = 2 \cdot \pi \cdot d \cdot f_l \cdot G \cdot n \quad (5.43)$$

где  $d$  – диаметр шейки вала, м;

$f_l$  – коэффициент трения качения приведенный к валу электродвигателя,  
0,18;

$G$  – нагрузка на подшипник, Н.

$$G = \sqrt{Q^2 + P_{cp}^2} \quad (5.44)$$

где  $Q$  – сила тяжести валка, Н;

$P_{cp}$  – среднее усилие дробления, Н.

#### 5.4.4 Дробилки ударного действия

Сила тяжести по производительности куска дробимого материала, приходящаяся на один молоток

$$m = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot z} \quad (5.45)$$

где  $Q$  – производительность дробилки, кг/час,

$n$  – число оборотов, об/мин;

$z$  – число бил, для молотковых дробилок  $z = L/20$ , для роторных  $z = L/16$ ;

$L$  – длина ротора, мм.

Кинематическая энергия, потерянная молотком при ударе

$$A_1 = \frac{V_1^2 \cdot M \cdot m}{2(M + m)} \quad (5.46)$$

где  $V_1$  – скорость молотка, м/с;

$M$  – масса молотка, кг.

Она ориентировочно для молотковых дробилок определится по формуле

$$M = 0,01 \cdot Q$$

где  $Q$  – производительность дробилки, т/час.

Скорость вращения бил определится по формуле

$$V = \frac{2\pi \cdot R \cdot n \cdot K_1}{60} \quad (5.47)$$

где  $R$  – радиус ротора, м;

$K_1$  – коэффициент, для молотковых дробилок 1.1, для роторных 1.04.

Мощность необходимая для восстановления энергии, теряемой всеми молотками при ударах каждого по куску дробимого материала силой тяжести  $G$ , определится по формуле

$$N_1 = \frac{A_1 \cdot z \cdot n}{60 \cdot 102} \quad (5.48)$$

Работа, затрачиваемая всеми молотками на истирание материала на колосниковой решетке

$$A_2 = P_u \cdot f \cdot z \cdot L \quad (5.49)$$

где  $P_u$  – центробежная сила, Н;

$f$  – коэффициент трения, для известняка – 0,5, для угля – 0,6.

Центробежная сила

$$P_u = \frac{m \cdot V_2^2}{2} \quad (5.50)$$

где  $V_2$  – скорость куска породы, м/с.

$$V_2 = \frac{2\pi \cdot R \cdot n \cdot K_2}{60} \quad (5.51)$$

$K_1$  – коэффициент, для молотковых дробилок – 1,25, для роторных – 1,19.

Мощность, потребляемая на истирание материала

$$N_2 = \frac{A_2 \cdot n}{60 \cdot 102} \quad (5.52)$$

Общая мощность необходимого двигателя

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}$$

где  $\eta$  – КПД привода, 0,8.

#### 5.4.5 Мельницы

Мощность при равномерном вращении мельницы определяется по форму-

ле

$$N = 3,464 \cdot \frac{G}{\varphi} \sqrt{D} \cdot \psi \left[ \frac{g}{4} \psi^2 (1 - k^4) - \frac{4}{3} \psi^6 (1 - k^6) \right] \quad (5.53)$$

где  $G$  – вес шаров, т;

$\varphi$  – степень заполнения мельницы шарами;

$\psi$  – скорость вращения мельницы в долях от критической;

$k$  – конструктивный параметр.

Критическая частота вращения мельницы, при которой шары за счет центробежной силы притягиваются к стенам мельницы

$$n_{kp} = \frac{42,3}{\sqrt{D_n - 2t_\phi}} \quad (5.54)$$

где  $t_\phi$  – толщина футеровочной плиты, м;

$D_n$  – диаметр мельницы без футеровки.

Частота вращения барабана

$$n = \frac{42,3 \cdot k_c}{\sqrt{D_n}} \quad (5.55)$$

где  $k_c$  – коэффициент снижения частоты вращения мельницы, для шаровой 0,75÷0,85, стержневой 0,6÷0,65.

$$\psi = \frac{n}{n_{kp}} \quad (5.56)$$

Степень заполнения мельницы шарами

$$\psi = \frac{G}{4,8} \cdot \left( \frac{\pi}{4} \right) \cdot \left( \frac{\ddot{A}_i}{2} - 2t_\delta \right)^2 \cdot L \quad (5.57)$$

Значение параметра  $k$  производится из таблицы 5.2.

Таблица 5.2 – Значение параметра  $k$  для различных скоростей  $\psi$  и заполнения мельниц дробящими телами  $\varphi$

$\varphi$ , %	$\psi$ , %						
	70	75	80	85	90	95	100
30	0,635	0,7	0,746	0,777	0,802	0,819	0,831
35	-	0,618	0,683	0,726	0,759	0,781	0,797
40	-	0,508	0,606	0,669	0,711	0,74	0,76
45	-	-	0,506	0,6	0,656	0,694	0,721
50	-	-	-	0,508	0,592	0,644	0,676

Мощность привода на валу

$$N_v = \frac{N}{\eta} \quad (5.58)$$

Масса загружаемых мелющих тел

$$G = \varphi \cdot \gamma \cdot V_p \quad (5.59)$$

где  $\varphi$  – коэффициент заполнения барабана мелющими телами определяется как отношение объема мелющих тел в насыпке к рабочему объему мелющих тел (см. таблицу 5.3).

$\gamma$  – насыпная плотность мелющих тел, т/м<sup>3</sup> (см. таблицу 5.3);

$V_p$  – рабочий объем мельницы, м<sup>3</sup>.

Таблица 5.3 – Зависимость  $\gamma$  и  $\varphi$  от типа мелющих тел

Показатель	$\gamma$ , т/м <sup>3</sup>	$\varphi$
Шары	4,6-4,8	0,45-0,5
Стержни	6,2-6,7	0,35-0,45

Полученную мощность необходимо проверить при разгоне мельницы в период запуска при полной загрузке внутри.

Нагрузка, приходящаяся на один опорный ролик, находится по формуле



$$N_p = \frac{G_{m+u+n}}{z_p \cdot \cos \alpha} \quad (5.60)$$

где  $G_{m+u+n}$  – вес мельницы, шаров и породы, Н;

$z_p$  – число роликов;

$\alpha$  – угол установки роликов,  $60^\circ$ .

Сила сопротивления вращению мельницы, вызванная трением в опорных роликах, находится

$$W = z_p \cdot W_p \quad (5.61)$$

где  $W_p$  – сопротивления вращения рамы от трения в одном опорном ролике, Н;

$$W_p = \frac{N_p \left( \mu + f \frac{d_0}{2} \right)}{d_p} \quad (5.62)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения качения мельницы по ролику, 0.001;

$f$  – коэффициент трения в подшипнике оси ролика, 0,1;

$d_p$  – диаметр ролика, м;

$d_0 = 0.25 \cdot d_p$  – диаметр оси ролика, м.

Момент сопротивления вращения мельницы

$$M_{\text{сопр}} = M_{\text{тр}} + M_{\text{ин}} \quad (5.63)$$

где  $M_{\text{тр}}$  – момент от трения в опорных роликах, Н·м;

$M_{\text{ин}}$  – момент от сил инерции в период пуска привода мельницы, Н·м, ориентировочно составляет 40% от момента сил трения.

$$M_{\text{тр}} = \frac{W \cdot D}{2} \quad (5.64)$$

Необходимая мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{M_{comp} \cdot n}{9550 \cdot \eta} \quad (5.65)$$

где  $n$  – частота вращения, об/мин;  
 $\eta$  – КПД привода мельницы, 0,8.

#### 5.4.6 Проектирование привода машин комплекса

В качестве привода дробилок и мельниц используется ременная или зубчатая передача, а также возможно их комбинация. Общее передаточное отношение определяется по формуле

$$u_{общ} = n_{дв}/n_p \quad (5.66)$$

где  $n_{дв}$  – скорость вращения вала выбранного по каталогу электродвигателя, об/мин;

$n_p$  – скорость вращения рабочего органа, об/мин.

В соответствии с принятой схемой привода

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \quad (5.67)$$

где  $u_1$  – передаточное отношение ременной передачи;

$u_2$  – передаточное отношение зубчатой передачи.

В качестве первой передачи возможно применение клиноременной передачи для щековых и конусных дробилок и плоскоременной на валковых и дробилках ударного действия. Зубчатой передачей чаще всего являются прямо и косозубые открытые передачи, также конические зубчатые передачи. Основы проектирования данных передач были изложены в курсе «Детали машин и основы конструирования».

В данном разделе необходимо подобрать ремень, определить диаметры барабанов, найти количество зубьев и модуль зубчатой передачи.

После чего проверяется выбранный редуктор по мощности, подводимой к быстроходному валу

$$N_{\bar{o}} = \frac{M_{\text{тих}} \cdot n_{\bar{o}}}{9550 \cdot i_p \cdot \eta_p} \quad (5.68)$$

где  $n_{\bar{o}}$  – частота вращения быстроходного вала, об/мин;  
 $M_{\text{тих}}$  – крутящий момент на тихоходном валу, КН·м;  
 $\eta_p$  – КПД редуктора, 0,95.

$$M_{\text{тих}} = \frac{N_{\text{тих}}}{\omega_{\text{тих}}} \quad (5.69)$$

где  $N_{\text{тих}}$  – мощность на тихоходном валу, кВт;  
 $\omega_{\text{тих}}$  – угловая скорость вращения этого вала, рад/с.

$$N_{\text{ТИХ}} = N_{\text{ДВ}} \cdot \eta_p \quad (5.70)$$

$$\omega = \frac{\Pi \cdot n_{\text{дв}}}{30 \cdot i_p} \quad (5.71)$$

## 5.5 Список литературы

1. Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудообогатительной фабрики – М.: Недра, 1986;
2. Олевский В.А. Конструкция, расчеты и эксплуатация дробилок - М.: Металлургиздат, 1958;
3. Донченко А.С., Донченко В.А. Эксплуатация и ремонт дробильного оборудования – М.: Недра, 1972;
4. Егоров В.Л. Обогащение полезных ископаемых. М: Недра, 1986;
5. Андреев С.Е., Зверович В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. – М.: Недра, 1966.

