

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

*Методические указания
к расчетно-практическим занятиям*

БУРОВЫЕ МАШИНЫ

Для размещения взрывчатых веществ в массиве горной породы необходимо бурить скважины. В зависимости от физико-механических свойств горной породы применяются буровые станки, отличающиеся характером воздействия на забой скважины.

Стандарт устанавливает три подгруппы станков для открытых горных работ:

СБШ – станки вращательного бурения шарошечными долотами с очисткой скважин воздухом;

СБУ – станки ударно-вращательного бурения погружными пневмоударниками с очисткой скважин воздухом (пневмоударного бурения);

СБР – станки вращательного бурения резцовыми коронками с очисткой скважин шнеком (шнекового бурения).

Буровой станок 2СБУ-100-32

Буровой станок 2СБУ-100-32 ударно-вращательного действия (несамоходный) предназначен для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин диаметром 100 мм, глубиной до 32 м в породах с коэффициентом крепости 6...20 при проведении открытых горных работ, на строительных объектах, стесненных рабочих площадках в условиях косогорья и труднодоступных местах.

Буровой станок 2СБУ-100-32 имеет следующее устройство (рис. 1).

Рабочий орган 1 шарнирно установлен на опоре 3, которая крепится на площадке анкерными болтами. К верхней части рабочего органа шарнирно крепится телескопическая тяга 2, являющаяся третьей точкой крепления станка. Подъем рабочего органа из транспортного положения производится вручную. Угол наклона скважины устанавливается изменением длины телескопической тяги по угломеру, находящемуся на рамке рабочего органа.

Управление работой станка осуществляется с дистанционного переносного пульта управления 4. На нем расположены: распределитель, манометр, регулятор давления.

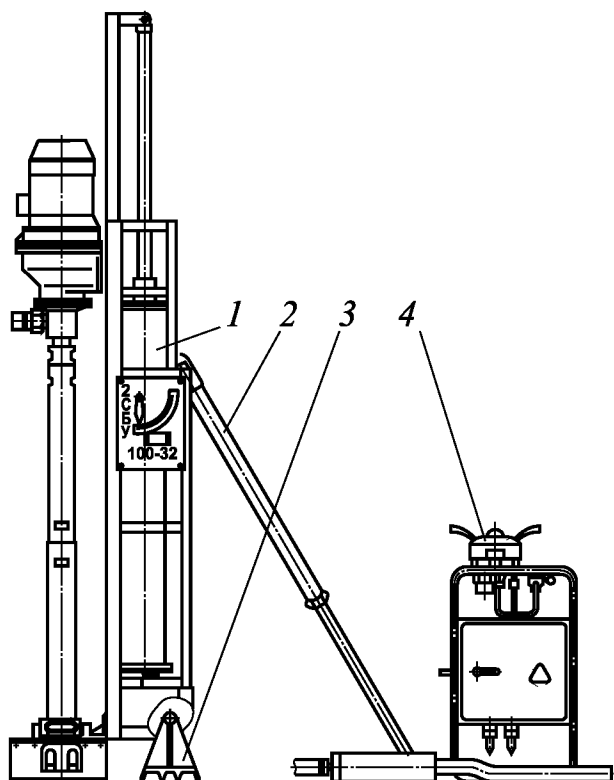


Рис. 1. Буровой станок 2СБУ-100-32

Рабочий орган может быть установлен на салазках, при этом для устойчивости станка при бурении на салазки необходимо уложить груз.

Рабочий орган (рис. 2) выполняет все работы, связанные с процессом бурения:

- вращение бурового става;
- создание необходимого осевого усилия на забой;
- спуск и подъем бурового става;
- свинчивание и развинчивание штанг.

Он состоит из вращателя 2, пневмоцилиндра 3, каретки 6, угломера 4, рамы 5 и люнета 1.

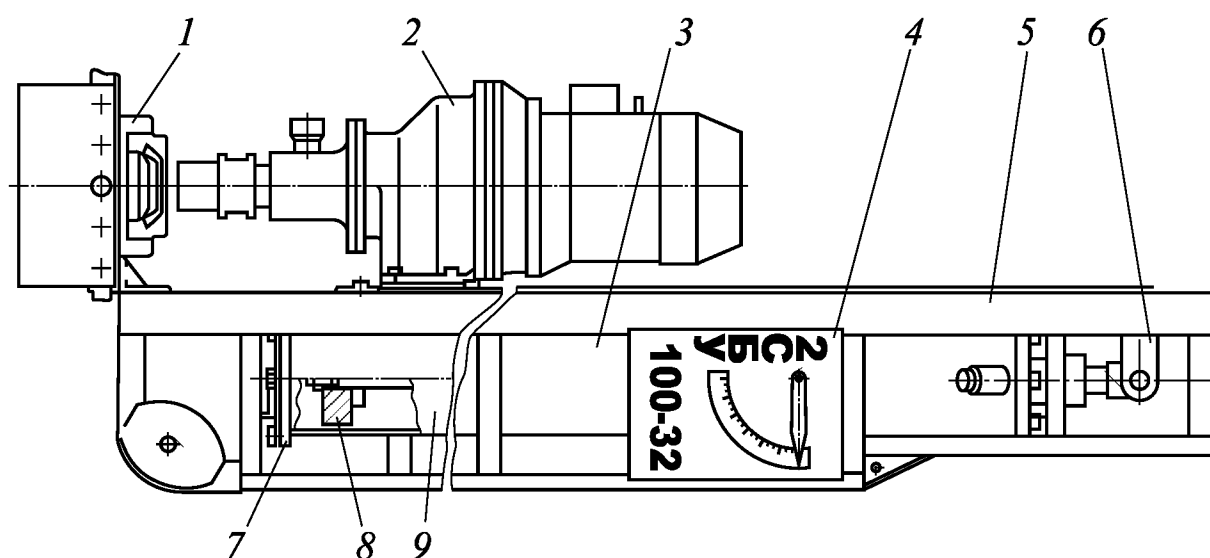


Рис. 2. Рабочий орган бурового станка 2СБУ-100-32

Вращатель служит для вращения бурового става, свинчивания и развинчивания штанг, подвода сжатого воздуха к пневмоударнику. Вращение вала электродвигателя через планетарный редуктор передается на шпиндель.

Пневмоцилиндр предназначен для создания осевого усилия на забой при бурении, для сборки и разборки бурового става. Он состоит из корпуса 9, поршня со штоком и амортизатором 8, крышек 7.

Рама рабочего органа предназначена для монтажа на ней пневмоцилиндра, угломера, люнета и каретки.

Пневмосистема станка предназначена для обеспечения работы пневмоударника и пневмоцилиндра. Сжатый воздух поступает через автомасленку и распределитель на пневмоцилиндр подачи рабочего органа и пневмоударник.

Питание электрооборудования осуществляется от электросети 380 В 50 Гц.

БУРЕНИЕ УДАРНОГО И УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ударное разрушение прочных горных пород происходит в результате внедрения в них лезвия инструмента и в большинстве случаев носит хрупкий характер, поскольку преимущественно применяется на породах такого типа.

Расчет параметров бурения осуществляется в следующем порядке.

1. Сила сопротивления породы бурению, Н,

$$P_y = 2 \cdot 10^6 dh \sigma_{м.б} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \right) k_3,$$

где d – диаметр долота, м;

h – глубина погружения лезвия, м;

$\sigma_{м.б}$ – предел прочности породы при механическом способе бурения, МПа (табл. 1);

α – угол заострения лезвия, ...°;

μ_1 – коэффициент трения бурового инструмента о породу,

$$\mu_1 = 0,5 \text{ К } 0,7;$$

k_3 – коэффициент, учитывающий затупление лезвия долота,

$$k_3 = 1,2 \dots 1,3.$$

Таблица 1

Горная порода	$\gamma, \text{т/м}^3$	f	$\sigma_{\text{м.б}}, \text{МПа}$
Мел, гипс	2,28...2,65	2...6	18,2...51,5
Песчаник, известняк	2,65...2,72	2...6	51,5...62,5
Гранит, мрамор, доломит	2,84...2,89	10...12	86,0...112,0
Плотный гранит	2,89...2,95	12...14	112,0...146,5
Крепкий гранит, очень крепкий песчаник и известняки	2,95...3,00	14...16	146,5...162,0
Базальты	3,00...3,21	16...20	162,0...198,0

2. Потребная частота ударов на один оборот инструмента, уд./об:

$$Z_0 = \frac{\pi d}{2nhtg \frac{\Theta}{2}},$$

где n – число перьев на долоте ($n = 2$ – для двухперьевого, $n = 4$ – для крестового);

Θ – угол скола частиц породы, $\Theta \geq \alpha$, $\Theta \approx 120^\circ$.

3. Частота вращения бурового инструмента, с^{-1} :

$$n_1 = Z/Z_0,$$

где Z – частота ударов пневмоударника, с^{-1} , $Z = 20 \dots 25$.

4. Теоретическая скорость бурения, м/ч, в зависимости от Z_0 и n_1

$$v_T = 3600 h n_1.$$

5. Энергия единичного удара пневмоударника, Дж:

$$A = 0,5 P_y h.$$

6. Теоретическая скорость бурения, м/ч, в зависимости от A и Z

$$v_{\Gamma} = \frac{60 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} AZn \operatorname{tg} \frac{\Theta}{2}}{\pi d^2 \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \right) k_3 \sigma_{\text{м.б}}}$$

Таким образом, эффективность разрушения породы при ударном бурении определяется следующими основными параметрами процесса: энергией единичного удара, частотой ударов и углом поворота инструмента после каждого удара.

Вращательное бурение шарошечными долотами

Разрушение породы при шарошечном бурении происходит в результате перекатывания зубьев шарошек по забою.

Расчет параметров бурения осуществляется в следующем порядке.

1. Потребное осевое усилие, кН,

$$P_{\text{ос}} = 10^{-2} k f D,$$

где k – коэффициент, зависящий от размера долота, $k = 6 \dots 8$ (большее значение для более крупных долот);

f – коэффициент крепости;

D – диаметр шарошечного долота, мм.

Причем $P_{\text{ос}} < P_{\text{ос max}}$, $P_{\text{ос max}}$ – максимально допустимое осевое усилие, кН (табл. 2).

Таблица 2

D , мм	169,0	200,0	250,0	269,9	350,0
$P_{\text{ос max}}$	135	200	280	325	455
f_{max}	11,40	14,28	16,00	17,25	18,56
$n_{\text{вр}}$, с ⁻¹	1,330	1,160	1,000	0,916	0,660

В табл. 2 приведены усредненные рекомендации некоторых фирм-изготовителей долот по максимально допустимому усилию нагружения долота $P_{\text{ос max}}$ и соответствующей данному усилию предельной частоте вращения долота $n_{\text{вр}}$, при которых обеспечиваются удовлетворительные условия их эксплуатации.

2. Глубина внедрения зуба шарошки, мм,

$$h = \frac{1,5 \cdot 10^2 P_{oc}}{Df \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + \mu_1 \right) k_3}.$$

3. Потребный момент вращения долота при удовлетворительной очистке скважины, Н·м,

$$M_{кр} = 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 D (0,22 P_{oc})^n,$$

где k_1 – коэффициент, зависящий от крепости буримой породы (табл. 3);

n – показатель, зависящий от качества очистки скважины ($n = 1,25$ – для очень хорошей; $n = 1,5$ – для удовлетворительной; $n = 1,75$ – для плохой).

Таблица 3

f	6...8	8...10	10...12	12...14	14...16	16...18	18...20	> 20
k_1	12	11	10	9	8	6	4	2

4. Мощность привода вращателя, кВт,

$$N_{пр} = 2\pi \cdot 10^{-3} M_{кр} n_{вр} \eta_{вр}^{-1},$$

где $n_{вр}$ – частота вращения бурового инструмента, c^{-1} (см. табл. 2);

$\eta_{вр}$ – КПД трансмиссии вращателя, $\eta_{вр} = 0,7 \text{K} 0,85$.

5. Мощность привода подачи, кВт,

$$N_{под} = P_{oc} v_{под} \eta_{под}^{-1},$$

где $v_{под}$ – скорость подачи бурового става, м/с;

$\eta_{под}$ – КПД механизма подачи, $\eta_{под} = 0,5 \text{K} 0,7$.

6. Теоретическая скорость бурения, м/ч:

$$v_{т} = 10,8 k_{ск} h n_{вр}$$

где $k_{ск}$ – коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями $k_{ск} = 0,3 \dots 0,5$ (большее значение для мягких пород).

7. Потребный расход воздуха для скорости потока в затрубном пространстве, м³/мин.,

$$Q = 0,25\pi v_b (D^2 - D_{ш}^2),$$

где v_b – требуемая скорость выноса разрушенных частиц породы в затрубном пространстве, м/мин. ($v_b \geq 1500$ – для тяжелых, плотных пород; $v_b < 2100$ – для среднеплотных; $v_b < 2800$ – для влажных тяжелых пород);

D – диаметр долота, м;

$D_{ш}$ – диаметр штанги, м.

8. Мощность привода компрессора, кВт,

$$N_{ком} = 4,2Q \lg \frac{P_2}{P_1} (\eta_k \eta_{п})^{-1},$$

где P_1 – атмосферное давление, Па, $P_1 = 1 \cdot 10^5$;

P_2 – давление воздуха на выходе компрессора, Па, $P_2 = (6 \dots 9) \cdot 10^5$;

η_k – КПД компрессора, $\eta_k = 0,6 \dots 0,7$;

$\eta_{п}$ – КПД передачи компрессора, $\eta_{п} = 0,92 \dots 0,95$.

ВРАЩАТЕЛЬНОЕ БУРЕНИЕ РЕЗЦОВЫМИ ДОЛОТАМИ

При вращательном бурении порода разрушается под действием осевого усилия подачи и крутящего момента, передаваемого резцовому долоту. При этом осевое усилие должно преодолевать сопротивление породы внедрению торцовых площадок режущих лезвий долота, а крутящий момент должен превышать сопротивление сколу участков породы, прилегающих к передним режущим граням резца.

Расчет параметров бурения осуществляется в следующем порядке.

1. Потребное осевое усилие, кН,

$$P_{ос} = 0,25 \cdot 10^3 k_3 D h \sigma_{м.б.},$$

где k_3 – коэффициент, учитывающий затупление инструмента, $k_3 = 0,7 \dots 1,5$ (большее значение для более тупого инструмента и меньших тол-

щин стружки);

D – диаметр режущего инструмента, м;

h – глубина внедрения лезвия долота, м;

$\sigma_{м.б}$ – приведенный предел прочности породы, МПа (см. табл. 1).

2. Момент вращения долота, кН·м,

$$M_1 = 62,5D^2\sigma_{м.б}hZ(1 + \mu_1k_3),$$

где Z – число перьев долота.

3. Минимальная допустимая частота вращения шнека, c^{-1} ,

$$n_o = \left[g(\sin \beta + \mu_1 \cos \beta)(2\pi^2\mu_2 D_1)^{-1} \right]^{0,5},$$

где g – ускорение силы тяжести, m/c^2 ;

β – угол подъема винтовой линии, $\beta = 18K 22^\circ$;

μ_1 – коэффициент трения породы о сталь, $\mu_1 = 0,5K 0,7$;

μ_2 – коэффициент трения породы о породу, $\mu_2 = 0,7K 1,0$;

D_1 – диаметр шнека, м.

4. Максимальная теоретическая производительность шнека, $m^3/ч$,

$$v_{ш} = 9 \cdot 10^2 \pi (D_1^2 - d^2) k S \psi n_{вр},$$

где d – диаметр вала шнека, м;

k – коэффициент просыпания породы в зазор между шнеком и стенками скважины, $k = 0,8 \dots 0,9$;

S – шаг винта, м, $S \approx D_1$;

ψ – коэффициент заполнения объема шнека, $\psi = 0,7$;

$n_{вр}$ – необходимая частота вращения бурового става, c^{-1} , $n_{вр} \geq n_o$.

5. Максимальная теоретическая скорость бурения, м/ч,

$$v_{max} = 3600 Z h n_{вр}.$$

6. Момент подъема породы шнеком, кН·м,

$$M_2 = 0,125 \pi \mu_1 D_1 (D_1^2 - d^2) H \psi \gamma k_p^{-1} g (\operatorname{tg} \beta + \mu_2),$$

где μ_1 – коэффициент трения шнека о стенки скважины, $\mu_1 = 1,5K 2,0$;

H – глубина подъема, м;

ψ – коэффициент заполнения объема шнека, $\psi = 0,8 \text{К} 0,9$;

γ – плотность породы, т/м³ (см. табл. 1);

k_p – коэффициент разрыхления породы, $k_p = 1,1 \dots 1,3$.

7. Мощность привода вращателя, кВт,

$$N_{\text{вр}} = 2\pi(M_1 + M_2)n_{\text{вр}}\eta^{-1},$$

где η – КПД механизма вращателя, $\eta = 0,8 \text{К} 0,9$.

ВЫЕМОЧНО-ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ (ЭКСКАВАТОРЫ)

На открытых горных работах наиболее часто применяют одно- и многоковшовые экскаваторы.

Экскаватором называется машина, предназначенная для зачерпывания (экскавации) горной массы, перемещения ее на относительно небольшие расстояния и погрузки на транспортные средства или в отвалы.

ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Одноковшовые экскаваторы являются машинами периодического (циклического) действия. Цикл одноковшового экскаватора состоит из четырех последовательных операций: наполнения ковша (черпание), перемещения его к месту разгрузки (транспортирование), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту зачерпывания для воспроизведения нового цикла.

Основное рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов, применяемых на открытых работах, – прямая напорная лопата, драглайн, гидравлические прямая и обратная лопаты.

Расчет линейных размеров и массы основных элементов рабочего оборудования

1. Линейные размеры ковшей механических лопат приближенно могут быть определены через их вместимость E , м³:

– ширина ковша, м, $B_{к.л} = 1,2\sqrt[3]{E}$;

– длина ковша, м, $L_{к.л} = 0,77B_{к.л}$;

– высота ковша, м, $h_{к.л} = 0,75B_{к.л}$;

– масса ковша, т, $m_{к.л} = k_k E$,

где k_k – коэффициент тары ковша с подвеской в зависимости от породы, т/м³: 1,0...1,4 – для легких; 1,3...1,9 – для средних; 1,6...2,4 – для тяжелых пород.

2. Масса породы в ковше, т,

$$m_{п} = E\gamma k_p^{-1},$$

где γ – плотность породы, т/м³ (табл. 4);

k_p – коэффициент разрыхления породы (табл. 4).

Таблица 4

Показатель	Категория породы			
	I	II	III	IV
γ , т/м ³	1,5...1,8	1,8...2,5	2,5...3,5	3,0...3,5
k_p	1,10...1,15	1,25	1,30	1,30...1,37

3. Масса одноковшового экскаватора, т,

$$m_э = k_э E,$$

где $k_э$ – коэффициент металлоемкости, т/м³, для карьерных лопат ($E = 2...20$ м³) $k_э = 38...55$.

4. Масса стрелы с блоками мехлопаты m_c , т, а также масса напорного механизма карьерной лопаты $m_{н}$, т, могут быть определены через массу экскаватора $m_э$, т:

$$m_i = k_T m_э,$$

где k_T – коэффициент массы для механической лопаты ($k_T = 0,06...0,07$ – для стрелы с блоками; $k_T = 0,025...0,026$ – для механизма напора).

5. Масса рукояти механической лопаты, т,

$$m_{\text{рук}} = k_{\text{рук}} m_{\text{к.л.}}$$

где $k_{\text{рук}}$ – коэффициент, зависящий от типа рукояти ($k_{\text{рук}} = 0,3 \dots 0,5$ – для однобалочной, $k_{\text{рук}} = 0,8 \dots 1,0$ – для двухбалочной).

6. Масса поворотной платформы, т,

$$m_{\text{п.п}} = k_{\text{п}} m_{\text{э}},$$

где $k_{\text{п}}$ – коэффициент, равный для карьерных лопат $0,43 \dots 0,45$.

7. Линейные размеры L_i , м, конструктивных элементов могут быть определены в зависимости от массы экскаватора $m_{\text{э}}$, т, и коэффициента пропорциональности k_i (табл. 5) по эмпирическому выражению

$$L_i = k_i \sqrt[3]{m_{\text{э}}}$$

Таблица 5

Статический расчет одноковшовых экскаваторов

Целью статического расчета одноковшовых экскаваторов является определение уравновешенности поворотной платформы и устойчивости экскаватора.

Уравновешивание поворотной платформы достигается соответствующим размещением всех механизмов на ней и выбором массы противовеса.

Параметр	Карьерная лопата ($E = 2,0 \dots 20,0 \text{ м}^3$)
Ширина платформы	0,85...0,95
Высота кузова	0,85...0,90
Радиус задней стенки кузова	0,95...1,00
Длина стрелы	1,80...1,95
Высота пяты стрелы	0,45
Радиус пяты стрелы	0,40...0,37
Длина рукояти	1,15...1,70
Высота черпания (max)	1,70...1,20
Высота разгрузки (max)	1,23...1,30
Высота напорного вала (высота рабочего забоя)	1,1
Радиус черпания (max)	2,60...2,70
Радиус разгрузки (max)	2,40...2,50

Для прямой лопаты масса противовеса определяется для двух расчетных положений (рис. 3):

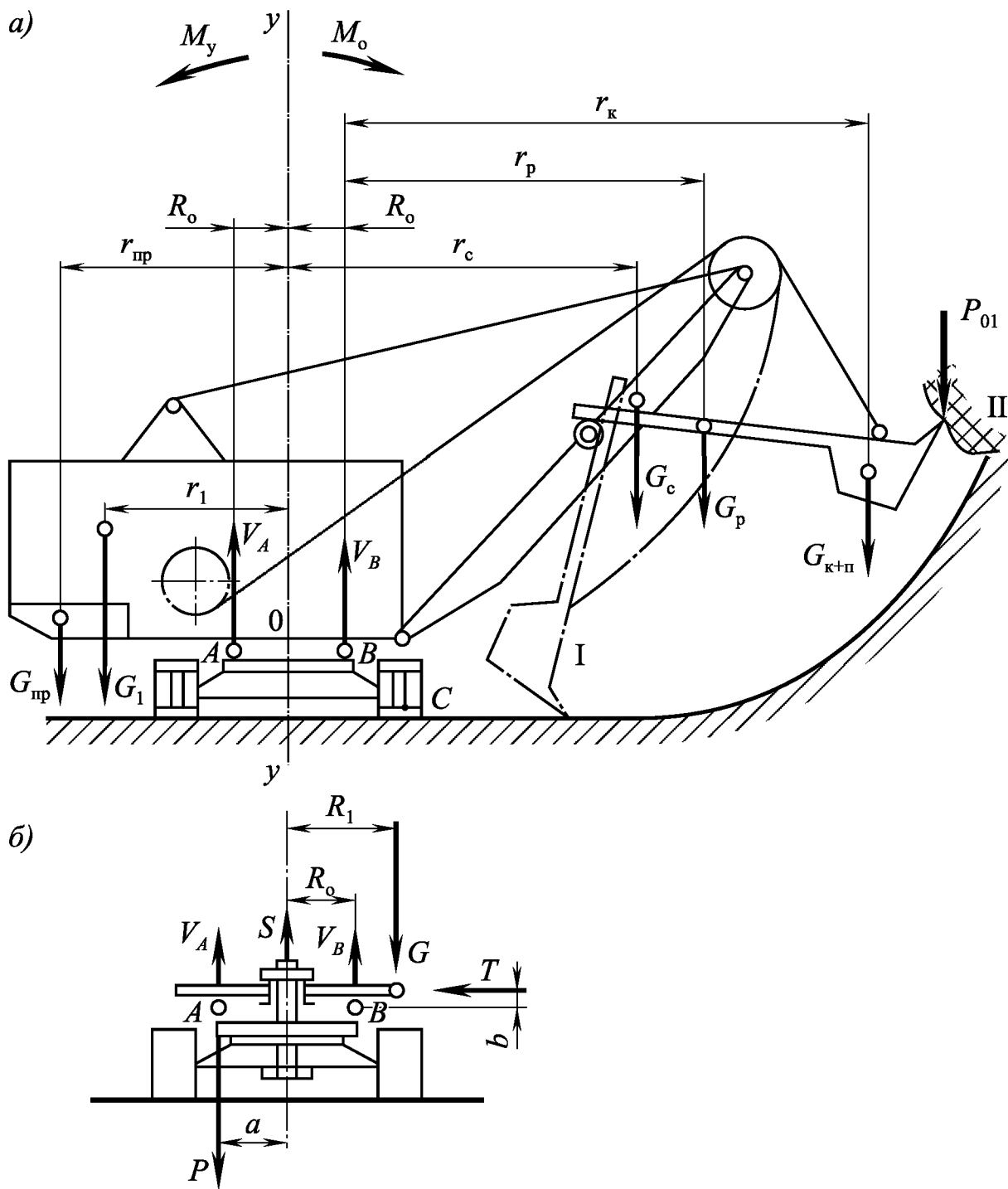


Рис. 3. Схема к определению уравновешенности и устойчивости прямой лопаты: a – продольной, b – поперечной устойчивости

I – ковш опущен на опорную поверхность (вес ковша и рукояти не создают момента);

II – груженный ковш выдвинут на $2/3$ вылета рукояти.

При первом расчетном положении, как правило, устойчивость экскаватора обеспечена. Для второго положения следует выполнить

расчет массы противовеса.

Предположим, что равнодействующая V_B весов поворотной части экскаватора проходит через точку B (рис. 3). Тогда масса противовеса $m_{\text{пр}}$ из уравнения моментов относительно точки B будет равна, т:

$$m_{\text{пр}}^{\text{II}} = \frac{G_c(r_c - R_o) + G_p r_p + G_{\text{к+п}} r_k - G_1(r_1 + R_o)}{g(r_{\text{пр}} + R_o)}.$$

где G_c – вес стрелы, кН;

G_p – вес рукояти, кН;

$G_{\text{к+п}}$ – вес ковша с породой, кН;

G_1 – вес поворотной платформы, кН;

r_c, r_p, r_k, r_1 – плечи действия сил соответственно $G_c, G_p, G_{\text{к+п}}, G_1$, м;

$r_{\text{пр}}$ – плечо действия противовеса, м;

R_o – радиус круга катания механизма поворота, м,

Если $m_{\text{пр}}^{\text{II}} < 0$, то это свидетельствует об излишне легком или коротком рабочем оборудовании. То же самое может быть и при чрезмерно сдвинутых назад механизмах.

Устойчивость экскаватора определяется коэффициентом устойчивости φ ,

$$\varphi = \frac{\sum M_y}{\sum M_o} > 1,$$

где M_y – удерживающий момент, Н·м;

M_o – опрокидывающий момент, Н·м.

$$M_y = G_1(r_1 + R_o); \quad M_o = G_c(r_c - R_o) + G_p r_p + G_{\text{к+п}} r_k.$$

МНОГОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ (РОТОРНЫЕ). РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ

Рабочее оборудование роторных экскаваторов включает в себя рабочий орган – ротор с ковшами, приемно-питающее устройство ротора и стрелу.

Расчет параметров многоковшового экскаватора осуществляется в следующем порядке.

1. Важным условием для работы экскаватора является правильное соотношение линейных размеров ковша: длины L_k , м, ширины b_k , м, и высоты h_k , м. По рекомендациям профессора Н. Г. Домбровского, линейные размеры ковша могут быть определены по формулам:

– высота ковша
$$h_k = \sqrt[3]{\frac{E}{k_e}},$$

где k_e – коэффициент вместимости, зависящий от породы (несвязные породы – 1,0; среднесвязные породы – 1,1; вязкие породы – 1,25);

– длина
$$L_k = b_k \geq 1,5h_k.$$

2. Диаметр ротора D_p , м, определяется исходя из вместимости ковша E , м³:

$$D_p = 5,5 + 3,3E - 0,28E^{-1}.$$

3. Частота вращения (максимальная), мин.⁻¹,

$$n_{p \max} = 14,8R_p^{-0,5},$$

где R_p – радиус ротора, м.

4. Масса многоковшового экскаватора m_3 определяется по эмпирической формуле, т

$$m_3 = kH_{\text{ч}} \sqrt[3]{Q_{\text{тч}} H_{\text{ч}}}$$

где k – коэффициент экскаватора (с невыдвижной стрелой – 1,7; с выдвижной – 2,5);

$H_{\text{ч}}$ – максимальная высота черпания, м;

$Q_{\text{тч}}$ – теоретическая производительность по рыхлой массе, м³/ч.

5. Установленная мощность экскаватора, кВт,

$$N_y = k_2 Q_{\text{тч}} (10k_f + 0,17H_k + 1,3k_f \sqrt{H_k}),$$

где k_2 – коэффициент, равный 0,026;

k_f – коэффициент сопротивления копанию, МПа (табл. 6);

H_k – суммарная высота черпания выше и ниже горизонта установки экскаватора, м;

$$H_k = H_{\text{ч}} + H_{\text{г}},$$

$H_{\text{ч}}$ – высота черпания, м;

$H_{\text{г}}$ – глубина черпания (ниже линии горизонта), м.

Таблица 6

Категория грунта	I	II	III	IV
k_f , МПа	0,04...0,13	0,12...0,28	0,20...0,35	0,35...0,45

6. Суммарное окружное усилие копания, кН,

$$F_k = \frac{k_f Q_{\text{пл}}}{0,188 D_p n_p},$$

где $Q_{\text{пл}}$ – расчетная производительность экскаватора по плотной массе, м³/ч.

7. Мощность, необходимая для копания, при заданной $Q_{\text{пл}}$, кВт,

$$P_k = \frac{k_f Q_{\text{пл}}}{3,67}.$$

8. Мощность, необходимая для подъема разработанной породы, кВт,

$$P_{\text{п}} = \frac{0,67 \cdot 10^{-2} Q_{\text{пл}} D_p \gamma_{\text{пл}}}{3,67},$$

где $\gamma_{\text{пл}}$ – плотность материала, т/м³.

9. Суммарная мощность привода ротора, кВт,

$$P_p = \frac{P_k + P_{\text{п}}}{\eta_p},$$

где η_p – КПД ротора, $\eta_p = 0,9$.

ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ (ВТМ)

ВТМ предназначены для отделения горной породы от массива с последующим перемещением (транспортировкой) её. Разработка породы ведется слоями толщиной от нескольких сантиметров до двух метров, что позволяет применять эти машины в карьерах со сложно-структурными породами.

ВТМ разделяют на два основных типа: ножевые (бульдозеры, рыхлители, автогрейдеры, струги) и ковшовые (скреперы, погрузочные машины).

БУЛЬДОЗЕРНО-РЫХЛИТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ

На открытых горных работах широко применяются бульдозерно-рыхлительные агрегаты. Они предназначены для комплексной механизации работ на мерзлых и скальных породах без проведения буровзрывных работ.

Общий вид бульдозерно-рыхлительного агрегата показан на рис. 4.

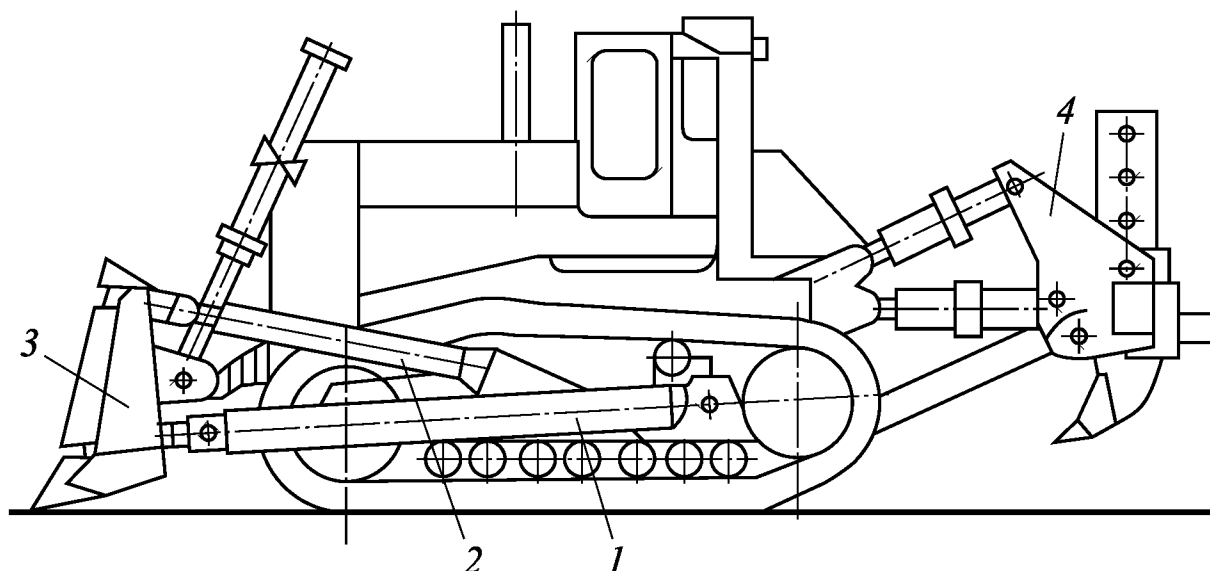


Рис. 4. Отечественный бульдозерно-рыхлительный агрегат ДЗ-159ХЛ на базе трактора Т-50.01: 1 – толкающая рама; 2 – раскос; 3 – отвал; 4 – рыхлитель

Бульдозерное оборудование применяется для послойной разработки пород I...IV категории (без предварительного рыхления) и перемещения их на расстояние до 50...150 м.

Рыхлительное оборудование предназначено для послойного рыхления мерзлых и скальных пород IV... VIII категории. Рыхлительное оборудование монтируется на тракторах тяговых классов от 100 кН и выше.

Техническая характеристика бульдозеров и рыхлителей приведена в табл. 7, 8.

Тяговый расчет бульдозера

Суммарное сопротивление движению при разработке породы определяется по формуле

$$\sum W_{\text{б}} = W_{\text{к}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{в}} + W_{\text{о}} + W_{\text{тр}} .$$

Расчет сопротивления осуществляется в следующем порядке.

1. Сопротивление резанию, Н,

$$W_{\text{к}} = 10^6 k_f L t ,$$

где k_f – коэффициент сопротивления резанию, МПа, $k_f = 0,020 \dots 0,35$;

L – длина отвала, м;

t – средняя толщина стружки породы, м.

2. Сопротивление перемещению призмы волочения породы перед отвалом, Н,

$$W_{\text{пр}} = V_{\text{в}} \gamma \mu_2 ,$$

где $V_{\text{в}}$ – объем призмы волочения, перемещаемой отвалом бульдозера, м³,

$$V_{\text{в}} = 0,5 k_{\text{п}} L H^2 ;$$

$k_{\text{п}}$ – коэффициент призмы волочения, определяется в зависимости от отношения высоты отвала H , м, к его длине L , м (табл. 9);

γ – удельный вес породы, Н/м³;

μ_2 – коэффициент трения породы о породу, $\mu_2 = 0,7 \text{К} 1,2$.

Таблица 7

Показатели	Бульдозеры с неповоротным отвалом						Бульдозеры с поворотным отвалом		
	ДЗ-27	ДЗ-110	ДЗ-35	ДЗ-118	ДЗ-59	ДЗ-68	ДЗ-109	ДЗ-60ХЛ	ДЗ-64
Базовый трактор									
Тип, модель	Т-130	Т-130	Т-180	ДЭТ-250	Т-330	Т-500	Т-130	Т-330	Т-500
Тяговый класс, кН	100	100	150	250	250	350	100	250	350
Мощность двигателя, кВт	118	118	132	243	240	370	118	240	370
Бульдозерное оборудование									
Длина отвала, мм	3200	3220	3640	4310	3600	4000	4120	5180	5540
Высота отвала, мм	1300	1300	1230	1550	1200	1400	1170	1420	1400
Угол перекоса отвала, ...°	± 6	± 12	± 4	± 12	± 6	± 6	± 6	± 10	± 6
Угол резания, ...°	55	55	55	55	50 ± 5	50 ± 5	55	55	50...60
Угол захвата, ...°	90	90	90	90	90	90	63;90	63;90	63;90
Масса, кг	1930	2285	3400	4936	4800	5700	2350	6730	12000
Бульдозер									
Габаритные размеры, мм:									
длина	5300	5490	6590	7580	6800	7700	5090	7830	8200
ширина	3200	3220	3640	4310	3600	4000	4120	6400	6300
высота	3087	3087	2825	3215	3050	3140	3087	3450	3140
Масса с оборудованием, кг	15950	16315	18760	34856	34000	45700	16490	37410	52000

Таблица 8

Показатель	Марка рыхлителя					
	ДП-26С	ДП-22С	ДП-9С	ДП-10С	ДП-29ХЛ	ДП-11
	Базовый трактор					
Тип, модель	Т-130	Т-180	ДЭТ-250	Т-330	Т-330	Т-500
Тяговый класс, кН	100	150	250	250	250	350
Мощность двигателя, кВт	118	132	243	243	243	370
Модель бульдозерного оборудования	ДЗ-109; ДЗ-110	ДЗ-35	ДЗ-34С; ДЗ-118	ДЗ-59	ДЗ-124	ДЗ-68С
Тип	Рыхлительное оборудование четырехзвенное					
Число зубьев	1	1...3	1...3	1...3	1	1
Угол рыхления, ...°	45	45	45	45	25...50	45
Ширина наконечника зуба, мм	75	86	105	100	110	124
Расстояние между зубьями, мм	–	800	970	950	–	–
Глубина рыхления, мм	450	500	700	700	1400	1000
Ширина полосы рыхления, мм	–	1670	2145	2145	–	–
Масса, кг	1400	3100	5805	5390	6590	5500
Масса с трактором, кг	17750	22675	40661	52636	52636	55000

Таблица 9

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
Несвязные породы	0,87	0,84	0,80	0,77	0,67

3. Сопротивление перемещению породы вверх по отвалу, Н,

$$W_{\text{в}} = V_{\text{в}} \gamma \mu_1 \cos^2 \delta_0,$$

где μ_1 – коэффициент трения породы о сталь, $\mu_1 = 0,73 \text{К} 1,0$;

δ_0 – угол резания, ...°.

4. Сопротивление перемещению бульдозера по горизонтали или уклону (подъему), Н,

$$W_0 = G_6 (f \pm i),$$

где G_6 – вес бульдозера, Н;

f – коэффициент сопротивления движению бульдозера, $f = 0,10 \dots 0,25$;

i – уклон (подъем), ‰.

5. Сопротивление от трения ножа отвала бульдозера о породу, Н,

$$W_{\text{тр}} = G_{6.0} k_0 \mu_1,$$

где $G_{6.0}$ – вес бульдозерного оборудования, Н;

k_0 – коэффициент, учитывающий долю веса бульдозерного оборудования, $k_0 = 0,5 \dots 0,8$.

6. Потребная мощность двигателя бульдозера определяется по формуле, кВт:

$$N = \frac{\sum W_6 v}{3600 \eta},$$

где v – рабочая скорость движения бульдозера, км/ч;

η – КПД силовой передачи, $\eta = 0,75 \text{К} 0,85$.

Тяговый расчет рыхлителя

Суммарное сопротивление движению рыхлителя при рыхлении породы определяется по формуле, Н,

$$\sum W_p = W_1 + W_2.$$

Расчет осуществляется в следующем порядке.

1. Сопротивление породы рыхлению, Н,

$$W_1 = 10^6 k_1 F n,$$

где k_1 – коэффициент сопротивления рыхлению, МПа, $k_1 = 0,20 \dots 0,35$;

n – число зубьев;

F – площадь поперечного сечения резания, m^2 , $F = bt / 2$;

b – ширина рыхления, м, $b \approx (1,5 \dots 2,0)t$;

t – глубина рыхления, м.

2. Сопротивление перемещению рыхлителя по горизонтали или уклону (подъему), Н,

$$W_2 = G_p (f \pm i),$$

где G_p – общий вес рыхлителя, Н.

3. Потребная мощность двигателя базовой машины рыхлителя определяется по формуле

$$N = \frac{\sum W_6 v}{3600 \eta}.$$

Нормальная работа рыхлителя возможна при условиях:

$$T \geq \sum W_p \quad \text{и} \quad T \leq G_{\text{сц}} \varphi_{\text{сц}},$$

где T – номинальное тяговое усилие на первой передаче, Н;

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес рыхлителя (общий вес), Н;

$\varphi_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления гусениц трактора с породой, $\varphi_{\text{сц}} = 0,9$.

СКРЕПЕРЫ. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ

Скреперы предназначены для послойной разработки пород I...IV категории, транспортировки их на отвалы или другие объекты.

Для повышения коэффициента наполнения ковша скреперы используются совместно с бульдозерами-толкачами и рыхлителями. Иногда скреперы работают по схеме скреперных поездов с использо-

ванием автосцепки. Расстояние перевозки породы для самоходных однодвигательных скреперов не превышает 2...4 км, для двухдвигательных – 6 км.

Общий вид скреперов показан на рис. 5. Техническая характеристика скреперов приведена в табл. 10.

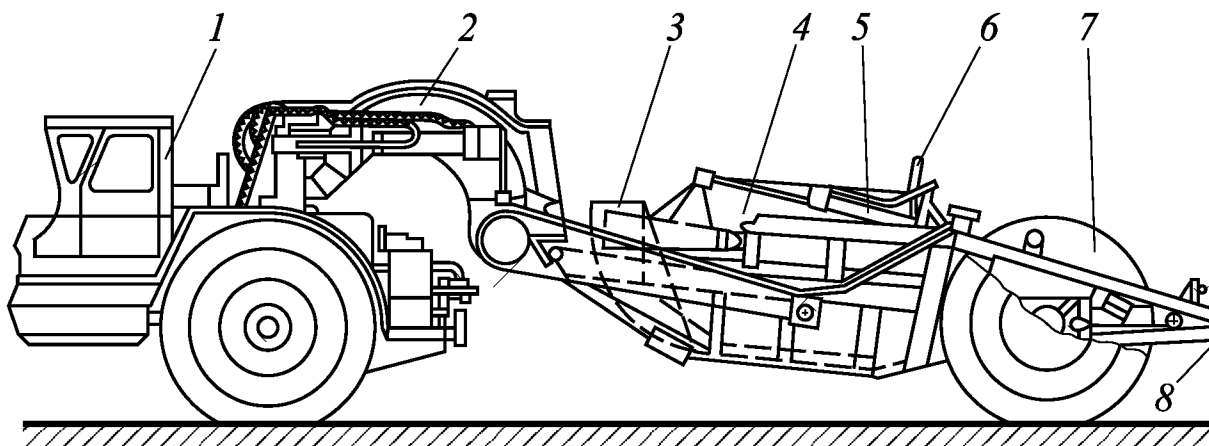


Рис. 5. Самоходный скрепер ДЗ-13 (Д-392) на базе одноосного тягача БелАЗ-531: 1 – тягач; 2 – передок; 3 – заслонка; 4 – ковш; 5 – гидросистема; 6 – задняя стенка; 7 – колеса задней оси; 8 – буфер

Тяговый расчет скрепера осуществляется в следующем порядке. Суммарное сопротивление движению скрепера при разработке породы определяется по формуле

$$W_{\text{ск}} = W_{\text{р}} + W_{\text{н}} + W_{\text{п.в}} + W_{\text{с}},$$

1. Сопротивление породы резанию, Н,

$$W_{\text{р}} = 10^6 k_f b t,$$

где k_f – удельное сопротивление породы резанию, МПа, $k_f = 0,02 \dots 0,15$;
 b – ширина резания, м;
 t – толщина стружки (глубина резания), м.

2. Сопротивление наполнению ковша скрепера, Н,

$$W_{\text{н}} = X b H^2 \gamma + b t H \gamma,$$

где X – коэффициент, учитывающий действие сил трения в процессе движения породы внутри ковша, $X = 0,24 \dots 0,50$;
 γ – удельный вес породы, Н/м³;

Таблица 10

Показатели	Марка самоходного скрепера				
	ДЗ-11	ДЗ-13	ДЗ-115	ДЗ-67	ДЗ-107
Вместимость ковша геометрическая, м ³	8,0	15	15	25	25
Модель тягача	МоАЗ-546	БелАЗ-531	БелАЗ-531	Специальное шасси	Специальное шасси
Мощность двигателя, кВт	116	265	265 × 2	–	405 × 2
Ширина ковша, м	2,82	2,92	3,0	3,65	3,90
Наибольшая глубина погружения ковша, м	0,30	0,35	0,35	0,40	0,40
Толщина отсыпаемого слоя, м	0,47	0,45	0,50	0,65	0,65
Угол резания, ...°	35	35	35	35	35
Скорость движения, км/ч, не более:					
при загрузке	3,0	3,5	3,5	3,5	3,5
при разгрузке	3,5...4,5	3,5...4,5	3,5...4,5	3,5...4,5	3,5...4,5
груженого	25 ... 30	35 ... 40	35 ... 40	35 ... 40	35 ... 40
порожного	40	50	50	50	50
Масса без тягача, кг	10000	17000	–	–	–
Масса с тягачом, кг	20000	34000	34300	64000	67000

H – высота подъема породы в ковше, м, зависит от вместимости ковша (табл. 11).

Таблица 11

3. Сопротивление перемещению призмы волочения породы перед ковшом, H ,

Вместимость ковша V , м ³	6	10	15	25
Высота подъема породы в ковше H , м	1,25...1,5	1,8...2,0	2,3	2,5

$$W_{п.в} = ybH^2\gamma\mu_2,$$

где y – отношение высоты призмы волочения к высоте загрузки ковша, $y = 0,5 \dots 0,7$;

μ_2 – коэффициент трения породы о породу, $\mu_2 = 0,3 \dots 0,6$.

4. Сопротивление движению груженого скрепера, H ,

$$W_c = (G_c + G_r)(f \pm i),$$

где G_c – вес скрепера, H ;

G_r – вес породы в ковше, H , $G_r = V\gamma$;

f – коэффициент сопротивления скрепера качению, $f = 0,10 \dots 0,25$;

i – уклон пути, ‰.

5. Потребная мощность двигателя, кВт,

$$N = \frac{\sum Wv}{3600\eta}.$$

где v – скорость движения скрепера (рабочая), км/ч;

η – КПД механизма передачи, $\eta = 0,85$.

ОДНОКОВШОВЫЕ ПОГРУЗЧИКИ. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Одноковшовые погрузчики предназначены для выполнения погрузки в автомобильный или железнодорожный транспорт разрыхленных горных пород, а также транспортировки породы на расстояние до 0,5 км. Технологическое оборудование монтируется на гусеничные или колесные тракторы или самоходные шасси. Технические характеристики одноковшовых погрузчиков приведены в табл. 12.

Таблица 12

Показатель	Погрузчики на пневмоколесном ходу					Погрузчики на гусеничном ходу	
	ТО-6А	ТО-18	ТО-25	ТО-27-2	ТО-21-1	ТО-7А (Т-75)	ТО-10А (Т-130)
Грузоподъемность, т	2	3	3	7,3	15	2	4
Вместимость основного ковша, м ³	1	1,5	1,5	3,65	7,65	0,8	2
Высота разгрузки ковша, мм	2700	2750	2770	3900	4200	2700	3200
Вылет ковша, мм	750	1045	1075	1200	1850	700	1100
Ширина режущей кромки основного ковша, мм	2335	2440	2500	3150	4170	2048	2900
Угол запрокидывания ковша, ...°	40	40	45	–	–	50	–
База, мм	2150 ± 40	2670	2860	–	–	2365	–
Колея, мм	1840 ± 40	1840	1860	–	–	1570	–
Радиус поворота, м	6,3	–	6,52	7,5	9,8	–	–
Мощность двигателя, кВт	59	100	122	246	588,3	59	118
Наибольшая скорость движения, км/ч	35	44	37	34,8	21,2	10,85	10,45
Масса, кг	7100	9950	10000	27000	74000	8750	22500

Расчет осуществляется в следующем порядке.

1. Конструктивная масса погрузочного оборудования (ковш и стрела), т,

$$m_{o.п} = (0,25 \text{ К } 0,35) m_{б.м},$$

где $m_{б.м}$ – масса базовой машины, т.

2. Номинальная вместимость ковша, м³,

$$V = \frac{Q_n}{\gamma k_n}.$$

где Q_n – номинальная грузоподъемность, т;

γ – плотность породы, т/м³;

k_n – коэффициент наполнения ковша, $k_n = 1,15 \dots 1,25$.

3. Номинальное напорное (тяговое) усилие погрузчика, кН,

$$T_n = \frac{N}{v_p (1 - \delta_p) \eta} - g m_{п} f_k,$$

где N – мощность двигателя, кВт;

v – расчетная скорость внедрения в забой, м/с, $v = 0,8 \text{ К } 1,1$;

δ_p – коэффициент расчетного буксования (для гусеничного хода – 0,07; для колесного – 0,2);

η – КПД трансмиссии (механической – 0,85...0,88; гидромеханической – 0,60...0,75);

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$m_{п}$ – полная масса погрузчика, т, $m_{п} = m_{б.м} + m_{o.п}$;

f_k – коэффициент сопротивления движению (для гусеничного хода – 0,06...0,10, для колесного – 0,3...0,4).

4. Напорное усилие по сцепному весу, кН,

$$T_{н.сц} = g m_{п} \varphi,$$

где φ – коэффициент сцепления движителя (для гусеничного хода – 0,9; для колесного – 0,6...0,8).

5. Выглубляющее усилие, кН,

$$P_b = (2 \text{ К } 3) Q_n g.$$

6. Подъемное усилие на кромке ковша, развиваемое гидроцилиндрами стрелы, кН,

$$P_{\text{п}} = (1,8K_{2,3})Q_{\text{н}}g.$$

МАШИНЫ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

Гидромеханизацией называется способ разработки земляных и горных пород, при котором все или основная часть технологических процессов осуществляются за счет энергии движущегося потока воды.

В гидромеханизации используют: гидромониторы, насосы, землесосы и др.

Гидромониторы

Гидромонитор – устройство для создания и управления полетом напорных водяных струй с целью разрушения и смыва горных пород. Общий вид гидромонитора показан на рис. 6.

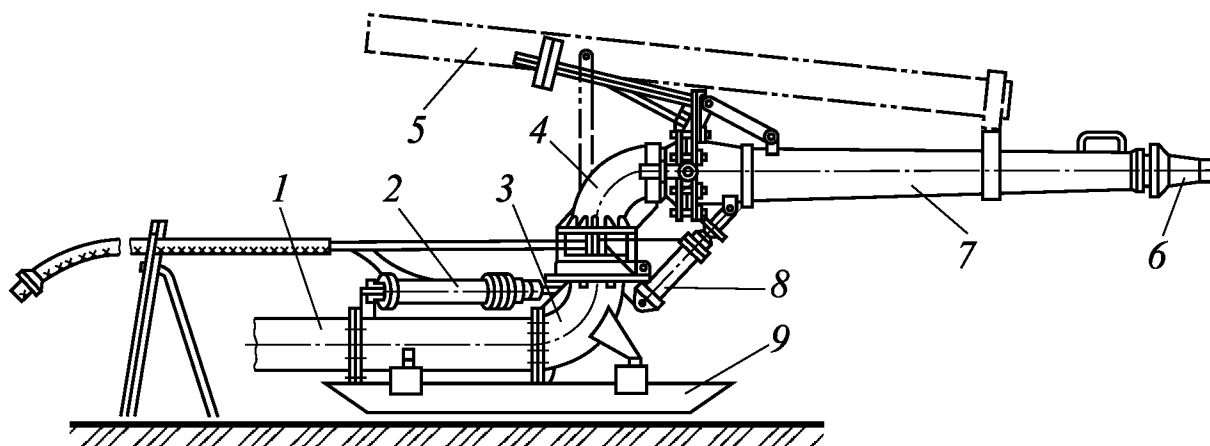


Рис. 6. Гидромонитор: 1 – напорный трубопровод; 2, 8 – гидроцилиндры; 3 – нижний неподвижный трубопровод; 4 – верхнее колено; 5 – рычаг; 6 – насадка; 7 – ствол; 9 – салазки

Технические характеристики гидромониторов приведены в табл. 13.

Таблица 13

Параметр	ГМН-250*	ГМД-250	ГМДУ-250	ГМСШД-300	ГМСШД-500
Диаметр входного патрубка нижнего колена, мм	250	250	250	300	500
Диаметр насадок, мм	52...105	80...125	80...125	100...140	140...220
Длина ствола, мм	2285	2320	2235	10000	18000
Угол поворота ствола, ...°					
горизонтальный	360	345	360	330	330
вертикальный	± 27	± 30	± 35	+35; -6	+35; -2
Расход воды, м ³ /ч	1600	2750	2340	4000	7000
Способ передвижения	–	–	–	Шагающий	
Масса, т	0,187	1,04	1,03	24	29
* Гидромонитор с ручным управлением, остальные – с дистанционным.					

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОМОНИТОРА

1. Расход воды через насадку гидромонитора, м³/с,

$$Q = \alpha f v,$$

где α – коэффициент сжатия воды, $\alpha \approx 1$;

f – площадь сечения насадки, м²,

$$f = \frac{\pi d^2}{4};$$

v – скорость струи, м/с;

d – диаметр выходного отверстия насадки, м,

$$v = \varphi \sqrt{2gH},$$

φ – коэффициент скорости истечения воды из насадки, $\varphi = 0,9 \text{ К } 0,94$;

g – ускорение свободного падения, м²/с;

H – рабочий напор у насадки гидромонитора, м вод. ст.

Необходимый напор струи достигается подбором диаметра соответствующей насадки.

2. Минимальное допустимое расстояние от гидромонитора до забоя (при ручном управлении), м,

$$L_{\min} = \alpha h.$$

где α – коэффициент, зависящий от свойств грунта (глина – 1,0; песок – 0,8; суглинок – 0,6);

h – высота забоя, м.

3. Дальность полета струи, м,

$$L_{\max} = 2\varphi^2 H \sin 2\alpha.$$

где α – угол наклона струи к горизонту, ...°.

4. Энергоемкость размыва (без гидротранспортирования) 1 м³ грунта, кВт·ч,

$$E = 0,006q(h_1 + h_2 + h_3),$$

где q – расход воды на 1 м³ грунта, м³ (табл. 14);

h_1 – необходимый напор воды у насадки, м вод. ст. (табл. 14);

h_2 – разность отметок гидромонитора и горизонта водозабора, м;

h_3 – потери напора в водоводе и гидромониторе, м вод. ст., в зависимости от Q (табл. 15).

Таблица 14

Грунт	h_1 м вод. ст.	q , м ³
Песок	20...40	3...7
Супесь	40...60	5...7
Суглинок	50...80	8...10
Гравий	30...120	10...15
Глина	60...160	10...20

Таблица 15

Q , м ³ /с	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,30
h_3 , м вод. ст.	1,0	2,2	2,8	3,6	4,5	5,5	6,4	4,7	8,8	12

ВНУТРИКАРЬЕРНАЯ ПЕРЕРАБОТКА КАМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ

МАШИНЫ ДЛЯ ДРОБЛЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

Измельчение горных пород в дробилках достигается раздавливанием, раскалыванием, ударом, истиранием, изгибом. Схемы дробилок показаны на рис. 7.

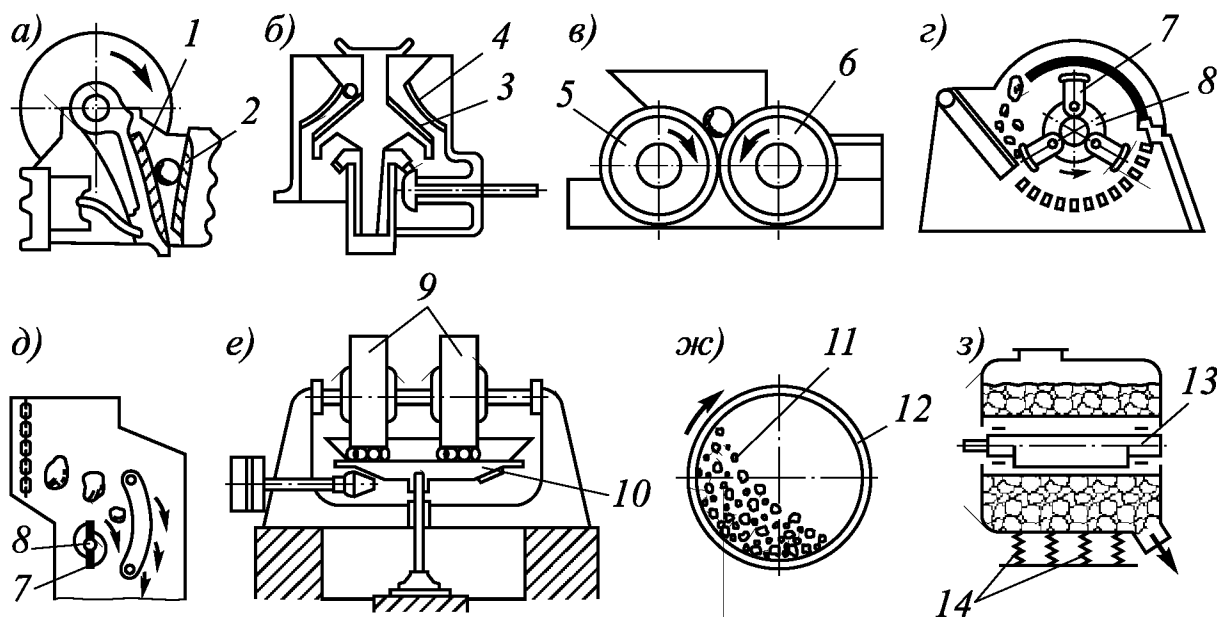


Рис. 7. Виды дробильного оборудования: а – щековая; б – конусная; в – валковая; г – молотковая; д – роторная дробилки; е – бегунковая; ж – стержневая (шаровая); з – вибрационная мельницы; 1 – подвижная щека; 2 – неподвижная щека; 3 – внутренний конус; 4 – внешний конус; 5, 6 – валки; 7 – била (молотки); 8 – ротор; 9 – бегуны; 10 – чаша; 11 – стержни (шары); 12 – барабан; 13 – вибратор; 14 – пружины

К основным параметрам щековой камнедробилки относятся: угол захвата, оптимальная частота вращения приводного (эксцентрикового) вала, ход подвижной щеки.

Угол захвата α – это угол, образованный рабочими поверхностями дробящих щек. От него зависит, будет ли кусок материала втягиваться в дробилку или выбрасываться вверх из нее. Угол захвата не должен быть больше половины угла трения φ . Для надежной

работы дробилки угол захвата принимается равным $18...22^\circ$ (при $\varphi = 36K 44^\circ$).

Оптимальная частота вращения эксцентрикового вала n определяется из условия свободной выгрузки материала под действием силы тяжести. Выгрузка материала осуществляется за время отхода подвижной щеки $t_1 = 1/2n$.

При отходе подвижной щеки на расстояние S (рис. 8) выпадает призма дробленого материала, высота которой определяется по формуле, м:

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

На основании закона свободного падения тела, пройденный за время t_1 , путь, м,

$$h = \frac{gt_1^2}{2},$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

t_1 – время отхода подвижной щеки, с.

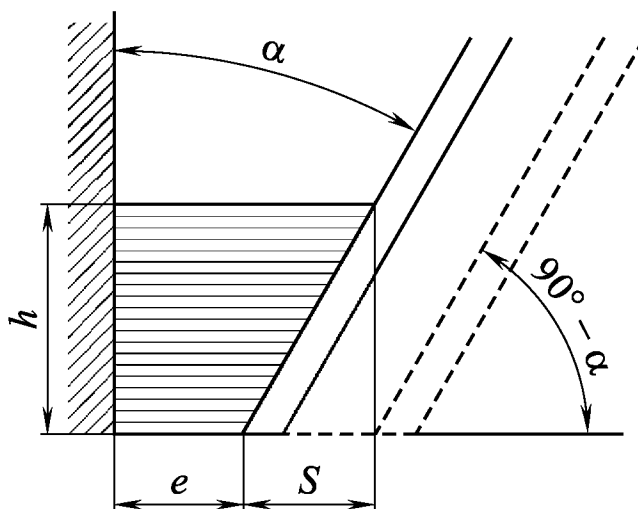


Рис. 8. Схема для определения производительности щековой дробилки

Подставив в последнее уравнение значения $t_1 = 1/(2n)$, $h = S/\operatorname{tg} \alpha$,

запишем

$$\frac{S}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{4n^2},$$

Откуда

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{S}},$$

где n – частота вращения вала, мин.^{-1} ;

S – ход щеки, м.

Ход подвижной щеки для дробилок:

с простым качанием – $S = \frac{(8 + 0,26e)}{1000}$;

со сложным качанием – $S = (7 + 0,1e) / 1000$,

где e – минимальный зазор между дробящими щеками, мм;

Производительность щековой дробилки

Производительность Π определяется по выражению, кг/ч:

$$\Pi = 60V\mu\gamma,$$

где V – объем призмы материала, выпадающего из дробилки за время отхода подвижной щеки, м³;

μ – коэффициент разрыхления дробимого материала, $\mu = 0,30 \dots 0,65$ (меньшее значение соответствует крупному дроблению);

γ – плотность материала, кг/м³ (табл. 16).

Таблица 16

Порода	γ , кг/м ³	σ , МПа	$E \cdot 10^3$, МПа
Известняк мягкий	1400	40...60	35...50
Песчаник	2000	50...80	34...50
Известняк прочный	2700	100...120	35...50
Гранит мелкозернистый	3300	180...200	60...70
Гранит	2600	120	60
Мрамор	2400	80	55

Объем призмы

материала

$$V = \frac{2e + S}{2} hb,$$

где b – длина разгрузочного (загрузочного) отверстия дробилки (табл. 17), м.

Технические характеристики щековых дробилок приведены в табл. 17.

Расчет потребной мощности

Потребная мощность щековой дробилки определяется по формуле, кВт:

$$N = \frac{\sigma^2 nb(D^2 - d^2)}{0,23E},$$

где σ – предел прочности дробимого материала, МПа (табл. 16);

D, d – диаметры, загружаемых в дробилку камней и частиц раздробленного материала соответственно, м;

E – модуль упругости дробимого материала, МПа (табл. 16).

Таблица 17

Показатели	Марка щековой дробилки					
	СМД-31	СМД-28	СМД-6А	СМД-13	СМД-58	СМД-59
Вид движения щеки	сложный			простой		
Размер приемного отверстия ($a \times b$), мм	250×400	400×900	600×900	600×900	900×1200	1200×1500
Наибольший размер куска исходного материала, мм	200	340	500	500	750	1000
Угол захвата, ...°, не более	15	17	19	19	20	20
Номинальная ширина выходной щели, мм	40	60	100	100	130	155
Производительность, м ³ /ч	7	30	60	50	180	310
Мощность электродвигателя, кВт	17	55	75	75	100	160
Масса дробилки без электродвигателя,	3	12	20	21	70	140

Диаметр загружаемых в дробилку камней принимается в зависимости от ширины загрузочного отверстия дробилки a (табл. 17), м:

$$D = (0,8...0,9)a.$$

Диаметр (средний) частиц раздробленного материала определяется из выражения

$$d = d_{\text{cp}} = \frac{(e+S)+e}{2} \text{ или } d = e + 0,5S.$$

СОРТИРОВОЧНЫЕ МАШИНЫ

Грохоты – сортировочные машины, предназначенные для разделения кусковых и сыпучих материалов на фракции при помощи просеивающей поверхности с калибровочными отверстиями.

Они могут быть с плоским или барабанным рабочим органом. Плоские рабочие органы (неподвижные и подвижные) выполняются в виде колосников, решёт и сит (рис. 9). Барабанные грохоты могут быть цилиндрическими и реже коническими.

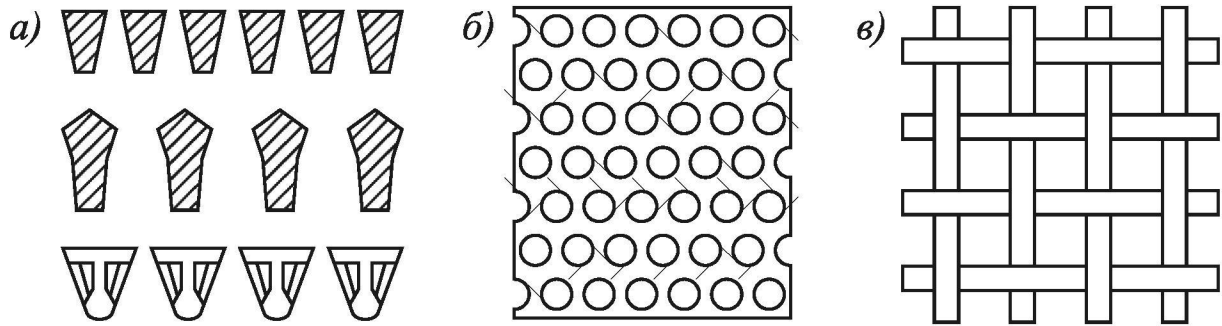


Рис. 9. Просеивающие поверхности грохотов:
а – колосники; *б* – решето; *в* – сито

Просеивающие поверхности в грохотах устанавливаются по одной из трех схем: в один ряд, ярусами, комбинированным способом (рис. 10).

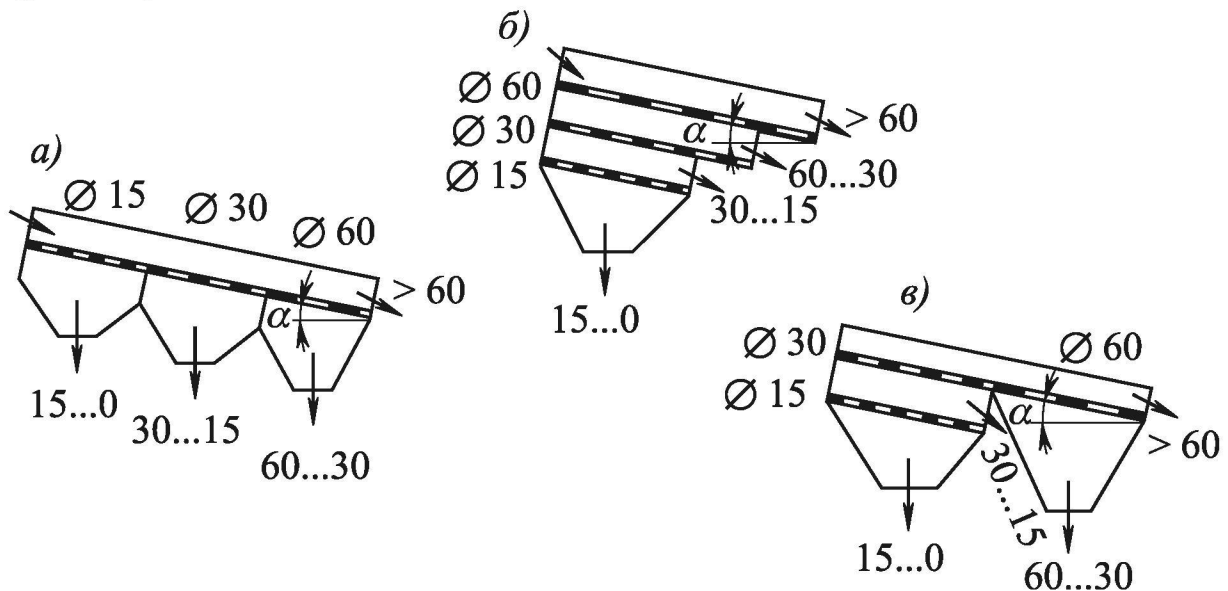


Рис. 10. Схемы расположения сит на грохотах: *а* – от мелкого к крупному; *б* – от крупного к мелкому; *в* – комбинированное

Производительность плоского грохота

Производительность плоского грохота Π рассчитывается по рекомендации ВНИИСтройдормаша, м³/ч:

$$\Pi = qFk_1k_2k_3m,$$

где q – удельная производительность грохота, зависящая от размеров отверстий сит, м³/(м²·ч), (в табл. 18 приведены значения q для грохотов с углом наклона 18°);

Таблица 18

Размер отверстия сита на свету, мм	5	7	10	14	20	25	35	40	65	70
Удельная производительность q , м ³ /(м ² ·ч)	12	16	23	32	43	46	56	62	80	82

F – площадь сита (грохочения), м²;

k_1 – коэффициент, учитывающий угол наклона грохота (для горизонтального грохота с направленными колебаниями $k_1 = 1,0$, наклонного – приведен в табл. 19);

Таблица 19

Угол наклона грохота α , °	10	12	14	16	18	20	22	24
k_1	0,50	0,61	0,73	0,86	1,00	1,18	1,37	1,54

k_2 – коэффициент, учитывающий процентное содержание нижнего (подрешетного) класса в исходном материале C_n (табл. 20);

Таблица 20

C_n , %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
k_2	0,58	0,66	0,76	0,84	0,92	1,00	1,08	1,17	1,25

k_3 – коэффициент, учитывающий параметр $C_{n1/2}$ – содержание в нижнем поясе зерен, размер которых меньше половины размера отверстия сита (табл. 21);

Таблица 21

$C_{n1/2}$, %	10	20	30	40	50	60	70	80	90
k_3	0,63	0,72	0,82	0,91	1,00	1,09	1,18	1,28	1,37

m – коэффициент, учитывающий возможную неравномерность подачи и зернового состава материала, форму зерен и тип грохота (табл. 22).

Таблица 22

Тип грохота	Коэффициент m	
	гравий	щебень
Горизонтальный	0,80	0,65
Наклонный	0,60	0,50

Производительность барабанного (цилиндрического) грохота определяется по формуле, м³/ч,

$$P = 3600 F v_0 \mu,$$

где F – площадь поперечного сечения слоя материала в грохоте, м²;

v_0 – скорость движения материала вдоль оси грохота, м/с;

μ – коэффициент, учитывающий наличие пустот между частицами материала, $\mu = 0,6 \text{ К } 0,8$.

Площадь поперечного сечения слоя материала

$$F = 1,9\sqrt{Rh^3},$$

где R – радиус барабана грохота, м;

h – толщина слоя материала в первой секции барабана, м, $h \approx 2d$;

d – диаметр частицы раздробленного материала, м.

Скорость движения материала

$$v_0 = 0,105 Rn \operatorname{tg} 2\alpha,$$

где n – частота вращения барабана, мин.^{-1} , $n = 8/\sqrt{R} \dots 14/\sqrt{R}$;

α – угол наклона оси барабана к горизонту, \dots° , $\alpha \approx 7K 12$.

ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ

КАРЬЕРНЫЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЙ ТРАНСПОРТ

Железнодорожный транспорт получил большое распространение на открытых горных работах как при мощных грузопотоках (100...150 млн т горной породы в год), так и при незначительных (20 млн т).

Железнодорожный состав состоит из локомотива и прицепной части – специальных вагонов. Локомотив может быть на электрической или тепловозной тяге, а также их комбинации, использующей преимущества обоих видов.

К расчетным параметрам поезда относятся: сила тяги; суммарная сила сопротивления движению; прицепная масса.

Сила тяги

Сила тяги ограничивается сцепной массой локомотива и мощностью двигателя. Общей для всех локомотивов является зависимость силы тяги от сцепной массы:

$$F_k \leq 1000 M_{\text{л}} g \psi, \quad F_k^T \leq 1000 M_{\text{л}} g \psi_{\text{тр}},$$

где F_k, F_k^T – сила тяги локомотива при движении и трогании соответственно, Н;

g – ускорение свободного падения, м/с^2 ;

$\psi, \psi_{\text{тр}}$ – коэффициент сцепления колес локомотива с рельсами при движении и трогании соответственно, $\psi = 0,27 \text{К} 0,29$ (при скорости движения в интервале $v = 15 \text{К} 30$ км/ч), $\psi_{\text{тр}} = 0,28 \text{К} 0,34$;

$M_{\text{л}}$ – масса локомотива, т.

Сила тяги тепловоза ограничивается зачастую мощностью дизеля (иногда нагревом генератора). В этом случае сила тяги F_k рассчитывается, Н:

$$F'_k = 3600 N_{\text{диз}} \eta_{\text{Г}} \eta_{\text{В}} \eta_{\text{П}} / v_p, \quad F'_k \leq F_k,$$

где $N_{\text{диз}}$ – мощность на валу дизеля, кВт;

$\eta_{\text{Г}}$ – КПД генератора, $\eta_{\text{Г}} = 0,86 \text{К} 0,9$;

$\eta_{\text{В}}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии на вспомогательные машины (привод вентилятора и т. п.), $\eta_{\text{В}} = 0,85$;

$\eta_{\text{П}}$ – КПД передачи, $\eta_{\text{П}} = 0,85 \text{К} 0,9$;

v_p – скорость движения по руководящему подъему, км/ч.

Суммарная сила сопротивления движению поезда

Суммарная сила сопротивления движению поезда состоит из силы основного сопротивления и дополнительных (дополнительного сопротивления от уклона, на криволинейном участке, при трогании).

Полное сопротивление при движении поезда, определяется по формуле, Н

$$W = M_{\text{л}} g (w'_0 + w_i + w_R) + Q g (w''_0 + w_i + w_R), \quad F_k \geq W,$$

где Q – масса прицепной части поезда, т;

w'_0, w''_0 – основное удельное сопротивление движению локомотива и вагонов соответственно, Н/кН;

w_i – дополнительное сопротивление движению поезда от уклона, Н/кН;

w_R – дополнительное удельное сопротивление движению поезда на криволинейных участках пути, Н/кН.

Значения основного удельного сопротивления движению поезда определяются по эмпирическим формулам, Н/кН:

для локомотива (ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭМ3, ТЭЗ, ТЭМ7)

$$w'_0 = 3,0 + 0,01v + 0,0002v^2;$$

для вагонов (вся серия универсальных полувагонов ПС)

$$w''_0 = 1,5 + 0,03v.$$

Дополнительное удельное сопротивление движению поезда от уклона w_i численно равно величине тысячных уклона, т. е. w_i , Н/кН = i , ‰.

w_R определяют по эмпирическим формулам, Н/кН:

для кривых, радиусом $R > 300$ м,

$$w_R = 700/R;$$

для кривых, радиусом $R < 300$ м,

$$w_R = 900/(100 + R).$$

Масса прицепной части поезда Q определяется из условия равномерного движения поезда по руководящему уклону с полным использованием сцепного веса локомотива, т.

$$Q = \frac{M_{\text{л}}(1000\psi - w'_0 - i_p)}{w''_0 + i_p},$$

где ψ – коэффициент сцепления при движении;

i_p – руководящий уклон, ‰.

Проверка массы Q , т, по условиям трогания с места на руководящем уклоне i_p :

$$Q_{\text{трог}} = \frac{M_{\text{л}}(1000\psi_{\text{тр}} - w'_0 - i_{\text{тр}} - 108a)}{(w''_0 + i_{\text{тр}} + 108a)},$$

где $i_{\text{тр}}$ – уклон, на котором производится трогание состава с места, ‰;

a – ускорение при трогании с места, м/с², $a = 0,03 \dots 0,05$.

Для расчета W принимаем меньшее значение Q или $Q_{\text{трог}}$.

Если $Q_{\text{трог}} \geq Q$, то число вагонов выбирают по величине Q , и наоборот.

Число вагонов в поезде, шт.:

$$n = \frac{Q_{\text{трог}}}{q(1 + K_{\text{T}})},$$

где q – грузоподъемность вагона, т;

K_{T} – коэффициент тары.

Величина n округляется до ближайшего меньшего целого числа, тогда уточненная прицепная масса Q_{y} , т

$$Q_{\text{y}} = nq(1 + K_{\text{T}}).$$

Полезная масса поезда, т $Q_{\text{п}} = nq$.

КАРЬЕРНЫЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Карьерный автомобильный транспорт является основным видом при строительстве карьеров, при разработке месторождений малой и средней мощности до 60...80 млн т/год. Рациональное расстояние транспортирования не превышает 3...4 км. Также автомобильный транспорт применяется при разработке месторождений, расположенных вдали от магистральных дорог и мощных энергетических ресурсов.

Технические характеристики автосамосвалов ПО «БелАЗ» с гидромеханической передачей приведены в табл. 23.

Тяговый расчет

На автосамосвал при движении действуют сила тяги, силы сопротивления движению и силы торможения.

Сила тяги $F_{\text{к}}$ автосамосвала зависит от мощности двигателя и сцепной массы. Как правило, основным ограничением является ограничение по сцеплению ведущих колес автосамосвала с дорожным покрытием, т. е., N

$$F_k \leq 1000 M_a g K_{\text{сц}} \psi,$$

где M_a – масса автосамосвала (груженого), т;

$K_{\text{сц}}$ – коэффициент использования сцепной массы, зависящий от колесной формулы автосамосвала (при $4 \times 2 K_{\text{сц}} = 0,65$; при $4 \times 4 K_{\text{сц}} = 1,0$; при $6 \times 4 K_{\text{сц}} = 0,7$);

ψ – коэффициент сцепления, зависящий от типа и состояния покрытия, табл. 24.

Таблица 23

Показатели	Марка автосамосвала ПО «БелАЗ»			
	540А	7540	7548	7547
Грузоподъемность, т	27	30	42	45
Мощность двигателя, кВт	265	309	368	368
Максимальная скорость, км/ч	60	50	50	50
Колесная формула	4×2	4×2	4×2	4×2
Радиус поворота, м	8,7	8,7	10,2	10,2
Масса, т	21,0	22,5	30,0	33,0
Габариты, мм:				
длина	7250	7110	8090	8090
ширина	3480	4460	4400	4620
высота	3580	3390	4280	4390

Таблица 24

Тип покрытия	Коэффициент сцепления ψ	
	при сухом дорожном покрытии	при мокром дорожном покрытии
Постоянные дороги		
Щебеночное покрытие с поверхностной обработкой	0,57...0,75	0,43...0,55
Асфальтобетонное и цементобетонное покрытия	0,70	0,40...0,45
Временные дороги		
Укатанные проезды	0,60	0,40...0,50
Неукатанные проезды	0,45	0,30
Дороги, покрытые снегом, и обледененные	–	0,15...0,20

Сила тяги автосамосвала имеет также ограничения по мощности при заданной скорости движения v , км/ч, и определяется, Н

$$F'_k = 3600 N_d \eta_T \eta_{o.m} / v, \quad F'_k \leq F_k,$$

где N_d – мощность двигателя, кВт;

η_T – КПД трансмиссии (при механической трансмиссии – 0,72...0,82, при гидромеханической – 0,70...0,72, при электромеханической – 0,69...0,71);

$\eta_{o.m}$ – коэффициент, учитывающий отбор мощности на вспомогательные устройства автомобиля (0,85...0,88);

v – скорость движения, км/ч.

Сила сопротивления движению состоит из силы основного сопротивления и дополнительных (от уклона, на криволинейном участке, от воздушной среды), Н:

$$W = W_o + W_i + W_R + W_B,$$

где W_o – сила основного сопротивления движению, Н;

W_i – сила сопротивления от уклона, Н;

W_R – сила дополнительного сопротивления на криволинейных участках, Н;

W_B – сила сопротивления воздушной среды, Н.

$$W_o = M_a g w_o,$$

где w_o – удельное основное сопротивление движению, Н/кН.

Удельное основное сопротивление движению автосамосвала зависит от типа и состояния дороги. Значения w_o приведены в табл. 25.

Таблица 25

Дороги	Покрытие	w_o , Н/кН
Главные откаточные дороги	Бетонное, асфальтобетонное	15...20
	Гравийное	25...30
	Щебеночное	30...40
Забойные и отвальные дорожные проезды	Грунтовые укатанные в забоях	40...80
	Грунтовые укатанные на отвалах	до 150

$$W_i = M_a g w_i,$$

где w_i – дополнительное удельное сопротивление от уклона, Н/кН, $w_i = i$,
 i – уклон дороги, ‰.

$$W_R = M_a g w_R.$$

где w_R – дополнительное удельное сопротивление на криволинейных участках дороги, Н/кН,

$$w_R = 30 \left(\frac{200 - R}{200} \right);$$

R – радиус кривой по оси дороги, м.

$$W_B = \lambda \Omega (v \pm v_B)^2,$$

где λ – коэффициент обтекаемости, учитывающий аэродинамику (для карьерных автосамосвалов $\lambda = 0,055$ К $0,070$);

Ω – площадь лобовой поверхности, для автосамосвалов грузоподъемностью 30...40 т составляет 10...11 м², для автосамосвалов грузоподъемностью 110...180 т составляет 25...31 м²;

v_B – составляющая скорости ветра, км/ч, имеет знак «+» при встречном ветре, а «-» – при попутном.

Условие движения автосамосвала:

$$F'_k \geq W.$$

Расчет тормозного пути

При экстренном торможении тормозной путь S_T , определяется условиями сцепления колес с поверхностью дороги и рассчитывается по формуле, м:

$$S_T = 0,278 v_d t_p + \frac{3,9 \delta v_d^2}{(1000 \psi_T + w_0 \pm w_i)} + l_M,$$

где t_p – время реакции водителя и время приведения тормозов в действие, с, $t_p = 0,7 \dots 1,5$;

δ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс при движении с грузом, $\delta = 1,03$ К $0,7$;

v_d – допустимая скорость движения, км/ч;

ψ_T – коэффициент сцепления колеса с дорогой при торможении, $\psi_T = 0,5$ К $0,7$;

l_M – длина машины, м.

Путь торможения карьерных автосамосвалов в диапазоне скоростей 20...30 км/ч составляет 10...20 м.

КОНВЕЙЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ

Конвейерный транспорт применяется на предприятиях всех горнодобывающих отраслей.

При проектировании ленточного конвейера, выборе серийного конвейера для конкретных условий или проверки его возможностей при различных условиях эксплуатации выполняют эксплуатационные и тяговые расчеты конвейера.

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Исходными расчетными данными являются: производительность, длина и углы наклона конвейера, физико-механические свойства транспортируемого груза.

Формирование схемы конвейера

В плане трасса должна быть строго прямолинейна, а углы наклона отдельных участков профиля – не превышать допустимых значений: 18...20°.

Радиус переходных кривых между участками с различными углами наклона на выпуклых участках (во избежание больших сопротивлений) должен быть не менее чем в двенадцать раз больше ширины ленты B , т. е. $R \geq 12 B$, а на вогнутых (во избежание отрыва ленты от роlikоопор) – не менее 50 м.

Определение параметров грузонесущего полотна

Для расчета полной ширины ленты B , м, принято выражение (рис. 11):

$$B = 1,1 \left(\sqrt{\frac{Q}{C_{\pi} \gamma_p v K_1} + 0,05} \right),$$

где Q – производительность конвейера, т/ч;

v – скорость ленты, м/с;

C_{π} – коэффициент производительности, зависящий от типа роlikоопоры, угла наклона ее боковых роликoв и угла естественного откоса груза в движении (15...20°):

Тип роlikоопоры	двухроlikовая		трехроlikовая	
Угол наклона боковых роликoв α' , ...°	15	20	–	30...36
Коэффициент C_{π}	450...535	470...550	550...625	585...655

γ_p – плотность породы, т/м³;

K_1 – коэффициент уменьшения C_{π} в зависимости от угла наклона, при $\beta \geq 12^\circ$:

β , ...°	12	14	16	18	20
K_1	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90

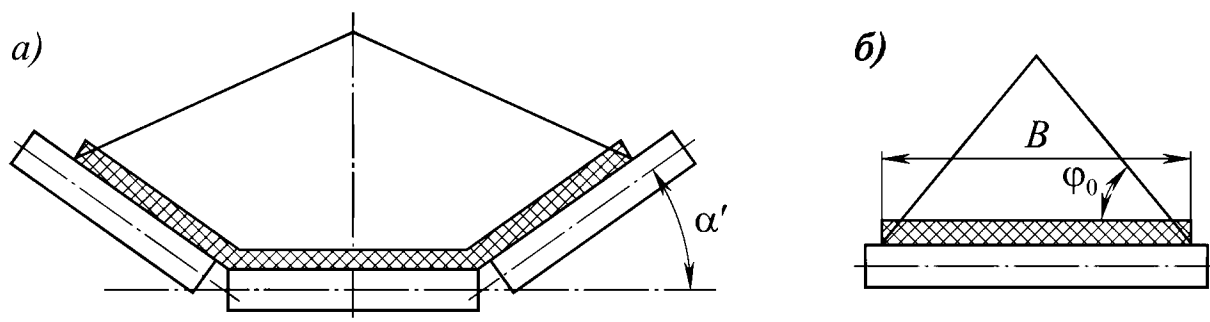


Рис. 11. Типы роlikоопор: a – желобчатый; b – плоский; α' – угол наклона боковых роликoв; ϕ_0 – угол естественного откоса

Скорость движения ленты принимают в зависимости от производительности конвейера и характера груза (табл. 26).

Полученное значение ширины ленты округляют до ближайшего наибольшего стандартного значения (800, 1000, 1200, 1400, 1600,

1800, 2000, 2500, 3000 мм).

Таблица 26

Производительность конвейера Q , м ³ /ч	Скорость ленты v , м/с	
	рыхлые и полускальные грузы	скальные грузы
400...800	1,6; 2,0; 2,5	1,6; 2,0
1000...2500	2,5; 3,15	2,0; 2,5
2500...5000	3,15; 4,0	2,5; 3,15
5000...8000	4,5; 5,3	3,15
8000...12000	5,3; 8,3	4,5

Обоснование типа ленты и ее прочности

При выборе типа ленты и расчете ее на прочность необходимо знать максимальное натяжение $S_{нб}^{\max}$ в набегающей ветви.

Передача тяговой силы конвейерной ленте от приводного барабана осуществляется трением, возникающим при приложении к валу барабана вращающего момента.

Работоспособность привода ленточного конвейера выражает условие отсутствия скольжения (буксования) ленты по барабану:

$$S_{нб} \leq S_{об} e^{\mu\alpha},$$

где $S_{нб}$ и $S_{об}$ – натяжения набегающей и сбегающей с привода ветвей ленты, Н;

e – основание натуральных логарифмов, $e = 2,7183$;

μ – коэффициент сцепления между лентой и приводным барабаном, $\mu = 0,20$ К $0,50$;

α – угол обхвата лентой приводного барабана, рад.

Чтобы лента не скользила на приводном барабане, необходимо соблюдение неравенства, выведенного в формуле Эйлера:

$$\frac{S_{нб}}{S_{об}} = e^{\mu\alpha}.$$

Величину $e^{\mu\alpha}$ принято называть тяговым фактором.

Тяговое (окружное) усилие равно разности $S_{нб}$ и $S_{сб}$ и имеет максимальное значение:

$$F^{\max} = S_{нб}^{\max} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Отсюда
$$S_{нб}^{\max} = S_{сб} + F^{\max},$$

после преобразования
$$F^{\max} = S_{нб}^{\max} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right).$$

Тяговое усилие F , развиваемое приводом, должно быть равно сумме сил сопротивления движению $W_{(н)}$ конвейерной ленты (рис. 12):

$$F = W_{гр} + W_{п},$$

где $W_{гр}$, $W_{п}$ – соответственно, сила сопротивления движению грузовой и порожняковой ветвей, Н:

$$W_{гр} = L[(q_{гр} + q_{л} + q'_p) \cos \beta \omega \pm (q_{гр} + q_{л}) \sin \beta];$$

$$W_{п} = L[(q_{л} + q''_p) \cos \beta \omega \pm q_{л} \sin \beta],$$

L – длина конвейера, м;

β – угол наклона конвейера, ... °;

$q_{гр}$, $q_{л}$, q'_p , q''_p – соответственно линейный вес груза, ленты, вращающихся частей роlikоопоры грузовой и порожняковой ветвей, Н/м;

ω – коэффициент сопротивления движению, $\omega = 0,20 \text{ К } 0,35$.

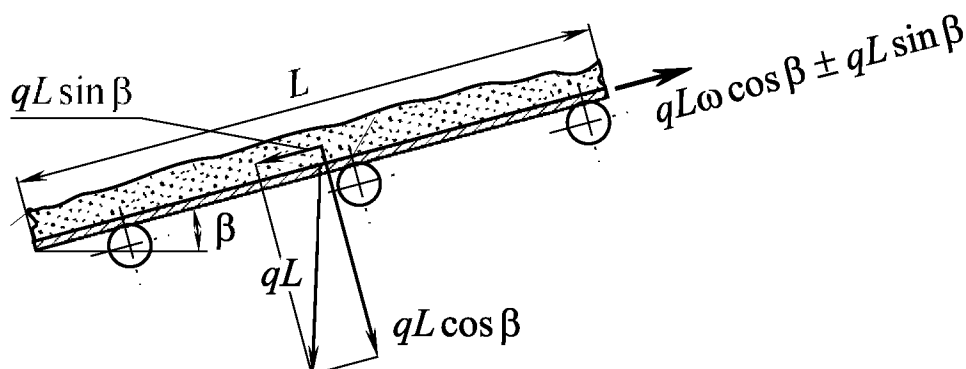


Рис. 12. Распределение сопротивления при движении конвейерной ленты

При движении ленты вверх принимают знак плюс, а вниз – минус.

$$q_{гр} = \frac{Qg}{3,6v},$$

где Q – производительность конвейера, т/ч;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;

$$q_{л} = (0,15K 0,35)B,$$

B – ширина ленты, мм.

$$q'_p = \frac{G'_p}{l'_p}, \quad q''_p = \frac{G''_p}{l''_p},$$

где G'_p, G''_p – соответственно вес вращающихся роликоопор, Н (табл. 27);

Таблица 27

Ширина ленты В, мм	Одно-, двухролик- ковые опоры	Желобчатые роликоопоры
	Масса ролика G'_p, G''_p , кг	
1000	25	21,0
1200	29	26,0
1400	50	40,0
1600	60	53,6
1800	65	60,0
2000	1000	85,9

l'_p, l''_p – соответственно расстояния между роликоопорами, м,

$$l'_p = 1,0K 1,2, \quad l''_p = 2,0K 3,6.$$

Зная F^{\max} можно определить $S_{нб}^{\max}$ и, соответственно, $S_{сб}$:

$$S_{нб}^{\max} = \frac{F^{\max}}{1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}}}; \quad S_{сб} = S_{нб}^{\max} - F^{\max}.$$

Для конвейеров значительной длины и производительности целесообразно применять резинокросовую ленту, имеющую большую прочность и малое относительное удлинение.

При выборе резинокросовых лент необходимо знать разрывное усилие K_p (Н/мм ширины ленты):

$$K_p = \frac{S_{\text{нб}}^{\text{max}} m}{B},$$

где m – запас прочности ленты, $m = 8,0 \dots 8,5$ (при $\beta \leq 10^\circ$), $m = 9 \dots 10$ (при $\beta > 10^\circ$).

По величине K_p принимают тип ленты:

K_p , Н/мм	1000	1500	2500
Тип ленты	РТЛ1000	РТЛ1500	РТЛ2500

Для резинотканевых лент число прокладок i определяют по отношению:

$$i = \frac{S_{\text{нб}}^{\text{max}} m}{B[\sigma'_p]},$$

где $[\sigma'_p]$ – допускаемое усилие на разрыв 1 см ширины одной прокладки, Н/см, $[\sigma'_p] = 3000 \text{ К } 6000$.

Для резинотканевых лент при угле наклона конвейера $\beta \leq 10^\circ$, $m = 8$, при $\beta > 10^\circ$, $m = 9$.

Число прокладок обычно составляет 3...12.

Толщина ленты σ , мм:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_0 i + \sigma_2,$$

где σ_0 , σ_1 , σ_2 – толщина одной прокладки, рабочей (наружной) и нерабочей (нижней) обкладок ленты, соответственно, мм, $\sigma_0 = 1,00 \text{ К } 1,15$, $\sigma_1 = 5 \text{ К } 8$, $\sigma_2 = 2,0 \text{ К } 3,5$.

Основными параметрами барабанов конвейера являются: диаметр D_6 и длина L_6 приводного барабана, мм:

$$D_6 = (120 \text{ К } 150)i; \quad L_6 = B + 100.$$

Диаметр натяжного барабана $D_{\text{н}}$, мм:

$$D_{\text{н}} = 100i.$$

Обоснование потребной мощности двигателя

Потребную мощность двигателя N , кВт, рассчитывают по формуле:

$$N = \frac{K_3 (S_{нб} - S_{сб}) v}{1000 \eta},$$

где K_3 – коэффициент запаса мощности, $K_3 = 1,2 \dots 1,3$;
 η – КПД механической передачи, $\eta = 0,80 \text{К} 0,85$.

Частота вращения приводного барабана $n_б$, мин.⁻¹,

$$n_б = \frac{60v}{\pi D_б}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Подэрни Р. Ю.* Горные машины и комплексы для открытых работ. Т. 1. – 3-е изд. – М.: Изд-во МГГУ, 1998. – 422 с.

2. *Подэрни Р. Ю.* Горные машины и комплексы для открытых работ. Т. 2. – 3-е изд. – М.: Изд-во МГГУ, 1998. – 332 с.

3. *Шешко Е. Е.* Горно-транспортные машины и оборудование для открытых работ: Учеб. пособие для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГГУ, 2003. – 260 с.

СОДЕРЖАНИЕ

БУРОВЫЕ МАШИНЫ	3
Буровой станок 2СБУ-100-32	3
Бурение ударного и ударно-вращательного действия	5
Вращательное бурение резцовыми долотами	9
ВЫЕМОЧНО-ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ (ЭКСКАВАТОРЫ)	11
Одноковшовые экскаваторы	11
Расчет линейных размеров и массы основных элементов рабочего оборудования	12
Статический расчет одноковшовых экскаваторов	13
Многоковшовые экскаваторы (роторные). Расчет параметров	15
ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ (ВТМ)	18
Бульдозерно-рыхлительные агрегаты	18
Тяговый расчет бульдозера	19
Тяговый расчет рыхлителя	22
Скреперы. Тяговый расчет	23
Одноковшовые погрузчики. Расчет основных параметров	26
МАШИНЫ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ	29
Гидромониторы	29
Расчет параметров гидромонитора	30
ВНУТРИКАРЬЕРНАЯ ПЕРЕРАБОТКА КАМЕННЫХ МАТЕРИАЛОВ	32
Машины для дробления горных пород	32
Производительность щековой дробилки	34
Расчет потребной мощности	34
Сортировочные машины	35
Производительность плоского грохота	36
ГОРНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ	38
Карьерный железнодорожный транспорт	38
Сила тяги	38
Суммарная сила сопротивления движению поезда	39
Карьерный автомобильный транспорт	41
Тяговый расчет	41
Расчет тормозного пути	44
КОНВЕЙЕРНЫЙ ТРАНСПОРТ	45
Выбор основных параметров ленточных конвейеров	45
Формирование схемы конвейера	45
Определение параметров грузонесущего полотна	46
Обоснование типа ленты и ее прочности	47
Обоснование потребной мощности двигателя	51
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	52