

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

**Кафедра будівельних, колійних та вантажно-
розвантажувальних машин**

**РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕСУВНОЇ
ДРОБИЛЬНО-СОРТУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ
ЗАМКНЕНОГО ЦИКЛУ**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисциплін

«МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА ШЛЯХІВ»,

«ДОРОЖНІ МАШИНИ»

та практичних робіт з дисципліни

«МАШИНИ ДЛЯ ВИДОБУТКУ КОРИСНИХ КОПАЛИН»

Харків – 2020

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин 27 травня 2019 року, протокол №11.

Рекомендуються для студентів усіх форм навчання галузі знань 13 «Механічна інженерія» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Укладачі:

проф. С. В. Воронін,
доценти Д. В. Онопрейчук,
В. О. Стефанов

Рецензент

проф. М. П. Ремарчук

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕСУВНОЇ ДРОБИЛЬНО-
СОРТУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗАМКНЕНОГО ЦИКЛУ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисциплін
«МАШИНИ ДЛЯ БУДІВНИЦТВА ШЛЯХІВ»,
«ДОРОЖНІ МАШИНИ»

та практичних робіт з дисципліни
«МАШИНИ ДЛЯ ВИДОБУТКУ КОРИСНИХ КОПАЛИН»

Відповідальний за випуск Онопрейчук Д. В.

Редактор Решетилова В. В.

Підписано до друку 30.10.19 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк. арк. 3,25. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

Зміст

Вступ	5
1 Загальні відомості про ПДСУ і вихідні дані	5
2 Розрахунок кількості стадій дроблення і розроблення технологічної схеми дробильно-сортувальної установки	10
3 Технологічні розрахунки і вибір устаткування першої стадії дроблення	14
3.1 Продуктивність живильників	17
3.2 Визначення об'єму кам'яного матеріалу та продуктивності грохотів і дробарок першої стадії дроблення. Вибір типу і кількості устаткування	17
3.3 Продуктивність шокових дробарок	21
3.4 Розмір середньої лінії площі призми продукту дроблення, що випадає	24
3.5 Продуктивність конусних дробарок	26
3.6 Фракційний склад продуктів дроблення першої стадії	29
4 Технологічні розрахунки і вибір устаткування другої стадії дроблення	30
4.1 Визначення об'єму кам'яного матеріалу, що підлягає сортуванню і дробленню на другій стадії. Вибір типу устаткування	30
4.2 Вибір параметрів грохоту	30
4.3 Об'єм кам'яного матеріалу, що надходить на другу стадію дроблення	32
4.4 Продуктивність конусних дробарок середнього і дрібного дроблення	34
4.5 Продуктивність валкових дробарок	34
4.6 Продуктивність дробарок ударної дії. Молоткові дробарки	36
4.7 Роторні дробарки	36
5 Визначення потужності привода дробильно-сортувальної установки	38
5.1 Потужність привода шокових дробарок	38
5.2 Потужність привода конусних дробарок	39
5.3 Потужність привода валкових дробарок	40
5.4 Потужність привода роторних дробарок	41
5.5 Потужність привода грохотів	43

6	Зусилля, що діють в основних елементах та обладнаннях	47
6.1	Щоківі дробарки	47
6.2	Щокова дробарка зі складним коливанням щоки	49
6.3	Характеристика маховика	50
6.4	Конусні дробарки з крутим конусом	51
6.5	Конусна дробарка з пологим конусом	54
7	Розрахунок на міцність основних елементів дробарок	57
7.1	Розрахунок на міцність щоківих дробарок	57
7.1.1	Рухома щока	60
7.1.2	Розпірна плита	62
7.2	Розрахунок на міцність вала конусної дробарки	62
	Список літератури	64

ВСТУП

Методичні вказівки призначені для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», що навчаються за освітніми програмами «Будівельні, колійні, гірничі та нафтогазопромислові машини» та «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, колійні машини та обладнання».

Головним завданням методичних вказівок є надання допомоги студентам при виконанні курсового проекту з дисциплін «Машини для будівництва шляхів» та «Дорожні машини», рекомендацій з вибору та розрахунку основних параметрів обладнання, що входить до пересувної дробильно-сортувальної установки (ПДСУ), а також вказівки з їх компонування відповідно до обраної технологічної схеми.

Зміст методичних вказівок також передбачає можливість проведення практичних занять з дисципліни «Машини для видобутку корисних копалин» в частині розрахунку параметрів щокочових дробарок.

1 Загальні відомості про ПДСУ і вихідні дані

Застосування пересувних дробильних установок первинного дроблення безпосередньо в комплексі з екскаватором у кам'яних кар'єрах дозволяє значно скоротити транспортні витрати і налагодити виробництво товарного щебеню при використанні місцевих матеріалів, розташованих поблизу об'єктів, що будуються. Крім цього, пересувні дробильно-сортувальні установки широко застосовуються для виробництва товарного щебеню, який використовується при будівництві залізничних і автомобільних доріг.

Пересувна дробильно-сортувальна установка (ПДСУ) – це (в основному) комплект технологічного обладнання, змонтованого в одному або двох причіпних агрегатах (або самохідні), що пристосовані для швидкого транспортування з одного кар'єру на інший.

ПДСУ класифікуються так:

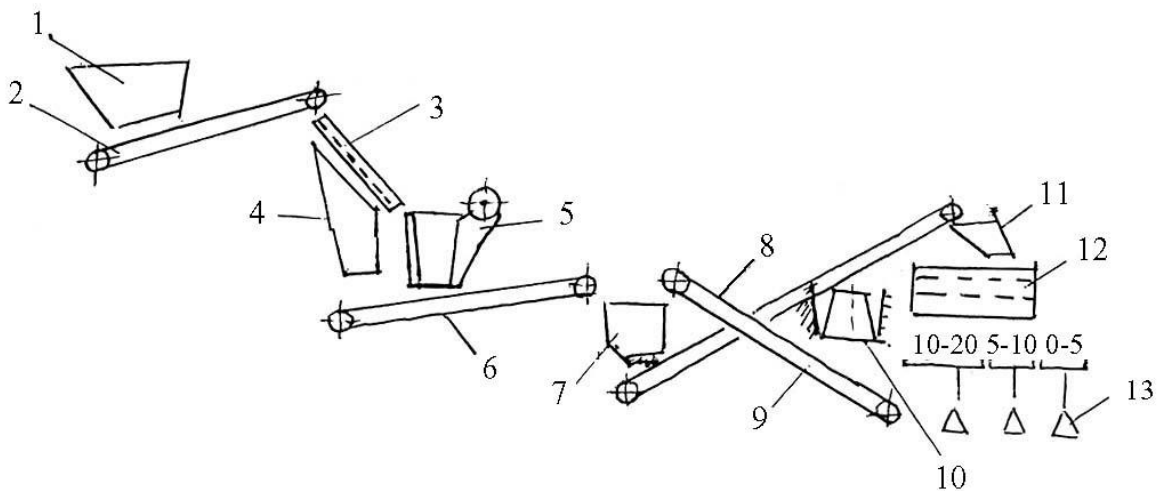
- *за типом ходового обладнання – гусеничні, крокуючі, пневмоколісні, залізничні, спеціальні, комбіновані;*

- за розташуванням робочого обладнання відносно ходового обладнання – з горизонтальним розташуванням (партерна схема), з вертикальним розташуванням (з використанням складок місцевості, кар'єрів);

- за кількістю агрегатів – одноагрегатні, багатоагрегатні;

- за стадіями дроблення – одностадійна, багатостадійна.

Технологічна схема двоагрегатної пересувної установки двостадійного дроблення в замкненому циклі наведена як зразок на рисунку 1 [1], а загальний вигляд ПДСУ на рисунку 2.



- 1 – завантажувальний бункер; 2 – пластинчастий живильник;
3 – колосниковий грохот; 4, 7, 11 – лотки; 5 – щокова дробарка;
6, 8, 9 – транспортери; 10 – конусна дробарка; 12 – грохот;
13 – склади товарного щебеню

Рисунок 1 – Схема пересувної двоагрегатної дробильно-сортувальної установки двостадійного дроблення

При виконанні завдання необхідно вирішити такі задачі:

- розробити технологічну схему дробильно-сортувальної установки;

- визначити потрібну кількість машин і обладнання;

- визначити основні параметри дробарок (продуктивність, кількість обертів, частість обертання ексцентрикового вала);

- визначити потужність дробильно-сортувальної установки;

- визначити підсилення, що діють в основних деталях устаткування, й провести розрахунок їх на міцність.

Б(3)

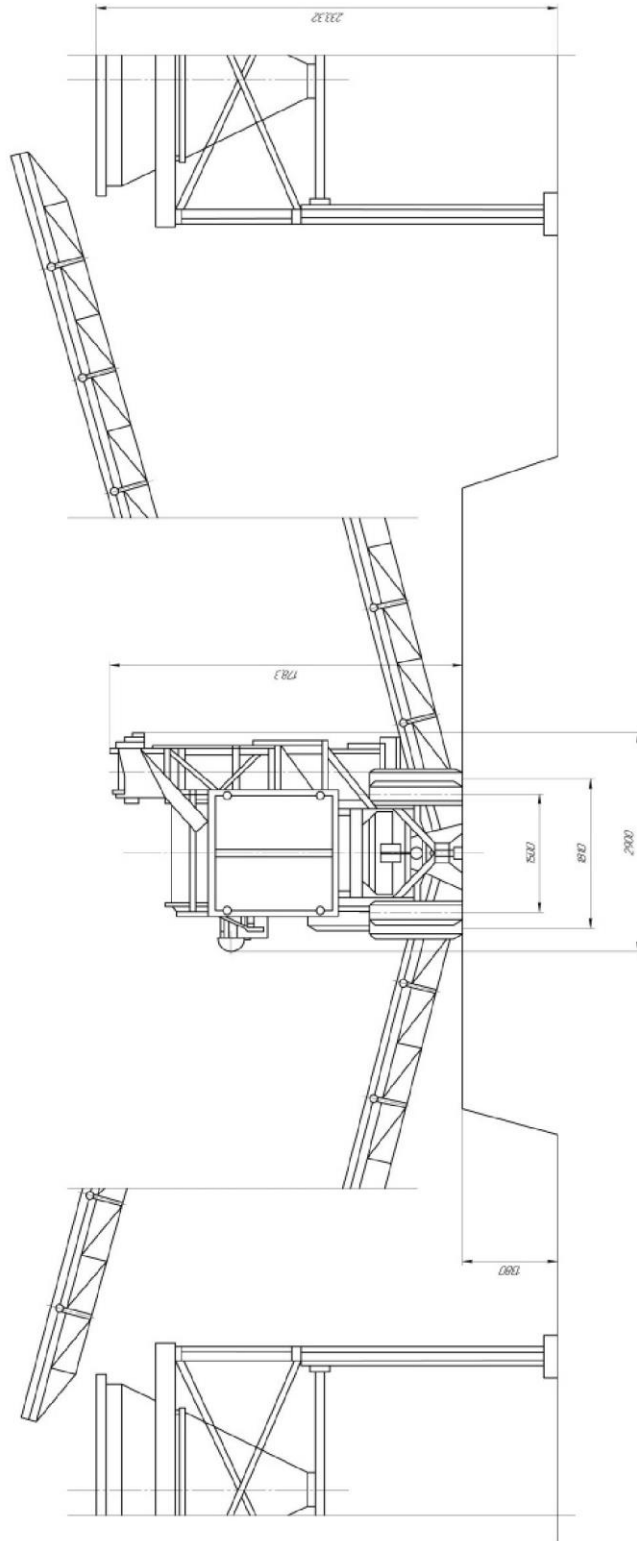


Рисунок 2, аркуш 2

Вихідні дані за варіантами наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Вихідні дані за варіантами

Варіант	Продуктивність установки, м ³ /год	Фракції щебеню, мм	Матеріал, який дробиться	Найбільший розмір вхідного матеріалу
1	14	0-5; 5-10; 10-15	вапняк	210
2	18	0-5; 5-10; 10-15	граніт	210
3	7	0-10; 10-15; 15-20	пісковики	210
4	35	0-10; 10-15; 15-20	пісковики	510
5	12	5-10; 10-20; 20-40	вапняк	510
6	19	10-20; 20-40	граніт	210
7	7	0-10; 10-15; 15-20	пісковики	340
8	14	5-10; 10-20; 20-40	вапняк	340
9	40	0-20; 20-40; 40-70	граніт	510
10	50	0-10; 10-20; 20-40	пісковики	510
11	150	10-20; 20-40; 40-70	вапняк	435
12	7	10-15; 15-40; 40-70	граніт	210
13	14	10-20; 20-40; 40-70	пісковики	340
14	20	0-10; 10-20; 20-40	вапняк	510
15	25	10-20; 20-40	граніт	340
16	45	0-5; 5-10; 10-15	пісковики	510
17	10	5-10; 20-40; 40-70	вапняк	210
18	14	0-5; 5-20	граніт	340
19	30	5-20; 20-40	пісковики	340
20	5	0-5; 5-20; 20-40	вапняк	210
21	8	0-5; 5-20; 20-40	граніт	210
22	20	5-15; 15-40; 40-70	пісковики	340
23	50	10-40; 40-70	вапняк	510
24	21	0-5; 5-15; 15-40	граніт	340
25	25	10-20; 20-40	пісковики	340
26	6	0-5; 5-10; 10-20	вапняк	210
27	4	5-10; 10-20	граніт	210
28	17	10-20; 20-40	пісковики	340
29	30	20-40; 40-70	вапняк	510
30	8	5-10; 10-20	граніт	210

Основним технологічним устаткуванням пересувних дробильно-сортувальних установок є живильники, дробарки, транспортери, грохоти.

При проектуванні дробильно-сортувальних установок пересувного типу всі розрахунки рекомендовано вести в такій послідовності:

- 1) розрахунок кількості стадій дроблення;
- 2) розробка технологічної схеми;
- 3) технологічні розрахунки:
 - визначення об'єму кам'яного матеріалу, що підлягає дробленню і сортуванню на кожній стадії;
 - визначення виробки, типу і кількості устаткування для дроблення, сортування і транспортування кам'яних матеріалів;
 - визначення потужності привода дробильно-сортувальної установки;
- 4) визначення основних навантажень, які діють на конструктивні елементи машин та їх розрахунок на міцність;
- 5) розрахунок техніко-економічних показників.

2 Розрахунок кількості стадій дроблення і розроблення технологічної схеми дробильно-сортувальної установки

Основними вихідними даними для розрахунку ступеня дроблення є середньозважений розмір у вхідному продукті гірської маси, що надходить у приймальний отвір машин для дроблення, і середньозважений розмір у готовому продукті (фракція щебеню). Останній параметр задається споживачем продукції.

Перший параметр визначається шляхом ситового аналізу. За навчальною метою ці параметри подані у вихідних даних за варіантами.

Потрібна кількість стадій дроблення, які забезпечують необхідний ступінь дроблення,

$$i = \frac{D_{cp.в}}{d_{cp.в}}, \quad (1)$$

$$i = i_1 \cdot i_2 \dots i_n \quad (2)$$

де i_n – ступінь дроблення на окремій стадії.

Цю величину рекомендується приймати на основі встановлених раціональних галузей застосування різних типів дробарок: щоківі $i = 3...6$, конусні $i = 5...8$, ударної дії $i = 6...12$.

Середньозважений розмір вхідного кам'яного матеріалу $D_{cp.в}$, згідно з дослідженнями ВНДІбуддормашу, для щоківих дробарок з шириною приймального отвору (B) $0,6$ м і менше приймають тотожним ширині приймального отвору, а для дробарок з шириною приймального отвору $0,9$ м і більше $D_{p.в} = (0,3 \div 0,4)B$.

Середньозважений розмір продукту дроблення $d_{cp.в}$ для дробарок з шириною приймального отвору (b) $0,6$ м і менше, $d_{cp.в} = 0,65b$ для дробарок з шириною приймального отвору $0,9$ м (тут b – ширина вихідної щілини дробарки).

Звичайно кількість стадій дроблення на пересувних дробильно-сортувальних установках не перебільшує двох.

Основні параметри при проектуванні дробильно-сортувальної установки такі:

- продуктивність (метр кубічний за годину ($m^3/год$)); метр кубічний за рік ($m^3/рік$));
- гранулометричний склад продуктів дроблення (фракції готового щебеню).

При розробці технологічної схеми рекомендується дотримуватись таких критеріїв:

- кількість стадій дроблення визначається розмірами вхідного матеріалу і товарного щебеню (ступенем дроблення);
- на першій стадії дроблення встановлюють щоківі, конусні (з крутим (стрімчастим) конусом) і роторні для великого дроблення дробарки; виріб визначається характеристикою гірської породи (матеріал, який дробиться);
- на другій і третій стадіях дроблення встановлюють конусні (пологий конус), валкові, молоткові, роторні дробарки;
- для попереднього сортування вхідного матеріалу застосовують колосникові грохоти (у пересувних установках рекомендується застосовувати колосникові решітки для відділення кам'яного дріб'язку);
- для остаточного сортування на товарні фракції рекомендується використовувати горизонтальні та похилі вібраційні грохоти;

- грохочення матеріалу, який дробиться, доцільно проводити після кожної стадії дроблення;

- обираючи типорозмір устаткування, необхідно враховувати розміри вхідного матеріалу і приймального отвору устаткування. Крупність шматків, що завантажуються в дробарку (D_{\max}), вважають тотожною 0,85 від ширини приймального отвору, тобто $D_{\max} = 0,85B$;

- продуктивність кожної дробарки розраховують з умови виходу попередньої з урахуванням грохочення із запасом 5-10 %;

- отримання щебеню фракції, яка вимагається, та якості при мінімальних витратах.

Крім цього, попередньо визначають типи технологічного устаткування для транспортування, дроблення і сортування кам'яних матеріалів.

Обираючи тип обладнання, вже на попередній стадії рекомендується врахувати таке:

- характеристику гірської маси, що підлягає дробленню, тобто її фізико-механічні властивості (таблиця 2);

- вид дроблення за крупністю продукту дроблення. Розрізняють: велике дроблення $d_{\max} = 100...350 \text{ мм}$; середнє $d_{\max} = 40...100 \text{ мм}$; дрібне $d_{\max} = 5...40 \text{ мм}$;

- максимальні розміри вихідного кам'яного матеріалу, що підлягає дробленню, крупність шматків, які завантажуються в дробарку (D_{\max}), приймають тотожною 0,85 від ширини приймального отвору, тобто $D_{\max} \leq 0,85B$;

- технічну продуктивність, яка змінюється в широких межах і залежить, головним чином, в дробарках від параметра вихідної щілини;

- рекомендовану раціональну галузь застосування машин і устаткування (для дробарок ці дані наведені в таблиці 3);

- крупність і щільність шматків матеріалу, який дробиться і підлягає транспортуванню й сортуванню;

- габаритні розміри устаткування.

Установки, що випускаються серійно, з описом конструктивних особливостей і технічними характеристиками наведені в літературних джерелах [2, 3, 4].

Таблиця 2 – Основні фізико-механічні властивості гірських порід

Порода	Середня щільність $\rho_m, \text{кг/м}^3$	Границя міцності при стисненні $\sigma_{ст}, \text{МПа}$	Модуль пружності (стиснення) $E, \text{МПа}$
Базальт	3000 ... 3300	300 ... 4700	43900
Діабаз	3000 ... 3100	300 ... 500	73200
Габро	2900 ... 3200	100 ... 300	71000
Граніт	2500 ... 2800	50 ... 250	46000
Вапняк	1800 ... 2500	15 ... 150	22500 ... 65000
Пісковики	2400 ... 2600	30 ... 100	26000 ... 45000

Таблиця 3 – Класифікація основних типів дробарок і галузь їх застосування

Тип дробарки	Схема	Призначення	Крупність вхідного матеріалу, мм	Продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$
1	2	3	4	5
Щокова з простим рухом щоки		велике і середнє дроблення міцного й абразивного матеріалу	750 ... 1300	180...600
			750	180
Щокова зі складним рухом щоки		велике і середнє дроблення міцного матеріалу і матеріалу середньої тривкості	210...510	7...75

Продовження таблиці 3

1	2	3	4	5
Конусна середнього і дрібного дроблення		середнє і дрібне дроблення міцного і абразивного матеріалу	40...500	12...1100
Роторна, молоткова		велике, середнє і дрібне дроблення матеріалів низької і середньої твердості	100...1100	10...1200

3 Технологічні розрахунки і вибір устаткування першої стадії дроблення

На основі розробленої технологічної схеми здійснюють основні технологічні розрахунки і кінцевий вибір типу й кількості технологічного устаткування, а також визначається об'єм кам'яного матеріалу, що надходить на живильник, і вибір живильника для першої стадії дроблення.

Живильники призначені для рівномірного подання шматкового матеріалу в дробарки і грохоти. В залежності від конструкції робочого органу вони розподіляються на пластинчасті, лоткові (що коливаються) і вібраційні.

Їх технічні характеристики наведені у таблицях 4, 5, 6.

Для транспортування кам'яних матеріалів з приймального бункера у дробарку першої стадії дроблення рекомендується застосовувати пластинчасті живильники.

Таблиця 4 – Технічна характеристика пластинчастих живильників

Показник	1200x5600	1200x6000	1200x8700	1200x15000	1500x4000	1800x6000	1800x8000	1800x10000	1800x12000	2400x10000	2400x12000	2400x15000
	1200			1500			1800			2400		
Ширина стрічки, мм	5600	6000	8700	15000	4000	6000	8000	10000	12000	10000	12000	15000
Відстань між центрами зірочок, мм	0,05	0,11	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
Швидкість стрічки, м/с	до 600	до 600	до 600	100-600	до 500	-	не менш 100	100	до 900	100-1000	-	не менш
Розмір шматків, які транспортуються, мм	120	180	120	120	-	-	-	-	-	-	-	-
Продуктивність $P_{кз}$, м ³ /год, до	21,5	36	29	40	11,5	28	40	40	29	40	40	40
Електродвигун: потужність, кВт число обертів вала за хвилину	1475	1475	1450	1470	1460	1460	1470	1470	1480	1470	1470	1470
Передагочне число редуктора	280,5	126	280,5	284,5	280,5	280,5	284,5	284,5	284,5	284,5	284,5	284,5
Число обертів вала зірочок за хвилину	1,5	3,6	1,5	-	1,5	-	-	-	-	-	-	-
Габаритні розміри, мм: довжина ширина висота	8026	8576	11276	17576	6576	8576	10526	12576	14526	12576	14526	17576
	5268	5580	5335	5670	5593	5920	6270	6270	6081	6870	6870	6955
	2346	2346	2346	-	2346	2346	2346	2346	2346	2346	2346	2461
Маса машини, т	43,6	48,5	60,9	74,2	40,6	48,6	59,0	67,3	89,6	83,6	93,1	115,3

Таблиця 5 – Технічна характеристика живильників, що коливаються

Показник	П-0	П-1	П-2	П-3
Продуктивність P_k , т/год	185	275	370	570
Максимальний розмір шматків, мм, при вмісті їх: до 10 % більше 10 %	350 300	400 350	500 450	700 550
Максимальний хід рухомого лотка, мм	до 200			
Число обертів кривошипа за хвилину	70			
Потужність електродвигуна, кВт	2,8	4,5	7,0	11,4
Розміри лотка, мм: ширина довжина	750 1410	750 1860	1000 2000	1250 2400
Маса живильника, кг	965	1314	1530	2448

Таблиця 6 – Технічна характеристика електровібраційних живильників

Модель	Вібратор			Розміри лотка (довжина x ширина x висота), мм	Продуктивність P_k , м ³ /год	Амортизатор		Загальна маса
	розташу- вання	потужність, Вт	кількість			загальне на- вантаження	кількість	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
У закритому виконанні (тип ПЕВ 1)								
С 912 А	нижнє	65	1	600x180x90	4	18	4	22
С 914 І	верхнє	500	1	850x360x175	20	120	4	140
С 914 ІІ	нижнє	500	1	960x360x175	20	120	4	135
С 915 І	верхнє	1000	1	1175x500x270	45	270	4	280
С 915 ІІ	нижнє	1000	1	1175x500x270	45	270	4	275
С 914 А-І	верхнє	500	1	850x960x175	20	120	4	124
С 914 А-ІІ	нижнє	500	1	960x360x175	20	120	4	122
С 915 А-ІІ	верхнє	1000	1	175x500x270	45	270	4	231
С 915 А-ІІ	нижнє	1000	1	175x500x270	45	270	4	243

Продовження таблиці 6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
У вибухобезпечному виконанні (тип ПЕВ 2)								
ПЕВ 9А (ВЕП 100)	нижнє	2000	1	2000x950x230	90	1500	4	1715
ПЕВ 12А (ВСП 300)	нижнє	4000	1	2000x1200x256	150	2500	4	3395
ПЕВ 15А	нижнє	2000	2	2200x1500x400	250	1500	6	3900
ПЕВ 19А	нижнє	4000	2	2500x1900x540	500	1500	6	6755
У відкритому виконанні (тип ПЕВ 2)								
174 ПТ	верхнє	500	1	1600x500x170	30	475	4	630
185 ПТ	нижнє	500	1	1600x500x170	30	475	4	520
200ПТВ	верхнє	1000	1	2000x700 x220	600	1500	4	950
196 ПТ	верхнє	2000	1	2000x950x230	90	1500	4	2060
196 АПТ	нижнє	2000	1	2000x950x230	90	1500	4	2075

3.1 Продуктивність живильників

Продуктивність роликового живильника

$$P_n = 3600BhnS\psi, \quad (3)$$

де B – ширина полотна, береться за технічною характеристикою, м;

h – висота борта полотна ($h=0,35\div 0,45B$), м;

n – число коливань лотка за секунду;

S – хід лотка (подвійна амплітуда коливань), м;

ψ – коефіцієнт заповнення ($\psi = 0,6\div 0,8$).

На основі розрахунку продуктивності живильника і порівняння з продуктивністю установки ($P_n \geq P_d$) за таблицями 4–6 обирають тип живильника з вказівкою його технічної характеристики.

3.2 Визначення об'єму кам'яного матеріалу та продуктивності грохотів і дробарок першої стадії дроблення. Вибір типу і кількості устаткування

Згідно з розробленою технологічною схемою, як правило, вихідний кам'яний матеріал піддають попередньому сортуванню з

метою відділення готового щебеню. З цією метою встановлюють колосникові грохоти. Якщо вихідний матеріал, який потрапляє на першу стадію дроблення, містить менше 20 % готового щебеню, то перед дробаркою рекомендується встановлювати похилу колосникову решітку. Вибір параметрів грохоту здійснюють з урахуванням вихідних даних: максимального розміру фракції готового щебеню та обсягу кам'яного матеріалу, що піддається грохоченню. Обсяг кам'яного матеріалу, що надходить на грохот, приймають згідно з даними силового аналізу. Однак з навчальною метою можна орієнтовно визначити за формулою, $m^3/год$,

$$Q_{gp} = \frac{P_y(d_2 - d_1)}{D} E_k, \quad (4)$$

де P_y – продуктивність дробильно-сортувальної установки, $m^3/год$;
 d_1, d_2 – граничні розміри кам'яного матеріалу, які підлягають виділенню на грохоті, м;

D – максимальний розмір шматків гірської маси, м;

E_k – ефективність грохочення (для колосникових грохотів $E_k = 0,6 \dots 0,7$).

Розмір отворів сита приймають згідно з розміром максимальної фракції продукту дроблення з урахуванням стандартів на них.

Для квадратних отворів сита

$$d_c = \frac{1,2d}{\cos\alpha}, \quad (5)$$

де d – граничний розмір щебеню, який необхідно виділити з вихідного продукту;

α – кут нахилу сита.

Якщо сита з круговими отворами, то діаметр отворів збільшують у 1,25 разу.

На підставі цих даних визначають площу грохочення обраного типу грохоту, виконуючи умову $Q_{gp} \leq P_{gp}$. Для попереднього відсіву дріб'язку перед первинним дробленням використовують грохоти важкого типу (ГИТ), їх параметри наведені у таблиці 7.

Таблиця 7 – Технічні характеристики вібраційних грохотів

Показники	ГСС (СМД-107)	ГИТ-42 (СМД-113)	ГИС-42 (СМД-148)	ГИС-52 (СМД-121)	ГИС-62 (СМД-125)	ГИС-72 (СМД-157)
Розміри поверхні, яка просіює, мм						
Ширина	1250	1500	1500	17500	2000	2500
Довжина	3000	3000	3750	4500	5000	6000
Розмір відвантажувального матеріалу, мм	до 100	до 1000	200		150	
Кількість ярусів сит	2	1	2			
Кут нахилу поверхні, яка просіює	0	10...30	10...25			
Частота коливання, Гц	12,5	13,5	16,0	15,0		16,5
Амплітуда коливань, мм	9	3,5...4	4...4,2			4
Установлена потужність, кВт	5,5	17	10	17		30
Габаритні розміри, мм						
Довжина	3750	3050	4500	5080	5880	6700
Ширина	1930	2200	2400	2440	2620	3036
Висота	1500	1500	130	1230	1390	3250
Маса, кг	5600	5600	3300	3800	5650	9000
В дужках вказані галузеві індекси грохотів						

Продуктивність грохоту рекомендується визначити за залежністю, розробленою ВНДІбуддормашем:

$$Q_{op} = \Pi_{gp} = m \Pi_{num} F \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3, \quad (6)$$

де t – коефіцієнт, що враховує можливу рівномірність живильника і форму зерен матеріалу, а також тип грохоту. Для щебеню рекомендується приймати: горизонтальний грохот – 0,65, похилий – 0,5;

$P_{уд}$ – питома продуктивність грохоту (віднесена до 1 м² сита), таблиця 8;

F – площа грохочення, м²;

k_1 – коефіцієнт, що враховує кут нахилу сита (таблиця 8);

k_2 – коефіцієнт, що враховує відсотковий вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, (таблиця 8);

k_3 – коефіцієнт, що враховує відсотковий вміст у нижньому класі зерен, розмір яких менше половини розміру отворів сита (таблиця 8).

Таблиця 8 – Значення коефіцієнтів k_1 , k_2 , k_3

k_1	Вміст у вихідному інтервалі зерен нижнього класу, %	k_2	Вміст у нижньому класі зерен, розміри яких менше розмірів отворів, %	k_3
0,45	10	0,58	10	0,63
0,5	20	0,66	20	0,72
0,56	30	0,76	30	0,82
0,61	40	0,84	40	0,91
0,67	50	0,92	50	1,0
0,73	60	1,0	60	1,09
0,8	70	1,08	70	1,18
0,86	80	1,17	80	1,28
0,92	90	1,25	90	1,37

На підставі виконаних розрахунків (розмір отворів сита і потрібної площі грохоту) приймають тип грохоту зі значенням його технічної характеристики (таблиця 7).

Наступним етапом визначають об'єм гірської маси, що підлягає дробленню на першій стадії. Його можна встановити з загального об'єму матеріалу нижнього класу, який пройшов через попереднє сортування (через грохот). Для цього спочатку треба визначити об'єм матеріалу нижнього класу першого грохоту

$$P'_{зр} = P_{зр} . \quad (7)$$

Однак таке розв'язання задачі можливе, якщо раніше шляхом ситового аналізу став відомим об'єм нижнього класу у вхідному матеріалі.

З навчальною метою ці дані відсутні, тому об'єм матеріалу, який дробиться, можна встановити так, м³/год:

$$Q'_{др} = \frac{P_y (D_{\max} - d_{\max})}{D_{\max}}, \quad (8)$$

де P_y – продуктивність установки, м³/год;

D_{\max} – максимальний розмір вхідного кам'яного матеріалу, м;

d_{\max} – максимальний розмір фракції щебеню, який отримується, м.

Для цього випадку потрібна перевірка раціональної галузі застосування дробарки. Якщо $\frac{D_{\max}}{d_{\max}} = i$ дотримується для прийнятого типу дробарки, такий розрахунок є дійсним. Максимальний розмір фракції щебеню диктується споживачем (з навчальною метою є заданим) і його величина у дробильно-сортувальній установці пов'язана з параметром вихідної щілини дробарки. Такий зв'язок у загальній технологічній схемі установки вимагає ряду пояснень.

Після розрахунку об'єму матеріалу, який надходить на першу стадію, рекомендується розраховувати технічну продуктивність прийнятого типу дробарки (з урахуванням рекомендацій вибору технологічного устаткування).

3.3 Продуктивність щоккових дробарок

Треба пам'ятати, що при виборі дробарок слід дотримуватись обов'язкової умови: розмір максимального вхідного кам'яного матеріалу повинен бути менше ширини приймального отвору дробарки, м³/ год, $D \approx (0,8...0,9)B$.

$$P_d = 3600Vn\mu, \quad (9)$$

де V – об’єм призми матеріалу, що випадає з дробарки за один оберт ексцентрикового вала, м³;

n – частота обертання ексцентрикового вала, об/с;

μ – коефіцієнт розпушення матеріалу, який дробиться $\mu = 0,3 \dots 0,65$. Менші значення приймаються при більш великому дробленні.

$$V = FL = \frac{d_{сер}LS}{tg \alpha}, \quad (10)$$

де $d_{сер}$ – розмір середньої лінії площі призми продукту дроблення, що випадає (слід визначити в залежності від ширини вихідної щілини);

L – довжина розвантажувальної щілини (довжина камери дроблення), м;

S – ексцентриситет вала, хід щоки, м;

α – кут захвату (для щоккових дробарок $\alpha = 20^0$).

За рекомендацією ВНДІбуддормашу хід щоки (ексцентриситет вала) можна визначити за формулою:

- з простим рухом щоки

$$S = 8 + 0,26d, \quad (11)$$

- зі складним рухом щоки

$$S = 7 + 0,1d, \quad (12)$$

де d – найбільша ширина вхідної щілини, мм.

Частота обертання ексцентрикового вала, с⁻¹,

$$n = \frac{0,65}{\sqrt{S}}, \quad (13)$$

де S – хід щоки, м.

Параметри L , B , d , приймаються згідно з технічними характеристиками, наведеними у таблиці 9.

Таблиця 9 – Технічні характеристики щоківих дробарок

Розмір вхідного отвору дробарки ВхЛ, мм	Найбільший розмір завантажувального шматка D_{max} , мм	Ширина розвантажувальної щілини 1+S, мм		Кут захвату, α , град		Ступінь дроблення, i		Хід рушійної щоки, S, mm	Частота обертання ексцентриквого вала, n, мм	Ексцентриситет вала, r, мм	Діаметр маховика, D_m , мм	Потужність двигуна, P, кВт	Маса дробарки, m_d , т	Продуктивність, П, $m^3/год$	
		min	max	min	max	min	max								
Зі складним рухом щоки															
250x400	210	20	80	14	18	2,63	10,5	11	4,58	12,5	920	20	2,50	3,5	12
250x900	210	20	80	14	18	2,63	10,5	10	4,58	12	1065	28	5,00	7,0	35
400x900	340	40	100	16	20	2,63	10,5	10	4,58	12,5	1060	40	9,96	14,5	38
600x900	510	75	200	18	22	2,55	6,8	12	4,58	19	1525	80	14,25	50,0	120
З простим рухом щоки															
600x900	510	75	200	18	20	2,5	6,8	13,5	3,75	20	1525	80	26,9	40	100
900x1200	750	95	165	20	21	3,6	6,2	25	2,83	20	2100	100	72,5	120	230
1200x1500	1000	110	190	22	23	4,4	7,3	30	2,5	35	3000	160	145,0	200	390
1500x2100	1300	135	225	23	24	4,1	7,4	40	2,08	42	3200	250	251,0	390	720

3.4 Розмір середньої лінії площі призми продукту дроблення, що випадає

Розмір середньої лінії площі призми продукту дроблення, що випадає, m ,

$$d_{cp.mp} = \frac{2b - S}{2}, \quad (14)$$

де b – ширина вихідної щілини, m (найменша відстань між плитами, які дроблять у камері дроблення в момент максимального відходу рухомої щоки). Ця величина може регулюватися пристроєм.

Ширина вихідної щілини визначає гранулометричний склад продуктів дроблення першої стадії. Вибір її значення доцільно проводити з умов рівності середньозваженого продукту дроблення максимальному розміру фракції товарного щебеню

$$d_{сep} = d_{max} . \quad (15)$$

Тоді для щоккових дробарок:

- ширина приймального отвору 600 мм і менше

$$b = \frac{d_{max}}{0,65}, \quad (16)$$

- ширина приймального отвору 900 мм і більше

$$b = \frac{d_{max}}{0,8}, \quad (17)$$

де d_{max} – максимальний розмір фракції готового щебеню (див. завдання на проектування).

Однак такої умови (15) не завжди дотримуються, оскільки розрахункове значення ширини вихідної щілини не можна забезпечити, тому що вона виходить за діапазон регулювання щілини, передбаченої технічною характеристикою дробарки. В такому випадку доцільно скористатися графіками гранулометричного складу продуктів дроблення і обрати значення

ширини вихідної щілини з умови отримання максимальної частки продукту дроблення за розміром, близьким до максимального розміру фракції отриманого щебеню (рисунки 3–6).

За розрахунковими значеннями продуктивності дробарки та об'ємом матеріалу, який надходить на першу стадію дроблення, остаточно визначають потрібну кількість дробарок із зазначенням технічних характеристик, отриманих розрахунковим шляхом,

$$n = \frac{Q'_{др}}{П_{др}} \quad (18)$$

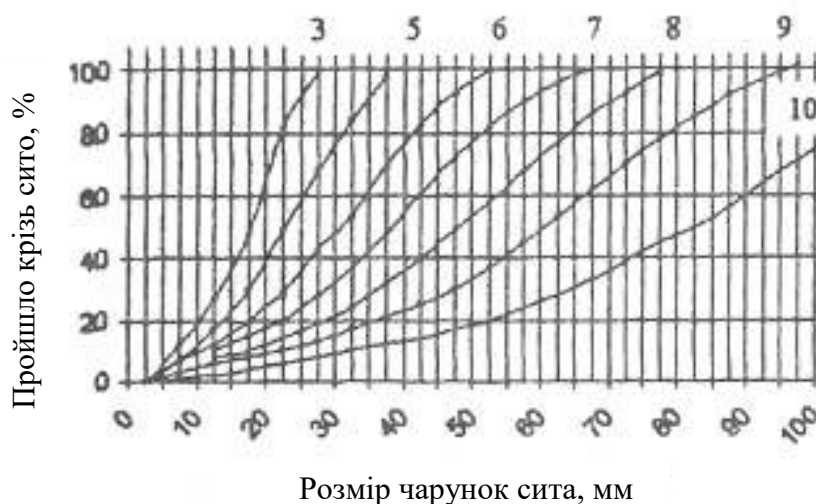


Рисунок 3 – Графік гранулометричного складу продукту дроблення щоквої дробарки для дрібного дроблення

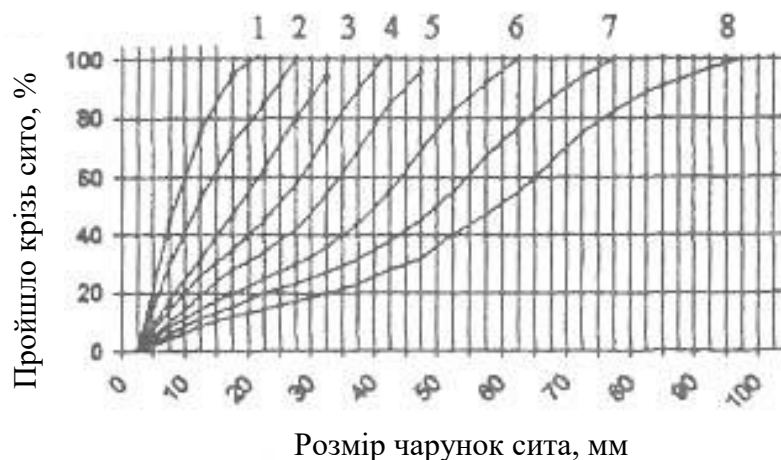


Рисунок 4 – Графік гранулометричного складу продукту дроблення щоквих і конусних дробарок для великого дроблення



Рисунок 5 – Графік гранулометричного складу продукту дроблення конусних дробарок для середнього дроблення



Рисунок 6 – Графік гранулометричного складу продукту дроблення роторних дробарок для великого дроблення

3.5 Продуктивність конусних дробарок

Якщо на першій стадії встановлена конусна дробарка великого дроблення, то її технічну продуктивність визначають з умов вільного вивантаження об'єму матеріалу, який дробиться за формою кільця трапецеїдального перетину, м³/год,

$$\Pi = 3600 \mu n V; \quad (19)$$

де μ – коефіцієнт розпушення матеріалу в залежності від міцності,
 $\mu = 0,4 \dots 0,6$;

V – об'єм матеріалу, який вивантажується за одне колове коливання конуса, м^3 .

Як і у щокочових дробарках, вивантаження продукту, який дробиться, відбувається за половину оберту, с^{-1} ,

$$n = 1,57 \sqrt{\frac{\text{tg} \alpha_1 + \text{tg} \alpha_2}{r}}, \quad (20)$$

де r – ексцентриситет приводного вала, м; його величину можна підібрати орієнтовно в інтервалі $r = (0,01 \dots 0,02)$,

$$B = \frac{D_{\text{max}}}{0,7 \dots 0,8},$$

де B – ширина приймального отвору на відкритому боці;

D_{max} – найбільший розмір шматка вхідного матеріалу.

Значення r в залежності від типу дробарки можна прийняти за таблицю 10.

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (21)$$

Кут захвату в конусних дробарках, $\alpha \approx 20^\circ$.

Об'єм матеріалу, що вивантажується за один оберт, м^3 ,

$$V = F \pi D_n, \quad (22)$$

де D_n – нижній діаметр рухомого конуса, м (таблиця 10);

F – площа перетину кільця матеріалу, що випадає, м^2 .

$$F = (b + r) \frac{2r}{\text{tg} \alpha_1 + \text{tg} \alpha_2}; \quad (23)$$

де b – ширина вихідної щілини, м, обирається виходячи з рівності середньозваженого продукту дроблення максимального розміру товарного щебеню за графіками гранулометричного складу продуктів дроблення (рисунк 4).

Таблиця 10 – Основні параметри конусних дробарок

Розмір дробарки, D , мм	Найбільший розмір завантажувальних шматків, D_{max} , мм	Ширина отвору, що розвантажує, $L+S$, мм		Кут захвату, d , град		Хід конуса, що рухається, S , мм	Довжина зони паралельності, мм	Частота обертання ваги, n , с	Експлуативна вага, t , мм	Потужність, P , кВт	Маса дробарки, т		Продуктивність, P , $m^3/год$
		min	max	α_1	α_2						min	max	
Дробарки для великого дроблення													
500/70	435	-	75	9 ⁰ 30	18 ⁰ 30	27,24	-	2,75	12,49	125	33,5	-	150
900/140	750	-	140	9 ⁰ 30	18 ⁰ 30	33,8	-	2,08	15,74	250	134,6	-	325
1200/150	1000	-	150	9 ⁰ 30	18 ⁰ 30	40,32	-	1,67	19,08	2x200	228	-	560
1500/300	1200	-	300	9 ⁰ 30	18 ⁰ 30	44,68	-	1,37	20,90	2x400	611	-	2300
1500/180	1200	-	180	9 ⁰ 30	18 ⁰ 30	44,68	-	1,33	20,90	2x300	393	-	1150
Дробарки для середнього дроблення													
900	100	15	50	-	-	-	75	5,42	-	55	11	38	62
1200	150	20	50	-	-	-	110	4,33	-	75	24	70	105
1750	225	25	60	-	-	-	140	4,08	-	160	47	160	300
2200	300	30	60	-	-	-	175	3,73	-	280	85	340	580
2500	380	45	70	-	-	-	200	3,33	-	2x280	-	620	810
1200	100	8	25	-	-	-	100	4,33	-	75	24	30	85
1750	190	10	30	-	-	-	140	4,08	-	160	47	60	120
2200	250	10	30	-	-	-	175	3,73	-	280	85	120	340

3.6 Фракційний склад продуктів дроблення першої стадії

Після остаточного вибору устаткування першої стадії дроблення необхідно визначити її фракційний склад продуктів дроблення. Головним параметром тут виступає ширина вихідної щілини дробарки. На підприємствах з випуском щебеню такий склад устанавлюють за допомогою ситового аналізу.

При виконанні завдання можна скористуватися графіками гранулометричного складу (рисунки 3–6). Ці дані дозволяють визначити об'єм продукту дроблення першої стадії за фракціями (в частках від загального об'єму продукту дроблення), що необхідно для подальших розрахунків і вибору устаткування другої стадії дроблення.

Для щоківих і конусних дробарок при визначенні фракційного складу можна використовувати й аналітичні функції, що запропоновані в роботі.

Щоківі дробарки

$$y = 1.3 \left[1 - \frac{1}{1 + 0.8x^2} \right]. \quad (24)$$

Конусні дробарки

$$y = 1.3 \left[1 - \frac{1}{1 + 0.45x^2} \right], \quad (25)$$

де y – відносна продуктивність (рисунок 7);

$x = \frac{d}{b}$ (d – межа фракції, мм; b – ширина щілини, яка розвантажується, мм).

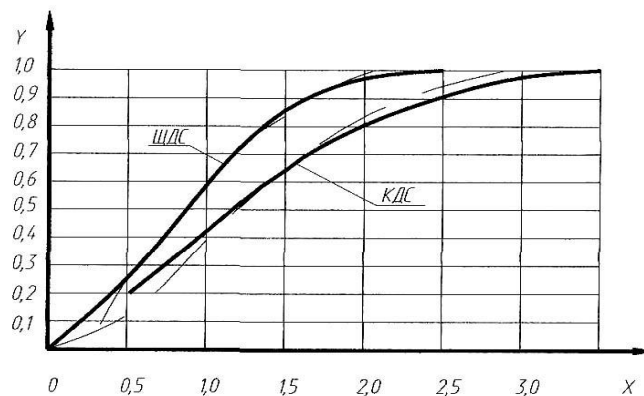


Рисунок 7 – Графіки гранулометричного складу продуктів дроблення: щоківі дробарки, конусні дробарки

4 Технологічні розрахунки і вибір устаткування другої стадії дроблення

4.1 Визначення об'єму кам'яного матеріалу, що підлягає сортуванню і дробленню на другій стадії. Вибір типу устаткування

Об'єм кам'яного матеріалу, що підлягає дробленню і сортуванню на другій стадії, залежить від розробленої технологічної схеми дробильно-сортувальної установки (рисунок 1). Якщо дотримуватись рекомендацій при розробці таких схем, то після першої стадії дроблення весь його об'єм продукту дроблення необхідно спочатку піддати процесу сортування (грохочення). Тоді об'єм кам'яного матеріалу, що надходить на грохот, м³/год,

$$Q_{gp} = P'_{dp} + P'_{gp} + P''_{dp}; \quad (26)$$

де P'_{dp} – продуктивність дробарки першої стадії дроблення, м³/год;

P'_{gp} – продуктивність грохоту за нижнім класом (колосникової решітки), яка встановлена перед першою стадією дроблення;

P'_{dp} і P'_{gp} – ці значення відомі за результатами розрахунків на першій стадії дроблення;

P''_{dp} – продуктивність дробарки другої стадії дроблення, м³/год.

4.2 Вибір параметрів грохоту

Основними вихідними даними в цьому випадку є:

- потрібний фракційний склад товарного щебеню;
- об'єм фракційного складу продуктів дроблення першої стадії.

На підставі кількості фракцій товарного щебеню (кінцевої продукції) спочатку визначають кількість сит на грохоти

$$n_c = n - 1, \quad (27)$$

де n – кількість фракцій щебеню, які отримуються.

На кінцевій стадії сортування використовують дво- і триситові грохоти, на проміжному сортуванні одно- чи двоситовий варіант грохоту (в залежності від технологічної схеми).

Потім визначають розміри отворів сит виходячи із фракційного складу товарного щебеню. Для визначення отворів можна скористуватися даними таблиці 11.

Таблиця 11 – Розміри отворів сит

Розміри меж фракцій, мм	Вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %		Розміри отворів, мм	
	похилий грохот	горизонтальний грохот	квадратних	круглих
5			5	6
10	те ж	те ж	10	12
15	до 60	до 75	14	18
15	понад 60	понад 75	16	20
20	до 60	до 75	18	24
20	понад 60	понад 75	20	26
40	до 60	до 75	37	47
40	понад 60	понад 75	42	52
70	до 60	до 75	65	82
70	понад 60	понад 75	70	90

Використовуючи ці дані, визначають площу грохочення кожного сита за формулою (7). На підставі розрахованої площі обирають тип грохоту (таблиця 7), раціональне відношення довжини і ширини сита – 2,5 : 1.

При розрахунках параметрів грохоту вважають, що на нижнє сито надходить матеріал у кількості, м³/год,

$$P_n = Q_{gp} - P_e, \quad (28)$$

де Q_{gp} – об'єм кам'яного матеріалу, що надходить на грохот, м³/год;

P_e – об'єм щебеню, відсортованого на верхньому ситі, м³/год.

Площу нижнього сита збільшують приблизно на 30 % у порівнянні з розрахунковим значенням.

На кінцевому етапі грохочення рекомендується застосовувати вібраційні грохоти для товарного грохочення (див. таблицю 7).

Вибираючи тип грохоту, треба мати на увазі те, що його продуктивність по всіх ситах повинна дорівнювати продуктивності дробильно-сортувальних установок.

4.3 Об'єм кам'яного матеріалу, що надходить на другу стадію дроблення

Такий об'єм залежить від фракційного складу першої стадії дроблення й ефективності грохочення. Його розмір розраховують у залежності від прийнятої технологічної схеми установки.

Як зразок наведена технологічна схема двостадійного дроблення на рисунку 1.

Стосовно до неї визначимо об'єм кам'яного матеріалу, що надходить на другу стадію дроблення. Його можна визначити як об'єм матеріалу, що надходить із сит грохоту після грохочення об'єму продукту дроблення першої стадії, та додатковий об'єм внаслідок циркуляційного процесу (при замкненому циклі), м³/год.

$$Q''_{др} = P_{др} + P'_{гр} - \sum P_{гр} + P_{ц}, \quad (29)$$

де $P_{др}$ – продуктивність дробарки першої стадії дроблення, м³/год;

$P'_{гр}$ – продуктивність грохоту на попередній стадії грохочення, м³/год;

$\sum P_{гр}$ – сумарна продуктивність грохоту по всіх ситах, м³/год;

$P_{ц}$ – додатковий об'єм продукту дроблення внаслідок циркуляційного процесу, м³/год.

Величину $P_{ц}$ можна встановити, якщо знайти частку продуктів дроблення після другої стадії, яка розмірами більше максимальної верхньої межі кожної фракції готового щебеню. Така частка може бути встановлена на основі аналізу продуктів дроблення другої стадії, використовуючи графіки гранулометричного складу (рисунки 3–6).

Можливий і другий варіант визначення обсягу кам'яних матеріалів дробаркою другої стадії дроблення на основі використання аналітичних залежностей (25, 26). У цьому варіанті

$$Q_{\partial p}'' = \frac{\Pi_{\partial p} + \Pi'_{\partial p} - \sum \Pi_{\partial p}}{1 - g}, \quad (30)$$

де g – частка циркуляційного навантаження дробарки на випадок замкнутого циклу.

Її величину визначають за залежністю (25, 26), знаходять для меж фракції y_{bi} та y_{ni} , обчислюють коефіцієнт гранулометричного складу продуктів дроблення $k_{\phi i} = y_{bi} - y_{ni}$.

Тоді частка щебеню, у якого розмір більший за розміри ширини випускної щілини, визначається як різниця загального об'єму продукту дроблення на другій стадії та об'єму продукту дроблення потрібних фракцій й щебеню

$$g = \frac{\Pi_{\partial p}'' - \Pi_{\partial p}'' k_{\phi i}}{\Pi_{\partial p}''}. \quad (31)$$

Після цього слід розрахувати продуктивність дробарок другої стадії дроблення.

При їх розрахунку особливу увагу рекомендується приділити ширині вихідної щілини дробарки другої стадії дроблення, оскільки від її розміру залежить гранулометричний склад продукту дроблення. На останній стадії дроблення такий склад доцільно наблизити до розмірів і кількості фракцій товарного щебеню, що дозволить зменшити енергетичні витрати на циркуляційне дроблення. Для цього можна скористатись рівністю

$$d_{ce} \approx d_{cp}, \quad (32)$$

де d_{ce} – середньозважений розмір продукту дроблення дробарки другої стадії;

d_{cp} – середній розмір фракцій товарного щебеню.

4.4 Продуктивність конусних дробарок середнього і дрібного дроблення

Визначається з умови розвантаження об'єму матеріалу V , що відповідає об'єму зони “паралельності” за один оберт, м^3 ,

$$V = bl\pi d_n, \quad (33)$$

де b – ширина вихідної щілини, визначається за графіками гранулометричного складу продуктів дроблення, м;

l – довжина зони паралельності, м. Згідно з дослідженнями, $l = 0,08d_n$;

d_n – діаметр основи рухомого конуса, м (таблиця 10).

Продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$П = 3600Vn\mu, \quad (34)$$

де μ – коефіцієнт розпушення матеріалу, який дробиться ($\mu = 45$);

n – частота колових коливань рухомого конуса, $\text{об}/\text{с}^{-1}$;

$$n = 2.2 \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{l}}; \quad (35)$$

де γ – кут нахилу до горизонту конуса, який дробить, у зоні паралельності;

f – коефіцієнт тертя ковзання шматка породи по поверхні конуса, який дробить, звичайно приймають $f \approx 0,35$, $\gamma \approx 40$.

4.5 Продуктивність валкових дробарок

Продуктивність валкових дробарок

$$П = 3600 \mu L b v k, \quad (36)$$

де μ – коефіцієнт розпушення матеріалу, який дробиться. Залежно від міцності матеріалу, який дробиться: $\mu = 0,2...0,3$ – для твердих порід; $\mu = 0,5$ – для середніх порід;

L – довжина валка, м. Приймається за технічною характеристикою (таблиця 12);

ν – колова швидкість валка, м/с ($\nu = 2\pi Rn$). Число обертів валка n приймається за технічною характеристикою. На випадок відсутності даних можна визначити з умови $\nu = 2...4$ м/с;

k – коефіцієнт, що враховує збільшення ширини вихідної щілини внаслідок розсування валків під впливом опорів стиснення, $k = 1,25$.

При розрахунках середнього продукту дроблення слід користуватися формулою, м,

$$d = b \cdot 1,25. \quad (37)$$

Таблиця 12 – Технічна характеристика валкових дробарок

Розмір валика $D_b \times l$, м	Найбільший розмір завантажувальних шматків, D_{\max} , мм	Найбільший розмір продуктів дроблення d_{\max} , мм	Потужність двигуна, Р, кВт	Маса дробарки, m_d	Продуктивність, П, т/год
Одновалкові					
1200x2100	2000	200	30	22,3	80
1300x2700	2500	200	55	26,9	200
1300x4200	4000	200	40...125	52	800...900
Двовалкові з зубчастими валиками					
400x500	300	15...100	11	3,3	20...50
630x800	600	50...150	20	12,0	60...150
1000x1250	1000	100...200	45	24,3	125...320
1600x2000	1300	200...300	320	124,0	650...1000

4.6 Продуктивність дробарок ударної дії. Молоткові дробарки

Через неможливість аналітичного обґрунтування продуктивність рекомендується визначати за формулами, отриманими на основі обробки статистичних даних при експлуатації машин, м³/год:

за умови $D_p \succ L_p$

$$\Pi = 1,66D_p^2L_p n, \quad (38)$$

якщо $D_p \prec L_p$

$$\Pi = 1,66D_pL_p^2 n, \quad (39)$$

де D_p – діаметр ротора, м;

n – частота обертання ротора, об/с;

L – довжина ротора, м.

$$D_p = 3d + 0.55, \quad (40)$$

де d – найбільший розмір продукту дроблення, м;

$$d = \frac{230 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_p}{\rho \cdot v_p^{1.5}}, \quad (41)$$

де σ_p – межа міцності гірської породи при розтягуванні, МПа;

ρ – щільність матеріалу, який дробиться, кг/м³;

v_p – колова швидкість біл ротора, м/с ($v_p = 25 \dots 55$ м/с);

$$L = 0.8 \dots 1.2) D_p. \quad (42)$$

4.7 Роторні дробарки

$$\Pi = 480 \frac{L_p D_p^{1.5}}{v_p^{0.35} Z^{0.5}} k_\beta, \quad (43)$$

де L_p – довжина ротора, м;

D_p – діаметр ротора, м;

v_p – колова швидкість ротора, м/с;

Z – число рядів біл;

k_β – коефіцієнт, що залежить від стану відбивної плити, однаковий для дробарок великого дроблення 1,7...2,0, середнього і дрібного – 1,1. Параметри L_p і D_p приймають за залежностями, м,

$$D_p = 1.25 + 0.2;$$

$$L_p = (0.8 + 1.5)D_p. \quad (44)$$

Треба мати на увазі, що роторні дробарки у порівнянні зі щокочивими й конусними є більш продуктивними, мають меншу масу і габарити, простіші у виготовленні та обслуговуванні, забезпечують вихід щебеню кращої форми (більше кубоподібних частинок). Головний недолік – малий ресурс біл.

При використанні роторних дробарок у дробильно-сортувальній установці їх продуктивність зменшується на 20...60 %, тому розрахункові значення за формулою (42) можуть суттєво відрізнятись від значень, наведених у таблиці 13.

При виборі типів дробарки ударної дії слід знати галузі їх застосування.

Роторні дробарки використовують при дробленні скельних порід з границею міцності 150 МПа, таких як вапняк, мрамур, пісковик та ін.

Молоткові дробарки призначені для подрібнювання крихких, невеликої міцності та вологості матеріалів, таких як кам'яне вугілля, гіпс та ін.

Ширина вхідної щілини роторних дробарок регулюється у широкому діапазоні за допомогою пружинно-регулювального пристрою (зазор між колом біл і краями відбивних плит). У деяких випадках встановлюють контрольні колосникові решітки, тоді ширина вхідної щілини визначається відстанню між колосниками.

Таблиця 13 – Технічні характеристики роторних дробарок

Розміри ротора, мм		Найбільший розмір завантажувального матеріалу, D , мм	Швид- кість ротора, v_p , м/с	Потуж- ність, P , кВт	Маса дробарки, $m_{др}$, т	Продуктивність, Π , м ³ /год
діаметр, D_p , мм	довжина, L , мм					
Дробарки для великого дроблення						
800	600	400	20	40	6	50
900	1000	600	26,5	100	15	125
1600	1250	800	35	160	30	200
2000	1600	1100	250	68	370	
Дробарки для середнього дроблення						
1000	1000	300	20:24, 41, 50	125	10	125
1250	1250	375	28; 34	200	18	200

5 Визначення потужності привода дробильно-сортувальної установки

5.1 Потужність привода щоківих дробарок

Для визначення їх потужності використовується об'ємна гіпотеза В. Л. Кірпічова з урахуванням доповнення до неї професора Л. Б. Левенсона.

Робота дроблення в цьому випадку

$$A = \frac{\sigma^2 V}{2E}, \quad (45)$$

де V – різниця об'ємів вихідного матеріалу і продукту, м³;

E – модуль поздовжньої пружності, МПа (таблиця 2);

σ – межа міцності при стисненні, МПа (таблиця 2);

Об'єм

$$V = \frac{\pi L}{6} (D^2 - d^2),$$

L – де довжина розвантажувальної щілини, м (таблиця 9);
 D – діаметр шматків матеріалу, що мають форму кулі, який дорівнює ширині приймального отвору дробарки, м (таблиця 9);
 d – середній розмір продукту дроблення (14).

Потужність двигуна, кВт,

$$N = \frac{A}{t} = A \cdot n = \frac{\sigma^2 L n}{10^3 \cdot 3.8 E} (D^2 - d^2), \quad (46)$$

де n – частота обертання ексцентрикового вала (13), об/с;

L, D, d – лінійні розміри в метрах, а σ і E – в паскалях, Па.

Необхідно мати на увазі, що потужність привода за розрахунковою залежністю (46) має завищені значення у порівнянні з діючими дробарками. В літературних джерелах зустрічаються й інші підходи до розрахунку потужності привода дробарок, однак з навчальною метою доречно користуватися викладеною методикою.

5.2 Потужність привода конусних дробарок

Для визначення їх потужності скористуємося, як і для щоккових дробарок, об'ємною гіпотезою В. П. Кірпічова з урахуванням доповнень до неї проф. А. Б. Левенсона.

Робота дроблення

$$A = \frac{\sigma^2 \pi^2}{12 E} (D^2 D_{cp} - d^2 d_{cp}), \quad (47)$$

де D і d – відповідно діаметри шматків матеріалу, який надходить в дробарку і виходить з дробарки, м;

D_{cp} і d_{cp} – відповідно середні діаметри завантажувального і вивантажувального кільцевого отворів, м.

Якщо прийняти $D_{cp} \approx d_{cp} \approx D_n$, де D_n – діаметр основи рухомого конуса, то потужність двигуна, кВт,

$$N = \frac{\pi^2 \delta^2 n D_n (D^2 - d^2)}{12000 E}, \quad (48)$$

де n – число обертів рухомого конуса, с^{-1} (20);

D_n , D і d – лінійні розміри в метрах, а σ і E – в паскалях, МПа.

Міцність привода можна розрахувати й за емпіричною залежністю, яка була отримана В. А. Олевським:

$$N = 12,6 D^2 n, \quad (49)$$

де D_n – діаметр основи рухомого конуса, м;

n – частота обертання конуса, с^{-1} .

5.3 Потужність привода валкових дробарок

Роботу дроблення у таких дробарках можна визначити з використанням об'ємної гіпотези В. П. Кірпічова.

$$A = \frac{\sigma^2 n^2 LR}{3Er} (r^2 - l^2), \quad (50)$$

де r , l – відповідно розміри шматків кам'яних матеріалів до і після дроблення, м (таблиця 11);

R – діаметр валка, м (таблиця 12);

L – довжина валка, м (таблиця 12);

n – число обертів валка, с^{-1} (таблиця 12).

Потужність привода, що витрачається на дроблення, кВт,

$$N_1 = \frac{A_1}{t} = A_1 \cdot n = \frac{3,3 \sigma^2 Ln}{10^3 \cdot Er} (r^2 - l^2), \quad (51)$$

де всі лінійні розміри в метрах (м), а σ і E – у паскалях (Па), n – в секундах у мінус першому ступені (с^{-1}).

Загальна потужність привода з урахуванням витрати її на тертя

$$N = (1 + f)N_1, \quad (52)$$

де f – коефіцієнт тертя породи об валок.

Потужність привода можна визначити і за емпіричною залежністю, кВт,

$$N = 47,6kL \nu, \quad (53)$$

де k – коефіцієнт, $k = \frac{0,6D}{d} + 0,15$;

D, d – діаметр відповідно валка і каміння, що надходить на дроблення, м;

ν – колова швидкість валка, м/с.

5.4 Потужність привода роторних дробарок

Розрахунок потужності привода роторних дробарок здійснюють на основі енергії, яка витрачається при ударі. Енергію на руйнування кам'яних матеріалів одним білом, жорстко закріпленим на роторі, можна визначити як різницю між кінетичною енергією ротора до удару і після удару [5]:

$$E_2 = E_0 - E_1. \quad (54)$$

Кінетична енергія до удару білами по матеріалу, Дж,

$$E_0 = \frac{I\omega^2}{2}, \quad (55)$$

де I – момент інерції мас ротора, що обертаються, кг·м²;

ω – кутова швидкість ротора до удару, с⁻¹.

Кінетична енергія ротора після удару, Дж,

$$E_1 = \frac{I\omega_1^2}{2}, \quad (56)$$

де ω_1 – кутова швидкість ротора після удару, с⁻¹;

Кінетична енергія, що витрачається на руйнування матеріалу,
Дж,

$$E_2 = \frac{m v_k^2}{2}, \quad (57)$$

де m – маса кам'яного вугілля, яка руйнується, кг;
 v_k – швидкість руху шматка матеріалу після удару, м/с.

Якщо вважати, що на момент удару швидкості ротора і матеріалу, який дробиться, приблизно однакові та виражаються v_k через ω_1 , отримаємо

$$v_k = \omega_1 R, \quad (58)$$

де R – радіус ротора в точці удару, м.

Використовуємо закон збереження енергії

$$\frac{I \omega^2}{2} = \frac{I \omega_1^2}{2} + \frac{m R^2 \omega_1^2}{2}, \quad (59)$$

$$\omega_1 = \omega \sqrt{\frac{I}{I + m R^2}}. \quad (60)$$

Кінетична енергія, яка витрачається на руйнування матеріалу,

$$E_2 = \frac{I \omega^2}{2} - \frac{I \omega^2}{2(1 + m R^2)}. \quad (61)$$

Потужність привода роторної дробарки, Вт,

$$N = 1,55 E_2 \omega Z, \quad (62)$$

де Z – число біл на роторі.

У деяких літературних джерелах наведено залежності для визначення потужності привода роторних дробарок, отримані на підставі обробки статистичних даних машин, які експлуатуються, кВт,

$$N_p = (100 - 30)D_p L_p, \quad (63)$$

де D_p, L_p – діаметр і довжина ротора, м.

5.5 Потужність привода грохотів

Потужність двигуна грохоту може бути розрахована в припущенні, що вона витрачається на сортування N_c і на подолання шкідливих опорів (тертя в опорах) N_{mp} .

Для інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями, кВт,

$$N_{cp} = \frac{N_c + N_{mp}}{\eta_m}; \quad (64)$$

для горизонтальних самобалансуючих грохотів, кВт,

$$N_{cp} = \frac{N_c + N_{mp}}{\eta_m} \left(0,5 + \frac{0,5}{\eta_{з.н.}} \right), \quad (65)$$

де η_m – ККД без урахування зубчастої передачі ($\eta_m = 0,9$);

$\eta_{з.н.}$ – ККД зубчастої передачі у вібробуджувачі ($\eta_{з.н.} = 0,97$).

Потужність, що витрачається на сортування для похилих грохотів з коловими коливаннями, кВт,

$$N_c = \frac{A_0 \omega g m_c}{1000}, \quad (66)$$

для горизонтальних самобалансуючих, кВт,

$$N_c = \left(\frac{A_0 \omega g m_c}{1000} \right) \sin \varphi, \quad (67)$$

де A_0 – амплітуда коливань, м;

ω – кутова швидкість, c^{-1} ;

m_m – маса матеріалу, кг;

φ – кут зсуву фаз ($\varphi = 35^0$);

$g = 9.81 \text{ м/с}^2$.

Амплітуду і частоту коливань можна визначати за допомогою емпіричних залежностей:

горизонтальні вібраційні грохоти зі спрямованими коливаннями:

$$A_0 = \frac{(4 + 140d_c)}{1000}, \text{ м}, \quad (68)$$

$$f = \frac{(1 + 12.5d_c)}{1000}, \text{ Гц}, \quad (69)$$

де d_c – діаметр отворів сита, м.

Похилі грохоти

$$A_0 2,5 \dots 4,5, \text{ мм}, \quad (70)$$

$$f = 4,42 \sqrt{\frac{d_c}{A_0}}, \text{ Гц}, \quad (71)$$

кутова швидкість, с^{-1} ,

$$\omega = 2\pi f. \quad (72)$$

Маса матеріалу на односитовому грохоті, кг,

$$m_m = L \frac{\Pi \rho}{2v_m} (2 - c_n E). \quad (73)$$

Якщо даних про ефективність грохочення нема,

$$m_m = L \frac{\Pi \rho}{2v_m} (1 - 0,65 c_n), \quad (74)$$

де Π – технічна продуктивність грохота, $\text{м}^3/\text{год}$;

L – довжина сита, м;

c_n – вміст зерен нижнього класу у вхідному матеріалі для сортування, %;
 ρ – щільність продукту сортування ($\rho = 1600$ кг/м³);
 v_m – швидкість руху матеріалу на грохоті, м/с;
 E – ефективність грохочення, %.

При використанні двоситових грохотів

$$m_m = L \frac{\rho}{v_m} \left(1 - 0,65c_n + 0,75 \frac{(c_{n1} - c_{n2})k_{n1}}{k_{n2}} \right), \quad (75)$$

де c_{n1} – склад нижнього класу зерен у вхідному матеріалі за верхньою границею розділу (розмір отвору верхнього сита);

c_{n2} – склад нижнього класу зерен у вхідному матеріалі за нижньою границею розділу (розмір отвору верхнього сита);

k_{n1}, k_{n2} – поправочні коефіцієнти, які враховують продуктивність на 1 м робочої ширини грохоту на верхньому і нижньому ситах (таблиця 14).

Таблиця 14 – Значення коефіцієнтів k_{n1} і k_{n2}

Продуктивність на 1 м ширини верхнього або нижнього сита, м/год · м	30	40	60	90	200
Коефіцієнти k_{n1} і k_{n2}	1,5	1,2	0,9	0,8	0,7

Швидкість руху матеріалу на грохотах для горизонтальних і зі спрямованими коливаннями, м/с,

$$v_m = 0,74(A_0\omega - 0,23); \quad (76)$$

для похилих з коловими коливаннями

$$v_m = 0,072 k_{n1} k_{\beta} A_0 f, \quad (77)$$

де k_{β} – коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохоту (таблиця 15).

Таблиця 15 – Значення коефіцієнта k_β

β , град	8	10	12	14	16	18	20	22	24
k_β	0,96	1,46	2,1	2,9	3,9	5,08	6,5	8,1	10,1

Кут нахилу грохотів можна визначити за залежністю, град,

$$\alpha = \sqrt{(80,3 + 0,187c_n - E)28,4}. \quad (78)$$

При цьому необхідно врахувати, що при $\alpha > 18^\circ$ знижується ефективність грохочення.

Потужність, що витрачається на тертя в опорах грохоту, кВт,

$$N_{mp} = \frac{F_0 \mu \left(\frac{d_y}{2} \right) \omega}{1000}, \quad (79)$$

де $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ – збуджуюча сила;

μ – наведений коефіцієнт тертя для підшипників качення,
 $\mu = (0,005 \dots 0,008)$;

d_y – діаметр цапфи вала підшипника, м.

Статичний момент маси дисбалансів

$$m_0 r_0 = A_0 (m_k + \alpha m_m), \quad (80)$$

де m_k – маса грохоту, яка коливається разом з матеріалом, кг,

$m_k = (1,8 \dots 2) m_m$;

α – коефіцієнт добутку маси матеріалу на грохоті, $\alpha = 0,15 \dots 0,25$.

Загальна потужність привода дробильно-сортувальної установки (без транспортуючих машин і без потужності для привода живильників).

$$N_{заг} = \sum N_{dp} + \sum N_{сп}. \quad (81)$$

6 Зусилля, що діють в основних елементах та обладнаннях

6.1 Шокові дробарки

Схема сил для визначення зусилля в деталях дробарки з простим коливанням наведена на рисунку 8. При розрахунку на міцність необхідно знати зусилля, що діють в шатуні ($P_{ш}$), в розпірній плиті (T) і на рухомому щоку (Q_{max}). Ця задача вирішується двома способами: аналітичним і графічним. Розглянемо аналітичний спосіб.

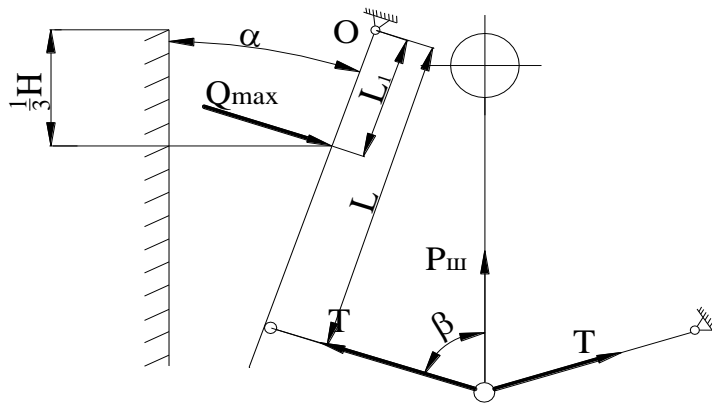


Рисунок 8 – Розрахункова схема для визначення зусиль в деталях щокової дробарки з простим коливанням щоки

При цьому зусилля, що діють на рухомому щоку (зусилля, що дробить, Q_{max}) визначають з умови

$$A = \frac{Q_{max}}{2} \cdot S_1, \quad (82)$$

де S_1 – хід рухомої щоки у місці прикладення зусилля, що дробить, м.

Точку прикладення Q_{max} приймають згідно з дослідженням ВНДІбудмашу. Вона розташована на 1/3 камери дроблення від верхнього краю нерухомої щоки.

З формули (82) (45) виходить, H ,

$$Q_{\max} = \frac{2A}{S_i} = \frac{\sigma^2 \cdot L}{1,9 E S_1} (D^2 - d^2), \quad (83)$$

де L, D, d – лінійні розміри в метрах, м; а σ та E – у паскалях, Па.

Максимальні зусилля дробарки можна знайти й іншим способом, використовуючи експериментальні дослідження. При дробленні граніту (границя міцності – 300 МПа) максимальне навантаження на одиницю площі рухомої щоки складає $g = 2,7$ МПа.

Виходячи з такого навантаження рухомої щоки зусилля дроблення, МПа,

$$Q = g \cdot L \cdot H,$$

де L, H – відповідно довжина і висота рухомої щоки, м.

Розрахункові максимальні зусилля дробарки приймають на 50 % більше Q , МПа,

$$Q_{\max} = Q \cdot 1,5. \quad (84)$$

Кут β рекомендують приймати у діапазоні $80^\circ < \beta < 90^\circ$, оскільки в цьому випадку при незначному зусиллі $P_{ш}$ у розпірних плитах досягаються більші зусилля T .

Якщо взяти суму моментів відносно до точки O

$$\sum M_o = Q_{\max} \cdot L_1 - T \cdot L = 0 \quad (85)$$

$$T = Q_{\max} \cdot \frac{L_1}{L} \quad (86)$$

Зусилля в шатуні

$$P_{ш} = 2T \cdot \cos \beta. \quad (87)$$

6.2 Щокова дробарка зі складним коливанням щоки

Розрахункова схема для визначення зусиль у деталях щокової дробарки наведена на рисунку 9.

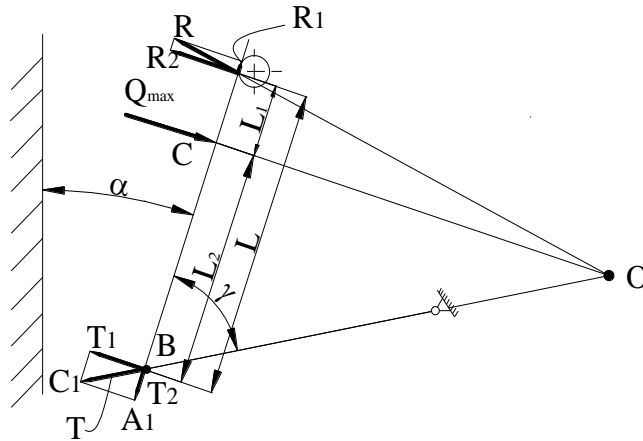


Рисунок 9 – Розрахункова схема для визначення зусиль у деталях щокової дробарки зі складним коливанням щоки

Значення сил R_2 та R_1 знаходимо з умови рівноваги рухомої щоки $\sum M_A = 0, \sum M_B = 0$,

$$T_1 = \frac{Q_{\max} \cdot L_1}{L}, \quad R_2 = Q_{\max} \cdot \frac{L_2}{L}. \quad (88)$$

Складові сили T_2 і R_1 є тотожними. Підсилення T_2 знаходимо з трикутника A_1BC_1

$$R_1 = T_2 = \frac{T_1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{Q_{\max} \cdot L_1}{L \cdot \operatorname{tg} \gamma}, \quad (89)$$

де γ – кут між рухомою щокою і розпірною плитою, град.

Зусилля в розпірній плиті

$$T = \frac{T_2}{\cos \gamma} = \frac{Q_{\max} \cdot L_1}{L \cdot \sin \gamma}. \quad (90)$$

6.3 Характеристика маховика

Робота дроблення в шокових дробарках здійснюється за рахунок енергії двигуна та енергії, що накопичена маховиком при холостому ході.

У період робочого ходу втрачається кінетична енергія маховика, а, отже й кутова швидкість.

На підставі цього можна знайти момент інерції маховика

$$I = \frac{A_m}{\omega_{cp}^2} \cdot \delta, \quad (91)$$

Якщо врахувати, що $\omega_{cp} = 2\pi n J = \frac{mD^2}{4}$, отримуємо

$$mD^2 = \frac{A_m}{\pi^2 \cdot n^2 \delta}, \quad (92)$$

де A_m – робота, яка виконана маховиком, її значення рекомендується приймати рівним половині роботи дробарки;

δ – ступінь нерівномірності ходи маховика, $\delta = 0,58 \dots 0,035$;

n – число обертів ексцентричного вала;

m – маса маховика;

D – діаметр маховика.

Роботу маховика A_m можна знайти, використовуючи залежність

$$A_m = \frac{N_{дв} \cdot \eta}{n}, \quad (93)$$

де $N_{дв}$ – потужність двигуна.

За відомим значенням махового моменту, mD^2 , визначають конструктивні розміри маховика.

З урахуванням рекомендацій щодо колової швидкості на ободі маховика, $V_m < 20$ м/с, діаметр маховика приймаємо

$$D = \frac{20}{\pi \cdot n}. \quad (94)$$

Ширину маховика, якщо він використовується як привідний шків, приймаємо з розрахунку ширини клинопасової передачі.

Маса маховика

$$m_m = \frac{4I}{D^2} \cdot \quad (95)$$

Якщо встановлюють два маховики, то маса поділяється порівну між ними. Як матеріал для маховиків використовують сірий чавун.

6.4 Конусні дробарки з крутим конусом

Найбільш відповідальною частиною механізму конусної дробарки є вертикальний вал, на який діє найбільше зусилля при розтрянні каменю. В літературних джерелах визначення зусиль в конусних дробарках викладено недостатньо повно і тут виникають труднощі у студентів при виконанні цього завдання.

Дробарки з крутим конусом, як правило, мають верхню точку підвішування рухомого конуса.

Розрахункова схема для визначення зусиль наведена на рисунку 10.

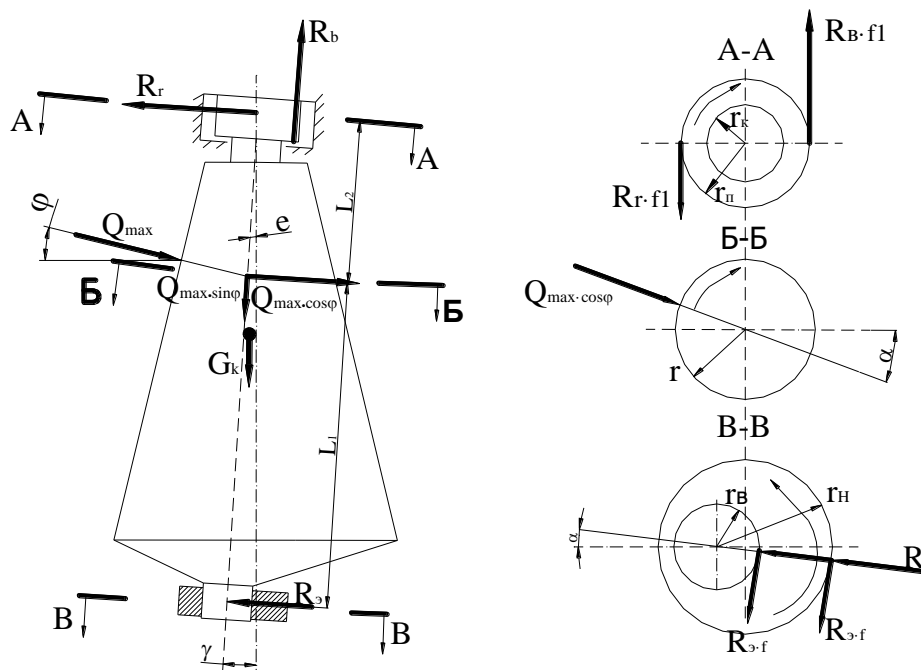


Рисунок 10 – Розрахункова схема для визначення зусиль в конусній дробарці крупного дроблення

В розрахунковій схемі прийняті такі позначення:

Q_{max} – максимальне зусилля, що дробить, Н;

G_k – сила ваги рухомого конуса і вала, Н;

R_e і R_z – вертикальні та горизонтальні реакції у підвісі рухомого конуса, Н;

R_e – горизонтальна реакція в ексцентриковому стакані дробарки, Н;

$Q_{max} \cdot \cos \varphi$; $Q_{max} \cdot \sin \varphi$ – горизонтальні та вертикальні складові максимального зусилля, що дробить, Н;

α – кут між максимальним зусиллям дроблення Q_{max} і площею ексцентриситету ($\alpha \approx 20 \dots 30^\circ$);

φ – кут між максимальним зусиллям дроблення і горизонталлю, град;

r_n і r_e – зовнішній і внутрішній радіуси ексцентрикової втулки, м;

e – ексцентриситет вала рухомого конуса в точці прикладання максимального зусилля, що дробить, м;

r_n і r_k – радіус втулки підвісного підшипника і середній радіус сферичного кільця, м;

r – радіус конуса в перетині, що розглядається (Б-Б), м;

f – коефіцієнт тертя на внутрішній і зовнішній площинах ексцентрикової втулки, $f \approx 0,13$;

f_1 – коефіцієнт тертя ковзання робочих поверхонь верхньої підвіски конуса, $\mu \approx 0,2$;

Наведена розрахункова схема на рисунку 9 побудована на ряді допущень:

- не враховується зовнішня невривноваженість мас ексцентрика і рухомого конуса;

- не враховується вплив інерційних сил при роботі дробарки.

Максимальне зусилля дроблення, Н, можна визначити з умови роботи дробарки:

$$A = \frac{0 + Q_{max}}{2} \cdot e, \quad Q_{max} = \frac{2A}{e}, \quad (96)$$

A – робота дроблення, що визначається за залежністю (45).

На ексцентрикову втулку і підвісний підшипник діють реактивні сили (рисунок 10) в горизонтальній площині R_e і R_z , сума яких

$$R_e + R_z = Q_{\max} \cdot \cos \varphi . \quad (97)$$

Вертикальна сила в підвісному підшипнику, H ,

$$R_z = G_k + Q_{\max} \cdot \sin \varphi . \quad (98)$$

Силу R_e можна знайти з $\sum M$ відносно до підвіски конуса, H ,

$$R_e = \frac{Q_{\max} \cdot \cos \varphi \cdot L_2}{L_1 + L_2} . \quad (99)$$

Використовуючи формули (97) і (99), знаходимо, H ,

$$R_r = Q_{\max} \cdot \cos \varphi \left(1 - \frac{L_2}{L_1 + L_2}\right) . \quad (100)$$

Максимальне зусилля дроблення прикладене за нормаллю до поверхні конуса, який дробить на висоті, що дорівнює половині конуса.

У процесі роботи конусної дробарки виникають моменти опору: тертя, дроблення кам'яного матеріалу і перекочення рухомого конуса по матеріалу, який дробиться.

Знайдемо їх значення за перетинами $A-A$, $B-B$, $V-V$.

В рухомому підшипнику (перетин $A-A$):

моменти опору тертя від горизонтальної сили R_B на торцевій поверхні сферичного кільця, $H \cdot m$,

$$M_n = Q_{\max} \cdot \cos \varphi \left(1 - \frac{L_2}{L_1 + L_2}\right) \cdot r_n \cdot f_1 + (G_k + Q_{\max} \cdot \sin \varphi) \cdot r_k \cdot f_1, \quad (101)$$

в перетині $B-B$:

моменти опору каменю і перекочення рухомого конуса по матеріалу, який дробиться, $H \cdot m$,

$$M_{\partial p} = Q_{\max} \cdot \cos \varphi \cdot e + Q_{\max} \cdot \mu \cdot r. \quad (102)$$

Моменти опору тертя в ексцентриковій втулці від реакції R_e , Н·м,

$$M_e = R_e \cdot f (r_n + r_e). \quad (103)$$

6.5 Конусна дробарка з пологим конусом

Конусна дробарка з пологим конусом має сферичну форму, і розрахункова схема для визначення зусиль подана на рисунку 11.

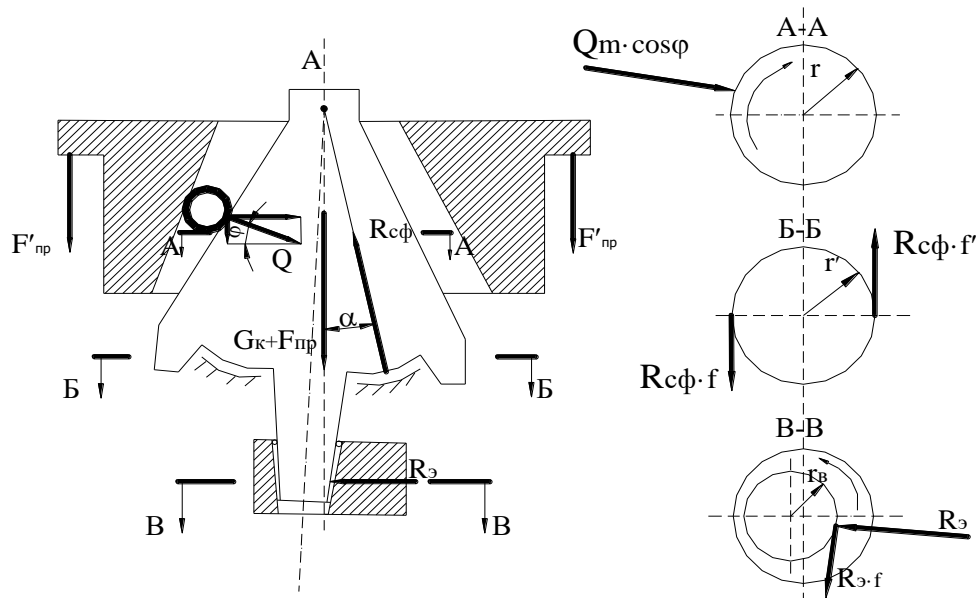


Рисунок 11 – Розрахункова схема для визначення зусиль в конусній дробарці з пологим конусом

У розрахунковій схемі прийняті такі позначення:

Q_m – максимальне зусилля, що дробить, Н;

G_k – сила ваги рухомого конуса й вала, Н;

F_{np} – сумарне зусилля пружин, що виконують роль запобіжного пристрою, Н;

R_{cf} – зусилля у сферичній опорі, Н;

R_e – горизонтальна реакція в ексцентриковому стакані дробарки;

$Q_m \cdot \cos\varphi$ – горизонтальна складова максимального зусилля, що дробить, Н;

$Q_m \cdot \sin\varphi$ – вертикальна складова максимального зусилля, що дробить, Н;

φ – кут між максимальним зусиллям, що дробить, і горизонталлю ($\varphi \approx 38...41^\circ$);

α – кут між зусиллям у сферичній опорі та вертикаллю;

r_B – внутрішній радіус ексцентрикової втулки, м;

r' – радіус у точці прикладення зусиль у сферичній опорі, м;

r – радіус у точці прикладення максимального зусилля, що дробить, м;

c – ексцентриситет вала рухомого конуса в точці прикладення максимального зусилля, що дробить, м;

f – коефіцієнт тертя ковзання на внутрішній площині ексцентрикової втулки, $f \approx 0,13$;

f_1 – коефіцієнт тертя ковзання у сферичній опорі, $f \approx 0,13$;

μ – коефіцієнт опору перекочуванню конуса по матеріалу, який дробиться, $\mu \approx 0,2$.

Максимальне зусилля дроблення прикладене по нормалі до поверхні конуса, який дробить, і на висоті, що дорівнює половині висоти конуса. Наведена схема побудована на ряді таких припущень:

- не враховується вплив неврівноважених мас рухомого конуса та ексцентрика;
- не враховується вплив інертних сил при роботі дробарки;
- зусилля пружин передаються рівномірно всій поверхні конуса, який дробить.

Максимальне зусилля дроблення можна знайти з умови роботи дробарки.

$$A = \frac{0 + Q_{\max}}{2} \cdot e, \quad Q_m = \frac{2A}{e}. \quad (104)$$

A – робота дроблення, що визначається за залежністю (45).

Візьмемо суму моментів відносно точки А

$$R_e \cdot e_e - Q_m \cdot \cos \varphi \cdot R_Q - Q_m \cdot \sin \varphi \cdot R'_Q = 0. \quad (105)$$

Знаходимо реакцію в ексцентриковій втулці, H ,

$$R_e = \frac{Q_m \cdot \cos \varphi \cdot R_Q + Q_m \cdot \sin \varphi \cdot R'_Q}{l_\varepsilon}. \quad (106)$$

Сума проекцій на вісь X дорівнює

$$\sum X = 0, \quad Q \cdot \cos \varphi = R_{cf} \cdot \sin \alpha + R_e, \quad (107)$$

тоді

$$R_{cf} = \frac{Q \cdot \cos \varphi - R_e}{\sin \alpha}. \quad (108)$$

Сума проекцій на вісь Y

$$\sum Y = 0, \quad R_{cf} \cdot \cos \alpha = G_\kappa + F_{np} + Q_m \cdot \sin \alpha. \quad (109)$$

Знаходимо найбільше зусилля пружин, H ,

$$F_{np} = R_{cf} \cdot \cos \alpha - G_\kappa - Q_m \cdot \sin \alpha. \quad (110)$$

У процесі роботи дробарки виникають моменти опору: тертя, дроблення кам'яного матеріалу і перекочування рухомого конуса по матеріалу, який дробиться.

Визначимо їх значення за перетинами А-А, Б-Б, В-В.

Моменти опору дробленню каменя і перекочуванню рухомого конуса по матеріалу, який дробиться, Н·м,

$$M_{op} = Q_m \cdot \cos \varphi \cdot l + Q_m \cdot \mu \cdot r. \quad (111)$$

Моменти опору тертю ковзання у сферичній опорі, Н·м,

$$M_{сф} = R_{сф} \cdot f \cdot r' . \quad (112)$$

Момент опору тертя ковзання в ексцентриковій втулці від реакції R_e , Н·м,

$$M_e = R_e \cdot f \cdot r_e . \quad (113)$$

7 Розрахунок на міцність основних елементів дробарок

7.1 Розрахунок на міцність щоккових дробарок

Станини. Їх виконують по-різному в залежності від потужності: малої потужності – суцільнолиті, середньої потужності – зварні, для потужних – збірно-литі. Найбільш розповсюджені дробарки, виготовлені зварним способом. Їх передні та задні стінки мають коробчасті перерізи з діафрагмами й поясами жорсткості. Бокові стінки виготовляють з листового прокату і у передній частині їх затискають боковими клинами, які виконують роль фіксаторів футерованих плит нерухомої щоки.

1-й тип станини:

Якщо виготовлена зварна станина, то її розраховують як статично невизначену раму, що складається із трьох балок з шарнірними опорами на кінцях (рисунок 12).

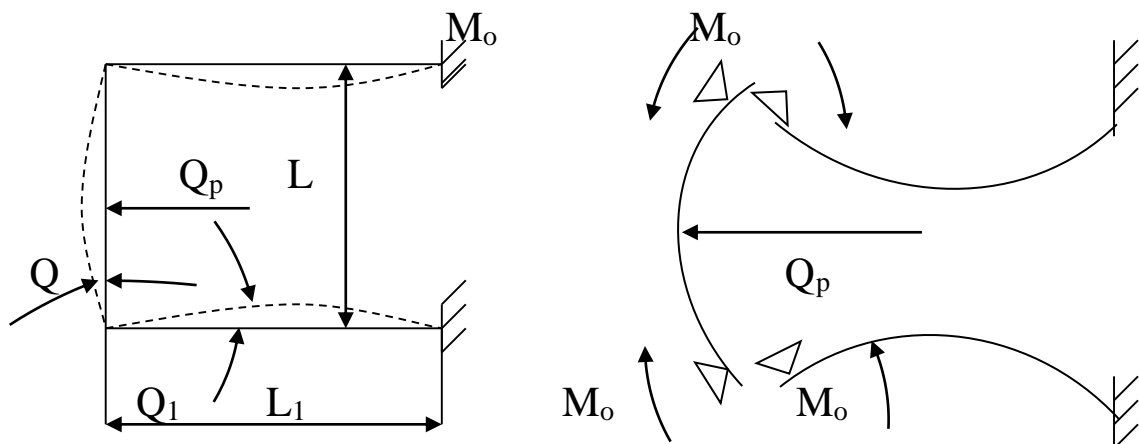


Рисунок 12 – Розрахункова схема станини щоккової дробарки

Розрахункове зусилля Q_p приймаємо з урахуванням динамічних навантажень, Н,

$$Q_p = Q_{\max} \cdot K_g, \quad (114)$$

де K_g – коефіцієнт, який враховує динамічні навантаження, $K_g = 1,5$;

Q_{\max} – максимальне зусилля, що дробить (83)

Можливими є два випадки: якщо футеровка передньої стінки виготовлена з окремих елементів, то у середині прогону прикладене зосереджене навантаження; якщо футеровка виготовлена суцільною, то за основу розрахунку приймаємо рівномірно розподілене навантаження.

При жорсткому закладенні кінців передньої та бокових стінок кути повороту дорівнюють $Q = Q_1$, тоді

$$Q = \frac{Q_p \cdot L^2}{16EI} - \frac{M_0 L}{2ES}, \quad (115)$$

$$Q_1 = \frac{M_0 \cdot L}{3EI_1}. \quad (116)$$

З формули (114) (115) при рівності $Q = Q_1$ отримуємо

$$M_0 = \frac{Q_p \cdot L}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2 L_1}{3 L} \cdot \frac{I}{I_1}}. \quad (117)$$

Вигинальний момент у передній стінці, Н·м,

$$M = \frac{Q_p \cdot L}{8} - M_0, \quad (118)$$

де I, I_1 – моменти інерції перерізів передньої та бокових стінок відносно до їх нейтральних осей;

L, L_1 – довжина передньої та бокової стінки.

Напруга від вигину в передній стінці

$$\sigma = \frac{M \cdot x}{I}, \quad (119)$$

де x – відстань від нейтральної осі до найбільш розтягнутих волокон (радіус інерції).

Якщо футеровка (плита, яка дробить) виготовлена суцільною, то момент, що виникає, дорівнює, Н·м,

$$M = \frac{Q_p \cdot L}{8} - \frac{Q_p \cdot L}{12(1 + \frac{L_1}{L} \cdot \frac{I}{I_1})}. \quad (120)$$

Бокові стінки піддаються напруженням вигину і розтягу, Н/м²,

$$\sigma = \frac{M_o \cdot x_1}{I_1} + \frac{Q_p}{2F}, \quad (121)$$

де F – площа перерізу бокової стінки.

2-й тип станини:

Станина виготовлена збірно-ливою.

Для цього випадку розрахунок спрощується. Вважається, що станина виконана з окремих плит, тоді передню і задню стінки можна вважати навантаженими рівномірним навантаженням g від сили розтрощення.

Якщо взяти 1 см по висоті стінки довжиною L та її товщину h , то вигинальний момент стінки

$$M_{\text{виг}} = \frac{g \cdot L}{8}, \quad (122)$$

де L – довжина стінки, см;

g – рівномірно розподілене навантаження, кг/см;

товщина стінки, см,

$$h = \sqrt{\frac{6M_{\text{виг}}}{[\sigma]_{\text{виг}}}}, \quad (123)$$

де $[\sigma]_{\text{виг}}$ – напруження вигину, що допускається, кг/см².

Бокові стінки піддані напруженням розтягу, см,

$$h_c = \frac{g}{2[\sigma]_{\text{розт}}}. \quad (124)$$

3-й тип станини:

Станина виготовлена суцільнолитою.

Максимально вигинальний момент

$$M_{\text{max}} = \frac{g \cdot L}{24} \cdot \frac{(L + 3B)}{(L + B)}, \quad (125)$$

де B – ширина приймального отвору дробарки, см.

Момент опору прямокутного перерізу для 1 см висоти стінки, см³,

$$W = \frac{1 \cdot h^2}{6} = \frac{h^2}{6}. \quad (126)$$

Напруження матеріалу стінки від вигину

$$\sigma = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{6M_{\text{max}}}{h^2} \leq [\sigma]_g, \quad (127)$$

де h – товщина стінки, см.

7.1.1 Рухома щока

Розрахунок щоки є аналогічним розрахунку балки, яка шарнірно опирається на вісь опори: вісь підвішування (ексцентриковий вал) і розпірна плита (рисунки 9).

Перевірці підлягають два перерізи: в зоні дії зусилля, яке дробить, і у з'єднанні її з розпірною плитою. Сила T_1 викликає напруження вигину в щоці, а T_2 – напруження розтягу.

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{T_k}{F}, \quad (128)$$

де σ – загальні напруження, МПа;
 W – момент опору перерізу щоки;
 F – площа перерізу.

Переріз щоки здійснюють коробчастим (рисунок 13).

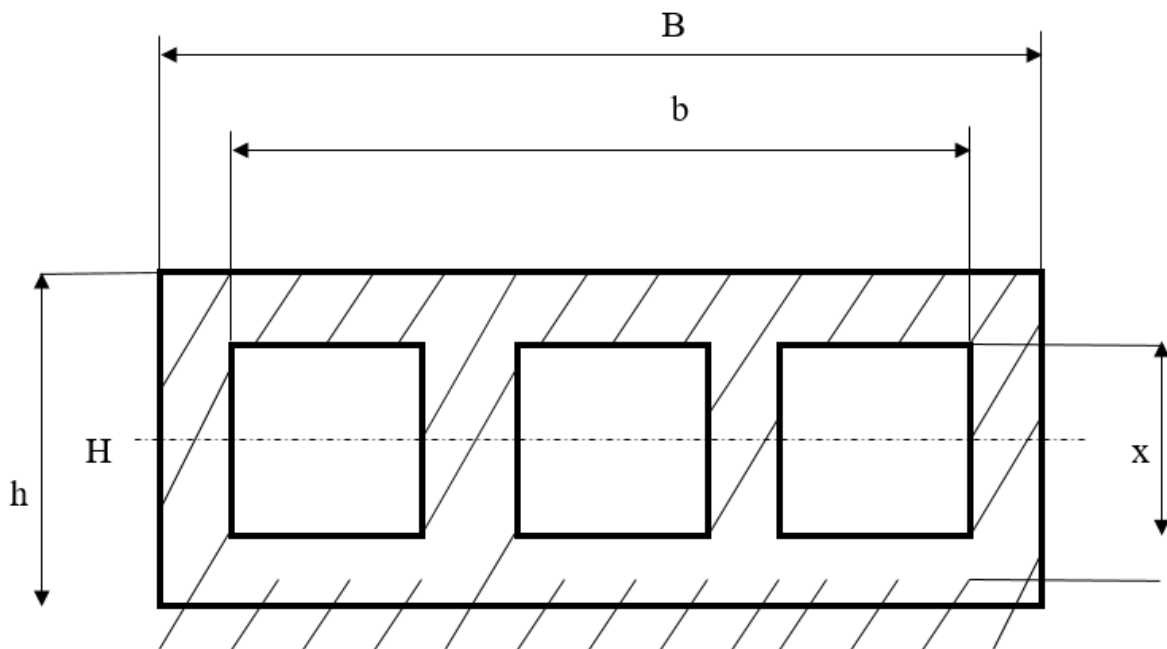


Рисунок 13 – Переріз щоки

Ексцентриковий вал. Він піддається одночасній дії напруження вигину і кручення (рисунок 9).

Масою маховика і силою натягу ременів звичайно нехтують.

Вигинальний момент у небезпечному перерізі вала, кН·м,

$$M_{виг} = \frac{R_2 l}{4}, \quad (129)$$

де l – відстань між опорами вала.

Напруження вигину, МПа,

$$\sigma = \frac{M_{виг}}{0,1d^3}, \quad (130)$$

де d – діаметр вала, м.

Напруження кручення, МПа,

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3}, \quad (131)$$

де $M_{кр}$ – момент кручення від тангенціального зусилля, прикладеного до ексцентрика, $M_{кр} = R_1 l$ (Н·м) (l – ексцентриситет вала).

Сумарне напруження, МПа,

$$\sigma_c = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_g], \quad (132)$$

де $[\sigma_g]$ – напруження, що допускається, $[\sigma_g] = 250 \dots 300$ МПа.

7.1.2 Розпірна плита

Її розраховують при підвищеному на 25 % напруженні стиснення, що допускається, так як вона виконує роль запобіжного елемента, МПа.

$$\sigma = \frac{T}{F}, \quad (133)$$

де T – зусилля, що діють уздовж осі розпірної плити, кН;

F – площа поздовжнього перерізу плити, м².

7.2 Розрахунок на міцність вала конусної дробарки

Після виконання розрахунків з визначення діючих сил і моментів, згідно з рисунком 9, складається схема для розрахунку вала конусної дробарки на міцність.

Вал розраховують як балку на двох опорах (рисунок 14).

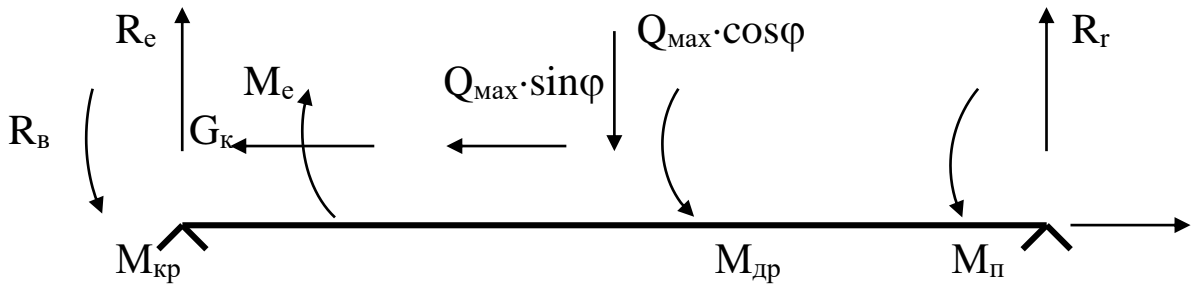


Рисунок 14 – Схема для розрахунку рухомого конуса на міцність

Схема для розрахунку верхньої підвіски дробарки з крутим конусом наведена на рисунку 9. Її можна розрахувати як балку на двох опорах.

Схему для розрахунку поперечки верхньої підвіски дробарки зображено на рисунку 15.

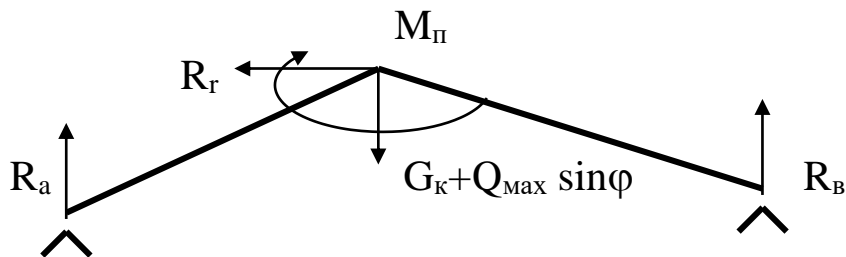


Рисунок 15 – Схема для розрахунку поперечки верхньої підвіски дробарки

Розрахункову схему вала для дробарок середнього і дрібного дроблення студенту рекомендується виконати самостійно, використовуючи методику для конусної дробарки великого дроблення.

Список літератури

- 1 Лисіков Є. М., Астахов В. М., Каграманян А. О. Будівельні машини: навч. посіб. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. Ч. II. 230 с
- 2 Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник. Київ: КНУБА, 1999. 488 с.
- 3 Саленко Ю. С. Обладнання для подрібнення матеріалів: дробарки та млини: навч. посіб. Кременчук: КДПУ, 2008. 100 с.
- 4 Макій Ю. А., Ткаченко В. Г., Зеркалов Д. В. Механізація дорожнього будівництва: навч. посіб. Київ: Основа, 2003.
- 5 Дорожні машини. Ч. II Машини для будівництва, ремонту та утримання автомобільних доріг: навч. посіб. / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, В. Д. Мусійко, М. П. Кузьмінець. Київ-Дніпропетровськ: НТУ, 2013. 400 с.
- 6 Сукач М. К. Будівельні машини і обладнання: підручник. Київ: Ліра-К, 2016. 390 с.
- 7 Сукач М. К., Горбатюк Є. В., Марченко О. А. Синтез землерийної і дорожньої техніки. Київ: Ліра-К, 2013. 376 с.
- 8 Сівко В. І. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: підручник. Київ: ІСДО, 1994. 359 с.
- 9 Сівко В. І., Поляченко В. А. Обладнання підприємств промислових будівельних матеріалів і виробів: підручник. Київ: ТОВ «АВЕГА», 2004. 280 с.
- 10 Назаренко І. І., Тумановська О. В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: підручник. Київ: Вища школа, 2004. 590 с.
- 11 Дубинін А. І., Ханік Я. М., Атаманюк В. М. Обладнання для подрібнення матеріалів. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2005. 140 с.
- 12 Смирнов В. О., Білецький В. С. Підготовчі процеси збагачення корисних копалин: навч. посіб. Донецьк: Східний видавничий дім, Донецьке відділення НТШ, 2012. 284 с.

