

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:

«Дослідження режимів та параметрів енергоощадної
логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів»

(назва)

Мисник Ігор Вікторович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Київ 2023 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“___” _____ 2023 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ

НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

**«Дослідження режимів та параметрів енергоощадної
логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів»**

(назва)

Виконав студент групи: ІЛС-2маг

Спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(спеціальність)

Спеціалізація: Інженерія логістичних систем

Мисник Ігор Вікторович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник

Орищенко С.В.

(прізвище та ініціали)

К.Т.Н., доцент

(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2023 р.

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

№	Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
			Дата	Підпис
1.	Розділ 1.	проф. Свідерський А.Т.	16.09.2023	
	Розділ 2.		07.10.2023	
	Розділ 3.		21.10.2023	
	Розділ 4.		04.11.2023	
2.	Розділ 5.	доц. Гаркавенко О.М.	04.11.2023	

8. Дата видачі завдання 1 вересня 2023 року

Керівник _____ доцент Орищенко С.В.
(підпис)

Студент _____ Мисник І.В
(підпис)

РЕЗЮМЕ

**Київський національний університет будівництва і архітектури
факультету автоматизації і інформаційних технологій**

Мисник Ігор Вікторович

Група ІЛС-2маг

Тема атестаційної випускної роботи:

**« Дослідження режимів та параметрів енергоощадної
логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів»**

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 131 «Прикладна механіка»,

Науковий керівник: Орищенко Сергій Вікторович,

**кандидат технічних наук, доцент кафедри машин і обладнання
технологічних процесів**

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів 5 , стор. 111, таблиць 5 , рис. 45 , графічна частина – слайдів (аркушів формату А4.) завдання, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми. При дослідженні режимів та параметрів енергоощадної логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів виникає питання поєднання процесів дроблення і сортування на створенні єдиного підходу до витрат енергії такої системи. Очевидно, що вихідним параметром є пошук рішень , за якими продуктивність, як ключова характеристика такої системи є однаковою. Обумовлено це тим, що складові системи логістичної системи дроблення та сортування є підсистемами , а це, як правило, дробарки та грохоти, що здійснюють різні процеси. Їх параметри впливають на перебіг технологічного процесу. В атестаційній випусковій роботі досліджується логістична система для процесів дроблення і сортування.

У вступі зазначено актуальність даного дослідження, визначено методи та прийоми досліджень, приведено обґрунтування важливості вибраних етапів дроблення та сортування матеріалів. Дослідження та вибір відповідного обладнання для реалізації дроблення та сортування матеріалів. Сформульовані мета та задачі дослідження: здійснити оцінку та аналіз конструктивних та технологічних параметрів логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів; описати фізику процесів дроблення та сортування матеріалів; провести теоретичні дослідження для розробки методики визначення раціональних параметрів обладнання; здійснити розрахунки у відповідності до завдання магістерської роботи; передбачити та описати заходи техногенної безпеки та умови безпечної експлуатації змішувального обладнання.

У першому розділі «Оцінка та аналіз принципів формування логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів», дана оцінка системного підходу в процесах створення логістичних систем. Описано властивості систем, логістика, методи моделювання, та визначені ознаки виробничої логістики, як основи для формування логістичної системи для обробки будівельної суміші.

У другому розділі «Теоретичні дослідження логістичної системи «дробарка – грохот» приведена фізика процесів дроблення та сортування матеріалів. Приведено схеми конструкцій обладнання для дроблення та сортування матеріалів.. Використані критерії для оцінки їхніх технологічних параметрів та на цій основі визначені їх конструктивні схеми.

У третьому розділі «Дослідження та розрахунки параметрів і режимів дробарки та грохоту» здійснені аналітичні дослідження та розроблені методи розрахунків продуктивності, визначені енергетичні витрати на протікання технологічного процесу дроблення та сортування матеріалів та роботи відповідного обладнання. Визначені раціональні параметри і режими роботи підсистеми «дробарка – грохот»

У четвертому розділі «Конструкторська частина» здійснено розробка системи управління роботою логістичною системою, регулювання параметрами

дробарки та грохоту. Здійснені розрахунки на міцність деталей дробарки та грохоту.

У п'ятому розділі «Техногенна безпека» виконано аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів, розглянуто заходи по охороні праці пов'язані з експлуатацією машин дроблення та сортування.

Ключові слова: логістична система, щебінь, модель, дроблення, сортування, режими , параметри, техногенна безпека.

Key words: logistic system, crushed stone, model, crushing, sorting, modes, parameters, man-made safety.

Якість оформлення проекту. Атестаційна випускова робота магістра оформлена у відповідності до діючих нормативних документів та методичних вказівок до виконання атестаційної роботи для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка».

Загальний висновок стосовно роботи та присвоєння авторіві освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр». Робота виконана на високому рівні, студент продемонстрував високий рівень теоретичної підготовки та сформованих практичних навичок в області прикладної механіки та сучасних інформаційних технологій. Заслуговує оцінки «відмінно» за національною шкалою. Науковий керівник _____ / доц., к.т.н., Орищенко С.В./

(підпис)

Посада, місце роботи. КНУБА, пр-т. Повітрофлотський, 31, доцент кафедри машин і обладнання технологічних процесів.

«_15_» __ листопада 2023 р.

Вступ.....	10
Розділ 1. Оцінка та аналіз принципів формування логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів	11
1.1 Загальні уявлення про формування логістичної системи та її характеристики	11
1.2 Оцінка існуючих схем та конструктивних рішень установок для дроблення та сортування матеріалів	14
1.3 Оцінка технологічних параметрів існуючих установок для дроблення та сортування матеріалів	23
1.4 Висновки по розділу. Постановка задач дослідження.....	25
Розділ 2. Теоретичні дослідження логістичної системи «дробарка – грохот»	27
2.1 Фізика процесів та методи визначення енергії на дроблення матеріалів	27
2.2 Фізика процесів сортування матеріалів.....	31
2.3 Обґрунтування та вибір логістичної систем «дробарка – грохот»	35
2.4 Загальні розрахунки логістичної систем «дробарка – грохот».....	37
2.5 Висновки по розділу	39
Розділ 3. Дослідження та розрахунки параметрів і режимів дробарки та грохоту	40
3.1 Дослідження технологічних та конструктивних параметрів дробарки	40
3.2 Розрахунки основних параметрів дробарки із складним рухом щоки	44
3.2.1 Визначення геометричних розмірів і параметрів.....	44
3.2.2 Розрахунок продуктивності	45
3.2.3 Розрахунок потужності двигуна.....	46
3.2.4 Визначення розрахункових сил що, діють на деталі шокової дробарки	47
3.2.5 Розрахунок параметрів маховика.....	50
3.3 Дослідження параметрів вібраційного грохоту	54
3.3.1 Оцінка конструктивних та технологічних параметрів грохотів.....	54
3.3.2 Огляд патентної літератури та літературних джерел використання грохотів.....	56
3.3.3 Обґрунтування та вибір конструкції вібраційного грохоту	62
3.4 Розрахунок основних параметрів вібраційного грохоту.....	64
3.4.1 Розробка схеми приводу вібраційного грохоту	64
3.4.2 Визначення параметрів сита та грохоту	65
3.4.3 Визначення експлуатаційної продуктивності грохота	65
3.4.4 Визначення маси коливних частин грохоту та матеріалу.....	66
3.5 Розрахунок потужності електродвигуна	67

3.6 Розрахунок клинопасової передачі	68
3.7 Розрахунок жорсткості та розмірів опірних пружин	74
3.8 Висновки по розділу	78
Розділ 4. Конструкторська частина.....	79
4.1 Розрахунки на міцність станини дробарки	79
4.2 Розрахунки на міцність рухомої щоки	82
4.3 Розрахунок ексцентрикового валу	83
4.4 Розрахунок розпірної плити дробарки	84
4.5 Розрахунок дебалансного валу віброгрохоту	85
4.6 Розрахунок дебалансів грохоту	88
4.7 Визначення навантаження на підшипники та їх вибір.....	90
4.8 Висновки по розділу	92
5. Техногенна безпека.....	93
5.1 Характер технологічного обладнання щодо небезпечності та шкідливості	93
5.2 Охорона праці при експлуатації логістичних систем для дробильно –сортувальних процесів.....	98
5.3 Охорона навколишнього середовища при виробничій експлуатації машин для дроблення та сортування	100
5.4 Протипожежна безпека при експлуатації дробарок та грохотів	102
5.5 Технічна і виробнича експлуатація дробарок і грохотів	103
5.6 Інженерне рішення з питань техногенної безпеки при експлуатації будівельного обладнання з електроприводом	104
5.6.1 Розрахунок заземлення	104
5.7 Висновки по розділу	108
Загальні висновки.....	109
Список використаних джерел	111

Вступ

В сучасний стан розвитку будівництва актуальною задачею є впровадження новітніх технологій, що дають можливість реалізувати енергозбереження при виконанні технологічних процесів дроблення та сортування матеріалів. Дробильно-сортувальні установки по праву відносяться до логістичних систем, як це слідує із наведеного вище параграфу щодо принципів формування та визначення поняття «логістична система». В даній роботі основне технологічне обладнання логістичної системи – це машини для подрібнення і сортування щебню. Щебінь є одним із основних кам'яних матеріалів в будівництві. Якість щебню характеризується гранулометричним складом, формою зерен, їх механічною міцністю і вмістом домішок. Дослідження та вибір відповідного обладнання для реалізації технологічних процесів дроблення та сортування матеріалів є предметом дослідження в даній магістерській роботі.

Розділ 1. Оцінка та аналіз принципів формування логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів

1.1 Загальні уявлення про формування логістичної системи та її характеристики

При формуванні логістичної системи підприємств будівельної індустрії виникає проблема вибору та визначення структури її та логістики прийнятих зв'язків між елементами системи. Це є необхідним при виборі, проектуванні та організації логістичних систем будівельної індустрії до яких відносяться досліджувані в роботі процеси подрібнення та сортування будівельних матеріалів (щебню, гравію). Ці процеси забезпечуються комплектом машин і обладнання логістичної системи: дробарки та грохоти[1].

Існує ціла низка визначення поняття «логістична система». Спочатку розглянемо загальні властивості, які приведені в літературі[2-4]: складність – наявність великої кількості елементів (ланок), складний характер взаємодії між окремими елементами;

ієрархічність – підпорядкованість елементів нижчого рівня (порядку, рангу) елементам вищого рівня у контексті лінійного чи функціонального управління; структурованість – наявність певної організаційної структури системи, яка складається із взаємопов'язаних об'єктів і суб'єктів управління, що реалізує задану мету;

організованість сукупності елементів – потенційні можливості елементів.

Окрім загальних мається низка специфічних властивостей логістичних систем[3]:

логістичної системи утворювати взаємозв'язок й поєднуватися в єдине ціле втілюються в реальній системі, якщо до цих елементів будуть застосовані певні організуючі впливи, спрямовані на досягнення цілісності

- рухливість – мінливість параметрів елементів логістичної системи під впливом зовнішнього середовища, а також рішень, прийнятих учасниками логістичного ланцюга;
- унікальність – непередбачуваність і невизначеність поведінки в конкретних умовах і під впливом зовнішнього середовища;
- адаптивність – здатність логістичної системи змінювати свою структуру і вибирати варіанти поведінки відповідно з новими завданнями і під впливом зовнішнього середовища;
- інноваційність – свідчить про притаманність логістичної системи такого внутрішнього середовища, яке сприяє процесу постійного вдосконалення ЛС, а також підвищенню інноваційної активності ЛС;
- еквіфінальність – здатність логістичної системи досягати бажаного стану незалежно від її початкових умов, що визначається виключно параметрами самої системи;
- оптимальність – оптимальні рішення, що приймаються в рамках логістичних систем, дозволяють зберегти стійкість управління і поліпшити можливість вибору правильного рішення в майбутньому.

Отже, властивостями логістичних систем є загальні властивості теорії систем і специфічні властивості логістичних систем. Відомі властивості логістичних систем повинні бути доповнені такими:

- цілісність – існуюча сукупність елементів знаходяться в тісній взаємодії один з одним;
- ділимість – можливість системи поділятися на окремі частини (підсистеми, ланки);
- інтегрованість – наявність специфічних якостей системи, що властиві лише тільки їй;
- багатофункціональність – у логістичній системі реалізуються всі функції управління, а саме планування, організація, облік, контроль;
- інерційність – логістична система, яка почала працювати, не може призупинити свою діяльність одразу;

- протиентропійність – можливість протидіяти руйнуючим тенденціям;
- граничність – елементи логістичної системи мають граничний характер, що обумовлює її форму.

При формуванні логістичних систем промислового підприємства автори роботи [4] враховують такі принципи:

- принцип послідовного просування етапами створення системи, тобто система спочатку повинна досліджуватись на макрорівні – взаємовідносини із зовнішнім середовищем, а потім на макрорівні – всередині власної структури;
- принцип поєднання інформаційних, ресурсних та інших характеристик систем, що проектуються;
- принцип відсутності конфліктів між цілями окремих підсистем і цілями всієї системи. Дані принципи можуть бути доповненими такими:
- принцип управління якістю – забезпечення надійності функціонування і високої якості роботи кожного елемента логістичної системи для забезпечення загальної якості товарів та послуг;
- принцип стійкості та адаптивності – логістична система повинна бути стійкою та швидко адаптованою до мінливого зовнішнього середовища.

Модель властивостей середовища приведена на рис. 1.1[2].

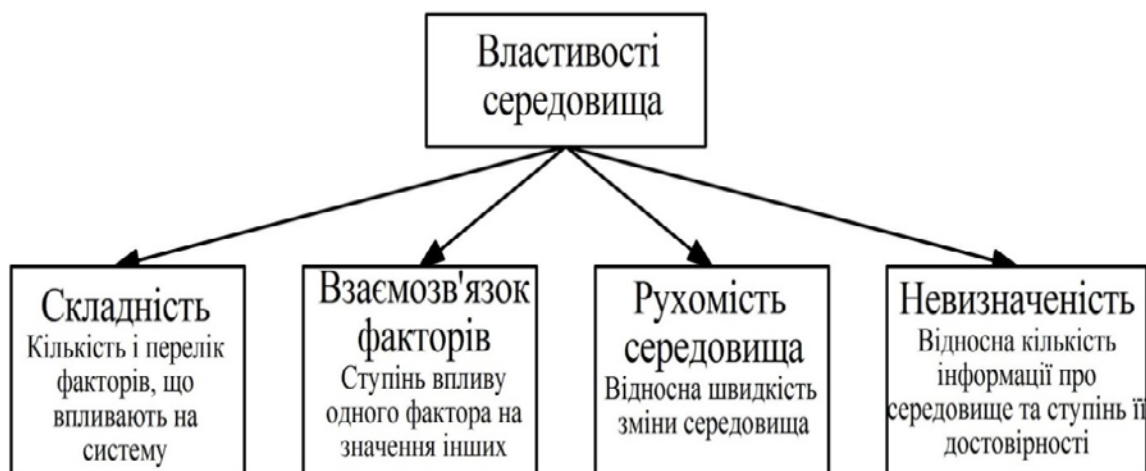


Рис. 1.1. Модель властивостей середовища

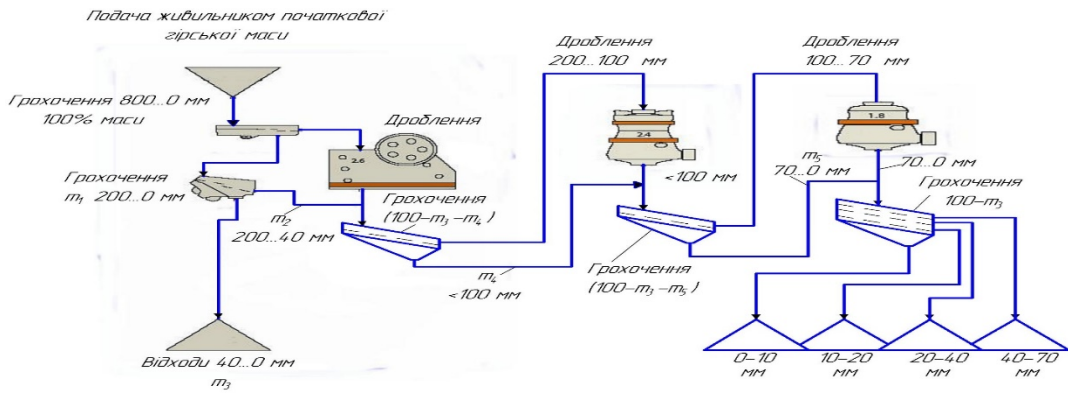
Значення логістичних систем є наслідком переміщення матеріальних потоків [2], якими є в даній роботі система: переміщення-подрібнення- грохот. Як відомо, метою системи є досягнення однієї з цілей об'єкта, який визначений точніше. У логістичній системі кожна з таких цілей веде до чіткого виокремлення підсистем комплексно досліджуваної в роботі логістичної системи: «дробарка – грохот».

1.2 Оцінка існуючих схем та конструктивних рішень установок для дроблення та сортування матеріалів

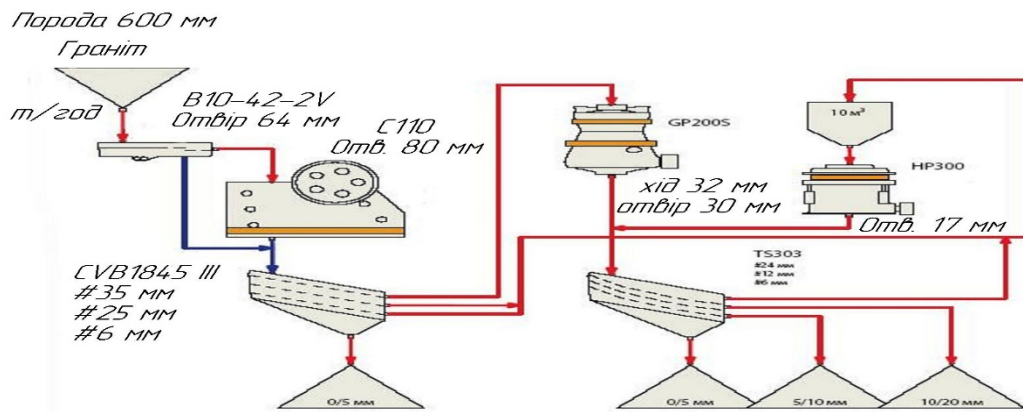
Дробильно-сортувальні установки по праву відносяться до логістичних систем, як це слідує із наведеного вище параграфу щодо принципів формування та визначення поняття «логістична система». В даній роботі основне технологічне обладнання логістичної системи – це машини для подрібнення і сортування щебню. Щебінь є одним із основних кам'яних матеріалів в будівництві. Якість щебню характеризується гранулометричним складом, формою зерен, їх механічною міцністю і вмістом домішок.

Щебінь отримують з природного каменю, відділеного від гірського масиву. Основною операцією для перетворення цього каменю у високоякісний матеріал є подрібнення а також сортування.

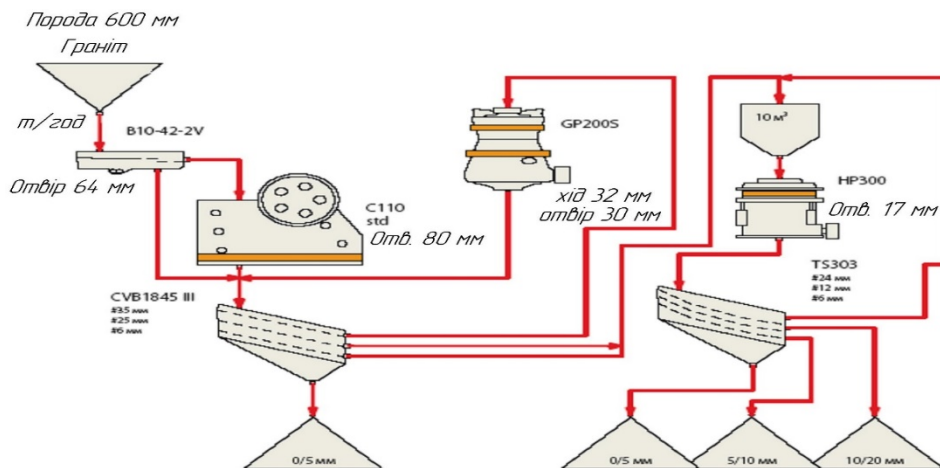
Процеси подрібнення і сортування потребують великих затрат енергії. Правильний вибір параметрів обладнання і технологічної схеми подрібнення дозволить поряд з економією енергії звести до мінімуму відходи, викликані, надлишковим подрібненням, а також невиробничі втрати, пов'язані з експлуатацією обладнання. Для цього необхідно здійснити аналіз існуючих установок для дроблення та сортування та дослідити режими та параметри обладнання і на цій обґрунтувати енергоощадну логістичну систему для дроблення та сортування матеріалів. На рисунках 1.2 приведені схеми існуючих установок для дроблення та сортування матеріалів[1].



а



б



в

Рис.1.2 Схеми установок для дроблення та сортування матеріалів

Як слідує із приведених схем, маємо на першій стадії шоківу дробарку, на другій та третій стадії роботи установки маємо конусну дробарку. Щодо грохотів то на рисунку 1.2.,а встановлені три грохоти, а на рисунку 1.2.,б,в

встановлені два грохоти, що обумовлено більшою кількістю фракцій на першій схемі. На рисунку 1.3 зображена принципова технологічна схема фірми Fintec, яка складається з трьох окремих комплексів для виробництва щебню. Fintec1107 – первинне подрібнення, Fintec1080 – вторинне подрібнення, Fintec542 – кінцеве грохочення.

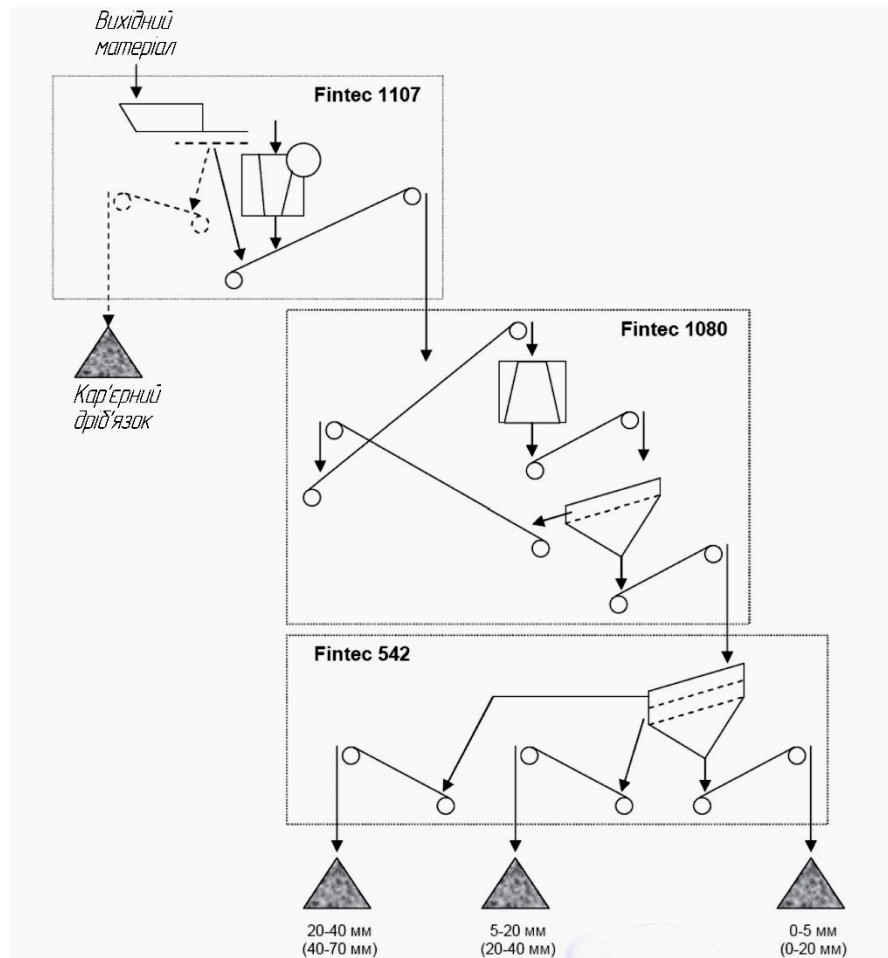


Рис.1.3 Схема ланцюгу мобільних дробильно-сортувальних комплексів FINTEC (Північна Ірландія)

Тепер розглянемо конструктивні рішення компоновки обладнання для дроблення та сортування матеріалів[8]. Так, на рисунку 1.4 приведено загальний вигляд компоновки обладнання установки фірми FINTEC.

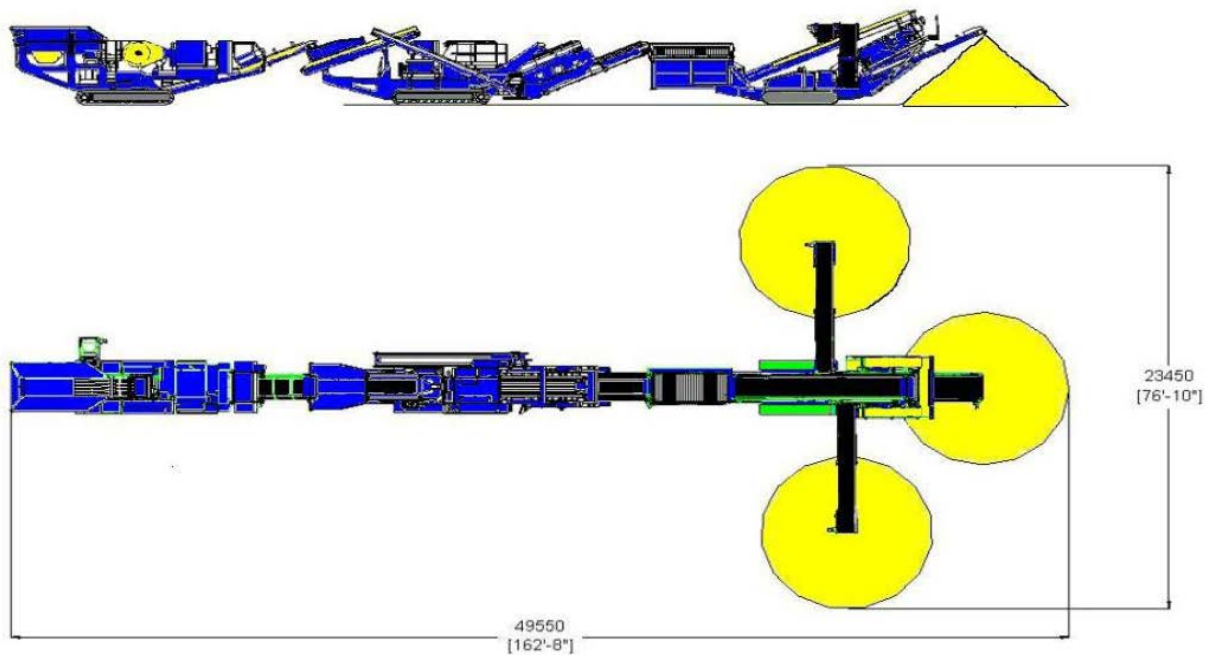


Рис.1.4 загальний вигляд компоновки обладнання установки фірми FINTEC.

На рисунку 1.5 приведена мобільна дробильно-сортувальна установка СМ-739/740

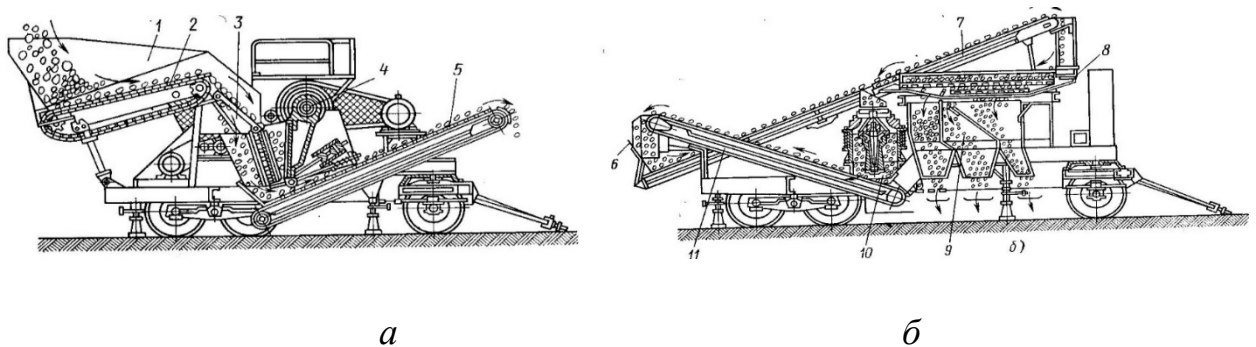


Рис.1.5. Схема мобільної дробильно-сортувальної установки:
а – агрегат первинного подрібнення; б – агрегат вторинного подрібнення і сортування

Дробильно-сортувальна установка складається із агрегату СМ-739 для первинного подрібнення (рис. 1.5, а) і агрегату СМ-740 для вторинного подрібнення і сортування(рис. 1.5, б).На агрегаті первинного подрібнення (рис. 1.5, а) в бункер 1 завантажується щебінь, який конвеєром 2 лотком 3 подається в щоківу дробарку 4 і після подрібнення конвеєром 5 подається у воронку 6 (рис. 1.5, б) на конвеєр 7 агрегату вторинного подрібнення.

Подрібнений матеріал із конвеєра 7 поступає на вібраційний грохот 8, де розділяється на фракції. Під решітний продукт зсипається в бункери 9, а над решітний потрапляє в конусну дробарку 10, де подрібнюється і конвеєром 11 транспортується в бункер 6, щоби знову попасти на грохот 8, там підлягає розділенню та якщо залишилися куски щебню, які не пройшли крізь отвори сита грохоту знову поступають в конусну дробарку. Тобто агрегат працює в замкнутому циклі. На рисунку 1.6 приведено загальну будову рухомої дробильно – сортувальної установки NW80 200HPS компанії Metso (рис. 1.7.), яка є типовою для всіх інших виробників.

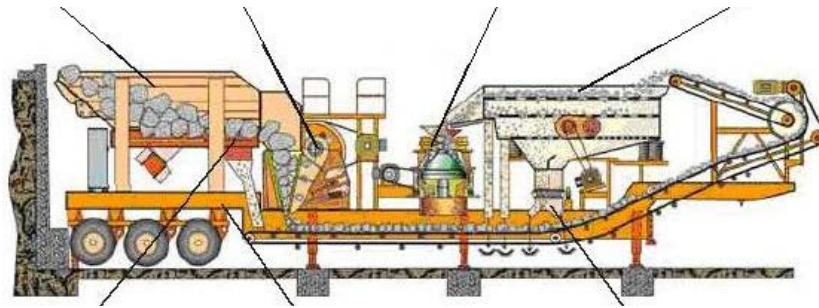


Рис. 1.6. Загальна будова мобільної дробильно-сортувальної установки NW80 200HPS компанії METSO.

Висхідний матеріал подається екскаватором у вібраційний живильний бункер з регульованою швидкістю, проходячи через обдирний колосниковий грохот частина матеріалу відсіюється (природній дріб'язок) і потрапляє на конвеєр інша частина (основна 700 мм) матеріалу потрапляє в щоківу дробарку С80, де подрібнюється і потрапляє на основний конвеєр і разом з природнім дріб'язком подається на горизонтальний вібраційний грохот з еліптичним рухом і трьома деками, які розподіляють просіяний матеріал на фракції, над решітний матеріал потрапляє в конусну дробарку вторинного подрібнення і знову на конвеєр, який замикає цикл. Готовий продукт розділяється на фракції і подається конвеєрами на місця відвантаження. Варіант компоновання для замкнутого циклу установки зображений на рис. 1.7.

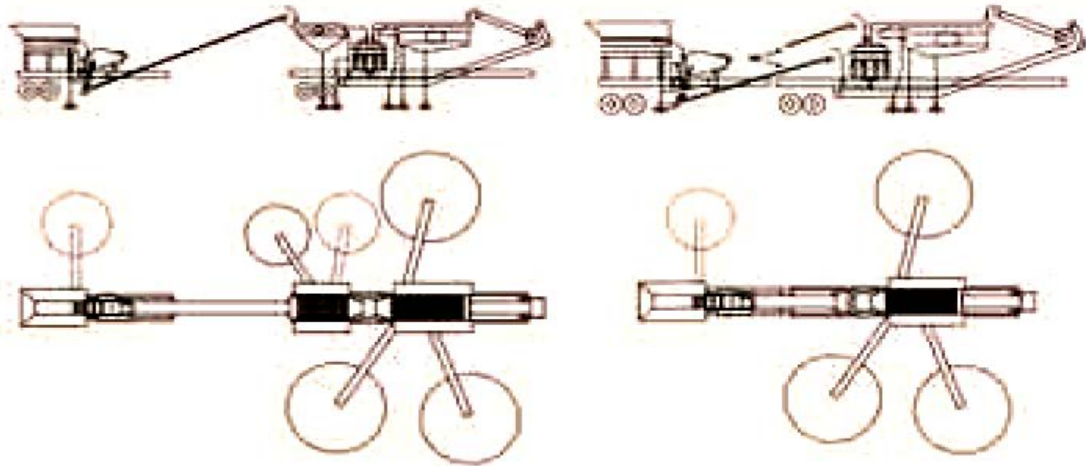


Рис. 1.7. Варіант компонування для замкнутого циклу дробильно-сортувальної установки NW80 200HPS компанії METSO

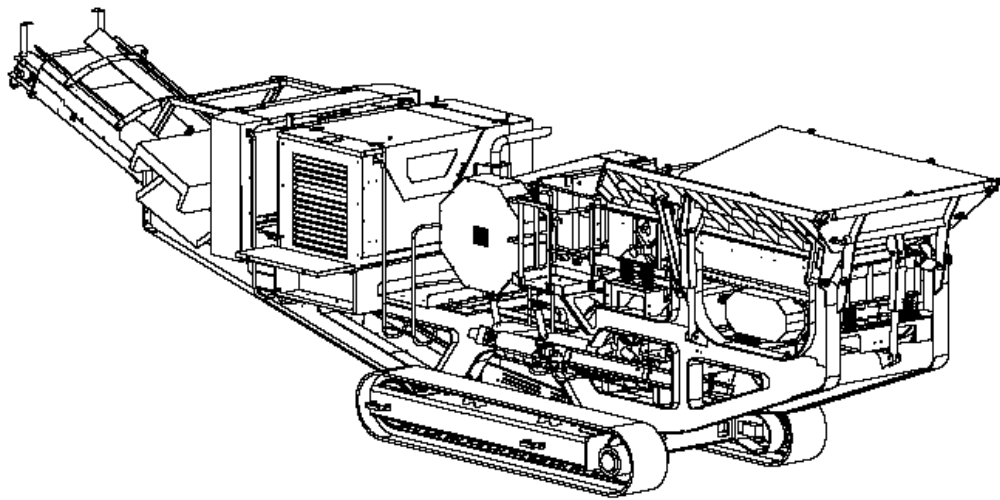
Компанія Metso також випускає широкий спектр мобільних дробильних установок з однією стадією подрібнення, які об'єднують між собою, разом з мобільними грохотами, для отримання двох- або трьохстадійного виробництва щебеню, в відкриті або замкнуті цикли. Характеристики основних установок подані в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Мобільні дробильні установи Lokotrack компанії Metso

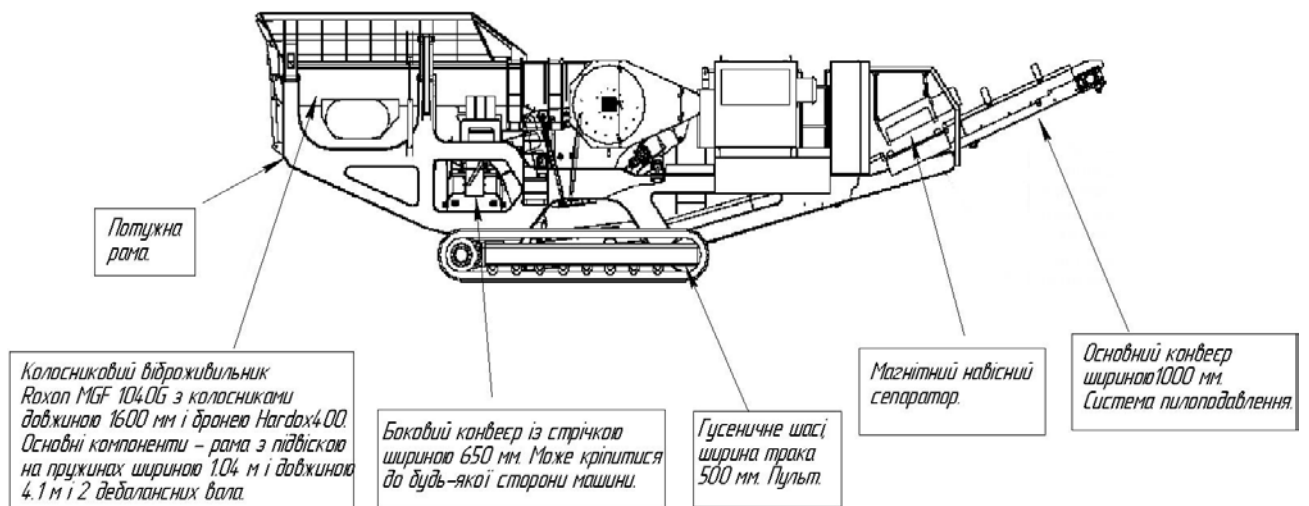
Установки Lokotrack	LT110	LT3054	LT125	LT1315	LT1415
Щокова дробарка	NordbergC1 10	NordbergC3 054	NordbergC1 25	NordbergNP 1315	NordbergN P1415
- завантажувальний отвір, мм	1100×850	1375×760	1250×950	1540×930	1540×1320
- ширина розвантажувального отвору, мм (тверді породи)	70-170	70-170	-	60-150	60-200

Живильний бункер	-	-	B13-50-3V	-	-
- об'єм, м ³	7	7	11	8	8
- ширина, мм	2750	2750	3350	2750	2750
Колосниковий живильник	NordbergV F544-2V	NordbergV F544-2V	NordbergB1 3-50-3V		-
- довжина, мм	4400	4400	5000		-
- ширина, мм	1300	1300	1300		-
Марка двигуна	Caterpillar C-13	Caterpillar C-13	Caterpillar C-12	Caterpillar C-15	Caterpillar C-15
Потужність, кВт	310	310	317	403	403
Максимальна продуктивність, т/год	900	900		900	900
Транспортні розміри					
Довжина, мм	17400	17400	16000	18000	18000
Ширина, мм	3500	3500	3500	3500	3500
Висота, мм	3800	3800	4430	3800	4250
Вага, кг	66000	66000	86000	60000	66000

На рис.1.8 зображено загальний вигляд мобільного дробильного комплексу Fintec1107.



a

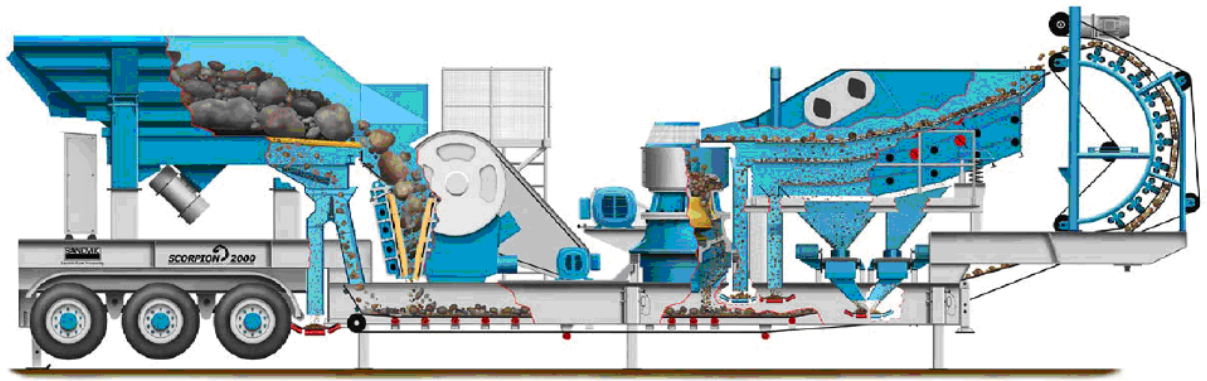


б

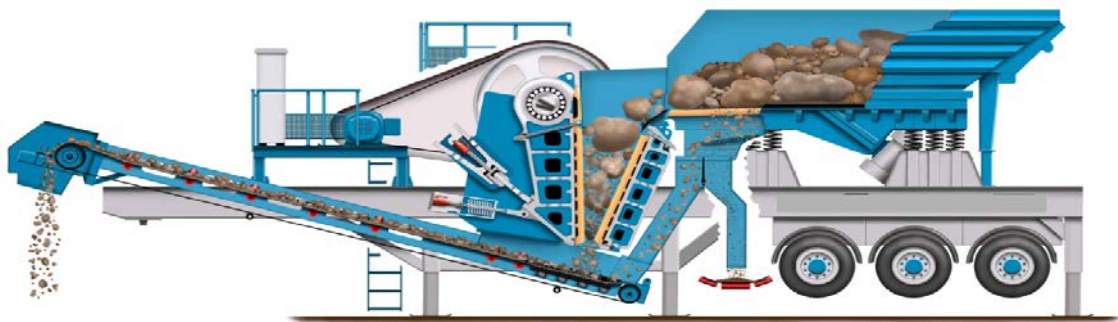
Рис. 1.8 Мобільна дробильно – сортувальна установка Fintec11076:
а- загальний вид; б- схема будови.

Установка складається з рами, колосникового віброживильника з колосниками довжиною 1,6 м, віброживильник вкритий бронею, яка захищає від зносу. За віброживильником розташована шоків дробарка шведської фірми Sandvik Real J11, під колосниками віброживильника розташований боковий конвеєр для відводу відсіяного дріб'язку. Основний конвеєр, розташований під дробаркою, подає подрібнений матеріал на мобільний дробильний комплекс другої стадії подрібнення (Fintec1080 з конусною

дробаркою) або на мобільний грохот (Fintec542). Періщен9ня комплекс здійснює за допомогою гусеничного шасі. Колосниковий віброживильник має привід від гідромотора. Живильник працює в автоматичному режимі, зупиняючись і запускаючись по сигналу від датчика рівня. Коли об'єм матеріалу в дробильній камері починає перевищувати певний рівень, промінь сенсора уривається, і після наперед запрограмованого проміжку часу, живильник відключається. Коли ж рівень матеріалу опускається нижче за рівень променя, живильник запускається знов, після наперед запрограмованого проміжку часу. Залежно від конкретного застосування, ці тимчасові затримки необхідно регулювати. Ці регулювання здійснюються з управляючої панелі технічного обслуговування, яка розташована усередині головної панелі управління. Живильний вузол добре реагує навіть при повному лотку без десинхронізації. За допомогою передньої опорної ноги блока подачі вдалось уникнути, як монтажних клинів, які є складними в установці, так і верхньої балки, яка заважає завантажувальному пристрою при очищенні подаваного матеріалу. Кесонні покриття днища живильного вузла допомагають уникнути деформацій з часом. Бокові пластини повністю пригвинчені з метою уникнення зварних швів, через які після довгої експлуатації стаються розриви. Перепускний жолоб оснащений резиновими бортами з метою усунення зносу і закупорки, яка може виникнути в середині. Дробильно- сортувальна установка Sandvik UD210 (рис. 1.9,а) призначена для виробництва чотирьох різних фракцій та складається в основному з таких частин: вібраційний живильник, колосниковий грохот, щокова дробарка, конусна дробарка, вібраційний грохот, стрічковий конвеєр. Дробильно- сортувальна установка Sandvik UJ310 (рис. 1.9,б) має подібну конструкцію за виключенням конусної дробарки і призначена для виробництва трьох різних фракцій.



а



б

Рис. 1.9 Дробильно- сортувальні установок фірми Sandvik (Швеція):
а- UD210; б- UJ310

1.3 Оцінка технологічних параметрів існуючих установок для дроблення та сортування матеріалів

За рекомендацією роботи[5] для оцінки технологічних параметрів досліджуваних дробильно – сортувальних установок приймаємо наступні критерії:

- критерій оцінки впливу маси на продуктивність

$$\frac{\Pi}{m} = K_1 (\rightarrow \max). \quad (1.1)$$

- критерій впливу витрат енергії на продуктивність ($\rightarrow \max$).

$$\frac{\Pi}{P} = K_2 \quad (1.2)$$

-критерій впливу потужності на масу ($\rightarrow \min$).

$$\frac{m}{P} = K_3 . \quad (1.3)$$

Як показав огляд досліджуваних дробильно – сортувальних установок їх можна об'єднати в три групи:

- одно стадійні дробильні установки із шоковою дробаркою;
- одно стадійні дробильні установки із конусною дробаркою;
- двостадійні дробильно – сортувальні установки із поєднанням в систему шокова дробарка - конусна дробарка - грохот.

Здійснивши за приведеними критеріями числові розрахунки отримуємо наступні результати для досліджуваних логістичних систем.

Одно стадійні дробильні установки із шоковою дробаркою

Перший критерій - $K_1= 8,48$; фірма, Lokotrack LT110 Metso (Фінляндія).

Другий критерій - $K_2=1,8$; фірма, Lokotrack LT110 Metso (Фінляндія);

Третій критерій - $K_3=0,153$; фірма, UJ640 Sandvik (Швеція).

Одно стадійні дробильні установки із конусною дробаркою

Перший критерій $K_1=8,09$; фірма, Lokotrack LT300GP Metso (Фінляндія);

Другий критерій $K_2=1,28$; фірма: NW100HPS Metso (Фінляндія);

Третій критерій $K_3=0,1$, фірма:Lokotrack LT200HP Metso (Фінляндія).

Двостадійні дробильно – сортувальні установки

Перший критерій $K_1=2,21$ фірма: NW95 200HPS Metso (Фінляндія);

Другий критерій $K_2=0,38$ фірма: NW95 200HPS Metso (Фінляндія);

Третій критерій $K_3=0,11$) фірма: UD210 Sandvik (Швеція).

Виходячи із вимог критеріїв, за якими критерій оцінки впливу маси на продуктивність та критерій впливу витрат енергії на продуктивність мають бути максимальними, а критерій впливу потужності на масу має бути мінімальним можна зробити наступні висновки.

1. За першими двома критеріями більш ефективними є дробильно – сортувальні установки NW95 200HPS фірми Mets.
2. За третім критерієм кращим є комплекс UD210 фірми Sandvik.
3. В якості прототипу формування енергоощадної логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів вибираємо зазначені в висновках установки.

1.4 Висновки по розділу. Постановка задач дослідження

1. Здійснений аналіз загальних підходів до формування логістичної системи та їх характеристик засвідчив, що дробильно – сортувальні установки є класичними представниками систем виробничої логістики.
2. Дробильно – сортувальні установки представляють собою логістичні системи, в комплекті яких входять дробарка та грохот і є підсистемами, які володіють своїми властивостями та реалізують відповідні процеси.
3. Здійснена оцінка існуючих конструктивних рішень установок для дроблення та сортування матеріалів.
4. На основі розрахунків критеріїв технологічних параметрів існуючих установок для дроблення та сортування матеріалів вибрані прототипи формування енергоощадної логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів.

Постановка задач дослідження.

Виконаний огляд і аналіз дробильно – сортувальних установок та розрахунки їх основних показників дозволив сформулювати наступні основні задачі дослідження: здійснити оцінку та аналіз конструктивних та технологічних параметрів логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів; описати фізику процесів дроблення та сортування матеріалів; провести теоретичні дослідження для розробки методики визначення раціональних параметрів обладнання; здійснити розрахунки у відповідності до завдання магістерської роботи; передбачити та описати заходи техногенної безпеки та умови безпечної експлуатації обладнання для дроблення та сортування матеріалів.

Розділ 2. Теоретичні дослідження логістичної системи

«дробарка – грохот»

2.1 Фізика процесів та методи визначення енергії на дроблення матеріалів

Подрібненням називають процес розділення породи на частини, коли механічним чи іншим способом долаються сили зчеплення між частинками породи і утворюються нові її поверхні. Способи дроблення та машини, які здійснюють ці процеси приведені на рисунку 2.1

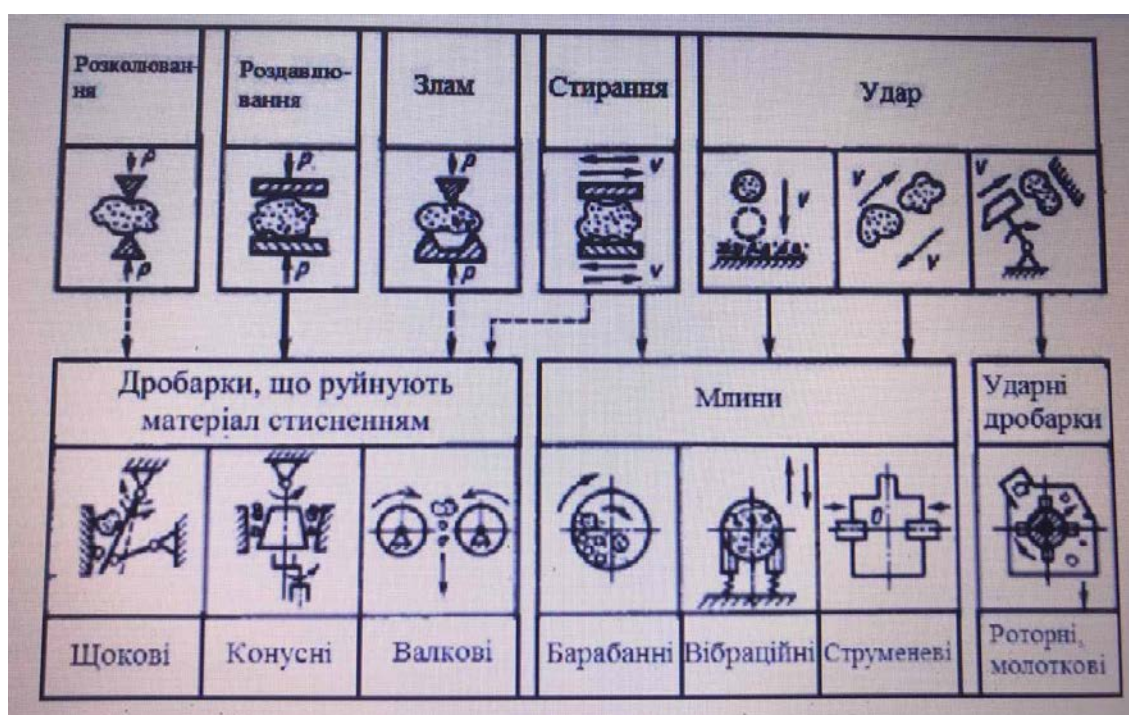


Рис.2.1 Способи дроблення матеріалів.

Механіка дроблення і фізичні явища, які при цьому відбуваються, дуже складні. Дійсно, міцність, форма, щільність, стан поверхні кам'яної сировини так, як і форма подрібнювальних частин машини, траєкторія і швидкість руху, різні сполучення цих та інших факторів, роблять процес подрібнення таким, що не піддається математичному описанню. Вважається[1], що є два види сил зчеплення — сили, що діють всередині частинок породи, і сили, що діють між частинками. Очевидно, що на процес подрібнення вирішальний вплив мають

сили, що діють між частинками (міжкристалічні сили), оскільки руйнування відбувається у найбільш слабких місцях — площинах спайності. Величина цих міжкристалічних сил визначається різноманітними факторами і не піддається точному визначенню. Складність процесу подрібнення, яка виключає можливість створення єдиної універсальної теорії, зумовила появу різних гіпотез, так званих теорій подрібнення. До них належать гіпотези Реттінгера, Кірпічова — Кіка, Бонда та ін. Розглянемо більш детально ці закони.

Закон поверхонь. Закон поверхонь, запропонований П. Ріттінгером формулюється наступним чином: “Робота затрачена на подрібнення, прямо пропорційна поверхні кусків продукту, отриманої в процесі подрібнення”

$$A_{y\partial} = k \cdot \Delta S_{y\partial}, \quad (2.1)$$

де: k – коефіцієнт пропорційності, Нм/м²;

$\Delta S_{y\partial}$ - величина новоутвореної поверхні, м²;

При подрібненні кубічного куска розміром D з визначеною ступінню подрібнення i величина новоутвореної поверхні буде рівна:

$$\Delta S_{y\partial} = 6 \left(\frac{D}{i} \right)^2 \cdot \frac{D^3}{\left(\frac{D}{i} \right)^3} - 6D^2 = 6D^2(i-1), \quad (2.2)$$

де: $\frac{D}{i}$ - розмір кубічного куска подрібненого продукту;

$\frac{D^3}{\left(\frac{D}{i} \right)^3}$ - кількість кубічних кусків, утворених при подрібненні із

вихідного куска.

Робота подрібнення одного куска буде дорівнювати:

$$A_{y\partial} = k \cdot \Delta S_{y\partial} = 6k(i-1)D^2 = k_r D^2. \quad (2.3)$$

Цей закон застосовують у тих випадках коли степінь подрібнення матеріалів досягає вельми великих значень, а об’єм подрібнюваного тіла відносно невеликий, тобто при тонкому помелу.

Закон об'ємів. Закон подрібнення Кіка- Кірпічева, що був названий законом об'ємів: “Енергія, необхідна для однакового подрібнення форми геометрично подібних тіл, пропорційна об'ємам або масам цих же тіл”.

$$A = \frac{\sigma_{cm}^2 \cdot V}{2E}, \quad (2.4)$$

де: A – робота деформації, Нм;

σ_{cm} - межа міцності, Н/м²;

E – модуль пружності при стиску, Н/м².

Якщо прийняти $k_K = \frac{\sigma_{cm}^2}{2E}$ - коефіцієнт пропорційності, то формулу можна

записати в такому вигляді:

$$A = k_K V = k_K D^3, \quad (2.5)$$

де k_K - коефіцієнт пропорційності, Нм/м³;

V – об'єм кубічного куска з ребром D .

Ф. Бонд вважав, що повна робота повинна включати роботу деформації і утворення нових поверхонь. Теорія Бонда вказує на те, що енергія, яка передається тілу при стиску, розподіляється спочатку по його масі і відповідно пропорційна D^3 , але з моменту початку утворення на поверхні тріщин ця енергія концентрується на поверхні у країв тріщин, і тоді вона пропорційна D^2 . На цій основі приймається, що робота руйнування пропорційна середньому геометричному із об'єму і поверхні куска:

$$A = k_{np} \sqrt{D^3 D^2} = k_{np} D^{2.5}, \quad (2.6)$$

де: A – робота, затрачувана на подрібнення;

D – лінійний розмір куска;

k_{np} – коефіцієнт пропорційності.

Закон Бонда застосовується в основному для зони, яка лежить між зонами мілкового дроблення і грубого помелу.

П.А.Рєбіндер об'єднав закони Рітінгера і Кірпічева-Кіка, вважаючи, що руйнування настає після деформації куска і повна робота дроблення дорівнює сумі роботи деформації і роботи утворення нових поверхонь.

Основні положення теорії Ребіндера наступні: при деформації твердих тіл в період, безпосередньо передуючий його руйнуванню, тобто в період пружних і пластичних деформацій, накопичується об'ємна енергія, яка при досягненні критичного значення приводить до руйнування твердих тіл. Фізично цей процес виражається в утворенні тріщин в місцях дефектів структури матеріалу, по яким і відбувається руйнування. Закон П.А.Ребіндера математично можна виразити в наступному вигляді:

$$A = k_{np.1}\Delta F + k_{np.2}\Delta V, \quad (2.7)$$

де: A - робота, затрачувана на руйнування твердого тіла, дж;

$k_{np.1}$ – коефіцієнт пропорційності, н/м;

ΔF - новоутворена при руйнуванні поверхня, м²;

$k_{np.2}$ – коефіцієнт пропорційності, н/м²;

ΔV - деформована частина об'єму тіла, м³.

Аналізуючи вище приведені закони, необхідно виділити наступне: закон Кірпічева-Кіка враховує затрати енергії на пружну, а потім пластичну деформацію тіла і зовсім не враховує витрат енергії на утворення нових поверхонь, на подолання сил зовнішнього і внутрішнього тертя, на втрати енергії, пов'язані з акустичним, електричним і тепловим явищем. Закон Ріттінгера, навпаки, не враховує затрати енергії на пружну і пластичну деформації тіла і враховує тільки витрати енергії для утворення нових поверхонь.

З вище сказаного випливає, що при процесах дроблення, коли утворення нових поверхонь практично незначне, слід застосовувати закон Кірпічева-Кіка. У випадку помелу матеріалу при інтенсивному утворенні нових поверхонь ця гіпотеза майже не застосовується.

З вище приведених законів слід зазначити, що не один з них не дає точного уявлення про руйнування матеріалу. Закон Ріттінгера враховує степінь подрібнення, обумовлену приростом новоутворених поверхонь, але до теперішнього часу ще не визначена одинична робота A_0 , яка відповідає одиниці приросту поверхні для різних матеріалів.

Закон Кірпічева-Кіка враховує роботу деформацій до моменту отримання першої тріщини, але не враховує степінь подрібнення.

По закону Ребіндера враховуються степінь подрібнення і робота деформації, але не вказані методи визначення кількості циклів повторень знакозмінних зусиль для повного руйнування матеріалу.

При цьому всі розглянуті закони ґрунтуються на процесі подрібнення тіл правильної геометричної форми під дією рівномірно розподілених стискаючих навантажень, фактично ж руйнування матеріалу відбувається під дією зосереджених навантажень. Тому застосування законів для розрахунку дробильно-помольних машин ускладнене і потребує введення додаткових поправочних коефіцієнтів.

Проте можливість їх застосування в розрахунках машин стримується у зв'язку з відсутністю складових параметрів формул, що пропонуються. В основному ці формули є залежностями між затрачуваною роботою та окремими характеристиками матеріалу, що подрібнюється (поверхнею, об'ємом, масою).

2.2 Фізика процесів сортування матеріалів

Процес сортування на грохотах здійснюється як заключна операція після дроблення для отримання кам'яних однорідних матеріалів за величиною зерен, які використовуються в будівництві безпосередньо або як компоненти для приготування цементобетонних або асфальтобетонних сумішей. Сортування також може виконуватися як підготовча операція перед дробленням або як проміжна операція між послідовними стадіями дроблення. Як підготовча або проміжна операція сортування має на меті виділити або великі шматки, що не піддаються дробленню, або дрібні шматки (зерна), які не потребують дроблення на дробарках даного типу та розміру.

Вихідний матеріал, що складається з зерен різного розміру, що надходить на сито (решето або колосникові ґрати), при правильному підборі величини отворів поділяється на дві частини. Частина зерен вихідного матеріалу, розмір

яких менше розміру отворів, провалюється через поверхню, що просіває, і утворює нижній або підрешетний продукт. Зерна, що залишилися на поверхні, що просіває, утворюють верхній або надрешетний продукт. Так як розмір отворів поверхні, що просіває, як правило, трохи відрізняється від граничного розміру, за яким потрібно зробити поділ вихідного матеріалу, то вводяться поняття "клас" і "фракція". Класом називається сукупність зерен, граничний розмір яких визначається розмірами отворів поверхні, що просіває. Всі зерна, що мають розмір менше розміру отворів поверхні, що просіває, по відношенню до неї відносяться до нижнього класу, а мають розмір більше розміру отворів - до верхнього класу. Фракцією називається сукупність зерен, граничний розмір яких визначається граничним розміром, яким потрібно зробити поділ. Усі зерна, що мають розмір менше граничного розміру, за яким потрібно зробити поділ, відносяться до нижньої фракції. Всі зерна, що мають розмір більший за граничний розмір, відносяться і верхньої фракції. Оскільки розмір отворів поверхні, що просіває, відрізняється від граничного розміру, а поділ у виробничих умовах ніколи не буває повним, то як підрешетний, так і надгратний продукти, отримані при грохоченні, можуть містити зерна як нижньої, так і верхньої фракції. Підрешетний продукт складається в основному із зерен нижньої фракції. Зерна верхньої фракції в підрешетном продукті засмічують. Верхній продукт складається в основному з зерен верхньої фракції, а зерна нижньої фракції засмічуються. У той самий час підрешетний продукт не може містити зерна верхнього класу, а надрешетний може містити домішка зерна нижнього класу. Таким чином, грохот на одному ситі або решеті з одним розміром отворів дозволяє отримати з деяким ступенем засміченості дві фракції. Якщо однорідність зернового складу отриманих (фракцій недостатня, виникає необхідність розсортувати вихідний матеріал на більшу кількість фракцій. Це можна зробити, використовуючи кілька сит або решет з різними розмірами отворів. При цьому слід мати на увазі, що якщо одне сито дозволяє отримати дві фракції, то кожне наступне сито, що відрізняється розмірами отворів, збільшує кількість отриманих фракцій на

одну фракцію. Таким чином, якщо сортування відбувається на n ситах, що відрізняються розмірами отворів, отриманих фракцій буде n . У більшості випадків грохоти мають від одного до трьох сит або решета, що працюють одночасно і відрізняються розмірами отворів. Це дозволяє одночасно отримувати від двох до чотирьох фракцій. У разі одночасного використання декількох сит або решета, що відрізняються розмірами отворів, послідовність їхнього розташування може бути різною. На рис. 1 показано варіанти можливого розташування сит у грохоті: "а" - послідовне розташування сит, за якого вихідний матеріал надходить на найдрібніше сито, а на велике потрапляє в останню чергу (такий варіант іноді називають "від дрібного до великого"); "б"- паралельне розташування сит, за якого вихідний матеріал потрапляє на найбільше сито і в останню чергу на дрібне ("від крупного до дрібного"); "в" - змішане розташування сит, за якого вихідний матеріал надходить на сито з отворами середнього розміру.

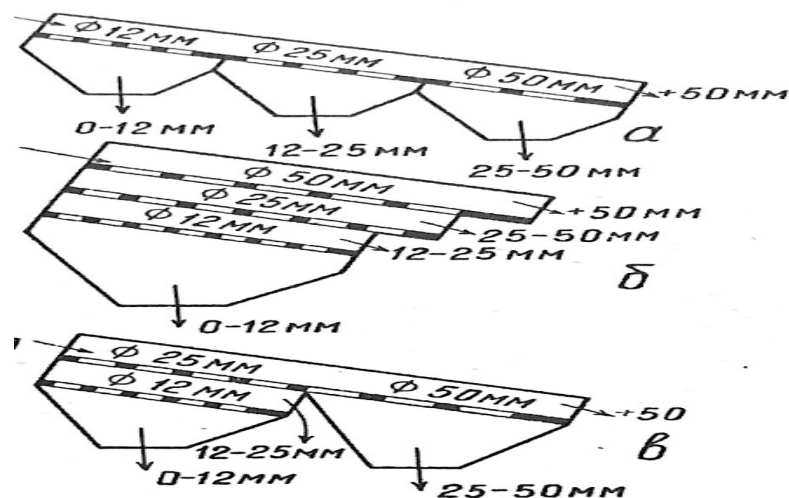


Рис.2.2. Варіанти розташування сит.

При послідовному розташуванні всі сита легко доступні для огляду, ремонту або заміни. Недоліком такого розташування є те, що весь вихідний матеріал потрапляє на дрібне і, як правило, менш міцне сито. У результаті воно швидко зношується і сильно перевантажується, що знижує якість сортування. При паралельному розташуванні сит ці недоліки відсутні. Крім того, паралельне розташування забезпечує більшу компактність, тобто менші

габарити машини. Недоліком паралельного розташування є ускладнений доступ до нижніх сит для їхнього огляду, ремонту або заміни. Крім того, скупчений вихід фракцій створює деякі конструктивні труднощі, пов'язані з розташуванням пристроїв, що приймають ці фракції. Змішане розташування сит займає проміжне місце. Решета, сита і колосникові решітки є робочими органами грохотів, які безпосередньо здійснюють процес сортування. Решета виготовляють зі сталевих листів завтовшки від 3 до 12 мм, у яких просвердлені або видавлені отвори. Отвори бувають круглої, прямокутної (щілиноподібної), квадратної або багатокутної форми. Сита виготовляють із дротів. Для сортування кам'яних будівельних матеріалів застосовують дріт зі зносостійкої стрічки, які й відбувається просіювання матеріалу, що сортується. Ширина щілин визначає розмір отворів колосникової решітки. У поперечному перерізі форма колосників буває досить різноманітною. Найпростіший і найдоцільніший за формою перетин колосників - трапецеїдальний. Такої форми перетин забезпечує розширення щілин зверху вниз і зменшує можливість застрявання окремих шматків між колосниками. Колосникові решітки застосовуються для сортування крупнокускових матеріалів.

Сутність механіки процесу сортування полягає у проходженні певної частини вихідного гірського матеріалу крізь отвори сита або решета грохоту, забезпечуючи, таким чином, розділення на розміри (фракції) матеріалу, як кінцевого продукту, передбачуваного для тої чи іншої технології. При всій простоті конструкції грохота та сутності механіки робочого процесу, виникають значні труднощі при визначенні як конструктивних так і режимних параметрів грохоту. Так, при математичному опису руху грохоту застосовуються різні підходи [1], що і є результатом існуючої величезної кількості конструктивних рішень грохотів та їхніх параметрів. Пояснюється це очевидним фактом виникаючої складності процесу врахування маси матеріалу в розрахунках параметрів грохота, наявністю такого явища, як "засміченість" отворів сит грохота [1], визначення істинної продуктивності [1].

Такий підхід змушував довгий час користуватися емпіричними залежностями для визначення параметрів грохотів [1], що виведені на основі оброблення результатів експериментальних досліджень. Достовірність таких залежностей є дійсною виключно в рамках застосованих параметрах та конструктивних характеристиках робочого процесу сортування, використання того чи іншого матеріалу, з тим чи іншим гранулометричним складом

2.3 Обґрунтування та вибір логістичної систем «дробарка – грохот»

Дробильно – сортувальні установки, як логістичні системи за основними показниками: по продуктивності, за видом будови, за кількістю агрегатів, за типом приводу машин.

По продуктивності:

установки малої продуктивності (до 10 т/ч);

установки середньої продуктивності (до 50 т/ч);

установки великої продуктивності (більше 50 т/ч);

за видом будови:

переміщувані установки;

самохідні установки;

збірно-розбірні перенесні установки;

за кількістю агрегатів:

одноагрегатні пересувні установки;

двоагрегатні пересувні установки;

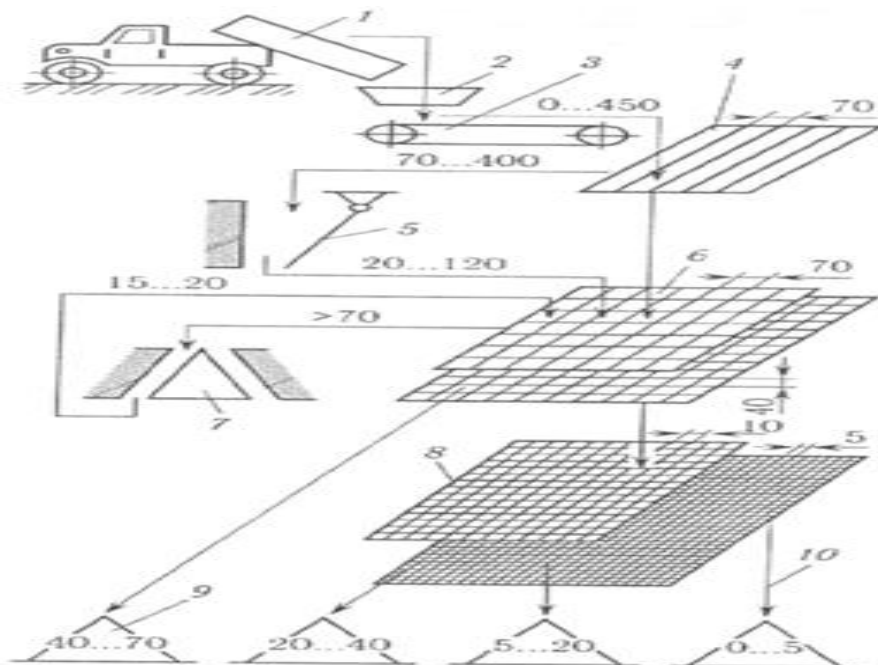
багатоагрегатні пересувні установки;

за типом приводу машини:

установки з електричним приводом;

установки з дизельним приводом;

установки з комбінованим приводом.



a

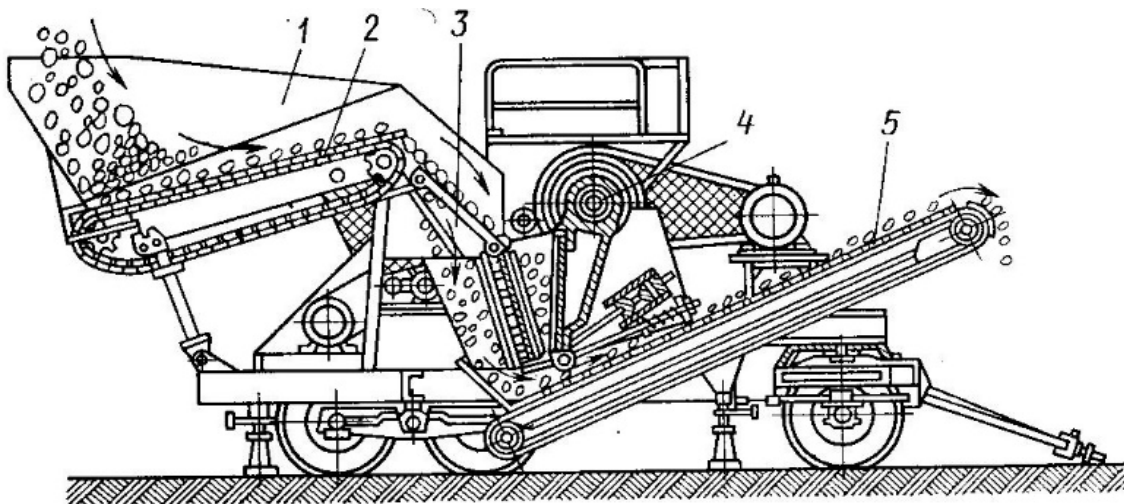


Рис.2.3 Обрана логістична система «дробарка – грохот» для її дослідження:
а – технологічна схема: 1 –автомобіль; 2 –воронка; 3 –пластинчатий конвеєр;
4 –колосниковий грохот; 5 –дробарка зі складним рухом щоки; 6,8 –грохоти;
7 –конусна дробарка; б –конструктивна схема: 1,3 –воронка;
2,5 –пластинчатий конвеєр; 4 –дробарка зі складним рухом щоки.

2.4 Загальні розрахунки логістичної систем «дробарка – грохот»

Вихідними даними для розрахунку логістичної системи «дробарка – грохот» є продуктивність і гранулометричний склад продуктів подрібнення. Розрахунок здійснюємо за методикою [1] у такій послідовності.

Визначаємо кількість щєбню, що відсіюється на колосниковому грохоті:

$$P_k = \frac{P_{\text{год}}(d_2 - d_1)}{D} E_k, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (2.8)$$

де $P_{\text{год}}$ — годинна продуктивність грохота; d_2, d_1 — граничні розміри матеріалу, що сортуються. Для нашої вибраної системи (рис. 2.3) це $d_2 - d_1 = 70 - 40 = 30$ мм.; D — максимальний розмір кусків гірської маси; E_k — ефективність грохочення (для колосникових грохотів $E_k = 0,6 \dots 0,7$) [1].

Розраховуємо продуктивність дробарки на першій стадії, а потім за [1] обираємо конкретний вид дробарки, яка забезпечує цю продуктивність з урахуванням вихідного отвору. Для нашої системи загальна продуктивність 40 м³/год. Тоді

$$P_{\text{др}} = \frac{40(400 - 70)}{400} = 33 \text{ (м}^3/\text{год)}.$$

Щодо розміру розвантажувального отвору, то він залежить від величини вихідного продукту (в нашому випадку 70 мм), з урахуванням можливого ступеня подрібнення ($i = 400/70 \approx 5,7$; умова для щєкових дробарок виконується) [1].

Для визначення фракційного складу подрібнення щєбню за графіком зернового складу (рис. 2.4), де по осі ординат відкладають відносну продуктивність, а по осі абсцис — відношення для верхньої та нижньої границь фракції: $x = \frac{d}{l}$ (d — границя фракції, мм; l — ширина розвантажувального отвору дробарки, мм). Взагалі такі графіки будують на основі експерименту з допомогою ситового аналізу [1].



Рис. 2.4. Графіки зернового складу продуктів подрібнення щокковими дробарками.

Встановлення дробарки на другій стадії подрібнення. Добирають продуктивністю, яка повинна забезпечити переробку матеріалу, що надходить до машини із сита проміжного грохота, а також розміром максимального куска матеріалу отриманого після подрібнення на першій стадії

$$D_{rm} = l_{щ} R_m, \quad (2.9)$$

де $l_{щ}$ — розмір розвантажувальної щілини дробарки першої стадії; R_m — максимальна відносна величина кусків.

За графіками залежності і складу окремих фракцій від розміру розвантажувальної щілини (рис. 2.4) визначаємо вміст і кількість щєбню заданих фракцій після другої стадії подрібнення. Пропускна спроможність дробарки в замкнутому циклі враховує додаткове (циркуляційне) навантаження від матеріалу, що повертається до дробарки:

$$\Pi_{п} = \frac{\Pi_0}{1-q}, \quad (2.10)$$

де P_n — потрібна продуктивність дробарки, $m^3/год$; P_0 — потік матеріалу, що надходить до дробарки з проміжного грохота після першої стадії подрібнення; q — частка циркуляційного навантаження.

Вважаючи, що після повторного подрібнення матеріал рівномірно розподіляється за фракціями, остаточно визначають гранулометричний склад продуктів подрібнення. Додавши до кількості готових фракцій щебню, отриманих після другої стадії подрібнення, кількість готових фракцій щебню, отриманих після першої стадії подрібнення і відокремлених на проміжному грохоті, мають остаточно кількісний склад щебню заданих фракцій. Згідно з прийнятою технологічною схемою (рис.2.3) обираємо схему грохоту, а потім на основі аналізу і його конструкцію.

2.5 Висновки по розділу

1. Приведена фізика процесів дроблення матеріалів засвідчує, що на теперішній час відсутня загальноприйнята модель процесу подрібнення
2. Розкрита сутність фізики процесів сортування матеріалів.
3. Здійснено обґрунтування, вибір та загальні розрахунки логістичної систем «дробарка – грохот»

Розділ 3. Дослідження та розрахунки параметрів і режимів дробарки та грохоту

3.1 Дослідження технологічних та конструктивних параметрів дробарки

Основні типи машин для подрібнення приведені на рисунку 3.1, а схеми найбільш застосованих щоківих дробарок на рисунку 3.2.

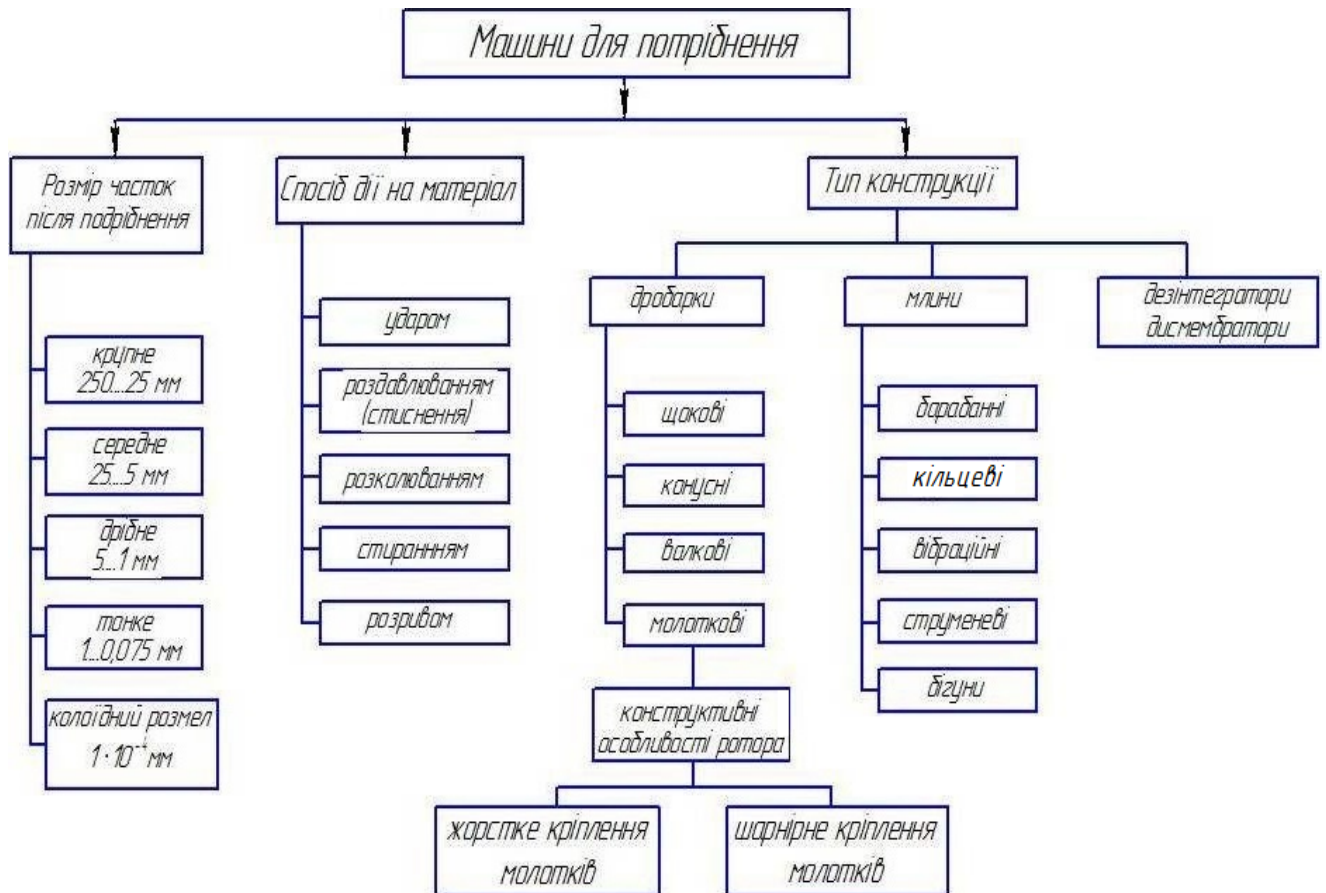


Рис.3.1 Основні типи дробарок.

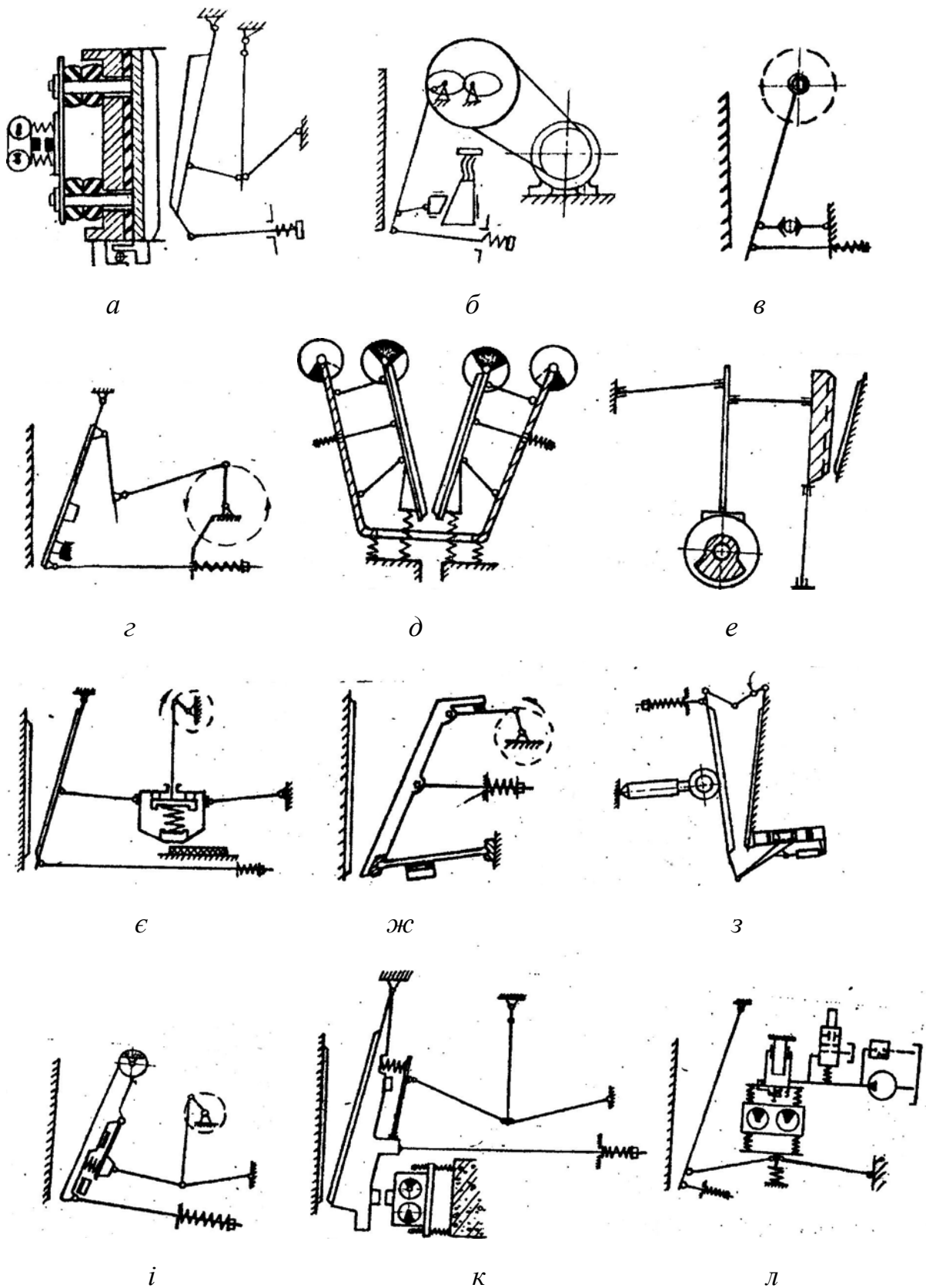


Рис.3.2. Схеми конструкцій щоківих дробарок.

Вперше щоква дробарка запропонована А.Блеком (Великобританія) в 1858[1]. Як слідує із наведених схем конструкцій щоківих дробарок

пропозиції направлені на намагання покращити процеси подрібнення (рис.3.2,в,д,ж,з) та зменшити енергоємність (рис.3.2, а- д). Разом з тим, є ускладнені конструкції в частині приводів дробарки(рис.3.2, а, г, є - л). Огляд та аналіз засвідчують, що найбільш простою є дробарка із складним рухом щоки. До основних переваг дробарок щокових зі складним рухом щоки відносяться: більша компактність та простота конструкції; робочий хід становить - близько $4/5$ оберту приводного ексцентрикового вала, що підвищує продуктивність і зрівноважує коливання рухомих частин; менші габарити дробарки, в порівнянні з дробаркою з простим рухом щоки і менша потужність приводного двигуна що зменшує витрати; шматки матеріалу після подрібнення мають більш округлу форму.

Таким чином, в роботі прийнята для дослідження та визначення параметрів дробарка із складним рухом щоки (рис.3.3).

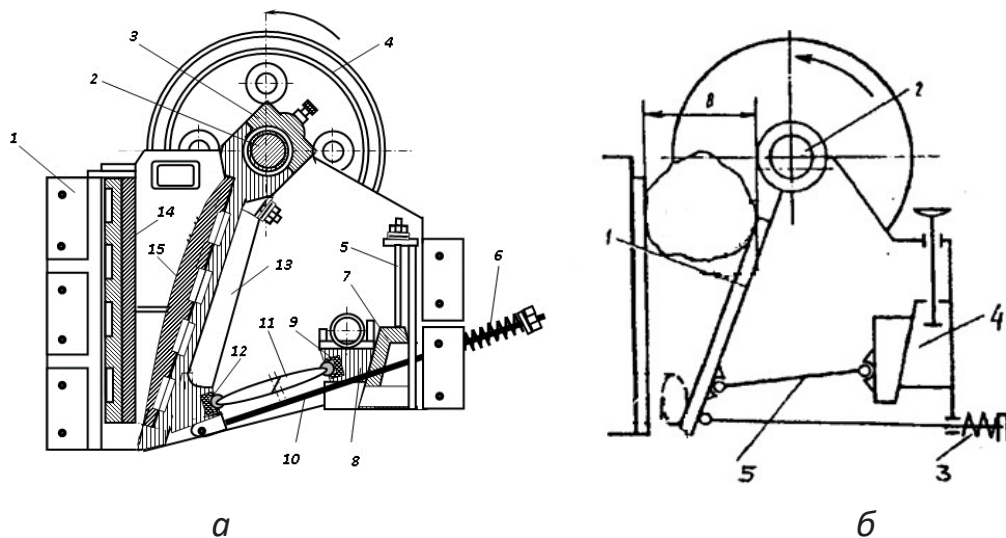


Рис.3.3.Щокова дробарка зі складним рухом щоки: а- конструкція: 1 –нерухома щока; 2 –ексцентриковий вал; 3 –корінні підшипники; 4 –шків; 5 –гвинт; 6 –пружина; 7 –клин; 8 –упор; 9,12 –вкладиші; 10 –тяга; 11 –розпірна плита; 13 –рухома щока; 14,15 –змінні футерувальні плити; б –схема: 1 – рухома щока; 2 –ексцентриковий вал; 3 –пружина; 4 –клин; 5 –розпірна плита;

Нерухома щока 1 є частиною станини дробарки, рухома щока 13 за допомогою рухомого підшипника підвішена на ексцентриковому валу 2. Внутрішня поверхня робочого простору дробарки футерується змінними плитами 14 і 15.

Розпірна плита 11 одним кінцем опирається на вкладиш 12 рухомої щоки, а другим у вкладиш 9 упору 8. Між упором і станиною дробарки розташований клин 7 закріплений на двох гвинтах 5. Зміною положення клину 7 у вертикальній площині регулюється ширина розвантажувальної щілини дробарки. Необхідний контакт між рухомою щокою і розпірною плитою забезпечується тягою 10 з пружиною 6, натяг якої регулюється гайкою. Ексцентриковий вал 2, що змонтований в корінних підшипниках 3 корпусу, отримує рух від електродвигуна через клиноремінну передачу і шків 4. Рухома щока при роботі поперемінно то наближається до нерухомої щоки, то віддаляється від неї, крім того, одночасно рухома щока здійснює рух вздовж нерухомої щоки. Таким чином, траєкторія руху точок рухомої щоки утворює овал, за рахунок чого руйнування грудок здійснюється роздавлюванням та стиранням. При такому характері руху щоки холостий хід складає не половину оберту, а тільки 1/5. Траєкторія руху дробильних органів зумовлює збільшення продуктивності щокової дробарки. Технічні характеристики щокових дробарок із складним рухом щоки приведені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 Технічні характеристики щокових дробарок із складним рухом щоки.

Розмір вхідного отвору дробарки $B \times L$, м	Найбільший розмір завантажувального куска D_{max} , мм	Ширина розвантажувальної щілини $l+S$, мм		Кут захвату α б град		Ступінь подрібнення i		Хід рухомої щоки S , мм	Частота обертання ексцентрикового валу n , об/с	Ексцентриситет вала r , мм	Діаметр маховика D_m , мм	Потужність двигуна P , кВт	Маса дробарки m_d , т	Продуктивність P , м ³ /год	
		MIN	MAX	MIN	MAX	MIN	MAX								
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

Оцінка конструктивних та технологічних параметрів щоківих дробарок здійснювали за наступними критеріями:

$$\text{енергоємність } K_1 = P / m, \text{ кВт/Т ;} \quad (3.1)$$

$$K_2 = P / \Pi, \text{ кВт/м}^3\text{/год;} \quad (3.2)$$

$$\text{матеріалоємність } K_3 = \Pi_{\min} / m, \text{ м}^3\text{/год/Т.} \quad (3.3)$$

Результати розрахунків за числовими параметрами (табл. 3.1) приведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 Числові значення критеріїв ефективності конструктивних та технологічних параметрів щоківих дробарок.

№ п/п	$P / m,$ кВт/Т	$P / \Pi_{\min},$ кВт/м ³ /год	$P / \Pi_{\max},$ кВт/м ³ /год	$\Pi_{\min} / m,$ м ³ /год/Т	$\Pi_{\max} / m,$ м ³ /год/Т
1	8,0	5,7	1,66	1,4	4,8
2	5,6	4,0	0,8	1,4	7,0
3	4,0	2,75	1,05	1,45	3,85
4	5,61	1,6	0,67	3,5	8,42

3.2 Розрахунки основних параметрів дробарки із складним рухом щоки

3.2.1 Визначення геометричних розмірів і параметрів

$$\text{Ступінь дроблення } i = \frac{D}{d} = \frac{160}{45} = 3.56$$

Приймаємо $i = 4$

$$\text{Хід щоки } s = 7 + 0.1d = 7 + 0.1 \cdot 45 = 11.5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $s = 12 \text{ мм.}$

Мінімальна ширина вихідної щілини $e = d - s = 45 - 12 = 33 \text{ мм}$.

Кут захвату α приймаємо рівним 20°

Ширина вхідного отвору дробарки $B = \frac{D}{0.85} = \frac{160}{0.85} \approx 190 \text{ мм}$

3.2.2 Розрахунок продуктивності

Продуктивність ($\text{м}^3/\text{год}$) визначаємо за формулою:

$$P = 3600 \cdot V \cdot n_{e1} \cdot \mu \quad (3.4)$$

де V - об'єм призми матеріалу, який випадає з дробарки за один відхід щоки, м^3

n_{e1} - кутова швидкість ексцентрикового валу,

$$n_{e1} = \frac{n_e}{60} \text{ с}^{-1}$$

n_e - кількість обертів валу за хвилину;

$\mu = 0.3 - 0.65$ - коефіцієнт розпушення матеріалу

$$V = \frac{2 \cdot e + s}{2} \cdot h \cdot L, \text{ м}^3$$

де e - найменший розмір вихідної щілини;

s - хід рухомої щоки;

h - висота призми, яка випадає за один оберт ексцентрикового валу;

L - довжина прийомного отвору дробарки.

$$h = \frac{s}{\text{tg} \cdot \alpha} = \frac{0.012}{\text{tg} 20} = 0.033 \text{ м}$$

де α – кут захвату.

Зважаючи на те, що середній розмір щебню:

$$d_{cp} = \frac{2 \cdot e + s}{2} = \frac{2 \cdot 0.033 + 0.012}{2} = 0.039 \text{ м}$$

можна записати

$$П_T = 3600 \cdot \frac{d_{cp} \cdot s \cdot L \cdot n_{el} \cdot \mu}{\text{tg} \alpha} = 3600 \cdot \frac{0.039 \cdot 0.012 \cdot 0.45 \cdot \frac{366}{60} \cdot 0.4}{\text{tg} 20} = 5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Найбільша кутова швидкість ексцентрикового валу n об/хв визначаємо за формулою:

$$n_e = 66.5 \sqrt{\frac{\text{tg} \alpha}{s}} = 66.5 \sqrt{\frac{\text{tg} 20}{0.012}} = 366 \text{ об / хв.} \quad (3.5)$$

3.2.3 Розрахунок потужності двигуна

$$P = \frac{\sigma^2 \cdot L \cdot n_{el} \cdot (D^2 - d_{cp}^2)}{3.8 \cdot E} = \frac{(150 \cdot 10^6)^2 \cdot 0.45 \cdot 6.1 \cdot (0.16^2 - 0.039^2)}{3.8 \cdot 4 \cdot 10^{10}} \approx 9785 \text{ Вт} \quad (3.6),$$

де σ – межа міцності матеріалу при стисненні, Па;

E – модуль пружності матеріалу, Па;

D – розмір куска щебню вхідного;

d_{cp} – середній розмір щебню після дроблення

n_{el} – кутова швидкість ексцентрикового валу, n об/с.

3.2.4 Визначення розрахункових сил що, діють на деталі щоквої дробарки

Для розрахунку сил, які діють на деталі дробарки (рис. 3.4), необхідні деякі геометричні параметри і розміри її основних деталей, а також перевірка кінематики силового механізму.

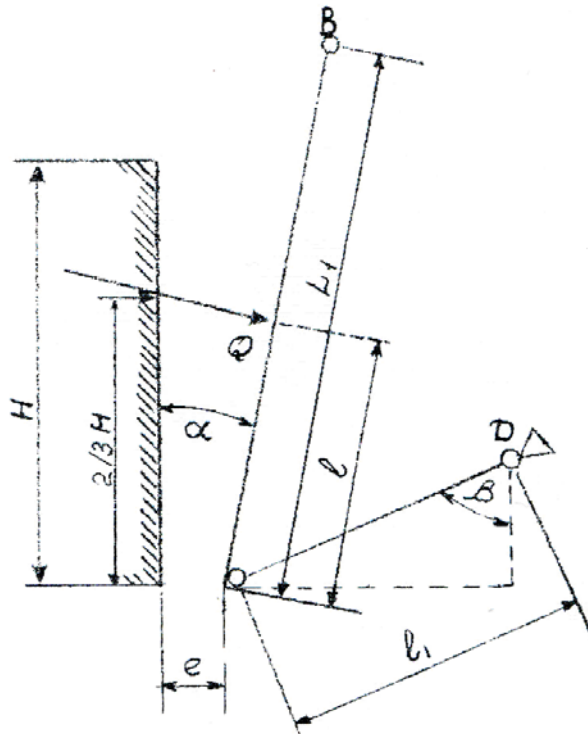


Рис. 3.4 Схема дробарки.

Довжину рухомої щоки L_1 від нижньої точки до точки підвісу, розпірної плити l_1 , кут β між розпірною плитою та вертикаллю, проведеною через нерухому точку спирання плити, рекомендується прийняти на основі статистичних даних.

H – висота камери дроблення, рухаючи від верхньої кромки нерухомої щоки.

$$H = \frac{B - e - s}{\operatorname{tg} \alpha} \text{ м}; \quad (3.7)$$

$$H = \frac{0.19 - 0.033 - 0.012}{\operatorname{tg} \alpha} \approx 0.4 \text{ м};$$

$$L_1 = 1.3 \cdot H = 1.3 \cdot 0.4 = 0.5 \text{ м};$$

$$l_1 = 0.45 \cdot L_1 = 0.45 \cdot 0.5 = 0.22 \text{ м}.$$

Прийmemo $\beta = 71^\circ$

Значення максимальної сили, яка діє на рухому щоку Q_{\max} (Н), визначається, виходячи з виразу для розрахунку роботи, за виразом

$$Q_{\max} = \frac{\sigma^2 \cdot L}{1.9 \cdot E \cdot s_1} \cdot (D^2 - d^2), \quad (3.8)$$

де σ - межа міцності при стисненні, Па;

E - модуль пружності, Па;

s_1 - хід рухомої щоки в точці прикладення сили дроблення;

L - ширина вхідного отвору дробарки;

D та d - відповідно розміри матеріалу, який подається у приймальний отвір, та продукту, що виходить з дробарки.

$$Q_{\max} = \frac{(150 \cdot 10^6)^2 \cdot 0.45}{1.9 \cdot 40000 \cdot 10^6 \cdot 0.006} \cdot (0.16^2 - 0.045^2) = 3.25 \cdot 10^5 \text{ Н}$$

Точка прикладання сили Q_{\max} приймається розташованою на $1/3 H$ (тут відстань від точки контакту матеріалу з рухомою щокою до точки її підвісу з невеликою погрешністю (близько 5%) визначається як

$$l = L_1 - \left(\frac{2}{3}\right) \cdot H \cdot \cos \alpha \text{ м};$$

L_1 - довжина щоки від нижньої кромки до точки підвісу,

$$l = 0.5 - \left(\frac{2}{3}\right) \cdot 0.4 \cdot \cos 20 \approx 0.25 \text{ м};$$

Хід щоки в місті контакту з матеріалом

$$s_1 = \frac{s \cdot l}{L_1} = \frac{0.012 \cdot 0.25}{0.5} = 0.006 \text{ м.}$$

Використаємо для визначення розрахункових сил графоаналітичний метод.

Для цього виконаємо послідовні креслення, показані на рис.3.5. Вони виконуються з дотриманням масштабу та геометричних параметрів.

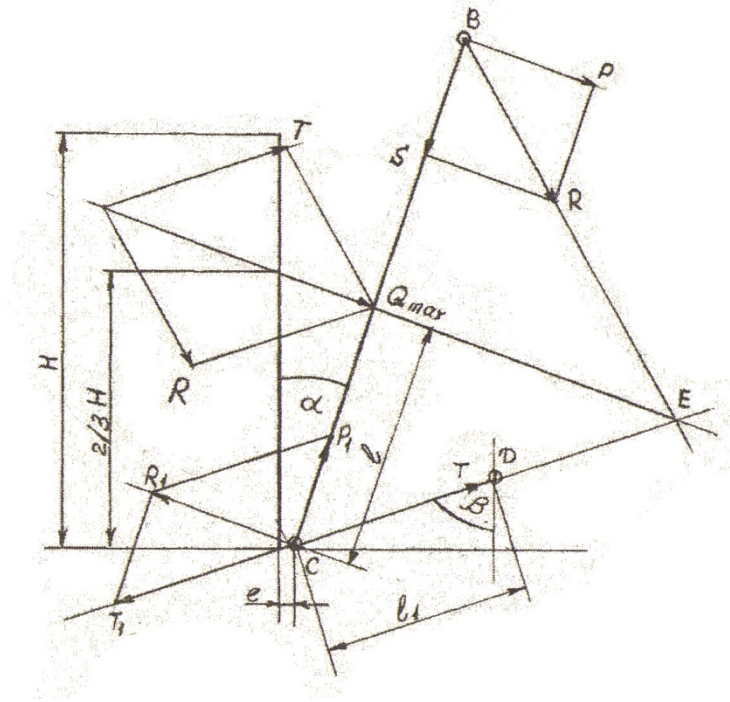


Рис. 3.5 Схема для визначення розрахункових сил

На вертикальній лінії відкладається відрізок , довжина якого відповідає висоті нерухокої щоки H ; від нижньої точки цього відрізка вправо по горизонталі на відстані e (мінімальний розмір щілини виходу продукту) фіксується нижня точка рухокої щоки C ; з цієї точки під кутом захвату до вертикалі проводиться лінія, на якій фіксується точка підвісу щоки B (центр ексцентрика); з точки C під кутом β до вертикалі (або $90^\circ - \beta$ до горизонталі) проводиться лінія, на якій фіксується нерухома точка D , в якій розпірна плита спирається на клин регулювального пристрою. Таким чином маємо виконану в масштабі кінематичну схему робочої частини дробарки. Зауважимо, що при мінімальному розмірі щілини e точка B знаходиться в крайньому верхньому положенні.

Від нижньої точки нерухокої щочки зафіксуємо точку, в якій до неї прикладена результуюча сила, що виникає при дробленні матеріалу, і з цієї точки під кутом α до горизонтальної лінії проводимо лінію до перетину її з рухомою щочкою. Ця остання лінія визначає напрям результуючої сили Q_{max} , яка діє на рухому щочку та точку, де вона прикладена (координата l). В цьому напрямі проводиться лінія до перетину в точці E з лінією напрямку дії сили в розпірній плиті. Напрямок сили R , яка діє на щочку в точці підвісу B , визначається лінією, яка з'єднує точку B з точкою E . Приймається масштаб для сили Q_{max} і від точки, де вона прикладена, відкладається відповідний за масштабом відрізок. Далі сила Q_{max} за визначеними напрямками розкладається на дві складові - силу, що діє в розпірній плиті T і силу R , що діє в точці підвісу B .

Сила R розкладається на дві складові - нормальну P і тангенціальну S .

На рухому щочку в місці, де через гніздо на неї спирається розпирна плита, діє сила T_1 , яка за величиною рівна силі T . Сила T_1 , розкладається на нормальну R_1 і тангенціальну P_1 .

Чисельні значення сил визначаються вимірюванням відповідних відрізків та за їхнім масштабом.

Приймаємо масштаб $1\text{мм} = 0.98\text{ кН}$. $Q_{max} = 325\text{ кН}$ $T = 20\text{ кН}$ $R = 18\text{ кН}$

$F = 12\text{ кН}$ $S = 16\text{ кН}$ $R_1 = 20\text{ кН}$ $F_1 = 10\text{ кН}$

3.2.5 Розрахунок параметрів маховика

При дробленні матеріалу виконується робота, частина якої здійснюється за рахунок кінетичної енергії маховика, а інша приводом дробарки. Загально прийнята методика дозволяє визначити попередні значення параметрів маховика, які потім, у процесі проектування, при необхідності можуть бути уточнені.

В основу визначення параметрів маховика покладена робота, яка виконується при робочому русі рухокої щочки A . Ця робота виконується за рахунок енергії електропривода та кінетичної енергії маховика. При цьому необхідно зауважити, що маховиком виконується половина всієї роботи дроблення.

Виходячи з цього можна записати

$$A_M = \frac{A}{2}$$

Витрати кінетичної енергії маховика супроводжуються зниженням його кутової швидкості. Робота, яка при цьому виконується буде визначатися

$$A_M = \frac{J}{2} \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2)$$

де J – момент інерції маховика $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

ω_1^2, ω_2^2 - кутові швидкості відповідно на початку та в кінці робочого ходу рухомої щоки рад/с .

Враховуючи на те, що середня кутова швидкість при цьому $\omega_c = (\omega_1 + \omega_2) / 2$,

$\delta = (\omega_1 - \omega_2) / \omega_c$ - ступінь нерівномірності обертання маховика, де ω_c - середня кутова швидкість маховика, рад/сек .

$$A_M = J \cdot \omega_c^2 \cdot \delta = 28.5 \cdot 38.3^2 \cdot 0.02 = 836 \text{дж}$$

Звідси

$$J = \frac{A_M}{\omega_c^2 \cdot \delta} \text{кг} \cdot \text{м}^2$$

Приймаємо, що $\omega_c = \omega$, ω - кутова швидкість ексцентрикового валу.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{e1} = 2 \cdot 3.14 \cdot 6.1 = 38.3 \text{ рад/с};$$

$$\delta = 0.01 \dots 0.03;$$

$$J = \frac{m \cdot D^2}{4} = \frac{178 \cdot 0.8^2}{4} = 28.5 \text{кг} \cdot \text{м}^2,$$

де m – маса маховика, кг

D – діаметр маховика.

Діаметр маховика визначається за умови, що колова швидкість його v не перевищує 15-20 м/с.

$$D_m = \frac{v}{\pi \cdot n_{e1}} = \frac{15}{3.14 \cdot 6.1} \approx 0.8 \text{ м} \quad (3.9)$$

Маса маховика визначається за виразом:

$$m = \frac{P}{2 \cdot v^2 \cdot n_{e1} \cdot \delta} = \frac{9785}{2 \cdot 15^2 \cdot 6.1 \cdot 0.02} = 178 \text{ кг.}$$

Враховуючи попередні розрахунки потужності двигуна, приймаємо двигун АИП132М4. Потужність $P_d = 11$ кВт, кутова швидкість двигуна $n_d = 1350$ об/хв.

Визначається передаточне число пасової передачі

$$i = \frac{n_d}{n_e} = \frac{1350}{366} = 3.7$$

де n_d - кутова швидкість валу двигуна в об/хв,

n_e - кутова швидкість ексцентрикового валу в об/хв.

Далі за потужністю двигуна та колової швидкості паса, якою задаються при визначенні діаметра маховика, вибирається тип клинового паса та кількість ременів передачі.

$$Z_p = \frac{P_d}{P_p} = \frac{11}{2.88} \approx 4$$

де P_p – потужність, яка передається одним ременем.

Відповідно до вибраного паса вибирається найменший діаметр ведучого шківів $d_{ш} = 125$ мм

Діаметр шківів-маховика визначається як

$$D_M = d_{ш} \cdot i_{нас} = 125 \cdot 3.7 = 462 \text{ мм.} \quad (3.10)$$

Таким чином, одержано два значення діаметра маховика: за виразами (3.9) та (3.10). Діаметр за виразом (3.10) є меншим за величиною, тоді приймаємо

результат за формулою (3.9) і далі уточнюємо діаметр ведучого (малого шківів):

$$d_{uu} = \frac{D_m}{i_{nac}} = \frac{800}{3.7} = 216 \text{ мм.}$$

Геометричні параметри перерізу паса необхідні для розрахунку ширини шківів визначаємо за виразом:

$$b_{uu} = (z_p - 1) \cdot t + 2 \cdot s = (4 - 1) \cdot 16 + 2 \cdot 12.1 \approx 72 \text{ мм}$$

Вираз для маси маховика можна записати так:

$$m = b_{uu} \cdot \gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_M^2 - D_{MB}^2) = 0.072 \cdot 7000 \cdot \frac{3.14}{4} \cdot (0.8^2 - 0.436^2) = 178 \text{ кг}$$

звідки

$$D_{MB} = \sqrt{D_M^2 - \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot b_{uu} \cdot \gamma}} = \sqrt{0.8^2 - \frac{4 \cdot 178}{3.14 \cdot 0.072 \cdot 7000}} = 0.436 \text{ м.}$$

Варто зазначити, що один з маховиків одночасно є веденим шківом клиноремінної передачі. В його поперечному перерізі є пустоти ривчаків для ременів, зменшують розрахункову площу маховика. Компенсувати зменшення площини маховика можна за рахунок збільшення ширини маховика на відповідну величину. Ця додаткова величина ширини може бути визначена за виразом:

$$b = \frac{z_p \cdot F_{p1}}{D_H - D_{MB}} = \frac{4 \cdot 145}{800 - 436} = 1.6 \text{ мм.}$$

де z_p - кількість ременів;

F_{p1} - площа ривчака під ремінь;

$D_i = D_i$ - зовнішній діаметр маховика;

$D_{i \hat{A}}$ - внутрішній діаметр маховика.

$$F_{p1} = \frac{a_1 + a_2}{2} \cdot e = \frac{10 + 17.6}{2} \cdot 10.5 \approx 145 \text{ мм}^2$$

$$a_1 = a_p - 2 \cdot e_1 = 14 - 2 \cdot 2 = 10 \text{ мм}$$

$$a_2 = a_p + 2 \cdot e_2 = 14 + 2 \cdot 1.8 = 17.6 \text{ мм}$$

$$e_1 = (e - e_0) \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi_0}{2} = (10.5 - 5) \cdot \operatorname{tg} \frac{40}{2} = 2 \text{ мм}$$

$$e_2 = e_0 \cdot \operatorname{tg} \frac{\varphi_0}{2} = 5 \cdot \operatorname{tg} \frac{40}{2} = 1.8 \text{ мм}$$

Сумарна площа рівчаків під ремені

$$S_p = z_p \cdot S_{p1} = 4 \cdot 145 = 580 \text{ мм}^2$$

Площина поперечного перерізу обичайки

$$S = (D_M - D_{MB}) \cdot b_{III} = (0.8 - 0.436) \cdot 0.072 = 0.026 \text{ м}^2$$

3.3 Дослідження параметрів вібраційного грохоту

3.3.1 Оцінка конструктивних та технологічних параметрів грохотів

Оцінка конструктивних та технологічних параметрів грохотів здійснювалися за наступними критеріями:

швидкість сортування : $K_1 = X_0 \cdot \omega$

де X_0 – амплітуда коливань, мм; ω - частота коливань, рад/с

прискорення робочого органу: $K_2 = X_0 \cdot \omega^2$;

енергоємність процесу сортування: $K_3 = P/m$, P- потужність приводу, кВт;

m – маса, кг;

динамічність процесу: $K_4 = a/g$;

$a = X_0 \cdot \omega^2$ – прискорення сита грохоту, м/с²; g – прискорення вільного

падіння тіла, м/с²;

У якості вихідних були використані числові дані грохотів(табл. 3.3)

Таблиця 3.3 Технічні характеристики вібраційних грохотів

Розміри сит,		Кількість	Найбільший розмір куска на	Кут нахилу	Параметри		Габаритні розміри,			Потужність P , кВт	Маса, кг
Довжина	Ширина				Амплітуда X_0 , мм	Частота ω , c^{-1}	Довжина	Ширина	Висота		
Грохоти з коловими коливаннями											
3750		2	150	10...2	4,5	83,7	4500		1300	10	3500
4500		2	150	10...2	3,7	83,7	5050			10	3950
5000		2	150	10...2	4,5	83,7	5870			13	6250
3750		2	150	10...2	3; 3,5	94,2	4500			10	3640
		3	200	10...2	2,5...	94,2	5050	3045		10	4030
5400		2	300	10...2	2,5...	94,2	5050	3045		10	4030
6000		2	300	15...2	6...8	94,2	6690		3880	30	9900
Грохоти з напрямленими коливаннями											
5000	2000	2	120	5	5...6	76,9 3	6000		2250	22	1000 0
6000	2500	2	120	5	4...6	76,9 3	7200		2580	22,2	1110 0
2500	1000	2	100	0	9,5	77,4	3160			5,5	1910
3000	1250	2	100	0	9	79,5 4	3870		1965 1535	5,5	2200
5000	2000	2	300x300 x600 (вугілля)	0...25	6	76,9 3	5670	2710	2600	17,2	1090 0
6000	2500	2	300x300 x600 (вугілля)	0...25	6	76,9 3	6970	5490	2500	22,2	1390 0

За результатами даних(табл.3.3) та критеріїв були побудовані гістограми, які використані далі в розрахунках.

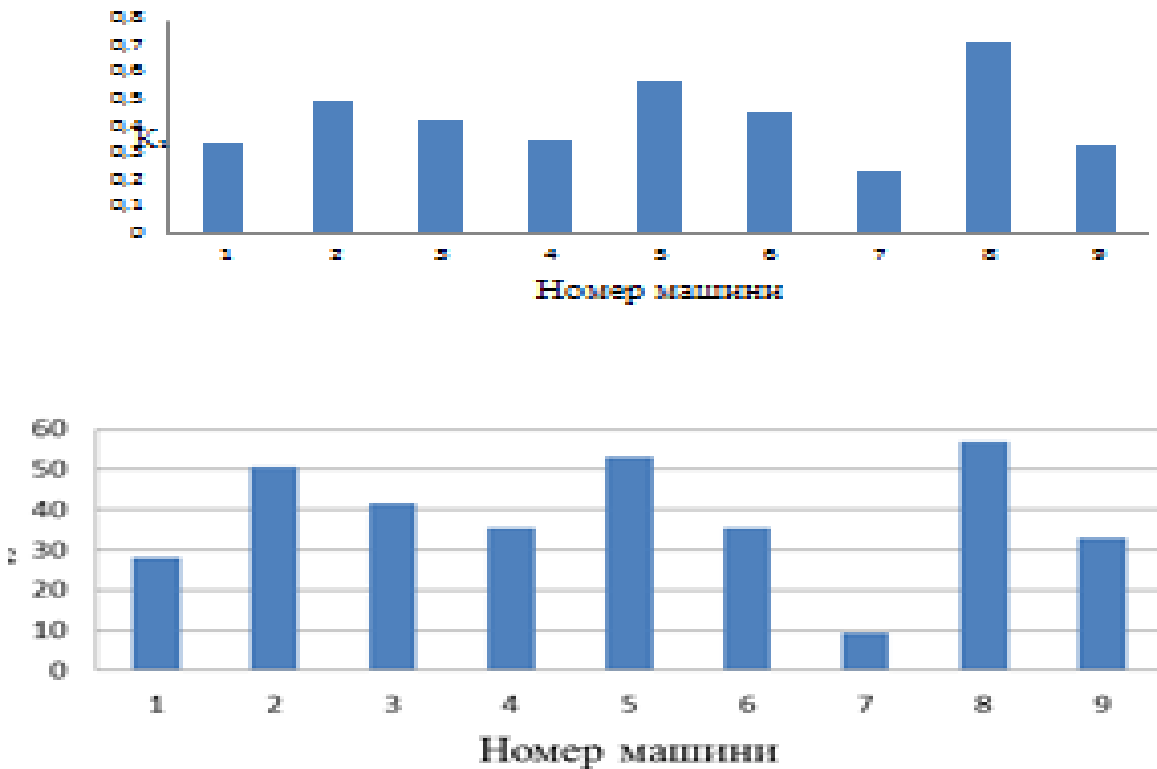


Рис.3.6 Гістограми результатів розрахунків.

3.3.2 Огляд патентної літератури та літературних джерел використання грохотів

Вібраційні грохоти широко використовуються в будівельній галузі і мають різну будову (рис.3.7) [1].

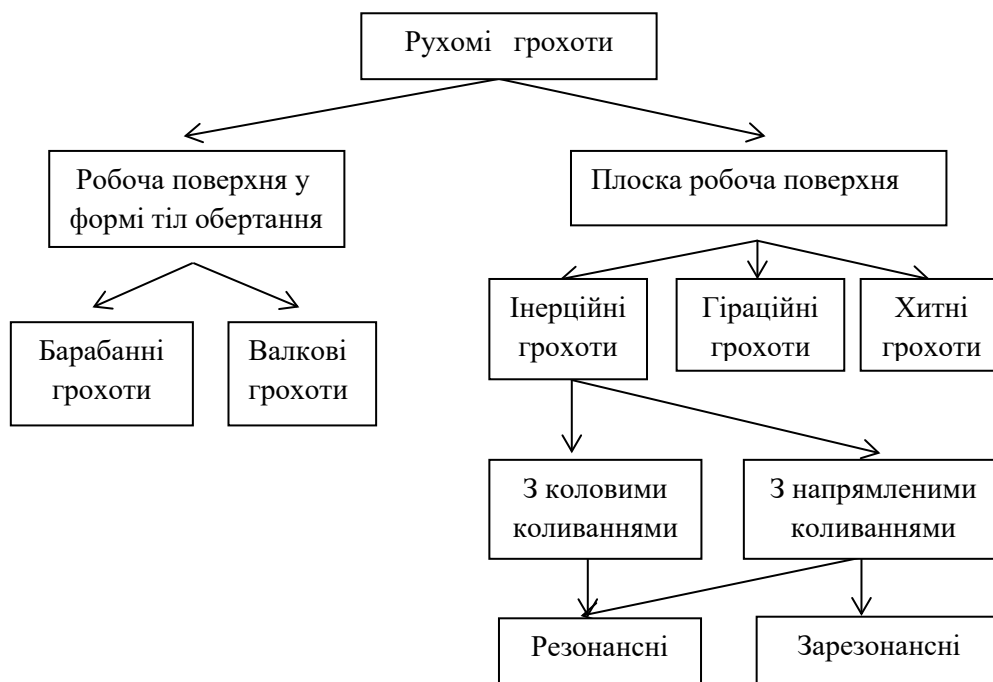
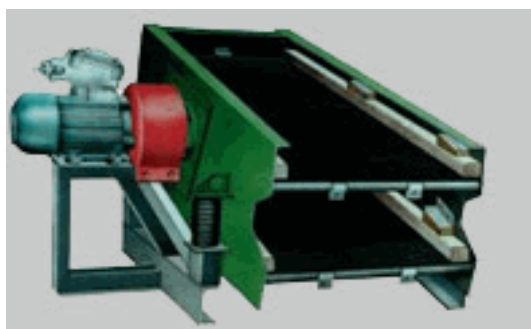


Рис. 3.7 Види грохотів

Вібраційні грохоти мають різні конструктивні рішення[1,7]. Так, за видом приводу коливань, це найбільше використовуються грохоти із дебалансним збудником коливань, менше із електромагнітним збудником коливань. Виготовляються грохоти з коловими коливаннями, або із напрямленими коливаннями. При цьому вони можуть працювати як в зарезонансному так і резонансному режимі. За кількістю коливних мас грохоти конструюються із одної, двох та , трьох мас.

Грохоти (рис.3.8., а-г)застосовують для сортування різноманітних руд, а грохоти (рис.3.8., д- ж)застосовують для сортування щебня і гравія при виробництві будівельних матеріалів,



а



б



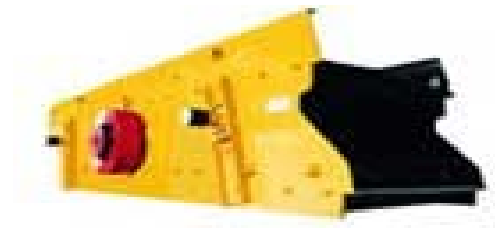
в



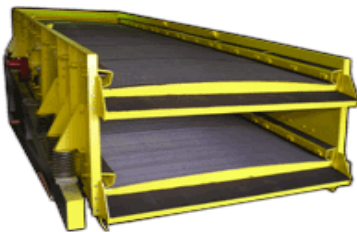
г



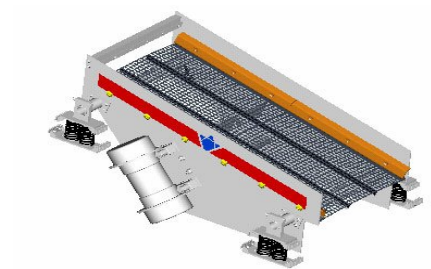
д



е



є



ж

Рис.3.8. Вібраційні грохоти: а-ГViMx2-МС; б-ГІЛ-42К-0,3; в-ГІЛ-52К; г-ГІС-43; д- 2YZS1548; е- СМД-148А-М; є-VS 2-6020; ж)-VTS 100x200/1.

Наведені конструкції працюють в зарезонансному режимі. Характерною конструкцією грохота, що реалізує зарезонансний режимом роботи є грохот СМД-25 (рис.3.9) Він являє собою вібраційний короб 1 з колосниковою решіткою 4. Короб опирається на чотири пружинні підвіски 2.

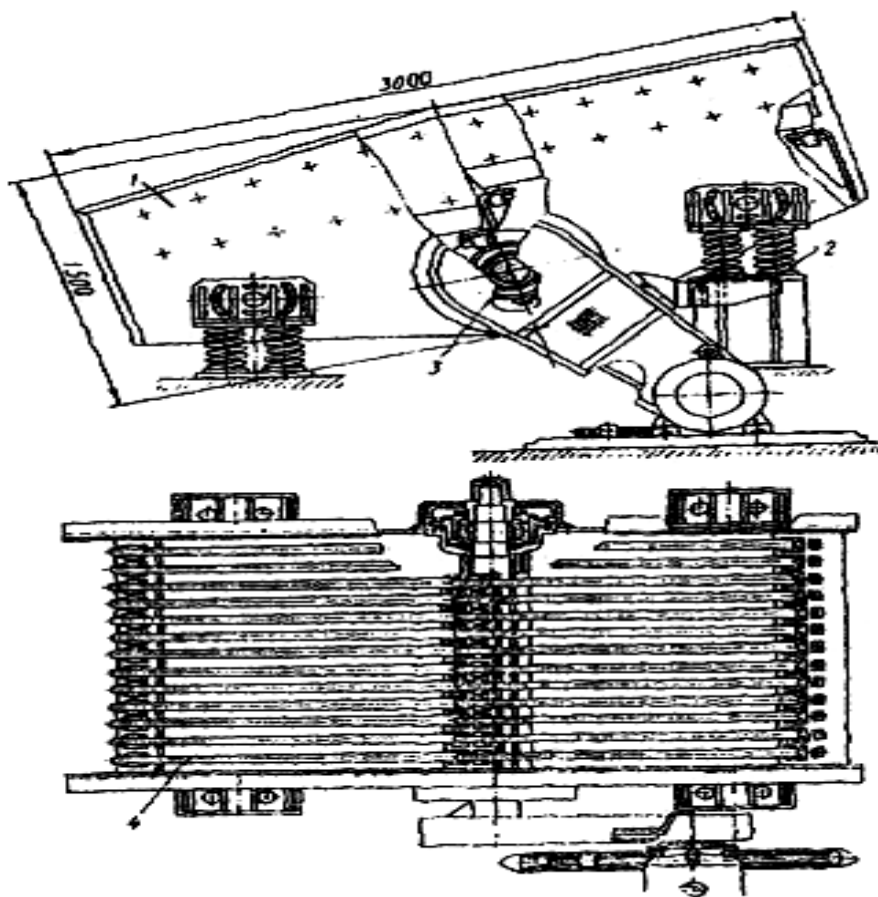


Рис.3. 9 Конструкція зарезонансного грохота СМД-25

За допомогою цих підвісок короб підвішують або встановлюють на фундамент або інші опорні конструкції. На бічних стінках коробка закріплено два підшипники, в яких обертається вал вібратора 3, який активізується від шківів електродвигуна за допомогою клинопасової передачі, захищеної кожухом.

Короб являє собою металеву конструкцію з футерованими боковими стінками, в якій встановлено колосники. Бокові стінки з'єднані між собою поперечними зв'язками і трубою вібратора, яка захищає його вал від зношування. Спеціальними клинами колосники закріплюють у коробі, що дає змогу їх швидко замінювати.

Вібратор складається з валу, на якому закріплені дебаланси; їхнє положення регулюють трьома вантажами, закріпленими до кожуха дебаланса. Вилученням вантажу можна змінювати величину змушувальної сили.

Вібратор являє собою вал з закріпленими на кінцях ексцентриками. Вібратор встановлено на двох підшипникових опорах. Ексцентрики знаходяться на валу на шпонці, яка втримує втулку від провертання.

Опорами грохота є чотири підвіски, що сприймають масу машини і динамічні навантаження, які виникають під час роботи грохота. Підвіска грохота складається з нижньої плити, двох циліндричних пружин і плити, встановленої на ці пружини і зафіксованої за допомогою стабілізаторів. Привід від двигуна здійснюється через клинопасову передачу або пелюсткову муфту.

Обертальні зовнішні частини грохота захищені кожухами. Такі грохоти виготовляють на заводах в чотирьох варіантах: основний – опорно – підвісний з муфтою, з отворами сит, розміром 40x40 і 20x20 і три додаткових грохоти: опорно – підвісний грохот з муфтою, ситами з отворами 20x20 і 10x10мм; опорний грохот з клинопасовою передачею, сітками з отворами розміром 70x70 і 40x40; опорний грохот з клинопасовою передачею, ситами з отворами розміром 20x20 і 5x5. Більш ефективними є резонансні машини [1].

Перші резонансні машини ГРО, ГРО-1, ГРС, ГРК-15 застосовувалися у вугільній промисловості в середині ХХ століття [1]. У вугільній промисловості Польщі використовували резонансні машини типу СDR, у Німеччині – типу GC і G. У цей час у США випускають резонансні машини типу DN3 IQR. За кількістю мас у динамічній системі резонансні грохоти поділяють на дво-, три- і багатомасні. Принципова схема двомасного врівноваженого резонансного грохота з ексцентриковим приводом, пружним шатуном і реактивною масою наведена на рис.3.11.

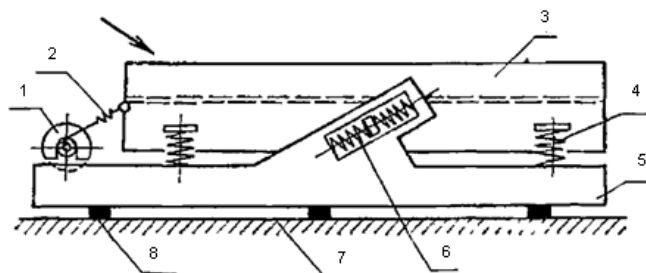


Рис.3.11. Схема двомасного резонансного грохота.

Резонансний грохот складається з робочого органа (короба) 3, рами (реактивної маси) 5, пружних опор 4, пружних спрямованих зв'язків 6, основи 7, віброізоляційних пристроїв 8, ексцентрикового приводу 1 з пружним шатуном 2. Швидкість обертання ексцентрика відповідає одній з резонансних частот системи. Зрівноваження сил інерції здійснюється завдяки коливанням робочого органа і реактивної маси в проти фазі.

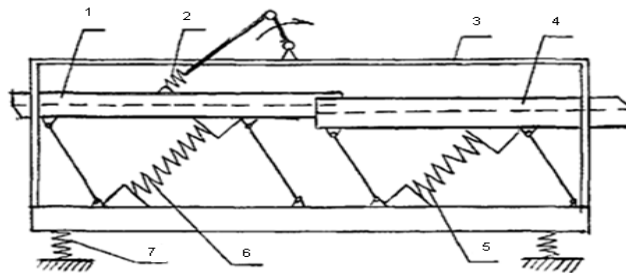


Рис.3.12. Схема тримасового резонансного грохота

Тримасовий резонансний грохот (рис.3.12) складається з приводного робочого органа (короба) 1 і неприводного корпуса 4, врівноважувальної рами 3, ексцентрикового приводу з пружним шатуном 2, пружних опор 6 і 5 і віброізоляційних елементів 7. Короби 1 і 4 шарнірно з'єднані з врівноважувальною рамою 3 похилими стійками спираються на пружні елементи 6 і 5. Віброізоляційні елементи 7 з'єднують врівноважувальну раму 3 з опорними конструкціями - фундаментом. Ексцентриковий механізм надає коливального руху корпусу 1 і через пружні опори 6, і рівноважуну, яка, у свою чергу, через пружні елементи 5 викликає коливання корпуса 4. Короби можуть здійснювати коливання як у проти фазі один до одного, так і разом, у проти фазі до врівноважувальної рами. Зрівноважування сил інерції, як і в інших конструкціях резонансних грохотів, відбувається завдяки коливанням корпусів у проти фазі з врівноважувальною рамою.

3.3.3 Обґрунтування та вибір конструкції вібраційного грохоту

У якості конструкції для розрахунків вибрано горизонтальний грохот (рис.3.13) з направленими коливаннями.

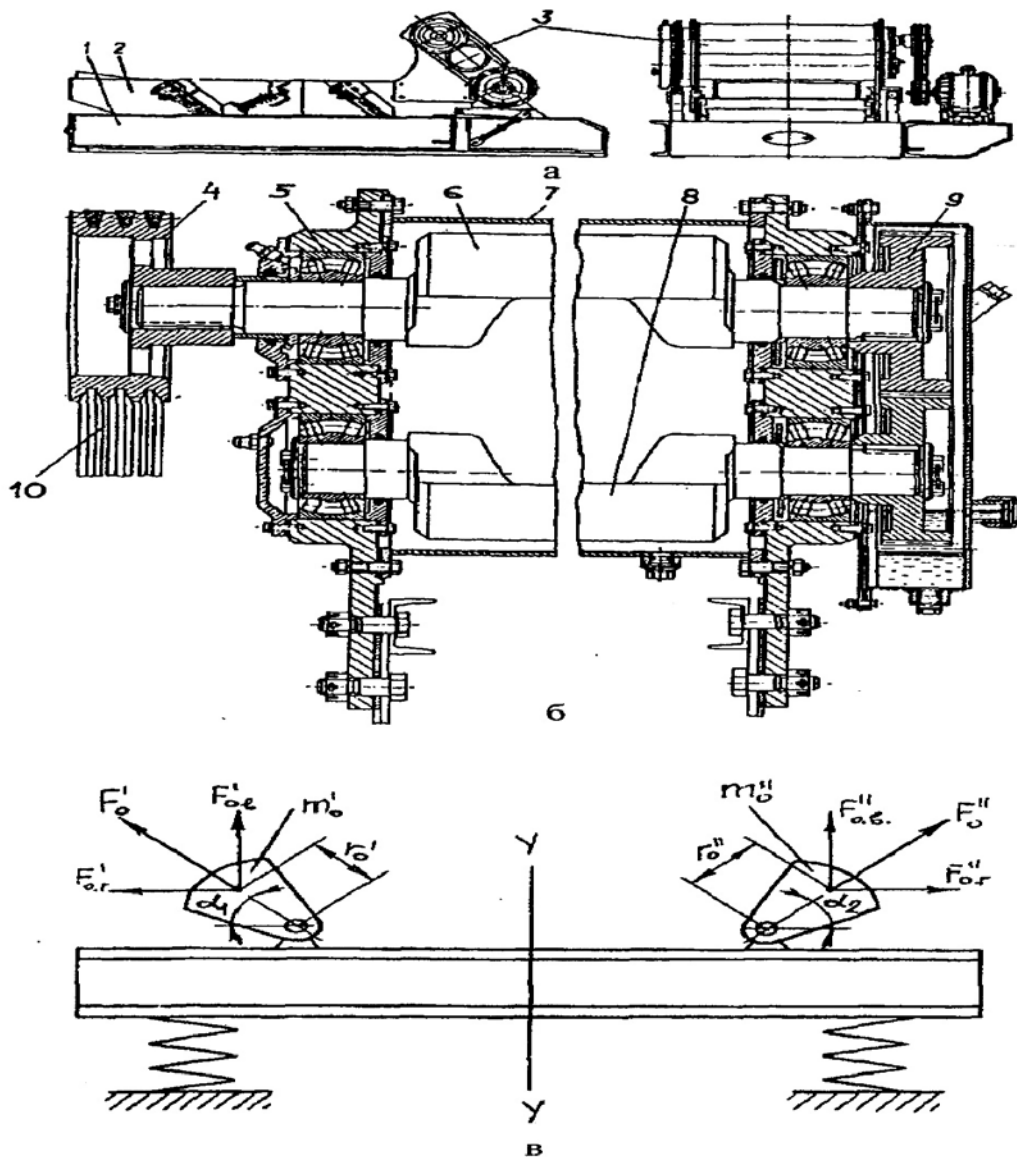


Рис. 3.13. Горизонтальний грохот з направленими коливаннями:
а,б – конструкція; в - схема реалізації направлених коливань.

На корпусі 1 грохота закріплений вібробудувач 3 направленої дії. Він (рис.3.13, б) складається з корпусу 7, в середині якого на роликотішип-никах 5 встановлені два дебалансних вали 6 і 8. Вал 6 отримує обертання від двигуна через клинопасову передачу 10 і шків 4 та передає обертання валу 8 через зубчасту передачу 9 з передаточним відношенням, що дорівнює одиниці. Це забезпечує однакове (синхронне) обертання дебалансних валів. Принцип забезпечення напрямлених коливань наведений на схемі вібробудувача, встановленого на коробі грохота 2 (рис.3.13,в). Дебаланси розміщені симетрично на двох паралельних валах, що обертаються з однаковою

частотою (синхронно) і синфазно ($\alpha_1 = \alpha_2$) у протилежні боки. Маючи однакові статичні моменти $[(m'_0 r'_{0} = m''_0 r''_{0})]$, дебаланси збуджують при обертанні однакові сили F_0 . Розклавши сили на горизонтальні та вертикальні складові, бачимо, що в будь-якому положенні дебалансів горизонтальні складові взаємно зрівноважуються, а вертикальні складові завжди складаються. Отже, сумарне зусилля завжди напрямлене вздовж осі Y , корпус рухатиметься практично поступально також по осі Y , а всі його точки коливатимуться у вертикальних площинах. Встановлюючи віброзбуджувач під різними кутами, можна отримати напрямлені коливання в необхідній площині. Це дає змогу встановити грохот горизонтально, що зменшить його висоту, а віброзбуджувач закріпити під кутом до горизонту (як правило 35°). При роботі віброзбуджувача матеріал на ситі підкидається, транспортується вздовж сита і просіюється крізь його отвори.

3.4 Розрахунок основних параметрів вібраційного грохоту

3.4.1 Розробка схеми приводу вібраційного грохоту

Схема приводу вібраційного грохоту у відповідності до вибраної конструкції (рис. 3.13) приведено на рисунку 3.14

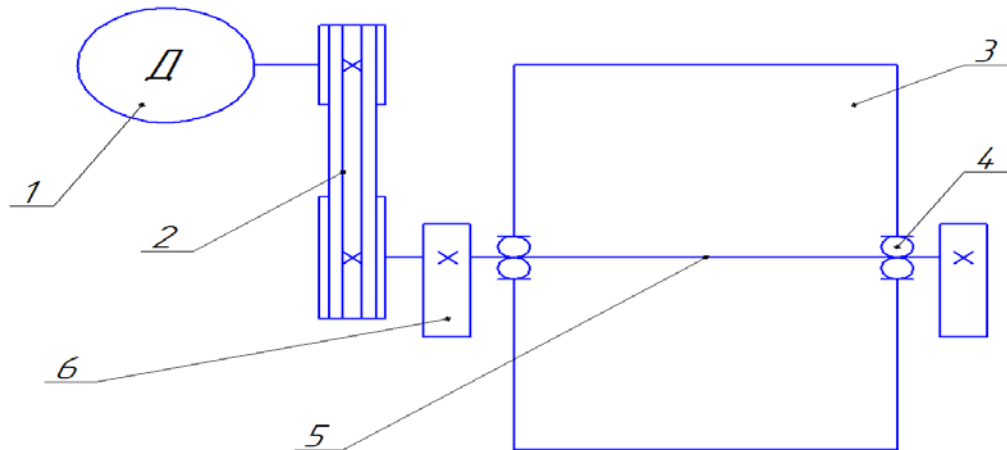


Рис. 3.14 Схема приводу віброгрохоту: 1 – привідний двигун; 2 – клинопасова передача; 3 – короб; 4 – підшипники; 5 – вал дебалансний; 6 – дебаланси.

3.4.2 Визначення параметрів сита та грохоту

На рисунку 3.15 показані схеми проходження матеріалу через верхнє та нижнє сито.

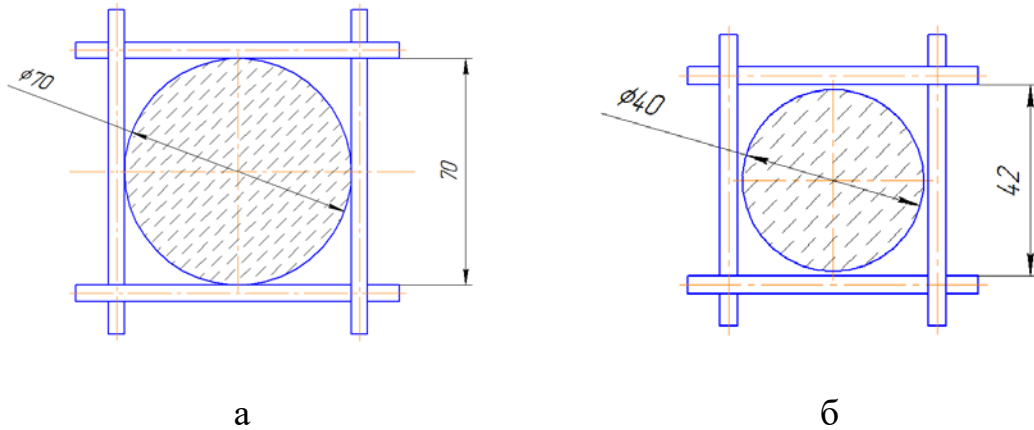


Рис.3.15 Схема проходження зерна через отвори: а- верхнього сита; б- нижнього сита

3.4.3 Визначення експлуатаційної продуктивності грохота

Експлуатаційна продуктивність віброгрохотів Π , м³/год, для просіювання щебеню та гравію визначається за формулою[1]:

$$\Pi = q \cdot S \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot C,$$

де q – питома продуктивність грохота для відповідного розміру отворів сита, м³/год, $q=8$; S – площа грохочення, м²; K_1 – коефіцієнт, враховуючий кут нахилу сита, при куті нахилу $\alpha=15^\circ$, $K_1=0,8$; K_2 – коефіцієнт, враховуючий відсотковий вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, $K_2=1,08$; K_3 – коефіцієнт, враховуючий вміст в нижньому класі зерен розміром менше половини отвору сита, $K_3=1$; C – коефіцієнт, враховуючий нерівномірність зернового складу матеріалу, форму зерен і типа грохоту, $C=0,5$.

$$\Pi = 8 \cdot 0,875 \cdot 0,8 \cdot 1,08 \cdot 1 \cdot 0,5 = 3,2 \text{ м}^3/\text{год}$$

3.4.4 Визначення маси коливних частин грохоту та матеріалу

Для визначення маси коливних частин разом з матеріалом M , кг, використовуємо формулу:

$$M = M_p + 0,15 \cdot M_m,$$

де M_p – маса коливних частин грохоту, кг, $M_p=300$; M_m – маса матеріалу на верхньому ситі, кг.

$$M_m = B \cdot L \cdot d_{max} \cdot K_p \cdot \rho,$$

де B – ширина просіваючої поверхні, м, $B=0,625$;

L – довжина просіваючої поверхні, м, $L=1,4$;

d_{max} – розмір завантаженого матеріалу, м, $d_{max}=0,08$;

K_p – коефіцієнт розрихлення матеріалу, $K_p=0,5$;

ρ – щільність зерен щебеню, кг/м^3 , $\rho=1800$.

$$M_m = 0,625 \cdot 1,4 \cdot 0,08 \cdot 0,5 \cdot 1800 = 63;$$

$$M = 300 + 0,15 \cdot 63 = 309,5.$$

Знаходимо сумарний статичний момент дебалансів mr , кг·м, використовуючи формулу:

$$mr = M \cdot a,$$

де M – маса коливних частин разом з матеріалом, кг;

a – амплітуда коливань під навантаженням, м, $a=0,004$.

$$mr = 309,5 \cdot 0,004 = 1,24.$$

Визначаємо вимушуючу силу вібробудника F , кН, за формулою:

$$F = mr \cdot \omega^2,$$

де m_e – сумарний статичний момент дебалансів, кг · м;

ω – кутова швидкість, рад/с.

$$\omega = 2\pi \cdot f,$$

де f – частота коливань, Гц, $f=12,5$.

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 12,5 = 78,5;$$

$$F = 1,24 \cdot 78,5^2 = 7,6.$$

Відповідаючи складеній кінематичній схемі інерційного віброгрохоту, визначаємо загальний ККД віброгрохоту $\eta_{\text{заг}}$, за формулою:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{п}},$$

де $\eta_{\text{кп}}$ – ККД клинопасової передачі, $\eta_{\text{кп}}=0,95$;

$\eta_{\text{п}}$ – ККД підшипників кочення, $\eta_{\text{п}}=0,99^2$.

$$\eta_{\text{заг}} = 0,95 \cdot 0,99^2 = 0,931.$$

3.5 Розрахунок потужності електродвигуна

Визначаємо необхідну потужність привідного електродвигуна $N_{\text{дв}}$, кВт, яка витрачається на коливання короба віброгрохота з матеріалом і на подолання сил тертя в підшипниках та розраховується за формулою:

$$N_{\text{дв}} = \frac{F^2}{\pi \cdot \omega \cdot M} + F \cdot f \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega,$$

де F – вимушуюча сила віброзбудника, кН, $F=7,6$;

ω – кутова швидкість, рад/с, $\omega=78,5$;

M – маса коливних частин, разом з матеріалом, кг, $M=309,5$;

f – приведений коефіцієнт тертя для підшипників кочення, $f=0,004$;

d – внутрішній діаметр прийнятого підшипника, м, $d=0,045$.

$$N_{\text{дв}} = \frac{7,6^2 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 78,5 \cdot 309,5} + 7,6 \cdot 0,004 \cdot \frac{0,045}{2} \cdot 78,5 = 0,75.$$

Знаходимо встановлену потужність електродвигуна $N_{\text{в}}$, кВт, з урахуванням ККД віброгрохоту:

$$N_{\text{в}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\eta_{\text{заг}}},$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД віброгрохоту, $\eta_{\text{заг}}=0,931$.

$$N_{\text{в}} = \frac{757,1}{0,931} = 0,8.$$

Обираємо асинхронний двигун серії 4А за ГОСТ 19523–81, закритого типу що обдувається, типу 4А71В4У3, який має $N=0,75$ кВт, $n=1460$ об/хв., $\eta=0,72$, $\varphi=0,73$.

$$\frac{0,8-0,75}{0,8} \cdot 100\% = 6,3\%,$$

перевантаження двигуна дозволяється короткочасно в межах 10%, в нашому випадку ця умова дотримується.

3.6 Розрахунок клинопасової передачі

Обертовий момент, який передається клинопасовою передачею, можна визначити, як обертовий момент, що передається електродвигуном, так як вал електродвигуна є одночасно ведучим валом пасової передачі.

Обертовий момент на валу електродвигуна T_1 , Н·м, знаходиться за формулою:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_{\text{дв}}},$$

де N_1 – потужність, що передається, кВт, $N_1=N_{\text{вст. пот.}}=0,8$;

$\omega_{\text{дв}}$ – кутова швидкість валу електродвигуна, рад/с.

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30},$$

де $n_{дв}$ – частота обертання валу електродвигуна, об/хв., $n_{дв}=1460$.

$$\omega_{дв} = \frac{3,14 \cdot 1460}{30} = 152,81;$$

$$T_1 = \frac{813,21}{152,81} = 5,32.$$

Знаходимо передаточне відношення u , клинопасової передачі:

$$u = \frac{n_{дв}}{n},$$

де n – частота обертання дебалансного валу, об/хв., $n=750$.

$$u = \frac{1460}{750} = 1,95.$$

Відповідно до ГОСТ 1284.3–96, в залежності від переданої потужності і частоти обертання валу, приймаємо тип пасу Б, нормального перетину.

Із стандартного ряду чисел вибираємо діаметр ведучого шківа. Для типу пасу Б $d_{\min}=125$ мм, але в цілях підвищення строку служби пасів, приймаємо $d_1=140$ мм. При зменшенні діаметру шківа, зменшуються габарити передачі, але збільшується напруження згину, що небажано.

Знаходимо лінійну швидкість пасу v , м/с, за формулою:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{дв}}{60},$$

де d_1 – діаметр ведучого шківа, м, $d_1=0,14$;

$n_{дв}$ – частота обертання двигуна, об/хв., $n_{дв}=1460$.

$$v = \frac{3,14 \cdot 0,14 \cdot 1460}{60} = 10,7.$$

Виходячи з умови обмеження швидкості пасу ($v < v_{\max}=30$ м/с), діаметр шківа d_1 обрано правильно.

Визначаємо попередньо діаметр веденого шківа d_2 , мм, за формулою:

$$d_2 = d_1 \cdot u,$$

де u – передаточне число клинопасової передачі, $u=1,95$.

$$d_2 = 140 \cdot 1,95 = 273.$$

Отримане значення діаметра веденого шківів визначаємо до найближчого стандартного числа із ряду чисел ГОСТ 1284.3–96, $d_2=280$ мм.

Визначаємо дійсне передаточне співвідношення клинопасової передачі u , за формулою:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)},$$

де ε – відносно пружне ковзання пасу, $\varepsilon=0,015$.

$$u = \frac{280}{140 \cdot (1 - 0,015)} = 2.$$

При визначенні міжосьової відстані передачі, необхідно врахувати, що габаритні розміри передачі не обмежені додатковими умовами і тому міжосьову відстань вибираємо виходячи з передаточного відношення і радіусу дебалансу.

При $u=2$, $a'/d_2=3,2$, звідси $a'=3,2 \cdot d_2$, отримаємо $a'=3,2 \cdot 280=896$ мм.

Знаходимо розрахункову довжину пасу l' , мм, використовуючи формулу:

$$l' = 2a' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a'};$$

$$l' = 2 \cdot 896 + \frac{3,14}{2} \cdot (280 + 140) + \frac{(280 - 140)^2}{4 \cdot 896} = 2456,87.$$

Отримане значення розрахункової довжини пасу округляємо до найближчого стандартного значення із стандартного ряду довжин за ГОСТ 1284.3–96, отримаємо $l=2500$ мм.

Виходячи з нової прийнятої стандартної довжини пасу, уточнюємо міжосьову відстань клинопасової передачі a , мм, за формулою:

$$a = \frac{1}{8} \cdot [2l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)}];$$

$$a = \frac{1}{8} \cdot [2 \cdot 2500 - 3,14 \cdot (280 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 2500 - 3,14 \cdot (280 + 140)]^2 - 8 \cdot (280 - 140)}]$$

$$= 467,5.$$

Проводимо перевірочний розрахунок пасів на довговічність, визначивши частоту пробігу пасів n , за формулою:

$$n = \frac{v}{l} \leq [n],$$

де v – швидкість пасу, м/с, $v=10,7$;

l – довжина пасу, м, $l=2,5$;

$[n]$ – допустима частота пробігу пасу, $[n]=(10...15) \text{ c}^{-1}$.

$$n = \frac{10,7}{2,5} = 4,28 < [n].$$

Необхідні умови пробігу пасів зберігаються, відповідно довговічність пасів забезпечена.

Визначаємо кут обхвату пасів меншого (ведучого) шківів α_1 , за формулою:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ \geq [\alpha_1],$$

де $[\alpha_1]$ – допустиме значення кута обхвату, град., $[\alpha_1]=120$.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{280 - 140}{467,5} \cdot 57^\circ = 162,93 \geq [\alpha_1].$$

Необхідна умова по куту обхвату пасів дотримана.

Визначаємо необхідну кількість пасів z , за формулою:

$$z = \frac{N_1 \cdot K_P}{P_0 \cdot K_\alpha \cdot K_e \cdot K_z},$$

де N_1 – потужність на ведучому валу передачі, кВт, $N_1=0,8$;

K_P – коефіцієнт динамічного навантаження та режиму роботи, $K_P=1,2$;

K_α – коефіцієнт, який враховує вплив кута обхвату пасом меншого шківів, $K_\alpha=0,95$;

K_e – коефіцієнт, що враховує довжину пасів, $K_e=0,93$;

K_z – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по пасам, $K_z=0,9$;

P_0 – потужність, що передається одним пасом, в стандартних умовах, кВт, $P_0=3,5$.

$$z = \frac{0,8 \cdot 1,2}{3,5 \cdot 0,95 \cdot 0,93 \cdot 0,9} = 0,35.$$

Остаточно приймаємо кількість пасів $z=3$, що не перевищує допустимої кількості пасів $z_{\max}=8$.

Розраховуємо початкове накладання одного паса S_0 , Н, за формулою:

$$S_0 = \frac{850 \cdot N_1 \cdot K_P \cdot K_e}{z \cdot v \cdot K_\alpha} + \theta \cdot v^2,$$

де θ – коефіцієнт, що враховує вплив відцентрових сил, $\theta=0,18$.

$$S_0 = \frac{850 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 0,93}{3 \cdot 10,7 \cdot 0,95} + 0,18 \cdot 10,7^2 = 45,5.$$

Визначаємо зусилля, що діють на вали F , Н, за формулою:

$$F = 2 \cdot S_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2};$$

$$F = 2 \cdot 45,5 \cdot 3 \cdot \sin \frac{162,93}{2} = 270.$$

Знаходимо зовнішній діаметр шківів $D_{h1,2}$, мм, за формулою:

$$D_{h_{1,2}} = d_{1,2} + 2h_0,$$

де h_0 – висота ребра шківа, мм, $h_0=4,2$.

$$D_{h_1} = 140 + 2 \cdot 4,2 = 148,4;$$

$$D_{h_2} = 280 + 2 \cdot 4,2 = 288,4.$$

Визначаємо ширину обода шківів M , мм, за формулою:

$$M = (n - 1) \cdot l + 2 \cdot f,$$

де n – число пасів в передачі, $n=3$;

l – відстань між центрами канавок, мм, $l=19$;

f – відстань від краю шківа до центру канавки, мм, $f=12,5$.

$$M = (3 - 1) \cdot 19 + 3 \cdot 12,5 = 63.$$

Знаходимо число спиць шківів $R_{C_{1,2}}$, за формулою:

$$R_{C_{1,2}} = \left(\frac{1}{6} \dots \frac{1}{7}\right) \cdot \sqrt{d_{1,2}},$$

де d – діаметр шківа, мм.

$$R_{C_1} = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{140} = 1,97;$$

$$R_{C_2} = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{280} = 2,79.$$

Проводимо розрахунок діаметра ступиці і довжини ступиці шківів $d_{ст}$, $l_{ст}$, мм, які залежать від діаметру валу на який насаджуються шківи. Для цього використовуємо формули:

$$d_{ст} = (1,6 \dots 2) \cdot d_B;$$

$$l_{ст} = \frac{M}{3} + d_B \geq 1,5 \cdot d_B.$$

Підставивши значення отримаємо для веденого шківа

$$d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot 100 = 160;$$

$$l_{\text{ст}} = \frac{63}{3} + 100 = 121, \text{ приймаємо } 120;$$

для ведучого шківa

$$d_{\text{ст}} = 1,6 \cdot 50 = 80;$$

$$l_{\text{ст}} = \frac{63}{3} + 50 = 71, \text{ приймаємо } 75.$$

Інші розміри шківів приймаємо конструктивно.

3.7 Розрахунок жорсткості та розмірів опорних пружин

Вихідні дані: маса коливних частин разом з матеріалом $M=309,5$ кг; кутова швидкість $\omega=78,5$ рад/с.

Сумарну жорсткість пружин можна визначити за формулою:

$$C_{\text{сум}} = M \cdot \omega_0^2,$$

де M – маса коливних частин разом з матеріалом, $M=309,5$ кг;

ω_0 – частота власних коливань віброгрохота, рад/с.

$$\omega_0 = \frac{\omega}{8 \dots 12},$$

де ω – кутова швидкість, $\omega=78,5$ рад/с.

$$\omega_0 = \frac{78,5}{10} = 7,85 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$C_{\text{сум}} = 309,5 \cdot 7,85^2 = 19072,16 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Так як у нашого грохота 4 пружини, то жорсткість однієї пружини можна визначити за формулою:

$$C_1 = \frac{19072,16}{4} = 4768,04 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Знаходимо діаметр проволочки пружини використовуючи формулу:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot c_1 \cdot D^3 \cdot i}{G}},$$

де D – середній діаметр пружини, $D=80$ мм;

i – кількість робочих витків пружини, $i=8$;

G – модуль пружності при зсувові, $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па.

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 4768,04 \cdot 0,08^3 \cdot 8}{8 \cdot 10^{10}}} = 0,66 \cdot 10^{-2} \text{ м} = 7 \text{ мм.}$$

Значення діаметру проволочки округлюємо до найближчого цілого числа $d=7$ мм.

Для матеріалу пружин обираємо сталь 50, яка має $[\tau]=480$ МПа, $\delta_b=800$ МПа, згідно ГОСТ 1050–74.

Проводимо перевірку пружини на міцність, використовуючи нерівність:

$$\tau_{max} = F \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau],$$

де K – поправочний коефіцієнт, що враховує вплив кривизни витків, $K=1,09$;

F – осьова сила, що діє на одну пружину, Н.

$$F = c_1 \cdot a,$$

де a – амплітуда коливань, $a=0,004$ м.

$$F = 4768,04 \cdot 0,004 = 19,07 \text{ Н};$$

$$\tau_{max} = 1,09 \cdot \frac{8 \cdot 19,07 \cdot 0,08}{3,14 \cdot 0,007^3} = 12,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 12,3 \text{ МПа};$$

$$\tau_{max} = 12,3 \text{ МПа} < [\tau] = 480 \text{ МПа.}$$

Умова виконується, міцність пружин забезпечена.

Проводимо перевірку пружин на втому за формулою:

$$\frac{1}{S_R} \geq \frac{\tau_{max}}{2 \cdot \tau_B} \cdot \left[1 + R + \frac{2 \cdot \tau_B}{\tau_0} \cdot (1 - R) \right],$$

де τ_{max} – діючі напруження від кручення, $\tau_{max}=12,3$ МПа;

τ_B – межа міцності при здвигу, $\tau_B = 0,6 \cdot \delta_B = 0,6 \cdot 800 = 480$ МПа;

τ_0 – межа міцності витривалості при крученні із симетричним циклом,
 $\tau_0 = 0,22 \cdot \delta_B = 0,22 \cdot 800 = 176$ МПа;

R – коефіцієнт асиметрії циклу, $R=0$.

$$\frac{1}{S_R} = \frac{12,3}{2 \cdot 480} \cdot \left[1 + 0 + \frac{2 \cdot 480}{176} \cdot (1 - 0) \right] = 0,46.$$

Звідси маємо наступну нерівність:

$$S_R = \frac{1}{0,46} = 2,17 < [S_R] = 1,5 \dots 2,2.$$

Умова зберігається, втома пружин забезпечена.

Проводимо перевірку пружини на співударність за формулою:

$$H_0 - H_{ст} \geq A_P + X_{ст},$$

де H_0 – висота пружини в не стислому стані, м;

$$H_0 = (i + 2) \cdot t,$$

де i – кількість витків пружини, $i=8$;

t – крок пружини, $t = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 0,007 = 0,012$ м;

$$H_0 = (8 + 2) \cdot 0,012 = 0,12 \text{ м};$$

$H_{ст}$ – висота пружини в стислому стані, м;

$$H_{\text{ст}} = (i + 2)t',$$

де t' – крок стислої пружини, $t' = d = 0,007$ м;

$$H_{\text{ст}} = (8 + 2) \cdot 0,007 = 0,07 \text{ м};$$

A_p – резонансна амплітуда коливань, м;

$$A_p = 2 \cdot a,$$

де a – амплітуда коливань, $a=0,004$ м;

$$A_p = 2 \cdot 0,004 = 0,008 \text{ м};$$

$X_{\text{ст}}$ – амплітуда коливань пружини від статичного навантаження, м;

$$X_{\text{ст}} = \frac{M \cdot g}{C_1 \cdot 4},$$

де M – маса коливних частин разом з матеріалом, $M=309,5$ кг;

g – прискорення вільного падіння, $g=9,81$ м/с²;

C_1 – жорсткість однієї пружини, $C_1=4768,04$ Н/м;

$$X_{\text{ст}} = \frac{309,5 \cdot 9,81}{4768,04 \cdot 4} = 0,04.$$

Підставивши отримані значення в формулу 6.31, отримаємо нерівність:

$$0,12 - 0,07 > 0,008 + 0,04;$$

$$0,05 > 0,048.$$

Умова дотримується, таким чином обрана нами пружина відповідає всім вимогам.

3.8 Висновки по розділу

1. Обґрунтована конструкція та дослідженні технологічні та конструктивні параметри дробарки.
2. Здійснені розрахунки основних параметрів щоквої дробарки із складним рухом щоки та розрахунки деталей на міцність.
3. Обґрунтована конструкція та дослідженні технологічні та конструктивні параметри грохота.
4. Здійснені розрахунки основних параметрів та деталей грохоту.

Розділ 4. Конструкторська частина

4.1 Розрахунки на міцність станини дробарки

Станину виготовляють різної конструкції в залежності від її продуктивності: малої продуктивності - суцільнолиті; середньої продуктивності - зварені; для потужних - збірно-литі. Найпоширеніші дробарки виготовляються звареним способом. Їхні передні й задні стінки мають коробчасті перерізи з діафрагмами й поясами жорсткості. Бічні стінки виконують із листового прокату й у передній частині їх затискають бічними клинами, які виконують роль фіксаторів футерованих плит нерухомої щоки. Розглянемо порядок розрахунку станини зварної конструкції(рис.4.1)

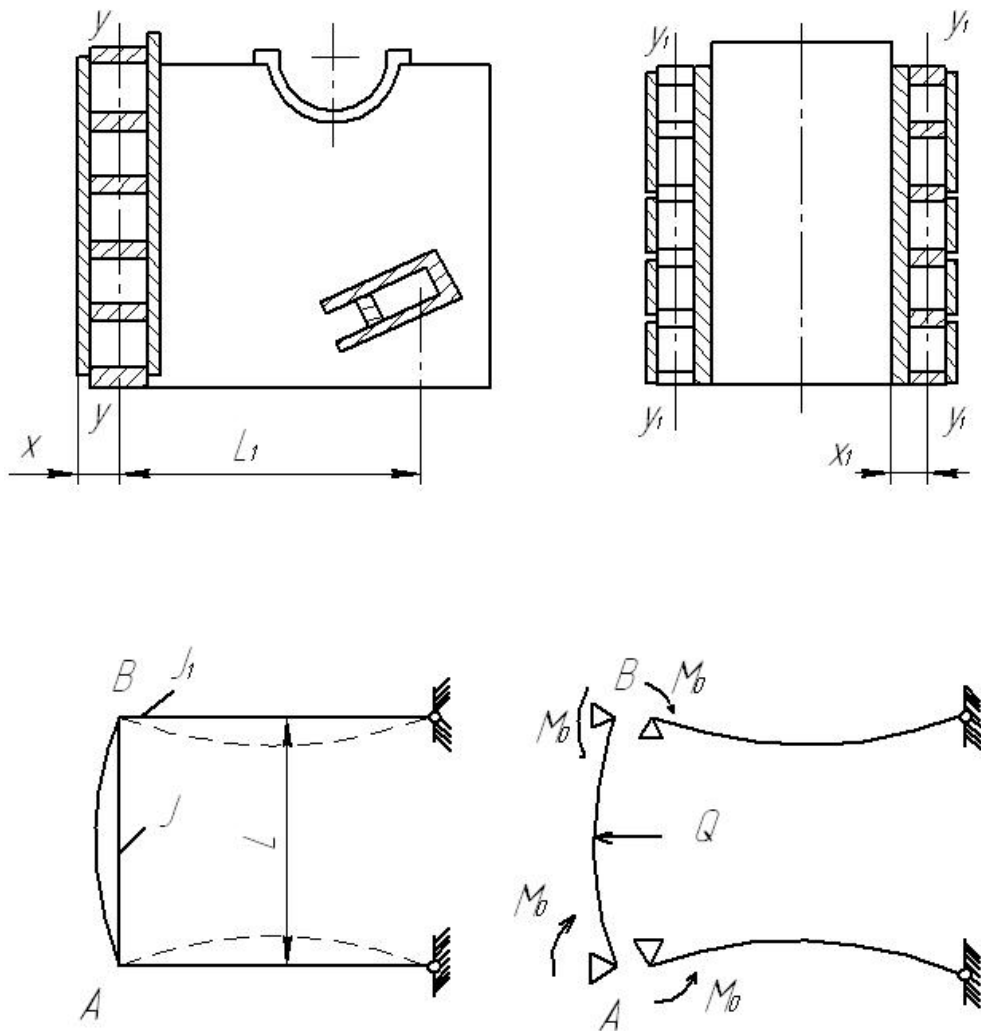


Рис.4.1 Розрахункова схема станини шоквої дробарки

Якщо станина має зварену конструкцію, то її розраховують як статично невизначену раму, яка складається із трьох балок із шарнірними опорами по

кінцях (рис. 6.1). розрахункове зусилля Q_p приймаємо з урахуванням динамічних навантажень, n :

$$Q_p = Q_{\max} \cdot K_d = 3.25 \cdot 10^5 \cdot 1.5 = 487500 \text{ Н} \quad (4.1)$$

де K_d - коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження, $K_d = 1,5$;

Q_{\max} - максимальне зусилля, що дробить.

Можливі два випадки:

- якщо футерівка передньої стінки виконана з окремих елементів, то в середині прольоту прикладене зосереджене навантаження;
- якщо футерівка спаяна, то за основу розрахунку приймаємо рівномірно розподілене навантаження.

При жорсткому закладенні кінців передньої та бічної стінок їхні кути повороту рівні $\Theta = \Theta_1$, тоді

$$\Theta = \frac{Q_p \cdot L^2}{16 \cdot EJ} - \frac{M_0 \cdot L}{2 \cdot EJ} \quad (4.2)$$

$$\Theta_1 = \frac{M_0 \cdot L_1}{3 \cdot EJ_1} \quad (4.3)$$

З формул (4.2) та (4.3) при рівності $\Theta = \Theta_1$, одержимо

$$M_0 = \frac{Q_p \cdot L}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \frac{J}{J_1}} = \frac{487500 \cdot 1.05}{8} \cdot \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{0.91}{1.05} \cdot \frac{0.002}{0.005}} = 5.197 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де J, J_1 - моменти інерції перерізів передньої та бічної стінок відносно їхніх нейтральних осей;

L, L_1 - довжина передньої та бічної стінок.

Приймаємо параметри передньої стінки

$H = 0.51 \text{ м}; b = 0.19 \text{ м}; a = 0.17 \text{ м}; c = 0.13 \text{ м}; L = 1.05 \text{ м}$

Приймаємо розміри та визначаємо параметри бічної стінки

$H = 0.725$ м; $b = 0.15$ м; $a = 0.17$ м; $c = 0.13$ м; $L_1 = 0.91$ м.

$$J = \frac{b \cdot H^3}{12} - 3 \frac{c \cdot a^3}{12} = \frac{0.15 \cdot 0.725^3}{12} - 3 \frac{0.13 \cdot 0.17^3}{12} = 0.002 \text{ м}^4$$

$$J_1 = \frac{b \cdot H^3}{12} - 3 \frac{c \cdot a^3}{12} = \frac{0.15 \cdot 0.725^3}{12} - 3 \frac{0.13 \cdot 0.17^3}{12} = 0.005 \text{ м}^4$$

Згинальний момент у передній стінці:

$$M = \frac{Q_P \cdot L}{4} - M_0 = \frac{487500 \cdot 1.05}{4} - 5.197 \cdot 10^4 = 7.6 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Напруження від вигинання в передній стінці

$$\sigma = \frac{M \cdot x}{J} = \frac{7.6 \cdot 10^4 \cdot 0.095}{0.002} = 3.61 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

де x - відстань від нейтральної осі до найбільш розтягнутих волокон (радіус інерції) (рис. 4.1, рис. 4.2).

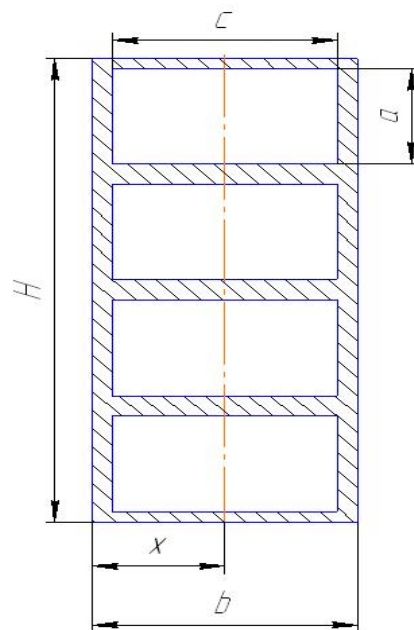


Рис.4.2 Варіант перерізу передньої стінки

4.2 Розрахунки на міцність рухомої щоки

Розрахунок щоки аналогічний розрахунку балки, що шарнірно опирається на дві опори: вісь підвісу (ексцентриковий вал) і розпірна плита (рис. 4.3).

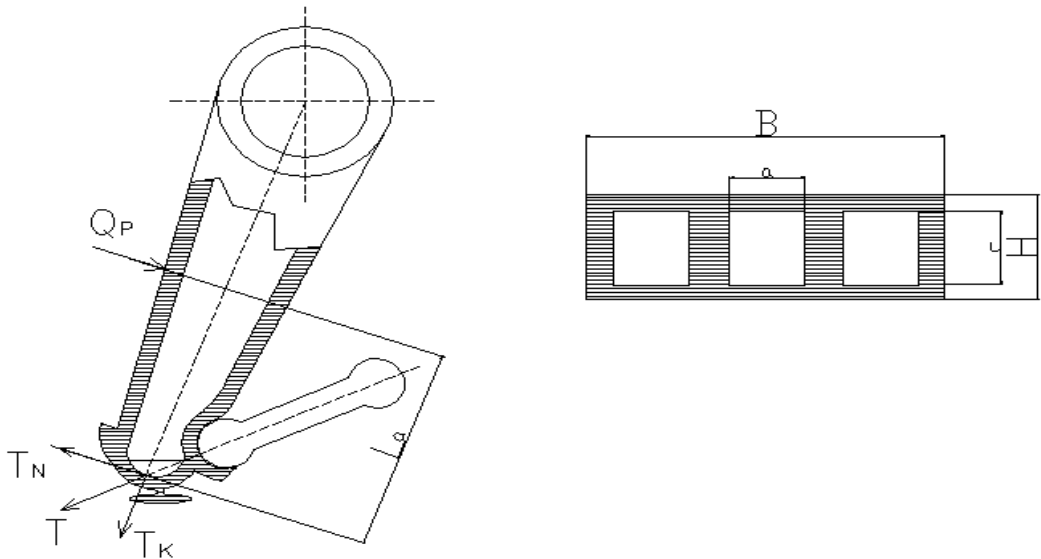


Рис.4.3 Схема діючих сил на рухому щоку

Перевірки підлягають два перерізи: у зоні дії зусилля, що дробить, і в з'єднанні її з розпірною плитою. Сила T_N (рис. 4.3) викликає напруження згинання в щоці, а T_K - напруження розтягування.

Тоді

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{W} + \frac{T_K}{S} = \frac{54166}{0.002} + \frac{12.5}{0.044} \approx 27 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

де W - момент опору перетину щоки;

S - площа перетину.

Приймаємо: $B = 0.58$ м; $H = 0.2$ м; $a = 0.15$ м; $c = 0.16$ м

$$T = 20 \text{ кН}$$

$$T_K = 20 \cdot \cos 51 = 12.5, \text{ кН}$$

де T - зусилля, виникаюче в розпірній плиті;

γ - кут між розпірною плитою і рухомою щокою.

Тоді можемо визначити:

Момент інерції

$$J = \frac{B \cdot H^3}{12} - 3 \frac{a \cdot c^3}{12} = \frac{0.58 \cdot 0.2^3}{12} - 3 \frac{0.15 \cdot 0.16^3}{12} = 0.0002, \text{м}^4$$

Момент опору

$$W = \frac{2J}{H} = \frac{2 \cdot 0.0002}{0.2} = 0.002, \text{м}^3$$

Площу перетину

$$S = 0.58 \cdot 0.2 - 3 \cdot 0.15 \cdot 0.16 = 0.044 \text{м}^2$$

Згинальний момент

$$M_{зг} = \frac{2}{3} \cdot Q_P \cdot \frac{1}{3} \cdot L_1 = \frac{2}{3} \cdot 487500 \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,5 = 54166 \text{Нм}$$

4.3 Розрахунок ексцентрикового валу

Ексцентриковий валу піддається одночасній дії напруження згинання та кручення. Масою маховика й силою натягу ременів зазвичай нехтують.

Згинальний момент у небезпечному перерізі валу:

$$M = \frac{R \cdot l}{4} = \frac{18 \cdot 1.2}{4} = 5.4 \text{кН} \cdot \text{м}$$

де R - сила, яка діє на вал від щоки;

l – відстань між опорами

Напруження згинання

$$\sigma = \frac{M_{зг}}{0.1d^3} = \frac{5400}{0.1 \cdot 0.06^3} = 250 \cdot 10^6 \text{Па}$$

d – діаметр валу в розрахунковому перерізі, м

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{0.1 \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{5400}{0.1 \cdot 240 \cdot 10^6}} = 0,06 \text{м}$$

де $[\sigma] = 250 \text{МПа}$ для сталі 40Х

Напруження крутіння:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0.2d^3} = \frac{108}{0.2 \cdot 0.06^3} = 2500000 \text{ Па},$$

де
$$M_{кр} = R \cdot \frac{S}{2} = 18000 \cdot 0.006 = 108 \text{ Нм}$$

- момент крутіння від тангенціального зусилля до ексцентрика.

Сумарне напруження, мПа

$$\sigma_c = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_c]$$

$$\sigma_c = \frac{250}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{250^2 + 4 \cdot 2.5^2} \leq [250]$$

$$\sigma_c = 250 \leq [250],$$

де $[\sigma_c] = 250$ мПа – допустиме напруження.

4.4 Розрахунок розпірної плити дробарки

Розпірну плиту розраховують при завищеному на 25% допустимого напруження при стисненні, тому що вона виконує роль запобіжного елемента.

$$\sigma = \frac{T}{S} = \frac{20000}{0.25} = 80000 \text{ Па},$$

де T – зусилля, що діють уздовж осі розпірної плити, Н

S – площа поперечного перерізу плити, м^2 (приймаємо, що $S = 0.25 \text{ м}^2$)

4.5 Розрахунок дебалансного валу віброгрохоту

Враховуючи, що на дебалансний вал діють сили від дебалансів:

$$F_{d_1} = F_{d_2} = \frac{F}{2} = \frac{7641,2}{2} = 3820,6 \text{ Н.}$$

Також на вал діє сила, викликана натягом клинопасової передачі $F_{\text{пр}}=270 \text{ Н}$.

Відстань між підшипниками дебалансного валу приймаємо $l=1 \text{ м}$. Відстань між веденим шківом клинопасової передачі та серединою найближчого підшипника $a=0,2 \text{ м}$. Відстань між серединою дебалансів і серединою найближчого підшипника $b=0,1 \text{ м}$. Приймаємо умову, що режим роботи валу – постійний.

Користуючись кінематичною схемою приводу, знаходимо крутний момент на дебалансному валу $T_2, \text{ Н}$, за формулою:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega},$$

де P_2 – потужність на дебалансному валу, Вт.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{кп}},$$

де P_1 – передаюча потужність електродвигуном, Вт, $N_1=813,21$;

$\eta_{\text{кп}}$ – ККД клиновасової передачі, $\eta_{\text{кп}}=0,95$;

ω – кутова швидкість дебалансного валу, рад/с, $\omega=78,5$.

$$P_2 = 813,21 \cdot 0,95 = 772,55 \text{ Вт}$$

$$T_2 = \frac{772,55}{78,5} = 9,84 \text{ Н}$$

В якості матеріалу дебалансного валу приймаємо сталь 40Х, для цієї сталі границя міцності при розтязі – $\delta_{\text{в}}=1000 \text{ МПа}$, межа текучості – $\delta_{\text{т}}=800 \text{ МПа}$. Креслимо в масштабі схему дебалансного валу, визначаємо реакції опор R, H , та згинаючі моменти $M, H \cdot m$, (рис.4.4).

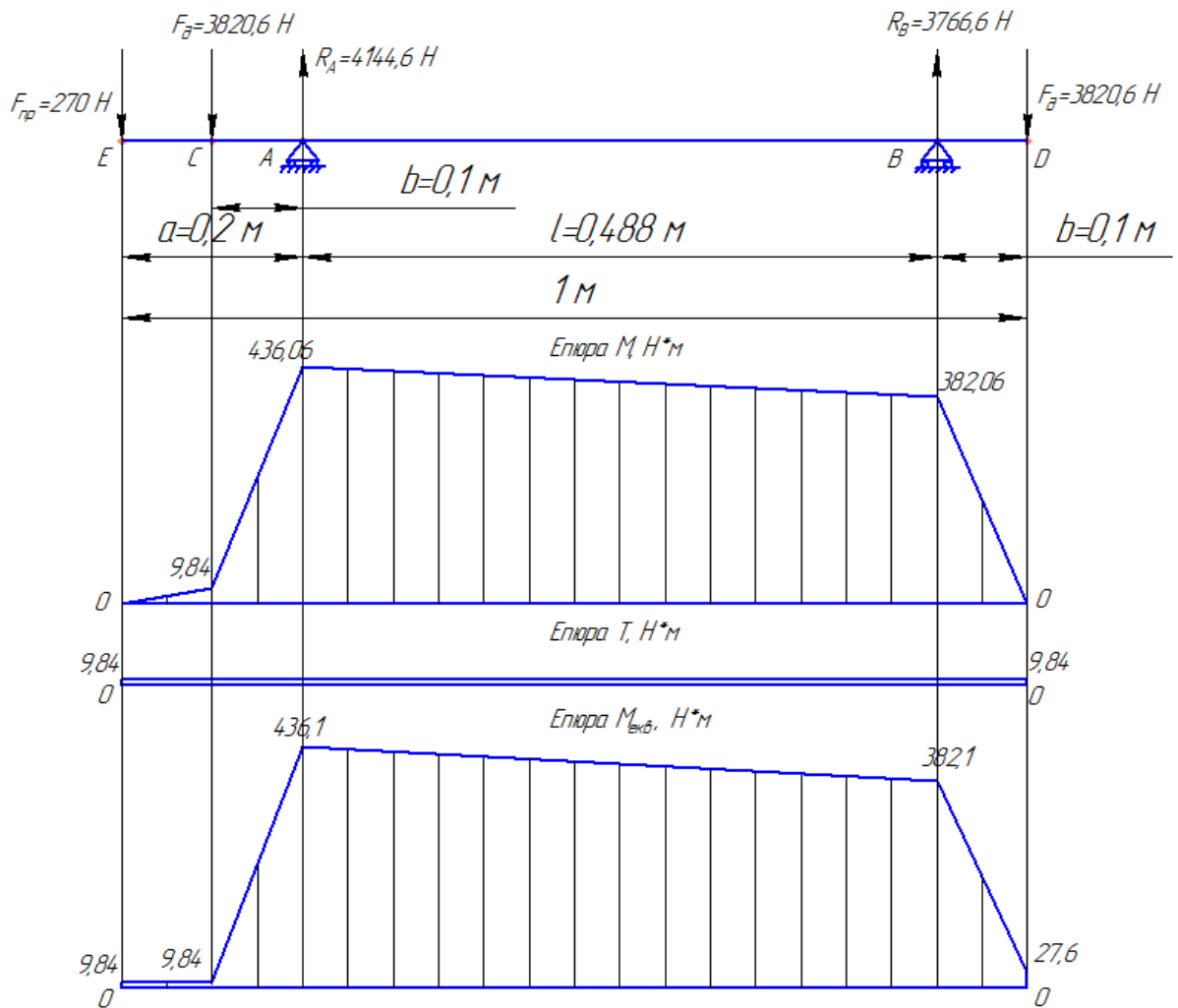


Рис. 4.4 Розрахункова схема дебалансного вала

$$\sum M_A = 0, F_{\text{пр}} \cdot a + F_{\text{д}} \cdot b + R_B \cdot l - F_{\text{д}} \cdot (l + b) = 0;$$

$$R_B = \frac{F_{\text{д}} \cdot (l + b) - F_{\text{пр}} \cdot a - F_{\text{д}} \cdot b}{l} = \frac{3820,6 \cdot (1 + 0,1) - 270 \cdot 0,2 - 3820,6 \cdot 0,1}{1} = 3766,6.$$

$$\sum M_B = 0, R_A \cdot l + F_{\text{д}} \cdot b - F_{\text{д}} \cdot (b + l) - F_{\text{пр}} \cdot (a + l) = 0;$$

$$R_A = \frac{F_{\text{д}} \cdot (b + l) + F_{\text{пр}} \cdot (a + l) - F_{\text{д}} \cdot b}{l} = \frac{3820,6 \cdot (0,1 + 1) + 270 \cdot (0,2 + 1) - 3820,6 \cdot 0,1}{1} = 4144,6 \text{ H}.$$

Проводимо перевірку виконаних розрахунків:

$$\sum Y = 0, R_A + R_B - F_{\text{пр}} - F_{\text{д}} - F_{\text{д}} = 0;$$

$$4144,6 + 3766,6 - 270 - 3820,6 - 3820,6 = 0.$$

Для побудови епюри згинаючих моментів знаходимо їх значення в перетинах точок А, В і С.

$$M_A = F_{\text{пр}} \cdot a + F_{\text{д}} \cdot b = 270 \cdot 0,2 + 3820,6 \cdot 0,1 = 436,06;$$

$$M_B = F_{\text{д}} \cdot b = 3820,6 \cdot 0,1 = 382,06;$$

$$M_C = F_{\text{пр}} \cdot (a - b) = 270 \cdot (0,2 - 0,1) = 27.$$

Знаходимо еквівалентне значення моментів $M_{\text{екв}}$, Н·м, в точках А, В і С за формулою:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2},$$

де M – значення згинаючого моменту, Н·м;

α – коефіцієнт еквівалентності;

T – крутний момент на валу, Н·м, $T=9,84$.

$$\alpha = \frac{[\delta_{-1}]}{[\delta_{\text{в}}]},$$

де $[\delta_{-1}]$ – допустиме значення напруження, МПа, $[\delta_{-1}]=90$;

$[\delta_{\text{в}}]$ – межа міцності, МПа, $[\delta_{\text{в}}]=150$.

$$\alpha = \frac{90}{150} = 0,6;$$

$$M_{\text{екв}}^A = \sqrt{436,06^2 + (0,6 \cdot 9,84)^2} = 436,1;$$

$$M_{\text{екв}}^B = \sqrt{382,06^2 + (0,6 \cdot 9,84)^2} = 382,1;$$

$$M_{\text{екв}}^C = \sqrt{27^2 + (0,6 \cdot 9,84)^2} = 27,6.$$

Проводимо розрахунок діаметрів валу d , мм, в перерізах точок А, В і С використовуючи формулу

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв}}}{0,1 \cdot [\delta_{-1}]}}$$

де $M_{\text{екв}}$ – еквівалентний момент, Н · мм; $[\delta_{-1}]$ – допустиме напруження, МПа, $[\delta_{-1}] = 90$.

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{436100}{0,1 \cdot 90}} = 36,5;$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{382100}{0,1 \cdot 90}} = 34,9;$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{27600}{0,1 \cdot 90}} = 14,5.$$

Так як в точках А і В стоять підшипники, то приймаємо посадочний діаметр під ці підшипники 45 мм.

4.6 Розрахунок дебалансів грохоту

Статичний момент одного з 4-х дебалансів (2 рухомих), з однаковими розмірами $(mr)'$, кг·м, визначаємо за формулою:

$$(mr)' = \frac{me}{4} \cdot 1,2,$$

де mr – сумарний статичний момент дебалансів, кг·м, $mr = 1,24$;

1,2 – коефіцієнт, який дозволяє регулювати амплітуду коливань.

$$(mr)' = \frac{1,24}{4} \cdot 1,2 = 0,372.$$

Приймаємо матеріал дебалансів – сталь вуглецева звичайної якості Ст 3, яка має $\delta_B = 400$ МПа, $\delta_T = 200$ МПа, $\rho = 7850$ кг/м³.

За рекомендацією [1] приймаємо розміри дебалансу:

R – найбільший радіус дебалансу, м, $R=0,25$;

r – радіус верхньої частини дебалансу, м,

$$r = r_B + (0,01 \dots 0,015) = 0,06 + 0,01 = 0,07;$$

r_B – радіус дебалансного валу, м, $r_B=0,06$.

Товщина одного дебалансу δ , м, визначається за формулою:

$$\delta = \frac{3}{2} \cdot \frac{(me)'}{(R^3 - r^3) \cdot \rho \cdot \sin \varphi / 2},$$

де φ – кут нижньої частини дебалансу, град., $\varphi=96$.

$$\delta = \frac{3}{2} \cdot \frac{0,372}{(0,25^3 - 0,07^3) \cdot 7850 \cdot \sin 96 / 2} = 0,032.$$

Визначаємо розміри доважка для дебалансів. Конструктивно приймаємо 4 доважка, по одній на кожний дебаланс.

Визначаємо величину статичного моменту для доважка $(mr)_H$, кг·м, за формулою

$$(mr)_H = \frac{0,4 \cdot me}{4},$$

$$(mr)_H = \frac{0,4 \cdot 1,24}{4} = 0,124.$$

Знаходимо товщину доважка δ_H , м, за формулою:

$$\delta_H = \frac{3}{2} \cdot \frac{(me)_H}{(R^3 - r_H^3) \cdot \rho \cdot \sin \varphi / 2},$$

де r_H – менший радіус доважка, м, $r_H=0,1$.

$$\delta_H = \frac{3}{2} \cdot \frac{0,124}{(0,25^3 - 0,1^3) \cdot 7850 \cdot \sin 96 / 2} = 0,02.$$

Перевірка дебалансу $\delta_{ст}$, на стиск, МПа:

$$\delta_{ст} = \frac{S}{2 \cdot d \cdot h \cdot z} \leq [\delta_{ст}],$$

де $\delta_{ст}$ – напруга стиску, МПа;

S – зсуваюча сила, Н;

d – діаметр валу дебалансів, $d=0,04$;

h – товщина дебалансу, $h=0,032$;

z – число дебалансів, $z=1$;

$[\delta_{ст}]$ – допустиме напруження на стиск.

$$S = \frac{F}{2},$$

де F – вимушуюча сила, Н, $F=7641,2$.

$$S = \frac{7641,2}{2} = 3820,6;$$

$$\delta_{ст} = (0,8 \dots 1) \cdot \delta_T = 0,8 \cdot 200 = 160;$$

$$\delta_{ст} = \frac{3820,6}{2 \cdot 0,04 \cdot 0,032 \cdot 1} = 1,49 < 160.$$

Отже, можна зробити висновок, що сконструйований дебаланс відповідає вимогам.

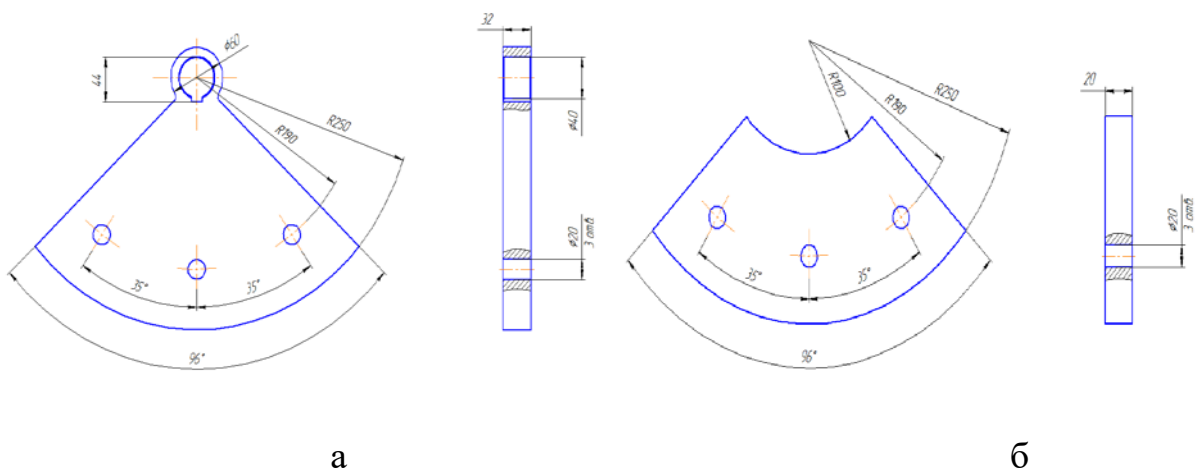


Рис.4. 3. Дебаланс (а) та доважок(б) віброзбудника інерційного грохоту

4.7 Визначення навантаження на підшипники та їх вибір

Конструктивно приймаємо дебалансний вал, який кріпиться в опорах на двох підшипниках кочення. Радіальне навантаження, яке діє на один підшипник буде дорівнювати: $F_{r_1} = F_{r_2} = \frac{F}{2} = \frac{7,6}{2} = 3,8$ кН. Осьове навантаження на підшипник: $F_a=0$.

Знаходимо частоту обертання дебалансів n , об/хв., за формулою:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi};$$

$$n = \frac{30 \cdot 78,5}{3,14} = 750.$$

Визначаємо еквівалентне динамічне радіальне навантаження P , кН, за формулою:

$$P = (VX F_r + Y F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T,$$

де X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження, так як $F_a=0$
 $X=1$;

V – коефіцієнт обертання, $V=1$;

K_δ – коефіцієнт безпеки, $K_\delta=1,8$;

K_T – температурний коефіцієнт, $K=1$.

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 3,8 + 0) \cdot 1,8 \cdot 1 = 6,84.$$

Розраховуємо необхідну динамічну вантажопідйомність $C_{дин}$, кН, за формулою:

$$C_{дин} = P^p \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot L_n}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}},$$

де p – показник степені, $p=10/3$;

L_n – строк служби підшипника, год., $L_n=4500$;

a_1 – коефіцієнт надійності, $a_1=1$;

a_{23} – коефіцієнт матеріалу, $a_{23}=0,75$.

$$C_{\text{дин}} = 6840 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{60 \cdot 750 \cdot 4500}{1 \cdot 0,75 \cdot 10^6}} = 36,7.$$

Обираємо підшипник роликаний дворядний, сферичний, за ГОСТ 5721–75, №3509, який має наступні параметри: $d=45$ мм, $D=85$ мм, $B=23$ мм, $C=64$ кН, $C_0=35$ кН, $m=0,6$ кг.

Проводимо перевірочний розрахунок підшипника за базовою довговічністю L_n , год., використовуючи формулу:

$$L_n = \left(\frac{C}{p}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n};$$

$$L_n = \left(\frac{64}{6,84}\right)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 750} = 38074.$$

В результаті проведених розрахунків визначено, що базова довговічність більше необхідної ($38074 > 5000 \dots 4000$), отже підшипник обраний вірно.

4.8 Висновки по розділу

1. Здійснено розрахунки на міцність станини дробарки.
2. Виконані розрахунки на міцність рухомої щоки та ексцентрикового валу.
3. Визначені навантаження та розраховано розпірну плиту дробарки.
4. Визначені навантаження на дебалансний вал і здійснено розрахунки дебалансів віброгрохоту.
5. Визначені навантаження, що діють на підшипники та здійснено їх вибір.

5. Техногенна безпека

5.1 Характер технологічного обладнання щодо небезпечності та шкідливості

Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які пов'язані з певними станами об'єкту – шокової дробарки, грохотів експлуатацією, виготовленням, ремонтом, зведено в таблицю 5.1.

Таблиця 5.1. Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори	Джерело небезпечного або шкідливого фактора	Кількісна оцінка фактор(регламентуючий норматив)
1	2	3
Незадовільний мікроклімат робочої зони	Тепло - випромінення при роботі будівельних машин і обладнання	Для робіт категорії легка – 1а/1б період року: холодний температура, T, °C відносна вологість, W,% швидкість руху повітря, V, м/с

		<p>теплий</p> <p>температура, t °C</p> <p>відносна вологість, W,%</p> <p>швидкість руху</p> <p>повітря, V м/с</p>
<p>Негативна зміна балансу концентрації іонного складу повітря</p>	<p>Робоче обладнання будівельних машин на протязі виробничої зміни</p>	<p>Кількість іонів в 1 см³ повітря</p> <p>n⁺ n⁻</p>
<p>Забруднення повітря робочої зони операторів будівельних машин, підвищення концентрації азоту, оксидів та пилу</p>	<p>Робоче обладнання будівельних машин, механіки, водії та оператори в приміщеннях</p>	<p>Вміст азоту в повітрі робочої зони, ГДК, мг/м³</p> <p>Вміст оксидів азоту, ГДК мг/м³</p> <p>Вміст пилу, ГДК мг/ м³</p>

<p>Підвищений рівень шуму на робочому місці/робочих приміщень</p>	<p>Будівельні машини і обладнання</p>	<p>Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L_p дБа / дБАекв</p> <p>Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L_p дБА / дБАекв</p>
<p>Підвищений рівень вібрації на робочих місцях</p>	<p>Будівельні машини і обладнання</p>	<p>Категорія 3 технологічного процесу типу “В”</p> <p>Рівень віброприскорення, L_a м./с², дБ</p> <p>Рівень віброшвидкості, L_v, м/с дБ</p>
<p>Недостатній рівень освітленості на робочому місці та в приміщені</p>	<p>Природне і штучне освітлення</p>	<p>КПО,%</p> <p>Нормований рівень освітлення на робочому столі в зоні розташування документів E, Лк</p>

<p>Небезпека ураження електричним струмом, замикання через тіло людини:</p> <p>- промислові;</p> <p>- атмосферні;</p> <p>- статична електрика</p>	<p>Будівельні машини і обладнання, електрообладнання і освітлення приміщення та робочих місць</p> <p>Робоче обладнання, освітлювальні і силові мережі</p> <p>Грозний розряд, блискавка</p> <p>Будівельні машини і обладнання</p>	<p>Мережі електроживлення і освітлення</p> <p>Допустимі,</p> <p>U, B</p> <p>F, Гц</p> <p>I, A</p> <p>I, A</p> <p>U, B</p> <p>F, Гц</p> <p>U, B</p> <p>N, 1/рік</p> <p>I, A</p> <p>U, B</p>
<p>Пожежна безпека</p>	<p>Коротке замикання електрообладнання будівельних машин та</p>	<p>Категорія вибухопожежо-небезпеки будівель</p> <p>Ступінь вогнетривкості будівель</p>

Вибухо- небезпека	освітлення приміщень. Попадання блискавки. Підвищення температури	Т, °С
----------------------	--	-------

Робота подрібнювально-сортувального обладнання і апаратів повітряної сепарації супроводжується значним шумом, вібрацією та пиловиділенням. Для зменшення цих шкідливих дій застосовують віброізолюючі прокладки, аспіраційні пристрої, шумопоглинаючі укриття машин, а також індивідуальні засоби захисту персоналу : респіратори, шумофони, ізольовані кабіни.

Вібраційні машини (грохоти) працюють в основному в за резонансному режимі і для зменшення передачі вібрації на фундамент і робочі місця опорні амортизатори розраховують із співвідношення частот вимушених і власних коливань більш як 4 : 1.

Повніший ефект дає автоматизація процесу, яка дозволяє вивести обслуговуючий персонал із зон шкідливих дій. За діючими санітарними нормами кількість запыленого повітря на робочих місцях не повинна перевищувати 10 мг/м³ і тому всі канали руху матеріалів мають бути герметизованими. Для дробарок і грохотів застосовують спеціальні укриття – короби з листової сталі з аспірацією. Внутрішні стінки коробів покривають спеціальним звукопоглинаючим матеріалом, а зовнішні – протишумовою мастикою.

5.2 Охорона праці при експлуатації логістичних систем для дробильно –сортувальних процесів

Головними небезпеками для здоров'я обслуговуючого персоналу на підприємствах для дробильно –сортувальних процесів являється підвищена запыленість повітря, виробничі шуми, вібрації і ураження електричним струмом.

Захист від пилу здійснюють видаленням її з робочої зони, герметизацією цієї зони, застосуванням місцевих повітряних відсосів, а також використання загальної вентиляції.

Пил із робочої зони може бути видалений гідрообезпилюванням. Поступаюча вода із форсунок зволожує пил, який утворюється, запобігаючи його розповсюдження в повітрі.

Робочу зону обладнання герметизують за допомогою відокремлюючих кожухів і шляхом встановлення місцевих повітряних відсосів.

Для уловлення в робочій зоні пилу, а також для організації загального повітря обміну використовують вентиляційні установки.

Механічні коливання машин приводять до коливань повітряного середовища, яке являється причиною шумів.

Сильний і довгий шум негативно впливають на стан здоров'я. Крім загального втомлення, зменшення уваги і гальмування реакцій, шум являється причиною головного болю, виникання глухоти, захворювання нервової системи.

Найбільш шкідливо впливають на організм людини високочастотні, виючі і переривчасті шуми.

При шумі 120...140 дБ виникають механічні пошкодження органів слуху. Довгий вплив шуму в 100...120 дБ на низьких частотах викликає загальне порушення організму.

Одним із шляхів зменшення рівню шумів являється звукоізоляція вузлів машини чи в цілому машин за допомогою кожухів. Їх виготовляють із сталевих листів з внутрішнім облицюванням із волока, пінополіуретану чи шлаковати. Кожух встановлюють на віброізолюючі прокладки із азбесту, войлоку чи гуми. Використання кожуха знижує шум до 30 дБ. При безпосередньому контакті тіла людини з струмоведучими частинами установки, які знаходяться під струмом, може викликати електричні травми. Найбільш небезпечними для людини є електричний удар, при якому порушується серцева, дихальна і мозкова діяльність організму людини. Змінний струм частотою 50 Гц більше небезпечний, ніж струм частотою 200 Гц і вище. Захисними мірами, які захищають робітника від дії електричного струму, являються :

- використання струму 36 В і нижче ;
- використання покращеної ізоляції ;
- виникнення умов недосягаємості ;
- блокування ;
- попереджувальні написи ;
- заземлення елементів електроустановки.

Попереджувальні плакати необхідно розвішувати на видних місцях. За допомогою блокування електричний ланцюг розривається перед тим, як робітник зможе опинитися під напругою.

Коливання машин до 15...18 Гц сприймаються організмом людини ізолювано одне від одного і відчувається як товчки. Ці сприйняття

викликають нервові збудження. По технічних умовах робоче місце оператора не повинно мати товчків поздовжністю 0,03с. Інтенсивність товчків знижується встановленням амортизаторів. Коливання з великою частотою (більше 18 Гц) і невеликій амплітуді сприймаються разом і відчуються як вібрація. В результаті довгої вібрації виникають вібраційні хвороби. Для зменшення розповсюдження вібрації приймають наступні міри віброізоляції і вібропоглинання :

- амортизатори ;
- прокладки і облицьовки із вібропоглинаючих матеріалів і різні типи гасників коливань.

5.3 Охорона навколишнього середовища при виробничій експлуатації машин для дроблення та сортування

Вимоги охорони праці та виробничої санітарії за специфікою кожного виробництва встановлюються спеціальними галузевими органами, для яких розроблені типові конструкції по видам виробництва та загальні правила техніки безпеки. За рахунок впровадження сучасних засобів техніки безпеки, локалізації шкідливих виробничих факторів, технологічних процесів, створення спеціалізованих машин та механізмів, автоматизації виробничих процесів ліквідована низка робіт з важкими та шкідливими умовами праці.

Правильно обладнане робоче місце сприяє підвищенню відповідальності робітників за технічний стан обслуговуваних машин, їх безаварійну роботу, чистоту та порядок, зводить до мінімуму виробничий травматизм, забезпечує високопродуктивну роботу.

Проходи та майданчики у будівлі фундаментів та завантажуючи пристроїв дробарок та грохотів слід добре освітлювати та звільняти від сторонніх предметів. Розлиті мастильні матеріали поблизу мастильних баків, масляних насосів станцій густого та рідкого змащення слід негайно видаляти

скребками чи ганчірками. Потрапляння мастильних матеріалів на шківи пасової передачі, деталі електродвигунів, обладнання, ізоляцію електропроводів може призвести до аварійної ситуації. Для зручності обслуговування дробарок та грохотів, розташованих на невеликій відстані одна від одної, доцільно використовувати перехідні знімні містки. Інструмент, пристосування, матеріали, необхідні при виконанні технічного обслуговування та ремонтів, слід зберігати в спеціальних шафах. Крім звичайного слюсарного інструменту на робочому місці повинні знаходитися стропа, скребки, та інші пристосування для необхідної довжини для очищення робочого простору дробарок. Також необхідна наявність монтажних поясів, страховочних канатів.

Доцільно на робочому місці оператора дробарки та грохоту використовувати пилошумоізольовані kabіни, так звані фіксовані місця оператора.

Заходи з техніки безпеки дозволяють передбачити шкідливі фактори, що супроводжують технологічні процеси на виробництві, ліквідувати їх або звести до мінімуму.

При транспортуванні, дробленні, грохоченні, гірських порід слід користуватися індивідуальними засобами захисту організму обслуговуючого персоналу. Спецодяг повинен бути легким, зручним та виконаний так, щоб не перешкоджати робочим рухам та захищати тіло людини від механічних, хімічних, теплових та інших шкідливих впливів без порушення терморегуляції тіла. Органи зору захищають за допомогою спеціальних окулярів. Для захисту очей від механічних пошкоджень використовують металеві сітчасті окуляри, від пилу та вітру – протипилові. Скло, використане в окулярах, повинно бути неб'ющимися.

Для захисту органів дихання використовують респіратори та протигази. Респіратори призначені для захисту від дії пилу, протигази – від шкідливих

парів та газів. Окрім респіраторів для захисту від їдкого пилю голови, шиї слід користуватися капюшоном. Шкіряний покрив захищають за допомогою мазей та паст. Їх використовують в тих випадках, коли на шкіру можуть потрапити мастила, фарби лаки бензин. В якості індивідуальних засобів захисту органів слуху, використовують навушники, вкладиші, шоломи.

Запускати обладнання без попереджувальних сигналів забороняється. Недопустимо видаляти вручну застрягли в камері дроблення шматки породи, розбивати їх.

При огляді та обслуговуванні операторами камери дроблення та сит грохоту варто суворо дотримуватися правил безпеки, їх слід забезпечити запобіжними поясами, а також влаштувати тимчасовий настил над завантажувальним отвором дробарки та біля рами грохоту. Шматки матеріалу, які заклинили дробарку, видаляють тільки за нарядом допуском в присутності представника технічного нагляду.

Запуск дробарок під завалом та грохоту слід проводити відповідно до інструкції, розробленої та затвердженої головним інженером підприємства по карті безпечного ведення робіт.

5.4 Протипожежна безпека при експлуатації дробарок та грохотів

При виконанні робіт слід дотримуватись правил пожежної безпеки. Необхідно не допускати протікань мастила і робочих рідин; не зберігати на машині використаних обтирочних матеріалів і запас мастильних матеріалів. При огляді системи живлення двигуна дробарки слід користатися електричним освітленням. В місцях встановлення дробарок та грохотів повинні бути вогнегасники, ящики з піском і протипожежний інвентар. В випадку загоряння нафтопродуктів гасити полум'я слід вогнегасником, піском, і др. Категорично забороняється заливати полум'я водою.

5.5 Технічна і виробнича експлуатація дробарок і грохотів

Своєчасне технічне обслуговування та ремонт, правильна експлуатація забезпечують безперервну роботу дробарок і грохотів. Всі ці заходи повинні проводитися відповідно до системи планово-попереджувального ремонту (ППР), яка передбачає наступні види технічного обслуговування та ремонту: щомісячне обслуговування, періодичне обслуговування, поточний та капітальний ремонт.

Усі види робіт, за виключенням щомісячного обслуговування, виконуються по затвердженим річним графікам, де передбачаються терміни ремонту та тривалість міжремонтного циклу.

Машиніст дробарки чи грохоту приймає участь у щозмінному та періодичному технічному обслуговуванні дробильного обладнання. Щозмінне технічне обслуговування проводиться на протязі робочої зміни, між змінами, в період простою технологічного обладнання. Полягає воно в систематичному спостереженні за станом систем агрегатів та вузлів дробарки, грохоту ліквідації малих несправностей. Протягом зміни необхідно контролювати температурний режим роботи підшипників; спостерігати за роботою систем змащення та охолодження, за показниками контрольних приборів. По закінченні зміни слід очистити дробарки й грохоту від пилу та бруду, перевірити стан кріпильних деталей тощо.

При періодичному технічному обслуговуванні необхідно виконати всі роботи щозмінного обслуговування; очистити робочий простір від матеріалу; провести ревізію стану основних вузлів; промити та замінити мастильні матеріали у вузлах дробарки й грохоту . При виконанні поточного ремонту слід провести ревізію приводу машин; перевірити пускову апаратуру; замінити масло в системах. Поточний ремонт передбачає часткову розбору дробарки та грохоту й обмежується мінімальним об'ємом робіт. Після

проведення поточного ремонту дробарку і грохоту слід випробувати на холостому ходу та під навантаженням.

Капітальний ремонт проводиться з метою відновлення повністю зношеної дробарки. При цьому машина розбирається на вузли. Основним видом робіт при капітальному ремонті є заміна чи ремонт базових деталей, станин рам, регулювання дробарки та грохоту. Для скорочення періоду знаходження цих машин в ремонті ремонтні бригади слід комплектувати та спеціалізувати по типам цих машин.

5.6 Інженерне рішення з питань техногенної безпеки при експлуатації будівельного обладнання з електроприводом

5.6.1 Розрахунок заземлення

Для заземлення установки, експлуатованого в нашій кліматичній зоні, передбачається заземлення з допустимим опором $R_g = 10 \text{ Ом}$ [12].

Заземлення приймається як розміщення електродів ланцюжком, що складається з вертикальних електродів (куточок № 65) довжиною $L = 3,5 \text{ м}$ і горизонтальної смуги зв'язку (стрижень $d = 24 \text{ мм}$). Заглиблення смуги зв'язку в суглинку $t = 0,9 \text{ м}$.

$\rho = 100$ - питомий опір ґрунту, $\text{Ом}\cdot\text{м}$;

$a = 7$ - відстань між вертикальними електродами, м (рис. 5.1);

$\psi_y = 1,4$ - коефіцієнт сезонності для даної кліматичної зони.

Отже, розрахунковий питомий опір ґрунту розтіканню струму від вертикальних електродів:

$$\rho_s = \rho \times \psi_s = 100 \times 1,4 = 140 \text{ Ом}\cdot\text{м}$$

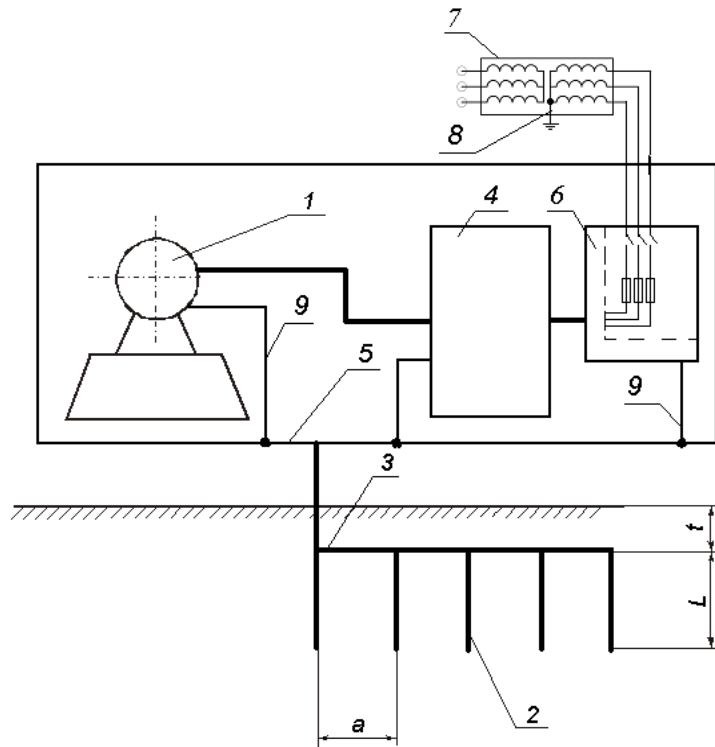


Рис. 5.1 Принципова схема розрахунку:

1 - корпус електродвигуна; 2 - вертикальні електроди завдовжки $L = 3,5$ м; 3 - смуга зв'язку; 4 – корпус частотного перетворювача; 5 – контур заземлення; 6 - розподільний щит; 7 – трансформаторна підстанція; 8 – заземлення нейтралі трансформатора; 9 – з'єднувальний провід.

Опір вертикального електроду розтіканню струму визначається по формулі:

$L = 3,5$ м - довжина вертикального електроду;

$Y = 0,065$ м - ширина полиці куточка вертикального електроду;

$t = 0,85$ м - заглиблення вертикального електроду.

$$R_{BO} = \frac{\rho_s}{2\pi L} \left[\ln \frac{2L}{0,95B} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \left(t + \frac{L}{2} \right) + L}{4 \left(t + \frac{L}{2} \right) - L} \right]$$

$$R_{BO} = \frac{140}{2 \times 3,14 \times 3,5} \times \left[\ln \frac{2 \times 3,5}{0,95 \times 0,065} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \left(0,85 + \frac{3,5}{2} \right) + 3,5}{4 \left(0,85 + \frac{3,5}{2} \right) - 3,5} \right] = 32,36 \text{ Ом}$$

Зразкова кількість необхідних вертикальних електродів:

$\eta_B = 0,6$ - коефіцієнт використання вертикального електроду (задаємося орієнтовно).

$$n = \frac{R_{BO}}{2 \times \eta_B \times R_g}$$

$$n = \frac{32,36}{2 \times 0,6 \times 10} = 2,69 \approx 3$$

Приймаємо для попереднього розрахунку кількість вертикальних електродів $n_B = 3$.

Довжина смуги зв'язку :

$$l_n = 1,05a(n-1) = 1,05 \times 7(3-1) = 14,7 \text{ м}$$

Розрахунковий питомий опір ґрунту розтіканню струму з горизонтальної смуги зв'язку:

$$\rho_r = \rho \times \psi_z$$

$\rho = 100 \text{ Ом} \times \text{м}$ – питомий опір суглинку;

$\psi_z = 1,4$ – коефіцієнт сезонності ґрунту для розрахунку смуги зв'язку

$$\rho_r = 100 \times 1,4 = 140 \text{ Ом} \times \text{м}$$

Опір смуги зв'язку визначається по формулі:

$$R_{ro} = \frac{\rho_r}{2\pi l_n} \times \ln \frac{l_n^2}{d \times t}$$

$d = 0,024$ м – діаметр стрижня

$$R_{ro} = \frac{140}{2 \times 3,14 \times 14,7} \times \ln \frac{14,7^2}{0,024 \times 0,85} \approx 14 \text{ Ом}$$

Визначаємо коефіцієнт використання:

1. Вертикального електроду $\eta_v = 0,76$
2. Смоги зв'язку $\eta_c = 0,77$

Загальний опір комбінованого заземлення ($R_{rp} \leq R_g$):

$$R_{rp} = \frac{R_{eo} \times R_{ro}}{R_{eo} \times \eta_r + R_{ro} \times n_e \times \eta_e} = \frac{32,36 \times 14,0}{32,36 \times 0,77 + 14,0 \times 3 \times 0,76} = 7,97 \text{ Ом}$$

Що менше $R_g = 10$ Ом (значний запас) і задовольняє вимогам:

$$\frac{R_g - R_{rp}}{R_g} \times 100\% = \frac{10 - 7,97}{10} \times 100 = 20,3\%$$

$$R_{rp} = 7,97 \text{ Ом} < R_g = 10 \text{ Ом}$$

Це задовольняє вимогам.

Таким чином, в результаті розрахунку прийнята кількість вертикальних електродів – 3 штуки; довжина смоги зв'язку – 14,7 м.

Основними причинами травматизму від ураження током є:

1. Поява напруги на частинах установок і машин, що не знаходяться під напругою в нормальних умовах експлуатації.
2. Появи крокової напруги на поверхні землі в результаті замикання токоведучих дротів на землю.
3. До інших причин можна віднести неузгоджені і помилкові дії персоналу, відсутність нагляду за електроустановками під напругою і ряд інших організаційних причин.

Комплекс профілактичних заходів охоплює наступні захисні заходи: правильний підбір ізоляції електромереж і установок; заземлення електроустановок і занулення; автоматичне захисне відключення; блокування; індивідуальні засоби захисту (гумові рукавички, інструмент з ізольованими рукоятками, діелектричні галоші).

5.7 Висновки по розділу

1. Описано характер технологічного обладнання щодо небезпечності та шкідливості
2. Приведені відомості щодо охорони праці при експлуатації логістичних систем для дробильно –сортувальних процесів та охорона навколишнього середовища при виробничій експлуатації машин для дроблення та сортування.
3. Зазначено порядок дотримання протипожежної безпеки при експлуатації дробарок і грохотів та описана їхня технічна і виробнича експлуатація.
4. Приведені інженерні рішення з питань техногенної безпеки при експлуатації будівельного обладнання з електроприводом.

Загальні висновки

1. Здійснений аналіз загальних підходів до формування логістичної системи та їх характеристик засвідчив, що дробильно – сортувальні установки є класичними представниками систем виробничої логістики.
2. Дробильно – сортувальні установки представляють собою логістичні системи, в комплекті яких входять дробарка та грохот і є підсистемами, які володіють своїми властивостями та реалізують відповідні процеси.
3. Здійснена оцінка існуючих конструктивних рішень установок для дроблення та сортування матеріалів.
4. На основі розрахунків критеріїв технологічних параметрів існуючих установок для дроблення та сортування матеріалів вибрані прототипи формування енергоощадної логістичної системи для дроблення та сортування матеріалів.
5. Приведена фізика процесів дроблення матеріалів засвідчує, що на теперішній час відсутня загальноприйнята модель процесу подрібнення
- 6 Розкрита сутність фізики процесів сортування матеріалів.
7. Здійснено обґрунтування, вибір та загальні розрахунки логістичної систем «дробарка – грохот».
8. Обґрунтована конструкція та дослідженні технологічні та конструктивні параметри дробарки.
9. Здійснені розрахунки основних параметрів щоквої дробарки із складним рухом щоки та розрахунки деталей на міцність.
10. Обґрунтована конструкція та дослідженні технологічні та конструктивні параметри грохота.
11. Здійснені розрахунки основних параметрів та деталей грохоту.
12. Здійснено розрахунки на міцність станини дробарки.
13. Виконані розрахунки на міцність рухомої щоки та ексцентрикового валу.
14. Визначені навантаження та розраховано розпірну плиту дробарки.

15. Визначені навантаження на дебалансний вал і здійснено розрахунки дебалансів віброгрохоту.
16. Визначені навантаження, що діють на підшипники та здійснено їх вибір.
17. Описано характер технологічного обладнання щодо небезпечності та шкідливості
18. Приведені відомості щодо охорони праці при експлуатації логістичних систем для дробильно – сортувальних процесів та охорона навколишнього середовища при виробничій експлуатації машин для дроблення та сортування.
19. Зазначено порядок дотримання протипожежної безпеки при експлуатації дробарок і грохотів та описана їхня технічна і виробнича експлуатація.
20. Приведені інженерні рішення з питань техногенної безпеки при експлуатації будівельного обладнання з електроприводом

Список використаних джерел

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Назаренко І.І. Основи моделювання і проектування логістичних систем та процесів будіндустрії: монографія. Київ: «Видавництво Людмила» 2019,152с.
3. Денисенко М. П. Організація та проектування логістичних систем: Підручник / за ред. проф. М. П. Денисенка, проф. П. Р. Лековця, проф. Л. І. Михайлової. – К.: Центр учбової літератури, 2010. – 336 с.
4. Назаренко І.І., Берник І.М. Основи проектування і конструювання машин та обладнання переробних виробництв. Навчальний посібник для вищих навчальних закладів. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2012. – 590с
5. Назаренко І.І. та інші. Системний аналіз технічних об'єктів: Навчальний посібник / - К.: КНУБА, 2009.-164 с
6. Назаренко І.І. і інші. Основи наукових досліджень в проектуванні: навч. посібник: Видавництво «МП Леся», Київ: 2020. –109с.
7. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-ге видання).- К.:Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440с.
8. <https://m.olx.ua> > [list](#) > [q-дробильный-комплекс](#)