

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“ ____ ” _____ 2023 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:

" Дослідження параметрів логістичної системи навісної дробарки "

(назва)

Виконав студент групи: ІЛС-2маг

спеціальності 131 «Прикладна механіка»

(спеціальність)

Підсосонний Владислав Олексійович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник

Міщук Є.О.

(прізвище та ініціали)

К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2023 р.

**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 параметрів логістичної системи навісної дробарки "

(назва)

Київ 2023 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра: машин і обладнання технологічних процесів
Освітній рівень: «магістр за ОПП»
Спеціальність: 131 «Прикладна механіка»

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Завідувач кафедру МОТП

_____ д.т.н., проф. І.І. Назаренко

“ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА ЗДО-
БУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Підсосонний Владислав Олексійович

(прізвище, ім'я, по батькові магістранта)

1.Тема АМР: Дослідження параметрів логістичної системи навісної дробарки
Затверджена наказом ректора КНУБА № 1519/2 від 07.07.2023 р.

2. Керівник роботи Мищук Євген Олександрович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Науковий керівник і тема наукового дослідження затверджена рішенням Ради факультету, протокол № 13 від 21 червня 2023 р.

3. Строк подання студентом роботи до захисту 30 листопада 2023 року

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Р.1. Огляд і аналіз існуючих конструкцій.

Р.2. Дослідження процесів дробильно-сортувального заводу та логістика транспортування.

Р.3. Розрахунок конструкції.

Р.4. Розрахунок приводу навісної дробарки.

Р.5. Розрахунки на міцність.

Р.6. Техногенна безпека.

5. Графічний матеріал за розділами:

Р.1. Огляд та аналіз конструктивних та технологічних параметрів обладнання - 2л.

Р.2. Дослідження процесів дробильно-сортувального заводу - 3л.

Р.2. Логістика транспортування - 1л.

Р.3. Конструкторська частина-1л.

Р.4. Конструкторська частина-1л.

Р.5. Конструкторська частина-1л.

6. Календарний план виконання роботи

№	Види робіт та їх зміст	Дата виконання
1	Розділ 1. Огляд і аналіз існуючих конструкцій	Вересень 2023 р.
2	Розділ 2. Дослідження процесів дробильно-сортувального заводу та логістика транспортування	Жовтень 2023 р.

3	Розділ 3. Розрахунок конструкції.	Жовтень 2023 р.
4	Розділ 4. Розрахунок приводу навісної дробарки.	Жовтень 2023 р.
5	Розділ 5. Розрахунки на міцність	Листопад 2023 р.
6	Розділ 6. Техногенна безпека	Листопад 2023 р.
7	Остаточне оформлення роботи	30 листопада 2023 р.
8	Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	30 листопада 2023 р.
9	Попередній захист роботи на кафедрі	05 грудня 2023 р.

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

№	Розділ		Перевірів	
			Дата	Підпис
1	Розділ 1.	Проф. Ручинський М.М.	12.10.2023 р.	
2	Розділ 2.		26.10.2023 р.	
3	Розділ 3.		03.10.2023 р.	
4	Розділ 4.		10.11.2023 р.	
5	Розділ 5.		18.11.2023 р.	
6	Розділ 6.	Проф. Назаренко І.І. Доц. Міщук Є.О.	23.11.2023 р.	

8. Дата видачі завдання 01.09.2023 р.

Керівник _____ доц. Міщук Є.О.
(підпис)

Консультант _____ проф. Ручинський М.М.
(підпис)

Студент _____ Підсосонний В.О.
(підпис)

РЕЗЮМЕ

Київський національний університет будівництва і архітектури

Підсосонний Владислав Олексійович
факультет автоматизації і інформаційних технологій,
група БМО-2маг.

Тема атестаційної випускової роботи:

«Дослідження параметрів логістичної системи навісної дробарки»

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 131 «Прикладна механіка»,

Науковий керівник: Міщук Євген Олександрович,

кандидат технічних наук, доцент кафедри машин і обладнання технологічних процесів

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів - 6, сторінок - 117, таблиць - 8, рис. - 44, слайдів - 10, завдання, анотація, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми. Доцільність проведення досліджень обумовлена тим, що в наш час велику увагу приділяють модернізації існуючого або розробці нового обладнання для виробництва будівельних матеріалів та підвищення їх енергоефективності. Дробарка – це невід’ємна складова машин для виробництва або переробки будівельних матеріалів. В зв’язку з цим тема атестаційної випускової роботи є своєчасною і актуальною.

У першому розділі «Огляд і аналіз існуючих конструкцій» формується мета і задачі роботи: підвищення ефективності обладнання за рахунок оцінки та аналізу існуючих конструкцій для вибору оптимального варіанту для проектування. Розглянуто особливості конструкцій роторних дробарок. Проведено аналіз параметрів існуючих навісних дробарок, на основі якого виконана критеріальна оцінка та побудовані відповідні графіки. Встановлено перспективні конструкції навісних дробарок, одну з яких прийнято для подальших досліджень.

У другому розділі «Дослідження процесів дробильно-сортувального заводу та логістика транспортування» був вибраний раціональний технологічний процес на основі проведеного моделювання з використанням програмного

забезпечення Bruno Simulation. Відповідно розроблена технологічна лінія та прийнято необхідне обладнання. Виконані розрахунки необхідні по раціональному вибору обладнання для логістики транспортування дробильного устаткування на об'єкт. Розроблено спосіб кріплення вантажу.

У третьому розділі «Розрахунок конструкції». Виконано розрахунок конструкції базової машини. Встановлені закономірності взаємодії робочих органів дробарки із середовищем для встановлення раціональних параметрів. Розраховано продуктивність навісної дробарки.

У четвертому розділі «Розрахунок приводу навісної дробарки». Виконані розрахунки необхідної потужності приводу навісної дробарки та підібрано необхідний гідродвигун. Складена гідравлічна схема приводу гідродвигуна та розраховано основні параметри гідроприводу.

У п'ятому розділі «Розрахунки на міцність» виконані розрахунки на міцність ротора навісної дробарки та вала ротора та визначено їх раціональні геометричні розміри. На основі розрахунків валу та його геометричних параметрів підібрано відповідні підшипникові опори.

У шостому розділі «Техногенна безпека» розглянуто заходи по охороні праці: наведені рекомендації по зниженню шуму під час роботи навісної дробарки, проведений розрахунок заземлення, проведений аналіз потенційних небезпечних і шкідливих факторів, передбачені заходи профілактики щодо небезпечних і шкідливих умов праці, наведені інженерні рішення питань по охороні праці при експлуатації обладнання, передбачені заходи з пожежної безпеки.

Ключові слова: навісна дробарка, вапняк, екскаватор, ударне дроблення, ротор, ківш, гідропривід, гідродвигун.

Keywords: mounted crusher, limestone, excavator, impact crushing, rotor, bucket, hydraulic drive, hydraulic motor.

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

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 сучасних інформаційних технологій. Заслуговує оцінки «відмінно».

Науковий керівник _____ / доц., к.т.н, Міщук Є.О./
(підпис)

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

« 10 » грудня 2023 р.

ЗМІСТ

Вступ	6
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ	8
1.1 Сутність дробильно-сортувальних процесів	8
1.2 Роторні дробарки	10
1.3 Конструкції основних вузлів роторних дробарок	17
1.4 Аналіз конструкцій навісних дробарок	21
1.5 Критеріальна оцінка	29
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДРОБИЛЬНО-СО- РТУВАЛЬНОГО ЗАВОДУ І ВИБІР ОБЛАДНАННЯ	34
2.1 Основні положення	34
2.2 Розрахунки технологічної схеми ДСЗ	35
2.3 Загальні відомості про базову машину	41
2.4 Призначення та принцип дії машини	43
2.5 Технічні показники при здійсненні транспортування вантажу	44
2.6 Вибір транспортного засобу для перевезення вантажу	45
2.7 Вибір способу кріплення вантажу	53
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ	58
3.1 Розрахунок базової машини	58
3.2 Розрахунок потужності базової машини	60
3.3 Вибір основних параметрів навісної роторної дробарки	60
3.4 Розрахунок продуктивності навісної роторної дробарки	62
РОЗДІЛ 4. ПРИВІД РОБОЧОГО ОРГАНУ	64
4.1 Розрахунок потужності приводу навісної роторної дробарки	64
4.2 Розрахунок гідропроводу навісної роторної дробарки	64
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ	71
5.1 Розрахунок ротора на міцність	71
5.2 Розрахунок валу ротора дробарки	73
5.3 Розрахунок підшипників валу ротора	76
РОЗДІЛ 6. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	77
6.1 Технічні рішення безпеки	77
6.2 Стан виробництва	79
6.3 Організація пожежної охорони	85
ВИСНОВОК	98
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	99
ДОДАТКИ	101
ДОДАТОК 1	102
ДОДАТОК 2	107
ДОДАТОК 3	112

									Лист
									5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ВСТУП

Гірські породи є найпоширенішим видом природних ресурсів. Їх використовують як заповнювач при будівництві будинків, доріг і промислових будівель. До таких заповнювачів відносяться щебінь, пісок, гравій та ін. Широке застосування заповнювачів обумовлено їх широким розповсюдженням у природі та економічною зручністю, оскільки вартість заповнювачів впливає на вибір інших компонентів суміші (асфальту, цементу та ін.) при будівництві.

Для виробництва основних заповнювачів будівельних сумішей використовують різні дробильно-розмельні машини. Дроблення та подрібнення різних матеріалів і мінералів є енергоємним процесом. Енергетичні витрати зростають через розробку нових шахт і необхідність утилізації будівельних і промислових відходів. З іншого боку, безперервна робота дробильно-розмельного обладнання потребує значних витрат на технічне обслуговування. Тому завдання здешевлення процесу дроблення та подрібнення з кожним роком стає все більш актуальним.

Через широку сферу використання конструкційних матеріалів фізичні властивості цих матеріалів сильно відрізняються, що зумовлює різні вимоги до кінцевого продукту. На основі цього машинобудівні підприємства випускають дробарки різних типів і розмірів.

Процеси дроблення присутні в багатьох галузях народного господарства, кожна з яких має свої особливості як у самому процесі, так і в конструкції використовуваних дробарок. Так, наприклад, дробарка для переробки побутових відходів, крім високої продуктивності, також повинна мати або бути придатною для переробки матеріалів різної міцності та інших властивостей (гума, скло, пластик, деревина тощо).

Системний підхід до створення нового дробильного обладнання, заснований на знаннях існуючих дробарок з урахуванням сучасних вимог до енергоспоживання та експлуатації, може стати відправною точкою для пошуку нових

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

рішень у сфері створення перспективних машин і раціональних технологічних рішень.

						<i>Лист</i>
						7
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД І АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ

1.1 Сутність дробильно-сортувальних процесів

Процес зменшення розмірів пружно-крихкого тіла від вихідної крупності до необхідної шляхом дії зовнішніх зусиль називається дробленням або помолом, а машини, що застосовуються для цих цілей, дробарками або млинами. Залежно від кінцевої крупності шматків матеріалу (мм) розрізняють наступні основні види цього процесу: 1) крупне дроблення 100..350 мм; 2) середнє дроблення 40...100 мм; 3) дрібне дроблення 5...40 мм; 4) грубий помол 5...0,1 мм; 5) тонкий помол 0,1...0,05 мм; 6) надтонкий помол – менше 0,05 мм.

У гірничодобувній та цементній промисловості дроблення є підготовчим процесом, тоді як продукти, подрібнені в дробарці, піддаються подальшій переробці. В інших випадках, наприклад, при виробництві щебеню в промисловості будівельних матеріалів або при дробленні вугілля для брикетування, коксування тощо у вугільній промисловості, кінцевий (товарний) продукт отримують після дробарки.

Щоб ефективно подрібнити сировину від початкового до кінцевого розміру, процес майже завжди проводиться в кілька стадій, тобто послідовно в декількох дробарках. Окремі дробарки виконують частину загального процесу, званого стадією дроблення [1].

Процеси дроблення існують у багатьох галузях народного господарства, і кожна галузь висуває свої вимоги до самого процесу і до конструкції використовуваних дробарок.

В багатьох випадках вихідна сировина являє собою гірську масу, що включає в себе різні за міцністю компоненти. В результаті переробки цієї маси потрібно виділити міцні складові, що досягається застосуванням так званого вибіркового дроблення. При такому розподілі дробарка налагоджена таким чином, щоб більш інтенсивно руйнувались слабкі складові, а міцні руйнувались незначно або не руйнувались зовсім. Після дробарки на грохоті

						Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

розсіюють отриманий матеріал і менш міцні складові, які мають менші розміри частинок, відокремлюються від міцних.

У багатьох випадках сировиною є гірська порода. При переробці цієї маси необхідно відокремити сильніші компоненти, що досягається за допомогою процесу, відомого як селективне дроблення. У цьому процесі дробарка встановлюється таким чином, щоб слабкі компоненти руйнувалися більш інтенсивно, а сильні - незначно або не руйнувалися зовсім. Після дробарки отриманий матеріал просівають через сито, де слабші компоненти з меншим розміром частинок відокремлюються від сильніших компонентів.

Фізико-механічні властивості сировини (міцність, крихкість, абразивність, розмір сировини та кінцевого продукту) мають враховуватися під час вибору млина або набору млинів. На основі меж міцності на стиск σ_{cm} (МПа). Гірські породи поділяють на такі категорії: надміцні - >250 МПа; міцні - від 150 до 250 МПа; середньої міцності - від 80 до 150 МПа; низької міцності - до 80 МПа.

Залежно від кількості ударів, які може витримати зразок, породи можна розділити так: дуже крихкі - до 2 МПа; крихкі - 2-5 МПа; міцні - 5-10 МПа; дуже міцні - понад 10. Ще один важливий показник - абразивність, тобто здатність оброблюваного матеріалу зношувати робочі частини машини. Абразивність породи особливо важлива для визначення доцільності використання обладнання, що застосовується для обробки гірських порід. Абразивність виражається числом грамів зносу на еталонній кульці на тонну подрібненого матеріалу. За даними ВНДІбуддормашу, гірські породи за абразивністю поділяються на 10 категорій.

Для того щоб використовувати подрібнену сировину, її необхідно розділити на фракції. Машини, які роблять це в поєднанні з дробарками, називаються грохотами, а машини, що працюють у поєднанні з млинами, - класифікаторами, сепараторами, фільтрами тощо. Іншими словами, для дроблення

						Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

існують дробильно-сортувальні установки, а для подрібнення - дробильно-мийні.

Основне завдання заводу - перевести задану кількість каменю з вихідного стану в кінцевий і розподілити його за відповідними фракціями. Процес подрібнення сировини характеризується ступенем і обсягом дроблення. Ступінь дроблення варіюється в широких межах: від 3 до 30 у дробарках і до 1000 у помелі.

Залежно від ступеня дроблення установки можуть мати одну, дві або три стадії. Кількість стадій дроблення, що забезпечують необхідний ступінь подрібнення, визначається залежностями:

$$i = i_1 i_2 \dots i_n \quad (1.1)$$

де i_n – ступінь дроблення на окремій стадії. Ступінь дроблення, що реалізується в одній дробарці, не перевищує деяких оптимальних значень. Наприклад, у щоккових дробарках ступінь дроблення $i=3\dots6$, у конусних – $i=5\dots8$. Якщо необхідний ступінь дроблення перевищує зазначене значення, використовується двостадійне або тристадійне дроблення або замкнуті цикли дроблення. У замкнутих циклах дроблення відібрана частина щебеню з розміром зерен, що перевищує необхідний, повертається в ту ж дробарку.

Двостадійне дроблення є найпоширенішим типом виробництва щебеню, тоді як тристадійне дроблення використовується на великих підприємствах з річною виробничою потужністю понад 10 000 тонн 200000 м³.

1.2 Роторні дробарки

Однороторна дробарка СМД-85 (рис. 1.1) містить у собі ротор у корпусі із вхідним і вихідним отворами та битою поверхнею. Біло кріпиться до верхньої частини корпусу і регулюється пружинним пристроєм. Стінки корпусу оснащені напрямними лотками та решітками, які спрямовують рух подрібненого матеріалу в корпусі до виходу.

						Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

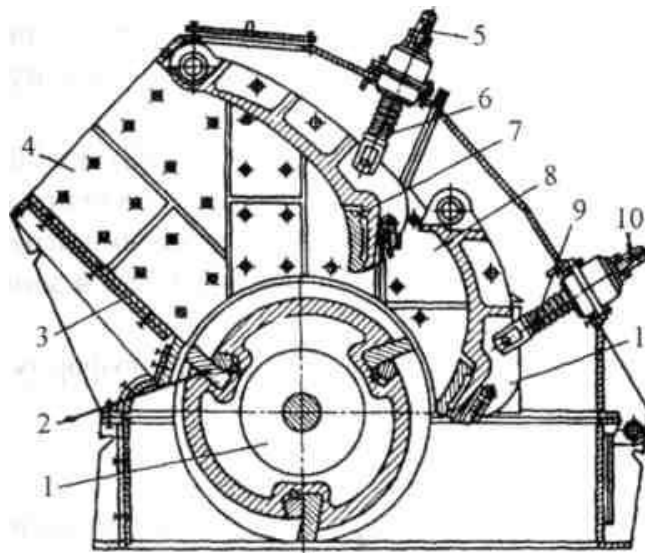


Рисунок 1.1. Конструкція однороторної дробарки СМД-85:

1 – ротор; 2 – били; 3, 4 – лобова і бічна стінки; 5, 10 – тяги; 6, 9 – пружини; 7, 8 – відбивні плити

Потужність головного двигуна роторної дробарки СМД-85 становить 45 кВт, ширина вихідної траншеї - 16-160 мм, максимальний розмір завантажувального матеріалу - 400 мм. Вага дробарки становить 6 тонн, а продуктивність - 60 м³/год.

Дробарка S-616 складається з рами, двох роторів, колосникової решітки та приводу (рис. 1.2). Рама виготовлена зі сталі і приварена до площини вала ротора похилими патрубками. Верхня частина рами складається з двох секцій - передньої і задньої, які з'єднуються болтами. Стінки камери дроблення облицьовані. Стеля камери оснащена броньованими відбивачами. Бічні стінки у верхній частині рами мають вікна розміром 600 x 450 мм і 250 x 250 мм, через які проводиться заміна куль ротора. На задній стінці є люк для огляду та очищення решіток. У передній частині рами знаходиться завантажувальний лоток, облицьований сталевими пластинами. Над завантажувальним отвором підвішені три завіси: дві ланцюгові й одна стрічкова, що запобігають викиду матеріалу з камери дроблення. Перший ротор має два бича, а другий - чотири бича. Корпус кожного ротора закріплений на валу, який обертається на роликових підшипниках, встановлених на кронштейнах на зовнішній бічній стінці

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

рами. Кожен ротор приводиться в рух окремим електродвигуном і змінною передачею; ремінь В-2800 має вісім ременів на першому роторі й одинадцять на другому. Батоги міцно закріплені в пазах корпусу ротора за допомогою сталевих стрижнів і стискаючих клинів. За другим ротором знаходиться решітка, що складається з восьми литих трапецієподібних решіток, які закріплені на валу, підвішеному шарнірно на нерухомих опорах у бічних стінках каркаса. До нижньої частини решітки прикріплений відбійний брус і підвішений вантаж, який притискає решітку до трубчастої поперечини гвинтового регулятора. Зазор між відбійним брусом і кулею ротора регулюється шляхом зміни положення поперечки в пазу бічної стінки станини. Нормальний зазор становить 10-15 мм.

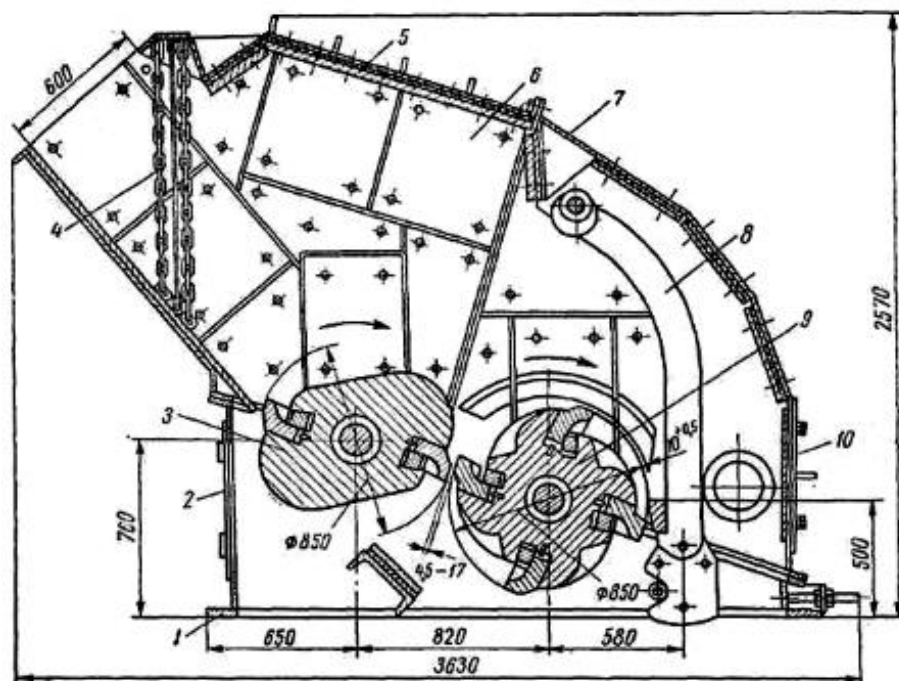


Рис. 1.2. Дробарка двороторна з послідовним подрібненням С-616

Дробарка С-616 має ширину вхідного отвору 500 мм і продуктивність до 35 м³/год. Потужність двигуна варіюється від 30 до 85 кВт залежно від кількості куль, встановлених на роторі. Коефіцієнт дроблення варіюється від 30 до 40.

Двороторна дробарка С-691 (рис. 1.3) має три решітки (одну передню і дві задні). Передні решітки поділяють робочий простір на камери первинного і вторинного дроблення. Для збільшення вмісту дрібних частинок у подрібненому

матеріалі замість двох верхніх решіток можуть бути встановлені відбійні плити. Верхня решітка оснащена гумовим пластинчастим амортизатором. Нижня решітка оснащена амортизатором зі спіральними пружинами.

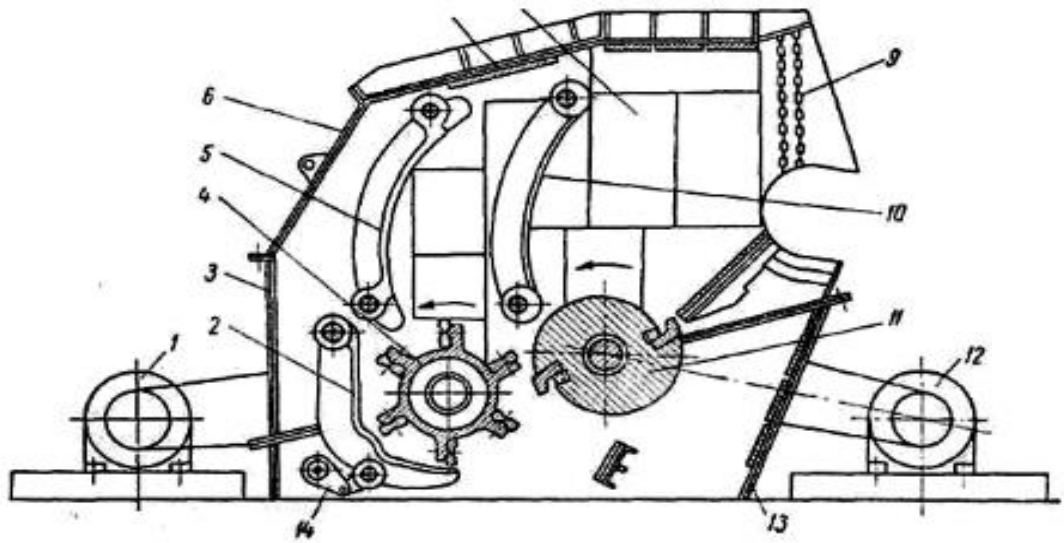


Рис.1.3. Дробарка двороторна з послідовним подрібненням С-691

Дробарка С-691 поставляється з приводним шківом діаметром 500 мм, який забезпечує швидкість обертання ротора 50 м/с. Для досягнення швидкості 30 м/с необхідний шків діаметром 800 мм. Зі зменшенням швидкості обертання ротора зменшується і відносний вміст дрібних частинок у подрібненому продукті. Ширина завантажувального отвору становить 700 мм, продуктивність - до 100 м³/год, потужність двигуна варіюється від 75 до 150 кВт залежно від кількості куль, закріплених на роторі дробарки.

Однороторна дробарка СМД-94 (рис. 1.4) має окремий корпус. Його рама і передня частина, на якій розміщено приймач, мають спільний похилий фланець, до якого шарнірно кріпиться задня частина корпусу, а валки перебувають на горизонтальних напрямних, закріплених на рамі корпусу. Усі три відбивачі підвішені на шарнірі корпусу. До передньої частини корпусу прикріплено монорейку з лебідкою, яка використовується для обслуговування ротора дробарки. Конструкція болтів і спосіб від'єднання корпусу покликані скоротити час обслуговування дробарки.

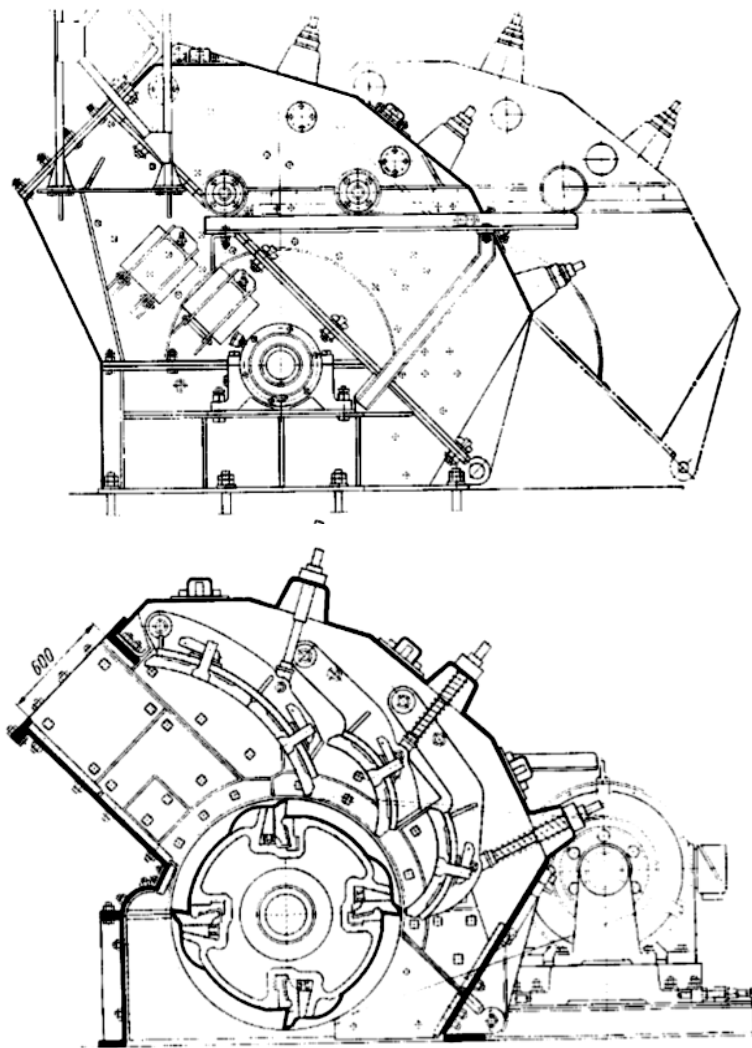


Рисунок 1.4. Однороторна дробарка СМД-94

Однороторна молоткова дробарка СМ19А (рис. 1.5) подрібнює тендітні та м'які матеріали, як-от вугілля, кам'яна сіль, гіпс крейда, пічний шлак, уламки цегли, селітра, бура, вапняк і деякі руди з низькою абразивністю, з міцністю на стиск до 1000 кг/см² за вологості, яка не спричиняє залипання колосників. Призначені для дроблення. Дробарки з решіткою використовуються для дроблення матеріалів з високим вмістом води.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

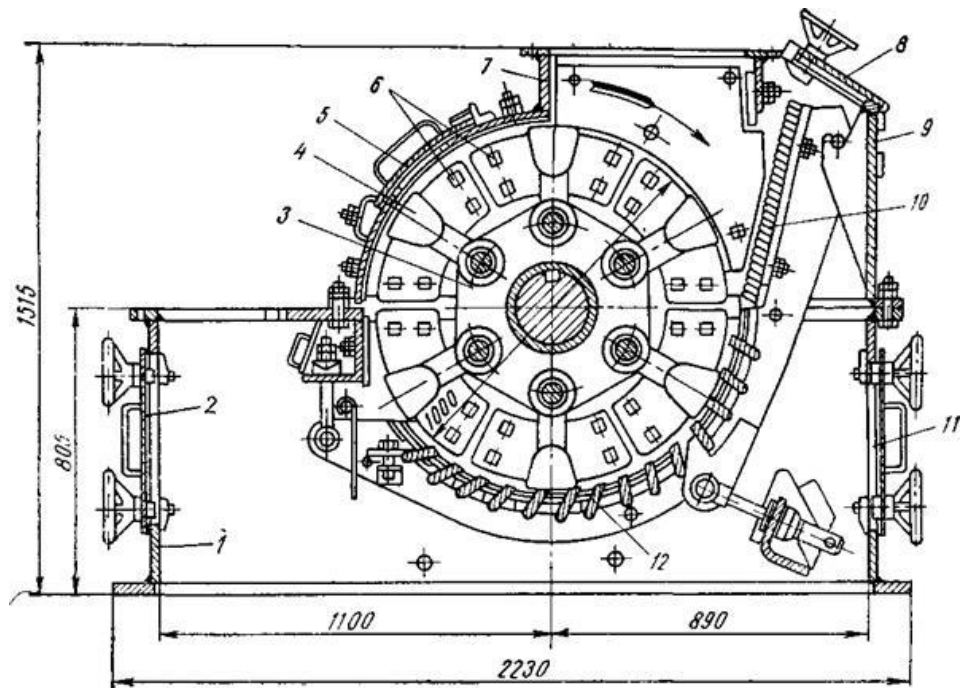


Рисунок 1.5. Однороторна дробарка СМ19А:

1 – нижня частина станини; 2, 11 – дверці; 3 – ротор; 4 – молоток; 5 і 8 – люки; 6 – броньовані плити; 7 – завантажувальний отвір; 9 – верхня частина станини; 10 – колосникова плита; 12 – решітка

Конструкція дробарки забезпечує безперерйну роботу в діапазоні температур довкілля від плюс 40°С до мінус 40°С, як у приміщенні, так і на відкритому повітрі.

Зварна рама дробарки СМ 19А виготовлена з листової сталі товщиною 16-20 мм і облицьована броньовими плитами. Вона складається з двох частин з роз'ємами в горизонтальній площині вздовж осі ротора. Верхня частина має завантажувальний отвір і двоє дверцят, які слугують для огляду і заміни молотка і колосникової решітки. На торцевих сторонах розташовані герметичні подвійні двері для огляду та очищення решіток і заміни колосникових пластин. У верхній частині рами є отвір для проходу в нижню частину дробарки, через який проходить матеріал, не подрібнений ротором.

На валу ротора жорстко (шпонкою) закріплені п'ять дисків, до яких попарно шарнірно прикріплені молотки. Відстань між дисками фіксується розпірними кільцями на валу ротора. Крайній диск на одному кінці ротора впирається

в подушку на валу, а на протилежному кінці до валу прикріплено контргайку, що стискає всі диски через кільце. Вал ротора обертається в роликівих підшипниках у корпусі на зовнішній бічній стінці рами.

Молотки відлиті з високомарганцевої сталі. Форма молотків дає змогу переставляти їх для роботи з іншого боку після зносу одного боку.

Решітка і плита складаються з двох половин (кожна). Кожна половина решітки складається з двох дугоподібних стійок, у які вставляються решітки. Відстань між решітками, що визначає розмір зерна продукту, можна змінювати, встановлюючи прокладки. Решітна плита з одного боку підвішується регулювальним болтом до балки в нижній частині рами, а з іншого боку кріпиться до валу решітної плити. Регулювальні болти дають змогу регулювати зазор між гратчастою плитою і молотком залежно від зносу.

Решітчаста плита складається з решітки, встановленої в нижній частині плити, і двох паралельних опор з гофрованими накладками, прикручених до верхньої частини плити, призначених для попереднього подрібнення матеріалу, що завантажується.

Продуктивність дробарки СМ19А становить 37-105 т/год, діаметр ротора - 1000 мм, довжина ротора - 800 мм, потужність двигуна - 125 кВт, частота обертання вала двигуна - 985 об/хв, маса дробарки без двигуна - 5,05 т.

Найпоширеніша система приводу в дробарках - електрична. Для запуску дробарки з такою системою приводу необхідно використовувати систему плавного пуску.

1.3. Конструкції основних вузлів роторних дробарок

Основними компонентами дробарки є ротор, корпус дробарки, дефлектори (плити та решітки) і привід.

						Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Ротор дробарки - це робочий орган, що обертається, який містить у собі стик, його нерухомі частини та корпус із валом (рис. 1.6). Конструкція ротора залежить від характеру дроблення і типу дробарки.

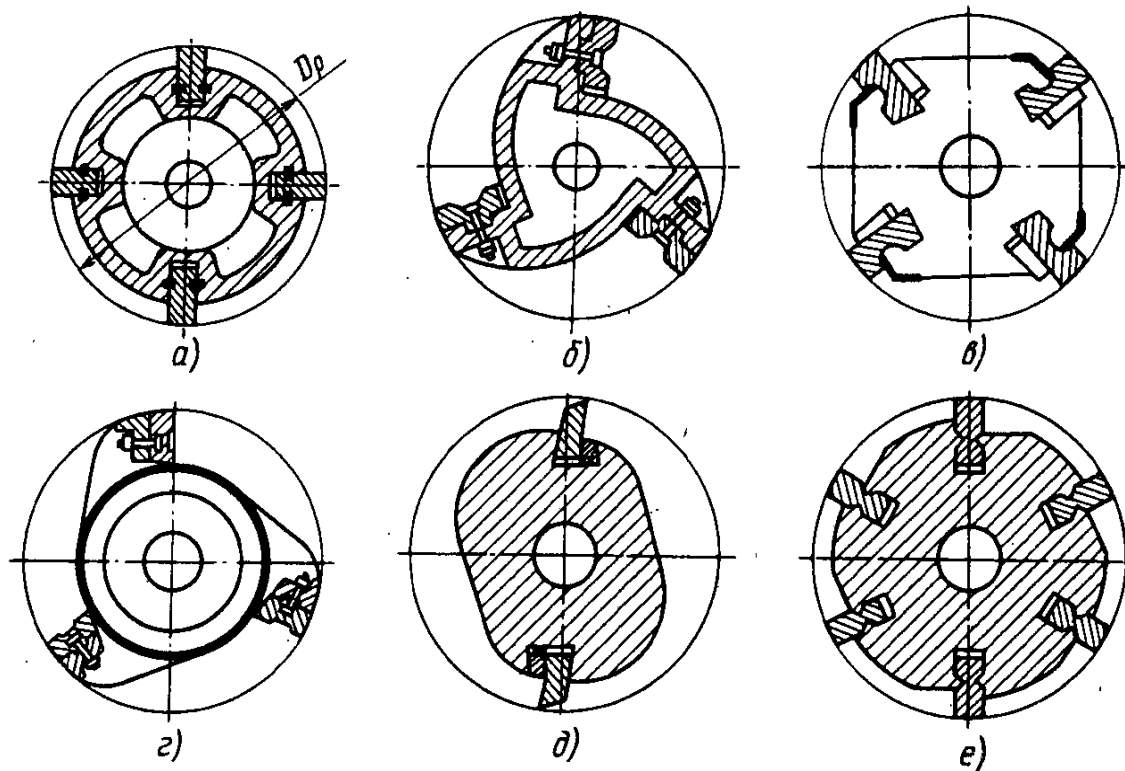


Рисунок 1.6. Конструкції роторів:

a – закритий циліндричний; *б* – закритий спіральний; *в* – дископодібний багатокутний; *г* – закритий циліндричний з виступами; *д* – закритий монолітний овальний; *е* – закритий монолітний циліндричний корпус зі зрізаними виступами під бильні частини

Для ефективного руйнування матеріалу окружна швидкість роторного долота становить від 20 до 80 м/с. Такі високі окружні швидкості створюють відцентрові сили в кілька сотень кілоньютонів, що діють на долото, і ударні сили, що перевищують їх у кілька сотень разів. За таких умов ударного навантаження потрібна досить міцна конструкція ротора і кріплення заготовки. Крім того, ударні навантаження, що передаються через відносно невелику поверхню контакту між робочою поверхнею долота і подрібнюваним матеріалом (часто абразивним), мікротвердість якого перевищує твердість металу долота,

спричиняють інтенсивне зношування долота. Швидке зношування шарошок призводить до необхідності їх частої заміни, особливо під час дроблення високоабразивних матеріалів. У зв'язку з цим до конструкції доліт і їхнього кріплення висуваються вимоги щодо простої та швидкої заміни. Оскільки верхня корпусу ротора також стикається з подрібнюваним матеріалом, його конструкція також повинна відповідати вимогам щодо захисту від зносу.

Діаметр і довжина ротора є основними параметрами дробарки і зазвичай включаються в її позначення. Діаметр ротора для промислових моделей становить від 400 до 2000 мм, а довжина - від 400 до 2500 мм. Відношення довжини ротора до діаметра коливається від 0,5 до 2, а найчастіше становить 0,8-1,0. Вага ротора великих дробарок може досягати 25 тонн.

Ротор складається з корпусу, куль і деталей їх кріплення, а також вала, до якого притискається корпус ротора. Циліндрична поверхня корпусу ротора між кулями, паралельна до осі обертання, називається зовнішньою поверхнею ротора, а поверхня, що обмежує довжину ротора і перпендикулярна до осі обертання, - торцевою.

Ротори можуть мати від двох до 12 робочих коліс, цільні (герметичні) або порожнисті (дископодібні) корпуси, з торцевими дисками або без них.

Що більша кількість насадок, то коротший інтервал між двома сусідніми проходами насадки, то менша глибина проникнення насадки в робочу зону, а отже, менший розмір насадки, яку можна подрібнити і викинути у вихідну щілину. При більшій глибині проникнення і більш високій швидкості удару досягається більш ефективно руйнування уламків і підвищується продуктивність. Тому що більший діаметр ротора і що дрібніший розмір одержуваного подрібненого продукту, то більшою має бути кількість насадок ротора, і навпаки. Ротори з парною кількістю куль (дві, чотири або шість) найбільш зручні як для виробництва, так і для експлуатації, оскільки для балансування ротора необхідні протилежні кулі однакової ваги. Однак існує два типи роторів: із трьома та п'ятьма кульками. Ротори з непарною кількістю кульок (більше п'яти) не

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

виробляються, оскільки складно підібрати п'ять кульок однакової ваги. Ротори з 8-12 кулями використовуються в млинах тонкого помелу.

Пруток є одним з найважливіших компонентів гідророзбивача і впливає на конструкцію ротора і, частково, самого гідророзбивача. До конструкції барабана висуваються такі вимоги: достатня міцність, максимальна зносостійкість, надійне кріплення для запобігання падінню бил під дією динамічних сил, що виникають під час удару об матеріал, що подрібнюється, відцентрових сил і від'ємного кутового прискорення ротора під час удару, легка і швидка заміна зношених бив; максимальне використання, тобто співвідношення ваги зношеної частини біти до ваги нової біти; мінімальна вартість біти на одиницю оброблюваного нею матеріалу; біта не має деформувати та зношувати матеріал, що подрібнюється.

Широко застосовуються одноразові долота з однією робочою поверхнею (мал. 1.7, а і б). Завдяки чіткому розподілу функцій між деталями такі біти надійно затягуються, добре прилягають до поверхні підшипника і ротора, витримують великі навантаження і застосовуються здебільшого в роторних дробарках великого дроблення. Для кріплення використовують різні конструкції клинів.

На рис. 1.7 а хвостовик свердла має паз типу "ластівчин хвіст" і притискається до опори клиновим брусом. У середині брусок спирається на нижній клин, що дає змогу йому вільно переміщатися по всій довжині і рівномірно затискати хвостовик свердла. Крім того, клинова планка разом із молотком са-моблокується під дією відцентрових сил, що підвищує надійність процесу затиску. Однак така конструкція дуже трудомістка і потребує вирівнювання опорної поверхні долота шляхом механічної обробки.

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

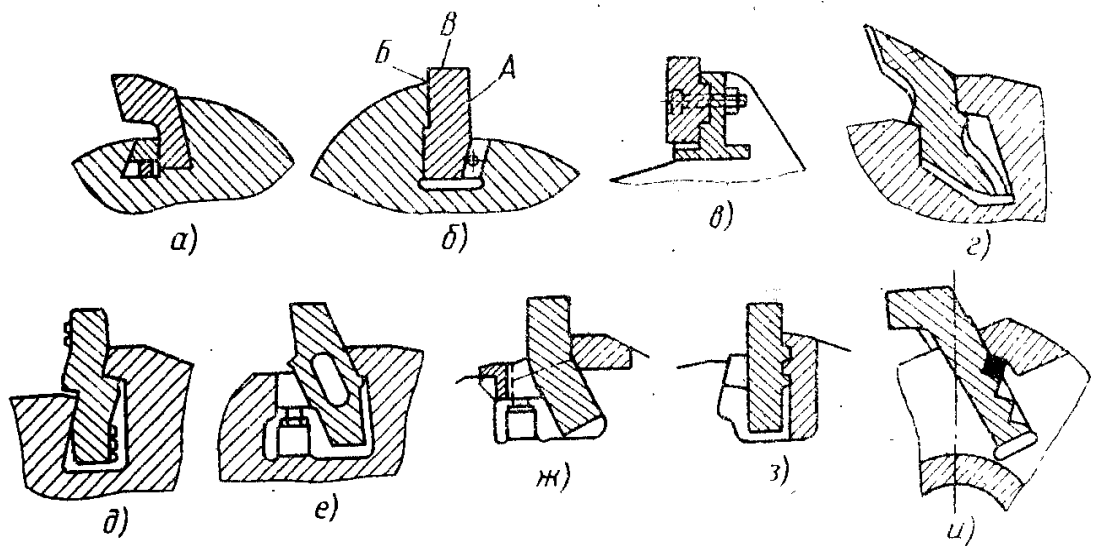


Рисунок 1.7. Конструкції бил

Як дефлектори в роторних дробарках можуть використовуватися решітки, плити або прутки. У дробарках з колосниковими дефлекторами частина дрібних фракцій викидається з камери дроблення під час роботи машини. Це знижує ступінь подрібнення сировини та споживання енергії. Водночас конструкція дробарки дещо складніша і важча через наявність спеціальних просіювальних порожнин для пропуску просіяної сировини.

Дробарки з роторними плитами простіші за конструкцією, надійніші та легші в експлуатації, ніж багатороторні машини. Що стосується напрямку обертання, то дробарки з постійним напрямком обертання використовуються в основному для забезпечення руху подрібнюваного матеріалу в одному напрямку та ефективного використання робочого простору навколо ротора. Тому однороторні дробарки зручніше розміщувати разом з іншим обладнанням.

Гіраційні дробарки з реверсивним обертанням ротора ефективні для збереження гостроти передньої кромки куль в умовах високого зносу куль. Це досягається за рахунок реверсивного обертання ротора. Періодична зміна напрямку обертання ротора в міру зносу одного боку кулі дозволяє використовувати дробарку найбільш ефективно, тим самим використовуючи максимальний термін служби кулі для забезпечення найкращої продуктивності. Однак

реверсивні дробарки мають два комплекти ударних плит, кожен з яких відповідає різному напрямку обертання, що ускладнює конструкцію.

Камера дроблення гіраційної дробарки - це простір, через який рухається і дробиться матеріал, оточений вихідною щілиною. Якщо дробарка має кілька вихідних щілин уздовж потоку матеріалу, то такі дробарки мають відповідну кількість камер дроблення, яка може сягати 14.

Однокамерні та двокамерні дробарки використовуються для великого дроблення, решта - для середнього та дрібного.

1.4 Аналіз конструкцій навісних дробарок

В зв'язку з потребами переробки застарілих будівель в умовах щільної міської забудови набувають широкого розповсюдження навісні робочі органи. Одним із таких навісних робочих органів є дробильний ківш екскаватора, в деяких джерелах зустрічається назва навісна дробарка. На сьогодні широкого розповсюдження отримали навісні дробильні ківши виконані по схемі щоквої дробарки.

Дробильний ківш дає можливість прямо на місці виконувати дроблення (переробку і виробництво подрібненого матеріалу для повторного використання або продажу). Знесення житлових будівель, промислових споруд, трубопроводів, розкопки залізничних колій і т.д. – все це одні з небагатьох можливостей застосування дробильного ківшу. Також дробильний ківш позбавляє від проблеми утилізації знесеного матеріалу, залишки якого відразу ж стають придатними для вторинного використання на будмайданчику.

Ківш може легко працювати в невеликих просторах, важкодоступних місцях, крутих схилах, міських районах і з матеріалом який містить велику кількість арматурної сталі. Компактність ківшу дуже сильно спрощують транспортування і доставку їх на місце роботи.

Розглянемо будову навісного ківшу компанії Ерігос, рис. 1.8.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

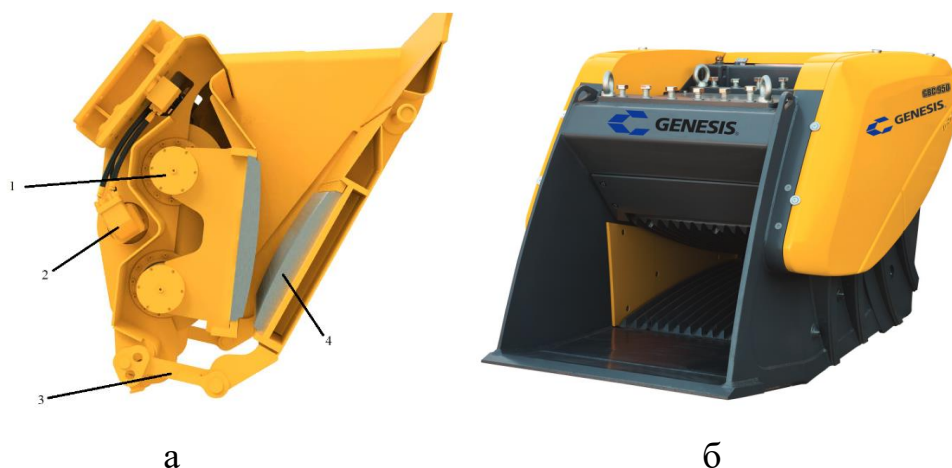


Рис. 1.8. Дробильні ківші:

а – Epiroc; б – Genesis

Дробильний ківш істотно спрощує земляні роботи, прибираючи необхідність транспортування відпрацьованого матеріалу. При використанні дробильного ковша перероблений матеріал отриманий з котловану залишається на місці проведення робіт, і може бути ефективно подрібнений і повторно використаний в рамках того ж проекту. Також дробильний ківш може ефективно застосовуватися при видобутку корисних копалин в кар'єрах і шахтах. Більші моделі побудовані, щоб задовольнити потреби галузі, де продуктивність і зносостійкість обладнання є дуже істотними параметрами.

Дробильний ківш складається із ексцентрикового валу, який приводяться в рух двома гідродвигунами 2 через пасову передачу 1. Для регулювання вихідного отвору дробарки використовується важільний механізм 3, який переміщує нерухому щоку 4. Технічні характеристики дробильних ківшів компанії Epiroc представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1. Модельний ряд ківшів Epiroc

Параметри	BC 2100	BC 2500	BC 3700	BC 5300
Вага екскаватора, т	18-28	22-30	28-38	35-54
Вага, т	2120	2670	4000	5700

Максимальний робочий тиск, МПа	25	25	25	32
Об'єм ківшу, м ³	0.5	0.8	1	1.2
Розмір вхідного отвору, Height x Width, м	0.73 x 0.4	0.73 x 0.42	0.9 x 0.42	1.1 x 0.465
CSS, мм	20-90	20-140	20-140	20-140
Подача, л/хв	179,8	180	199,8	300
Потужність гідродвигуна, кВт	75,9	76,14	84,4	162,3
Максимальна степінь дроблення	4.4	3	3	3.3

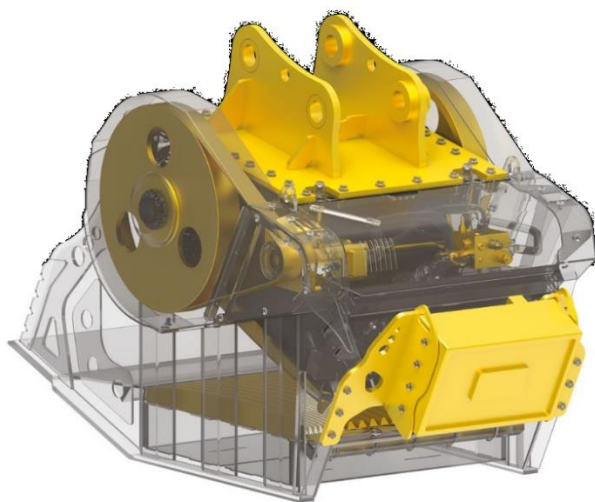
На рис.1.8, б представлений ківш компанії Genesis, який за будовою є подібним до ківшів компанії Epiroc. Технічні характеристики ківшів Genesis представлена в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Модельний ряд ківшів Genesis

Параметри	GBC 650	GBC 750	GBC 950	GBC 1250
Вага екскаватора, кг	11400	22679	34019	45359
Вага, кг	1700	2803	3955	5719
Максимальний робочий тиск, МПа	22	22	22	22
Об'єм ківшу, м ³	0.67	1	1.3	2.17
Частота обертів, об/хв	350	350	350	350
Потужність гідродвигуна, кВт	38.01	54.9	74.6	108.4
Подача, л/хв	102,206	147,631	200,627	291,477

Розмір вхідного отвору, Height x Width, м	0.508 x 0.66	0.508 x 0.762	0.533 x 0.9398	0.5588 x 1.2446
CSS, мм	10 - 101	12 - 101	12 - 120	12 - 120
Максимальна степінь дроблення	4,2	4,2	3,77	3,95

Дробильні ківши компанії MB, рис. 1.9, а характеризується оснащеним механізмом який усуває передачу вібрацій від ківшу на рукоять екскаватора. Дані ківші в основному навішуються на навантажувачі або телескопічний навантажувач. Технічні характеристики ківшів компанії MB, які навішуються на навантажувачі представлені в таблиці 1.3.



а



б

Рис. 1.9. Дробильні ківші

а – MB; б - Xcentric

Таблиця 1.3. Модельний ряд ківшів MB для навантажувачів

Параметри	MB-L120 S2	MB-L140 S2	MB-L160 S2	MB-L200 S2
Вага навантажувача, т	7	8	10	10
Вага, т	0.95	0.98	1.45	1.5

Максимальний робочий тиск, МПа	20	20	20	20
Об'єм ківшу, м ³	0.2	0.25	0.35	0.45
Розмір вхідного отвору, Height x Width, м	0.73 x 0.25	0.74 x 0.25	1.11 x 0.25	1.15 x 0.26
Продуктивність, м ³ /год	14	16	20	22
Подача, л/хв	95	98	110	120
Потужність гідродвигуна, кВт	32	33,13	37,2	40,5
CSS, мм	15-60	15-60	15-60	15-60
Максимальна степінь дроблення	4,16	4,16	4,16	4,16

В таблиці 1.4 представлені ківші компанії MB, які навішуються на екскаватори.

Таблиця 1.4. Модельний ряд ківшів MB для екскаваторів

Параметри	BF60.1 S4	BF70.2 S4	BF90.3 S4	BF120.4 S4
Вага екскаватор, т	8	14	18.5	21
Вага, т	1.6	2.3	3	3.5
Максимальний робочий тиск, МПа	22	22	22	22
Об'єм ківшу, м ³	0.55	0.66	0.7	0.9
Розмір вхідного отвору, Height x Width, м	0.61 x 0.5	0.74 x 0.51	0.85 x 0.54	0.91 x 0.54
Продуктивність, м ³ /год	23	31	34	42
Подача, л/хв	98	140	160	180

Потужність гідродвигуна, кВт	36,44	52,06	59,5	67
CSS, мм	15-130	15-130	15-135	15-140
Максимальна степінь дроблення	3,8	3,9	4	3,8

Дробарка компанії Xcentric зображена на рис. 1.9, б. Технічні характеристики ківшів Xcentric представлені в таблиці 1.5.

Таблиця 1.5. Модельний ряд ківшів Xcentric

Параметри	XC15	XC17	XC20	XC30
Вага екскаватора, т	13-15	16-20	20-25	24-35
Вага, т	2	2	2.5	3.5
Максимальний робочий тиск, МПа	32	25	25	25
Об'єм ківшу, м ³	0.5	0.5	0.8	1
Розмір вхідного отвору, Height x Width, м	0.51 x 0.5	0.74 x 0.51	0.85 x 0.54	0.91 x 0.54
CSS, мм	20-90	20-90	20-140	20-140
Продуктивність, м ³ /год	35	37	62	71
Подача, л/хв	110	155	175	190
Потужність гідродвигуна, кВт	59.5	65.5	73.95	80.3
Максимальна степінь дроблення	5.5	5.5	4	4

Ківш по схемі роторної дробарки пропонує компанія СВ Simex, рис 1.10. Особливістю даного ківшу є те що він працює по принципу прямої лопати та призначений для встановлення на малорозмірний навантажувач. Виробник зазначає, що дробарка може подрібнювати матеріал, який містить метал, м'які та середньої міцності гірські породи, мерзлий ґрунт, вологий матеріал. Дробарка є реверсивною. Технічні характеристики дробарки представлені в табл. 1.6.

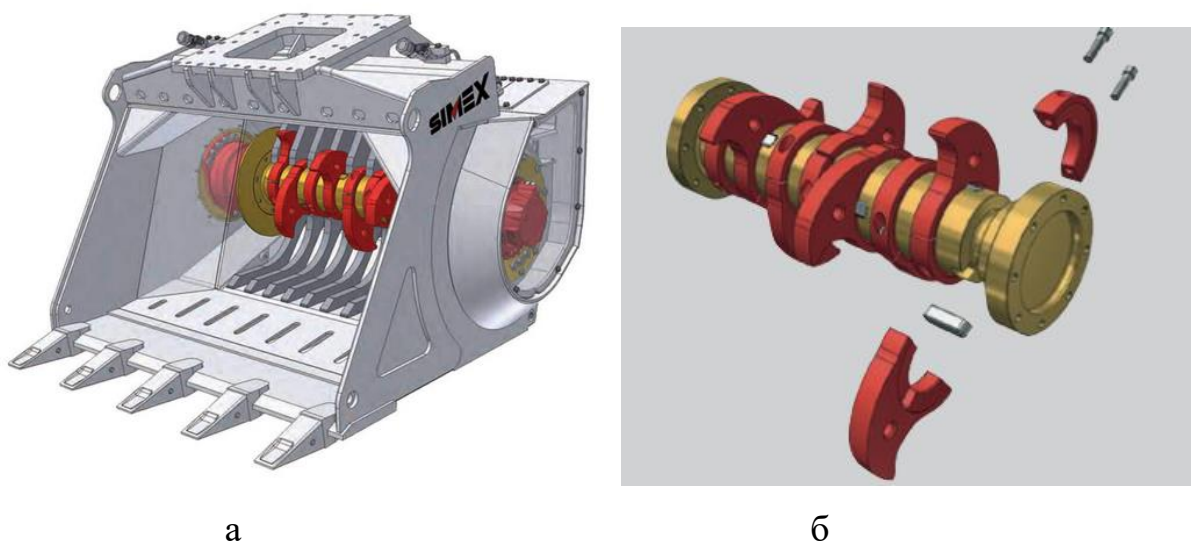


Рис. 1.10. Дробильний ківш компанії СВ Simex:

а – загальна будова; б – ротор в зборі

Таблиця 1.6. Модельний ряд ківшів СВ Simex

Параметри	СВЕ 10	СВЕ 20	СВЕ 30	СВЕ 40
Вага екскаватора, т	8-13	10-18	16-28	24-40
Вага, кг	880	1320	2170	2900
Максимальний робочий тиск, МПа	35	35	35	35
Об'єм ківшу, м ³	0.4	0.6	0.8	1
Ширина вхідного отвору, Width, мм	1030	1180	1410	1630
Діаметр ротора, мм	725	735	915	1050

Максимальна дробильна сила, кН	80	95	125	152
Продуктивність, м ³ /год	10	25	40	50
Розмір готового продукту, мм	0-100	0-120	0-120	0-130
Подача, л/хв	160	190	250	350
Потужність гідродвигуна, кВт	94,6	112,4	148	207,1
Максимальна степінь дроблення	10,3	9,8	11,75	12,5

1.5 Критеріальна оцінка

Для оцінки техніко–економічних показників та параметрів дробарок були застосовані наступні критерії:

- $K_1 = \frac{P}{m}$ - критерій оцінки впливу маси на продуктивність (->max);
- $K_2 = \frac{P}{P}$ - критерій впливу витрат енергії на продуктивність (->max) ;
- $K_3 = \frac{m}{P}$ - критерій впливу потужності на масу (->min);
- $K_4 = \frac{P}{i}$ - критерій впливу потужності на степінь дроблення (->min);
- $K_4 = \frac{m}{P}$ - критерій впливу тиску на масу (->min).

В роботі був проведений аналіз дробильних ківшів по типу щокова дробарка та роторна дробарка. Такі типи ківшів відрізняються ступенем дроблення,

що в свою чергу визначає місце і призначення цих машин в ланцюгу виробництва та переробки будівельних матеріалів.

Після ретельно проведеного аналізу були побудовані відповідні гістограми, рис. 1.11-1.15. На рис. 1.11 представлена критеріальна оцінка дробильних ківшів по критерію впливу маси на продуктивність. По критерію K_1 , кращими ківшами є ківші компанії Xcentric та CB Simex.

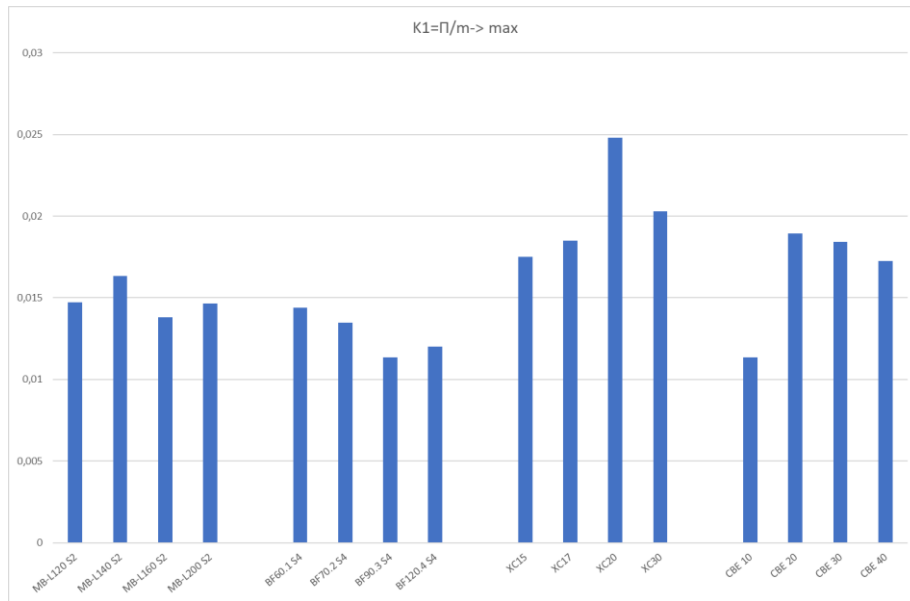


Рис. 1.11. Оцінка дробильних ківшів по критерію впливу маси на продуктивність

По показнику K_2 кращими є дробильні ківши компаній Xcentric та MB, рис. 1.12. Показник K_2 відображає вплив потужності на продуктивність, а саме скільки необхідно затратити потужності на виробництво одиниці продукції.

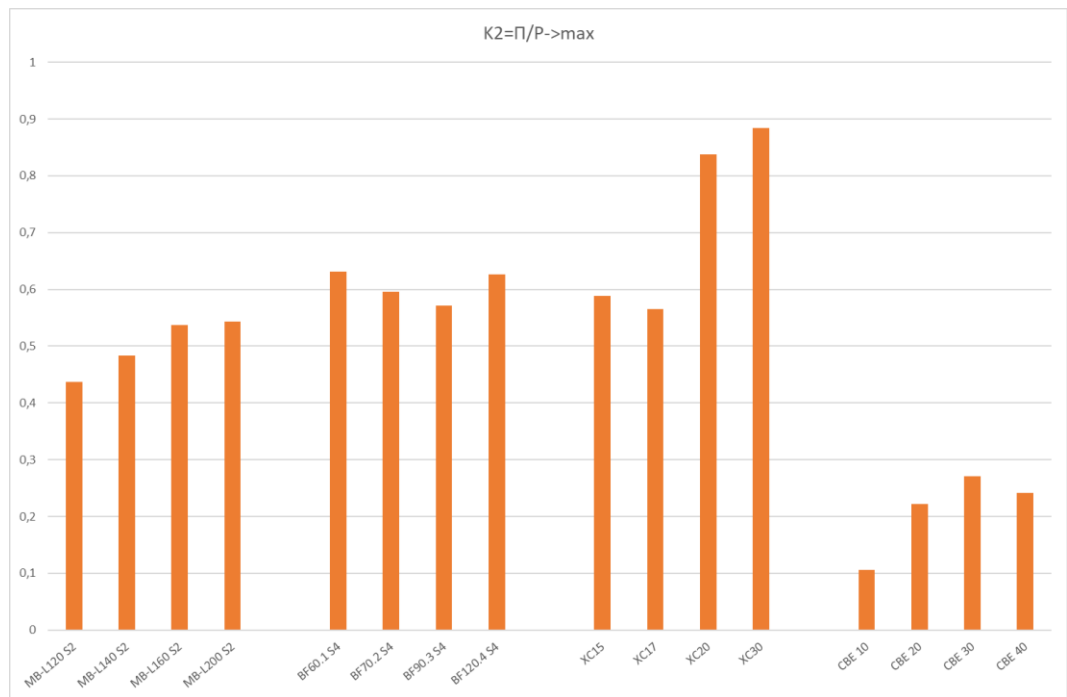


Рис. 1.12. Оцінка дробильних ківшів по критерію впливу витрат енергії на продуктивність

Показник K_3 відображає вплив потужності на масу. Найкращим показник K_3 є в дробильних ківшах компанії СВ Simex, рис. 1.13. Це може свідчить про використання ними в конструкції міцних сплавів, які відрізняються меншою вагою в порівнянні з аналогічними конструкціями у конкурентів. Але тут слід зазначити, що ківши компанії СВ Simex виготовлені по типу роторної дробарки на відміну від більш поширеного типу ківшів щокової дробарки в інших виробників.

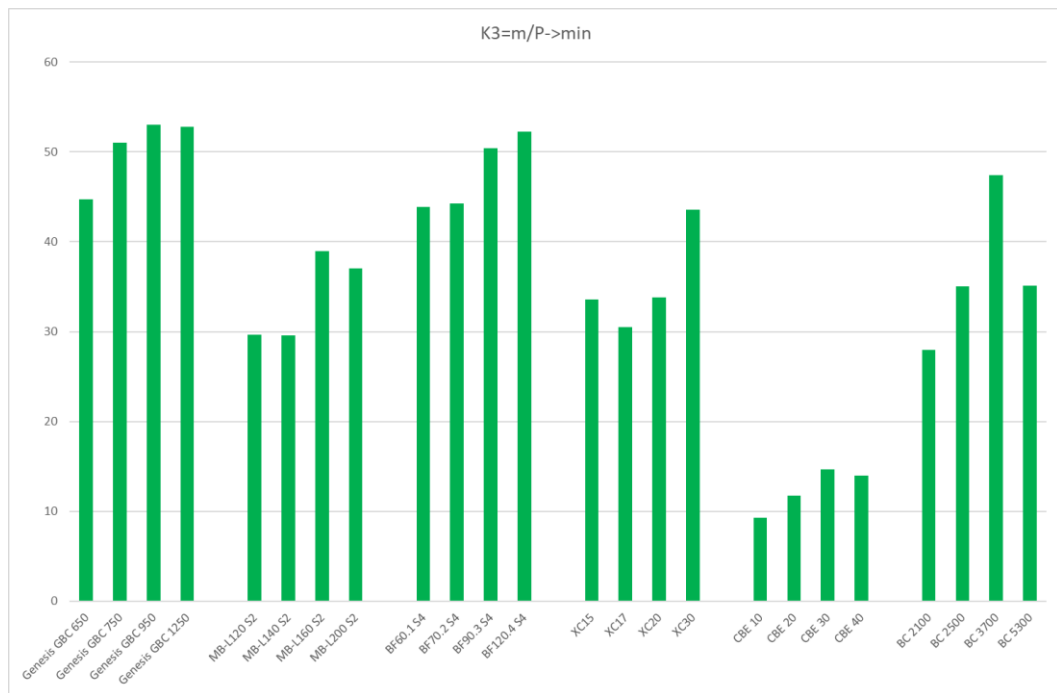


Рис. 1.13. Оцінка дробильних ківшів по критерію впливу потужності на масу

Коефіцієнт K_4 відображає вплив потужності на степінь дроблення, рис. 1.14. Тобто кількість енергії, яка затрачається на зменшення матеріалу до визначених розмірів. Найкраще значення показника K_4 мають дробарки компанії MB та CB Simex.

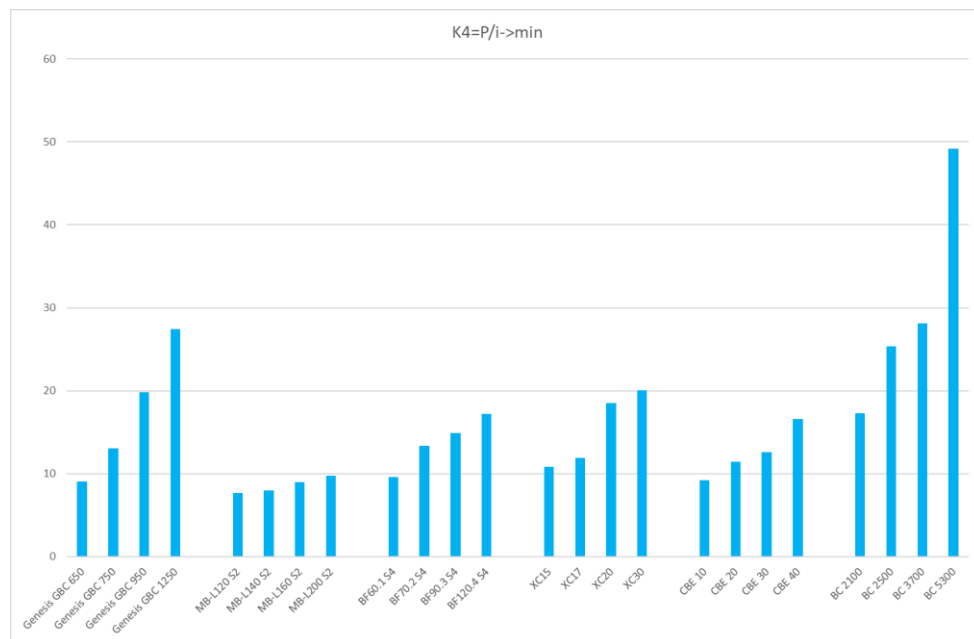


Рис. 1.14. Оцінка дробильних ківшів по критерію впливу потужності на степінь дроблення

На рис. 1.15 представлена критеріальна оцінка впливу тиску гідравлічної системи на масу.

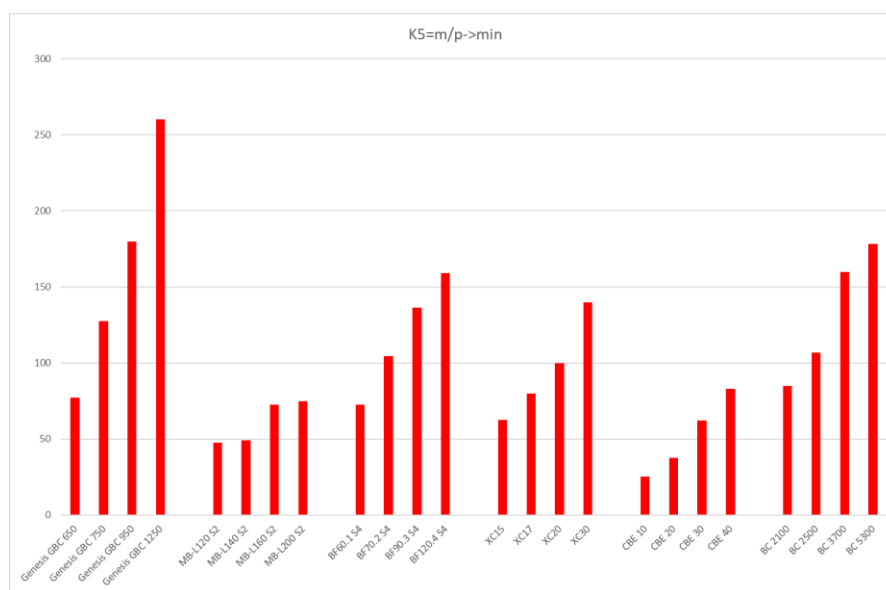


Рис. 1.15. Оцінка дробильних ківшів по критерію впливу потужності на степінь дроблення

Найкращі результати по критерію K5 показують дробарки компаній MB та CB Simex. Суть показника K5 полягає в тому, що з рахунок збільшення тиску в гідравлічній системі можна досягти зменшення маси конструкції. Звісно потрібно враховувати, що матеріал із якого виготовлена конструкція повинен забезпечувати відповідну міцність при зменшенні його масі.

Як слідує з наведених гістограм існує суттєва відмінність у показниках, що обумовлено різними методами розрахунку та конструювання машин. При порівнянні дробильних ківшів встановлено, що дробильні ківши по типу роторної дробарки володіють більшим ступенем дроблення, відносно більшим тиском в гідравлічній системі. За іншими показниками, які приймалися при дослідженні дробильні ківши двох типів відрізняються не значним чином.

При аналізі дробильних ківшів різних виробників було встановлено, що більшість із них не надає параметр продуктивності, прирівнюючи його до об'єму ківша. Інша частина виробників не приділяє увагу затрачуваний

потужності. Це може свідчити про те, що навісні дробильні ківши є відносно новим класом навісного обладнання і перебувають на стадії вдосконалення.

Для подальших досліджень більший інтерес представляють дробильні ківши по типу роторної дробарки.

						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		33

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ ДРОБИЛЬНО-СО- РТУВАЛЬНОГО ЗАВОДУ ТА ЛОГІСТИКА ТРАНСПОРТУВАННЯ

2.1. Основні положення

Залежно від виробничої потужності підприємства, розміру сировини, що подається на подрібнення, і розміру готового продукту може застосовуватися одно-, дво- або, рідше, тристадійний спосіб подрібнення (рис. 2.1).

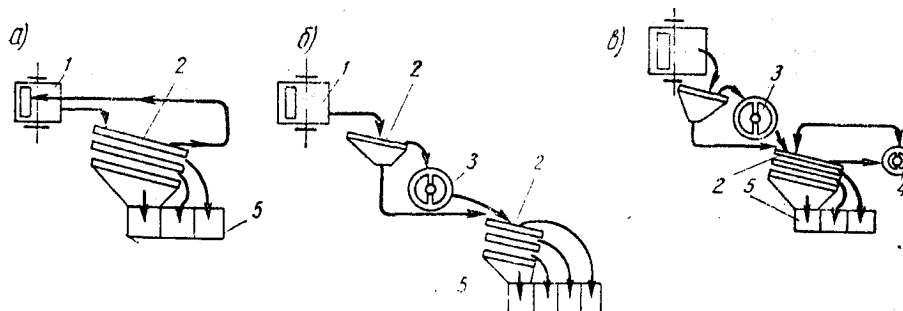


Рис.2.1. Дробильні схеми:

а - одностадійна; б - двохстадійна; в - трьохстадійна

Одностадійний спосіб дроблення застосовується здебільшого в тих випадках, коли переробні потужності підприємства відносно невеликі, а максимальний розмір кам'яних фрагментів, що надходять у дробарку, не перевищує 400-450 мм.

У цьому разі надлишкові кам'яні фрагменти після сортування подрібненого матеріалу повертаються в дробарку для повторного дроблення. Таким чином, робота в дробарці здійснюється за замкнутим циклом.

Двостадійна система дроблення найчастіше використовується на заводах середньої та великої потужності. Це пов'язано з тим, що при подачі сировини розміром 700-1000 мм практично неможливо отримати готові продукти необхідної крупності (наприклад, 10-20 мм, 20-40 мм, 20-60 мм) за один процес дроблення. Слід також враховувати, що кількість зайвих фрагментів у щєбені може бути досить великою, що вимагає встановлення вторинної дробарки. У двоступеневій системі дроблення матеріал надходить у первинну дробарку, потім на грохот для сортування зайвих фрагментів, а потім у вторинну

дробарку. Остаточне сортування відбувається на другому грохоті, куди надходить вторинний подрібнений продукт і матеріал з першого грохота.

Тристадійний метод дроблення використовується на високопродуктивних заводах, коли розмір вихідного матеріалу досягає 800-900 мм і більше, а продукт вторинного дроблення містить велику кількість надмірно подрібнених фрагментів. У деяких випадках тристадійний метод використовується і за необхідності отримання дрібних фракцій, наприклад піску з каменю.

Щоб проілюструвати перспективи впровадження дробарок у промисловість будівельних матеріалів, розглянемо роботу роторної дробарки з вертикальними роторами в технологічній схемі кількох існуючих дробильно-сортувальних заводів. Моделювання технологічних схем установок було виконано за допомогою програми моделювання процесів Bruno Process Simulation.

Як вихідні дані для першої триступеневої дробильної установки було прийнято такі параметри: 1) матеріал, що дробиться, - вапняк; 2) насипна густина матеріалу - 1600 кг/м³; 3) продуктивність дробильно-сортувальної установки - 500 т/год; 4) максимальний діаметр матеріалу $D_{max} = 900$ мм; 5) міцність матеріалу - середня (МПа), 6) максимальний діаметр готового продукту $d_{min} = 40$ мм, 7) характеристики, що характеризують складність руйнування породи (подрібнюваність) - 40%, 8) ступінь подрібнення - 434 г/т, 9) щільність матеріалу - 2,6 т/м³, 10) показник роботи зв'язки - 14,35 кВтг.

2.2. Розрахунки технологічної схеми ДСЗ

Матеріал, що дробиться, - вапняк розміром 1200 мм. Загальна продуктивність дробильної установки розрахована виходячи з максимальної продуктивності дробильного ковша - 149 м³/год. Щільність вапняку приймається рівною 2600 кг/м³, тому продуктивність установки перебуває в межах 390 т/год. У першому випадку використовується триступенева система дроблення: на першій стадії - конусна дробарка великого дроблення, на останній - роторна дробарка з

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

вертикальним валом. Загалом, цей метод дає змогу отримати широкий діапазон фракційного складу готового продукту, водночас особлива увага приділяється якості, що визначається кубічною формою сировини.

1) Ширина вхідного отвору дробарки:

$$B = \frac{D_{\max}}{0,85} = 1058 \text{ мм.} \quad (2.4)$$

Умова для розміру приймального отвору ≥ 1058 мм.

Вибираємо дробарку конусну дробарку Superior Mk III.

Розвантажувальний отвір повинен бути на 20% менше максимального куска в дробленій руді після даної стадії дроблення d_1 .

Приймаємо розвантажувальний отвір конусної дробарки $e_k = 152$ мм. Завантажувальний отвір конусної дробарки $e_{\text{щ}} = 1370$ мм.

2). Максимальний кусок після першої стадії дроблення:

$$d_1 = \frac{D_{\max}}{i_1} = 204 \text{ мм} \quad (2.5)$$

Для проектування технологічної схеми ДСЗ скористаємось програмним забезпеченням Bruno від компанії Metso. Це є дуже потужний інструмент при побудові технологічних схем заводів по виготовленню будівельних матеріалів. На момент побудови ДСЗ нами використовувалась версія програми V 4.1.0.8.

Слід зазначити, що програмне забезпечення Bruno має повний набір дробильно-сортувального обладнання тільки компанії Metso. Так як компанія Metso має широкий профіль в сфері виготовлення та переробки будівельних матеріалів, то спектр машин та їх параметрів відповідно також є широким. Крім цього програма Bruno підтримує можливість введення в схему ДСЗ машини із власними параметрами. В даній роботі ми проектуємо дробильний ківш, якого не має в стандартному наборі машин Bruno. Використання блоку власної машини має обмежені можливості і у випадку із ударними дробарками не в повній мірі характеризує процес. Тому було прийнято рішення взяти за аналог дробильного ківша звичайну роторну дробарку із аналогічними параметрами. В даному

випадку була прийнята роторна дробарка NP 1110, потужністю 160 кВт та швидкістю обертання ротора 38 м/с.

3). Схему дробильно-сортувальної установки, яка включає дробильний ківш на другій стадії дроблення зображено на рис. 2.1, а.

4) Вибираємо колосниковий грохот – VF544-2V.

Кількість гірської маси, що відсіюється на колосниковому грохоті:

$$\Pi_{\text{к}} = \frac{\Pi_{\text{год}}(d_2 - d_1)}{D_{\text{max}}} E_{\text{к}} = \frac{375(900 - 40)}{900} \times 0,81 = 290,25 \text{ м}^3 / \text{год}, \quad (2.6)$$

де $\Pi_{\text{год}}$ - годинна продуктивність грохота, яка визначається за наступною залежністю

$\Pi_{\text{год}} = \Pi_{\text{гр}} \frac{d_{\text{max1}}}{D_{\text{max}}}$, проте вибраний грохот має продуктивність

$\Pi_{\text{год}} = 375 \text{ м}^3 / \text{год}$, яка перевищує продуктивність заводу тому, за годину грохот здатний просіяти 291 м^3 матеріалу; $d_1=40 \text{ мм}$, $d_2=900 \text{ мм}$ – граничні розміри матеріалу, що відокремлюється; $E_{\text{к}}$ = ефективність грохочення (для радянських колосникових грохотів $E_{\text{к}}=0,6 \dots 0,7$, для колосникового грохота VF544-2V $E_{\text{к}}=0,81$); D_{max} – максимальний розмір кусків гірської маси.

5) Необхідна продуктивність конусної дробарки першої стадії:

$$\Pi_{\text{др}} = \frac{\Pi(D_{\text{max}} - d_1)}{D_{\text{max}}} = \frac{291 \times (900 - 152)}{900} = 241 \text{ м}^3 / \text{год}. \quad (2.7)$$

Максимальна продуктивність конусної дробарка Superior Mk III може досягати $4688 \text{ м}^3/\text{год}$. Таким чином модель дробарки підібрана вірно. Так як на грохоті буде відсіюватись $68 \text{ м}^3/\text{год}$, то в дробарку з грохота потраплятиме $243 \text{ м}^3/\text{год}$.

6) Фракційний склад продуктів дроблення за графіком зернового складу.

						Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Такі графіки будують експериментальним способом за допомогою ситового аналізу рис.2.3. Проте для розрахунків можна також використати аналітичні функції.

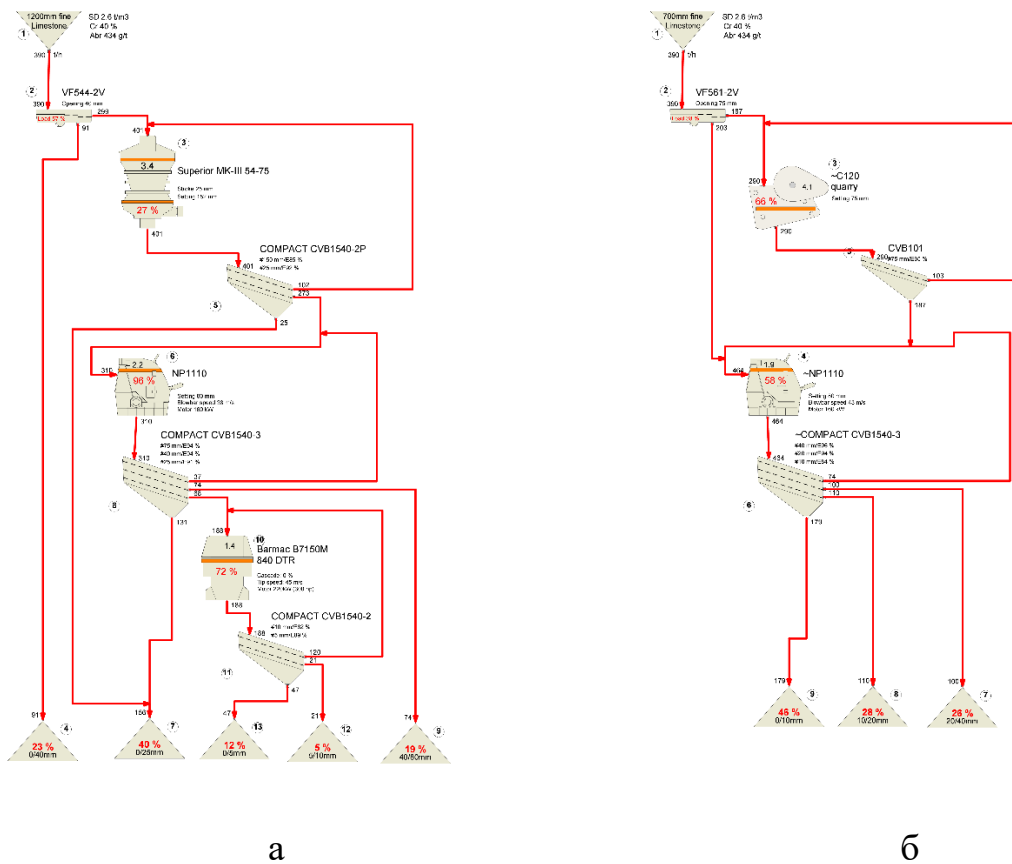


Рис. 2.2. Схеми дробильно-сортувальних заводів:
а- тристадійний ДСЗ; б – двостадійний ДСЗ

Для щоккових дробарок:

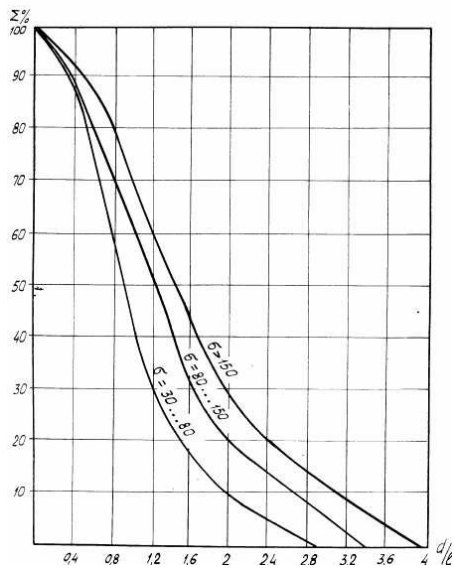
$$Y = 1,3 \left[1 - \frac{1}{1 + 0,8x^2} \right] \quad (2.8)$$

Для конусних дробарок:

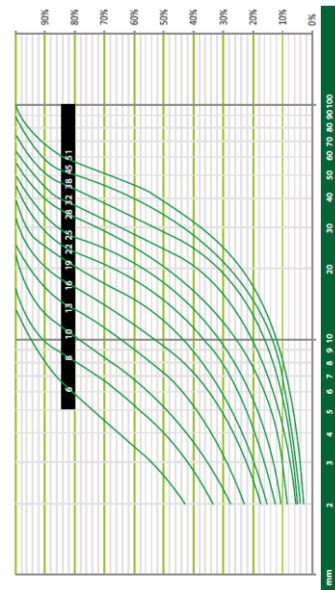
$$Y = 1,3 \left[1 - \frac{1}{1 + 0,45x^2} \right], \quad (2.9)$$

де $x = \frac{d}{s}$ - відношення верхньої та нижньої границь фракцій (d – границя фракції (крупність готового продукту дробарки), мм; s – ширина

розвантажувального отвору, мм); Y - відносна продуктивність (при побудові графіка відкладається по осі ординат).



а



б

Рис. 2.3. Характеристика гранулометричного складу продуктів дроблення конусних дробарок:

а – криві для конусних дробарок радянського виробництва; б – криві для конусних дробарок виробництва компанії Metso

Відсотковий вміст кожної фракції в готовому продукті після конусної дробарки Superior Mk III визначаємо на основі кривої рис.2.4:

- фракція 0...100

$$x=100; y=28\%;$$

$$28\% - 0\% = 28\%.$$

- фракція 100...200

$$x=200; y=55\%;$$

$$55\% - 28\% = 27\%.$$

- фракція 200 і більше

$$45\%.$$

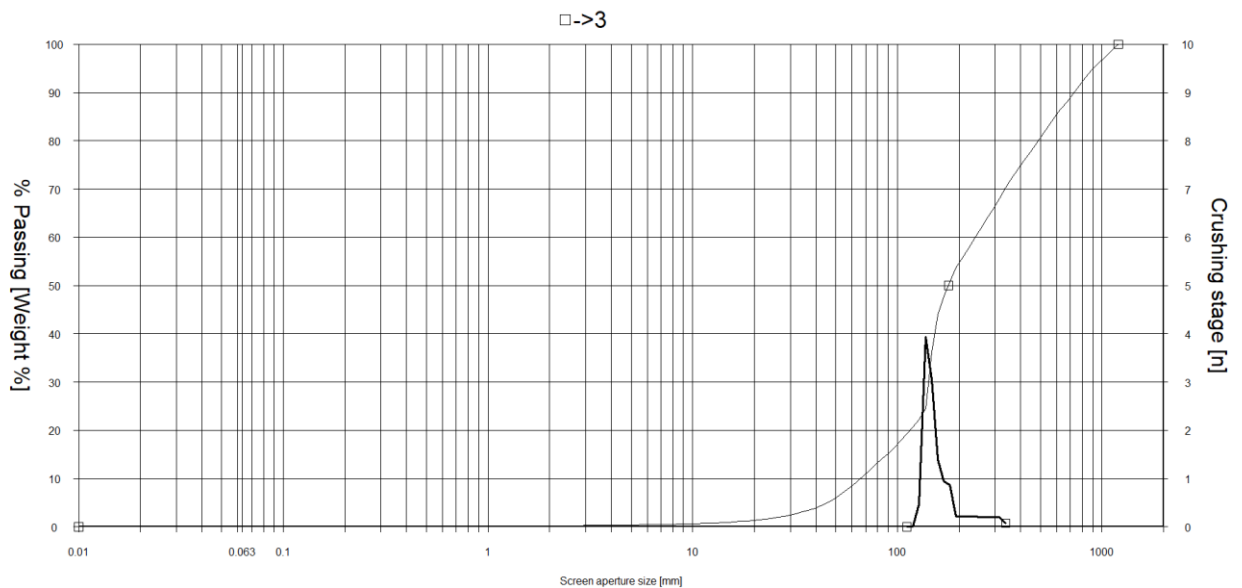


Рис. 2.4. Характеристика гранулометричного складу продукту та кількості стадій дроблення конусної дробарки Metso Superior Mk III

7) Частка від загальної продуктивності для кожного класу:

-	фракція	0...100	—	112	т/год
-	фракція	100...200	—	108	т/год
-	фракція	300 і більше	—	180	т/год

Відсотковий вміст кожної фракції в готовому продукті після дробильного ківша визначаємо на основі кривої рис.2.5.

- фракція 20...30

$$x=30; y=4\%;$$

$$4\% - 0\% = 4\%.$$

- фракція 30...40

$$x=40; y=9\%;$$

$$9\% - 4\% = 5\%.$$

- фракція 40...80

$$x=80; y=44\%;$$

$$44\% - 9\% = 35\%.$$

- фракція 80 і більше

65%.

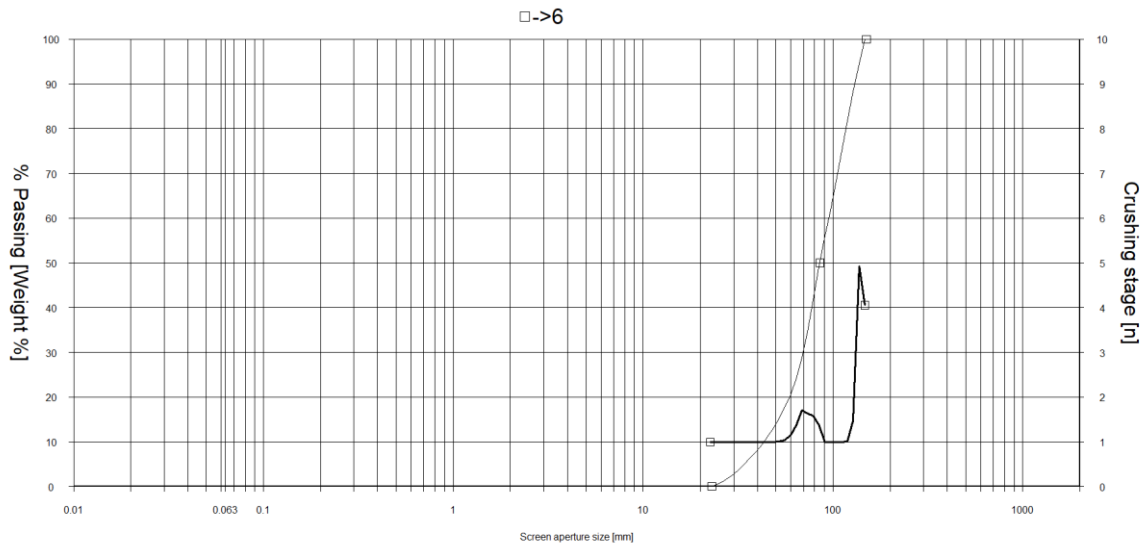


Рис. 2.5 Характеристика гранулометричного складу продукту та кількості стадій дроблення дробильного ківша.

8) Частка від загальної продуктивності для кожного класу:

-	фракція	0...30	—	12,4	т/год
-	фракція	30...40	—	15,5	т/год
-	фракція	40...80	—	108,5	т/год
-	фракція	80 і більше	—	201,5	т/год

Питоме споживання енергії по схемі рис. 2.2, а на 1000 годин роботи складає 0,85 кВт/т. В додатку 1 представлений звіт по енергозатратам та обсягу виробленої продукції, а також по параметрам технічного обладнання.

Для порівняння на рис.2.2, б представлена двохстадійна ДСЗ. Дані по двохстадійній схемі дсз наведені в додатку 2.

2.3 Загальні відомості про базову машину

Будова екскаватора Liebherr R 964 представлена на рис. 2.6.

Екскаватор відноситься до п'ятої розмірної групи. Екскаватор має масу 65 тонн з гусеничним ходовим приводом тракторного типу і жорсткою підвіскою виконавчого обладнання.

Ефективно використовується: 1) при підготовці котлованів під фундаменти, копанні траншей і канал в ґрунтах до IV групи щільності; 2) в переміщенні сипучих матеріалів в бурти і навантаженні їх в транспортні засоби; 3) при проведенні планувальних робіт; 4) для знесення і демонтажу будівель і споруд.

В якості додаткового обладнання застосовуються універсального призначення гідромолот, зуб-розпушувач, гідрножиці, грейфери вантажні пристрої, бурове обладнання.

На ОПП встановлюються: 1) платформа з дизельною силовою установкою і гідравлічна система; 2) одномісна кабіна управління; 3) агрегати гідравлічної трансмісії; 4) стріловий пристрій з рукояткою і ківшем; 5) вантаж проти-ваги.

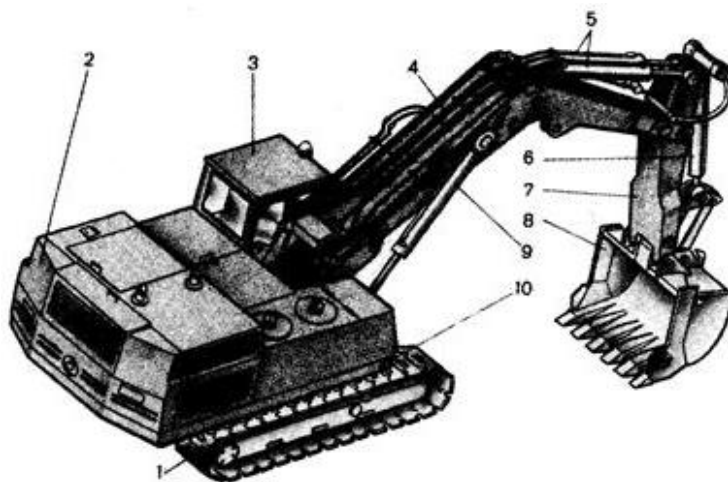


Рис. 2.6. Екскаватор Liebherr R 964:

1 – гусеничне ходове обладнання; 2 – противовіс; 3 – кабіна; 4 – стріла; 5,6,9 – гідроциліндр рукояті, ковша і стріли; 7 – рукоять; 8 – ківш зворотної лопати; 10 – поворотна платформа.

До рами кріпляться гусеничні візки ходу з гідромоторами, планетарними редукторами, опорними і направляючими роликками, натягувачами гусениць.

Значення основних параметрів екскаватора представлені в таблиці 2.1.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики екскаватора Liebherr R 984

Параметр	Значення
Двигун	Liebherr D9308T
Встановлена потужність	320 кВт
Ходовий пристрій	Гусеничний
Найбільша швидкість пересування	3,7 км/год
Тиск в гідросистемі	35 МПа
Габаритні розміри Д/Ш/В	11300/3060/3300, мм
Маса екскаватор	67,55 т
Об'єм ковша	2,5 м ³

2.4 Призначення та принцип дії машини

Екскаватор Liebherr R 964 призначений для виконання комплексу різних земляних робіт у дорожньо-будівельній, добувній та нафтогазовій галузях, оптимально підходить для розробки не мерзлих ґрунтів I-IV категорій, розпушування мерзлих ґрунтів, навантаження в транспортні засоби сипких матеріалів і попередньо розпушених твердих порід кусками величиною не більше 1/3 ширини ковша в температурному діапазоні від -40 до + 40 ° С.

На екскаваторі застосовуються гідравлічні циліндри для приведення в рух його стріли і ковша. Гідравлічні двигуни і клапани управління, що знаходяться в корпусі машини, дозволяють управляти робочим обладнанням екскаватора. Гідроциліндри приводяться в дію тим же двигуном внутрішнього згорання. Основний двигун приводить в дію насоси, які створюють надлишковий тиск масла в гідроциліндрах, і при цьому витягується стріла. Водій в кабіні за допомогою важелів управляє рухами робочих органів. Стріла піднімається і подовжується, коли поршень в циліндрі йде вгору. А коли поршень опускається, стріла скорочується і опускається. Поршень плечового циліндра управляє

рухом плеча. Ківш черпає або висипає ґрунт, коли поршень його циліндра витягується або втягується.

2.5 Технічні показники при здійсненні транспортування вантажу

Транспортний процес - це низка взаємопов'язаних організаційних і технічних дій та операцій, що виконуються автотранспортною компанією та її підрозділами самостійно або у співпраці з іншими організаціями під час підготовки, здійснення та завершення вантажних перевезень.

Структура транспортного процесу базується на таких складових

- 1) Розробка раціональних маршрутів
- 2) Вибір типу та кількості транспортних засобів, необхідних для перевезення
- 3) Обговорення та узгодження використання транспортних засобів і автомобільно-залізниць відповідно до конкретних умов перевезення, виду і характеру вантажу та показників роботи вантажного транспорту.
- 4) Стандартизація швидкостей руху транспортних засобів
- 5) Вибір системи управління рухом
- 6) Координація автомобільного транспорту з іншими видами транспорту
- 7) Аналіз дорожніх умов з точки зору безпеки дорожнього руху;
- 8) Забезпечення безпеки вантажних перевезень автомобільним транспортом
- 9) застосування математичних методів і розрахунків для підвищення ефективності використання залізничного транспорту та зниження транспортних витрат; та
- 10) управління рухомим складом
- 11) управління роботою автопарку.

2.6 Вибір транспортного засобу для перевезення вантажу

						Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Усі великогабаритні вантажі перевозяться на спеціальних напівпричепках або причепах-ваговозах:

- 1) Підвищена вантажопідйомність;
- 2) великі габарити і вага; і
- 3) нижчі, міцніші рами і шини меншого розміру. Це знижує навантажувальну висоту і підвищує зручність навантаження і розвантаження важких вантажів, а також стійкість вантажного складу, що буксирується (рис. 2.7);
- 4) більша кількість осей і коліс, що знижує тиск на дорожнє покриття і збільшує вантажопідйомність; і
- 5) деякі колеса є керованими, що сприяє маневреності автопоїзда; і
- 6) багато причепів мають знімні або складні платформи (тентовані платформи), що спрощує навантаження самохідної техніки (рис. 2.8);
- 7) наявність унікальних механізмів або пристроїв, призначених для навантажувально-розвантажувальних робіт (наприклад, механізми для опускання вантажної частини рами на землю, для нахилу рами, для підтягування або встановлення коліс причепа, для перетворення ступінчастої частини рами на відкидну рампу та інші пристрої).

Важкі причепа діляться на три групи за вантажопідйомністю: до 30 тонн, понад 30 тонн, до 100 тонн і понад 100 тонн. Існують також причепа-ваговози вантажопідйомністю 500 тонн, 1000 тонн і навіть 2000 тонн. Валкові дробарки важать 14 357 кг. Тому для їх перевезення використовуються напівпричепа вантажопідйомністю не більше 30 тонн.

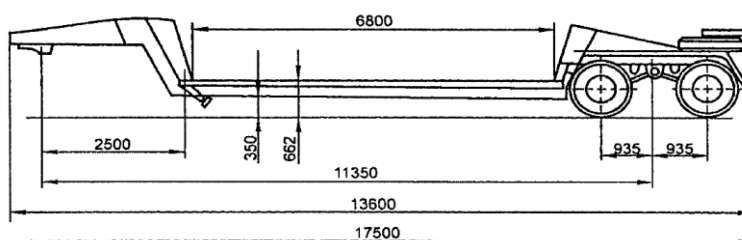


Рис. 2.7. Низькорамний напівпричеп-вагозов вантажопідйомністю 20 т, призначений для перевезення будівельної техніки

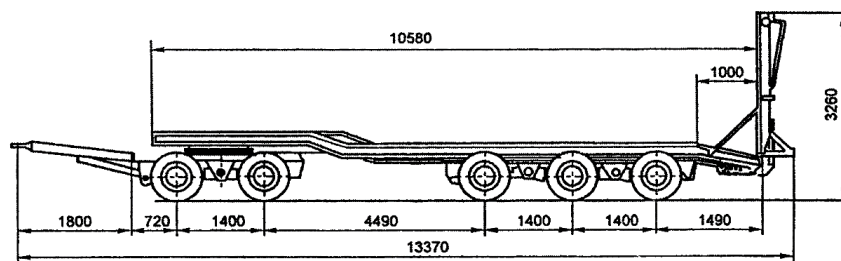


Рис. 2.8. Напівпричеп-платформа із відкидною апареллю вантажопідйомністю 39 т, призначений для перевезення будівельної техніки

Основною конструктивною вимогою до причепів і великогабаритних напівпричепів є їхня мінімальна навантажувальна висота, яка становить від 500 до 1200 мм для причепів і від 1200 до 1400 мм для напівпричепів. Ця вимога зумовлена необхідністю забезпечення достатньої стійкості автопоїздів, що перевозять вантажі з високим центром тяжіння, а не габаритними обмеженнями за висотою вантажу, що перевозиться. Крім того, мінімальна навантажувальна висота полегшує навантаження і розвантаження важких великогабаритних вантажів.

Деякі конструкції важких вантажівок оснащені механічними домкратами або гідравлічними підйомними механізмами, що встановлюються між платформою і візком причепа або напівпричепа і можуть змінювати висоту платформи (у певних межах). Наприклад, при навантаженні важких нероздільних вантажів платформа причепа може бути опущена за 2-5 хвилин за допомогою гідравлічної системи. Навантажувальна висота з опущеною платформою становить 500 мм, а з піднятою - 900 мм у розвантаженому стані та 850 мм у завантаженому.

Більшість важких причепів і напівпричепів мають бортову вантажну платформу і за потреби можуть бути оснащені додатковими бортами. Причепи-вагозови часто випускаються з підкатним (знімним) візком, щоб за потреби їх можна було перетворити на напівпричепи-вагозови. Для розміщення візка в передній частині рами (або в передній і задній, якщо візків два) робиться вигин,

щоб між полицями рами залишався крок 350-550 мм. Візок оснащений стандартним зчіпним пристроєм і з'єднується з причіпними ланками за допомогою шкворнів. Залежно від вантажопідйомності візки виготовляються з однією, двома або кількома осями. Багатовісні візки мають поворотні або фіксовані осі та керовані колеса. Великі причепа зазвичай мають від 3 до 12 осей, а напівпричепа - від 2 до 3 осей. Загальна кількість коліс на цих осях варіюється від 12 до 96 для причепів і від 8 до 12 для напівпричепів.

Для виготовлення рам причепів і великих напівпричепів використовується низьколегована сталь. Здебільшого рама складається з двох поздовжніх лонжеронів, внутрішнього і зовнішнього, з'єднаних поперечинами. Внутрішній лонжерон зазвичай виготовляється з двотаврової сталі, а зовнішній - зі швелера. До нижньої полиці лонжерона спереду (на вигині) рами приварена сталева опорна плита, що несе шворінь зчіпного пристрою.

Підлоги платформ причепів і важких напівпричепів виконуються з листового металу завтовшки 60-100 мм або сталевих листів завтовшки 5-10 мм з більш тонкими дерев'яними підлогами. Причепа і великогабаритні напівпричепа вантажопідйомністю 10-25 тонн оснащуються ресорною підвіскою. Причепа вантажопідйомністю понад 25-40 тонн оснащуються напівжорсткою підвіскою на візку та жорсткою балансірною підвіскою на решті осей для поліпшення адаптації коліс до нерівностей дорожнього покриття і забезпечення рівномірного навантаження на осі та колеса. Причепа вантажопідйомністю понад 40 тонн оснащуються балансірною підвіскою всіх коліс, а надважкі причепа - гідравлічною свічковою підвіскою. Для буксирування важких причепів використовуються трактори і тягачі. У міру збільшення загальної маси причепа або напівпричепа, що буксирується, або напівпричепа, що перевозить вантаж, використовуються тягачі з більшою тяговою потужністю або кілька тягачів одночасно. Надважкі вантажі перевозяться на активних причепах з керованими ведучими колесами або гідравлічним приводом від двигуна трактора. Вони також оснащуються силовими агрегатами з механічним приводом.

										Лист
										47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

У зв'язку з тим, що неподільні важкі вантажі становлять відносно невелику частку в загальному обсязі перевезень, національні та міжнародні виробники важких вантажівок переходять до випуску модульних багатоцільових уніфікованих АТК із широким діапазоном вантажопідйомності та розмірів (рис. 2.9).

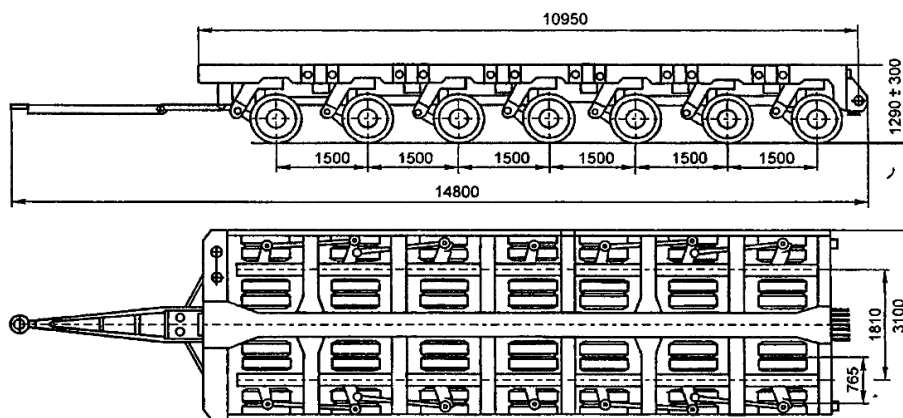


Рис. 2.9. Модульний причеп вантажопідйомністю 168 т

У цьому випадку АТК може бути зібрана з модулів вантажопідйомністю від 25 до 150 тонн, які можуть бути з'єднані між собою різними способами (попередньо, паралельно або комбінацією цих способів). Водночас кожен модуль може працювати і як самостійний транспортний засіб. Колеса цих самохідних машин керовані і повертаються на 90° , що дає змогу платформі переміщатися як по вертикалі, так і по горизонталі.

Нині зарубіжні виробники оснащують вантажівки АТК бортовими комп'ютерами. Незалежні системи рульового управління (до 243 вузлів підвіски одночасно) можуть синхронізуватися, визначати масу і центр ваги вантажу (що дуже важливо під час руху в складних дорожніх умовах і підвищує безпеку руху), кожен вузол підвіски незалежно паралельно та перпендикулярно осі платформи може здійснювати зміщення, поворот ліворуч та праворуч з нульовим внутрішнім радіусом, зміщення на кут $\pm 90^\circ$ навколо геометричного центру автомобіля.

Розрахунок навантажень на осі за різних схем організації вантажоперевезень. Під час планування автомобільних перевезень важливо правильно розрахувати масу вантажу, який буде перевозитися в кузові автопоїзда, з урахуванням експлуатаційних обмежень. Для міжнародних перевезень застосовуються експлуатаційні обмеження, засновані на Директиві ЄЕК ООН, як показано в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Директивні обмеження по загальній масі тз

Кількість вісей	Для автомобіля, т	Для причепа, т	Для автопоїзда, т
Одна	-	10	-
Дві	18	18	-
Три	25	24	28
Чотири	30	-	36
П'ять і більше	-	-	40

Вантаж зазвичай перевозиться в кузові автомобіля на стандартних піддонах. Якщо вантаж однорідний, його вага рівномірно розподіляється по довжині кузова, і центр тяжіння можна вважати таким, що знаходиться в нижній частині кузова, що використовується для розрахунку допустимого навантаження на вісь і експлуатаційних обмежень.

На рис. 2.10 показано схему розрахунку допустимих навантажень для тягачів і напівпричепів.

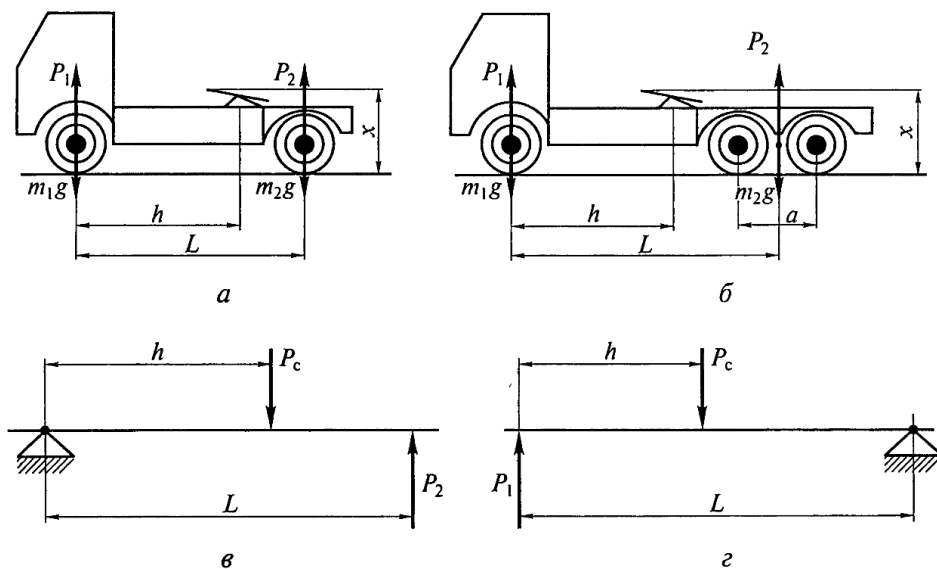


Рис. 2.10. схеми до розрахунку осевих навантажень тягачів:

а,б – загальні схеми двохвісного і трьохвісного тягача відповідно; в – схема відносно передньої вісі тягача; г – схема відносно задньої піввісі тягача.

Маса порожнього (без вантажу) автомобіля, т:

$$G_0 = m_1 + m_2, \quad (2.10)$$

де m_1 - маса порожнього автомобіля, що припадає на передню вісь, т; m_2 - маса порожнього автомобіля, що припадає на задню вісь, т.

Повна маса автомобіля, т:

$$G_n = G_0 + Q, \quad (2.11)$$

де Q - маса вантажу, т.

Навантаження на задню вісь тягача, т:

$$P_2 = Qh/L + m_2, \quad (2.12)$$

де h - відстань від передньої осі до центру ваги вантажу, м; L - база автомобіля, м; m_2 - маса порожнього автомобіля, що припадає на задню вісь, т.

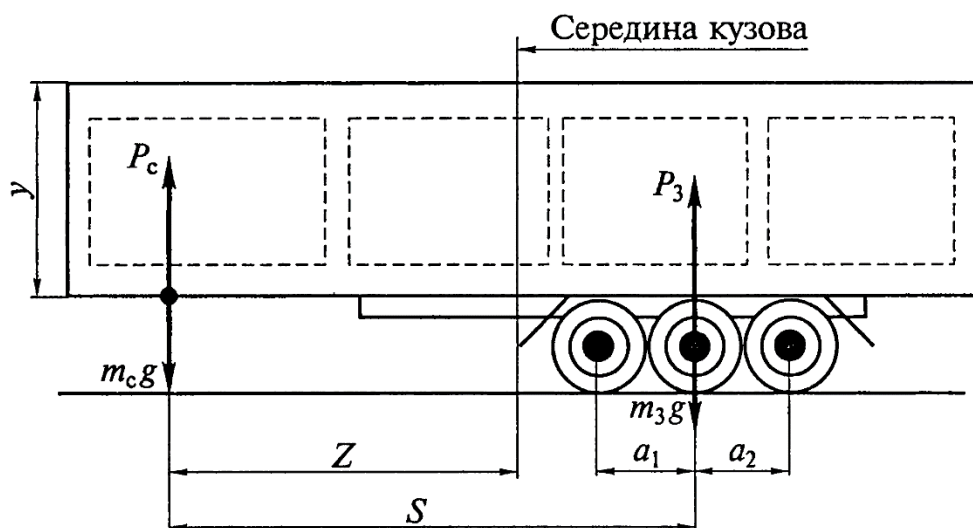


Рис. 2.11. Схема для розрахунку осевих навантажень напівпричепа

Навантаження на передню вісь тягача, т:

$$P_1 = G_n - P_2, \quad (2.13)$$

де P_2 - навантаження на задню вісь тягача, т.

Допустима маса автомобіля та вантажу, т:

$$Q = (P_2 - m_2)L/h \quad (2.14)$$

Маса порожнього (без вантажу) напівпричепа, т:

$$G_{0n} = m_c + m_3 \quad (2.15)$$

де m_c - маса порожнього автомобіля, що припадає на сідельний пристрій, т; m_3 - маса напівпричепа, що припадає на задній візок, т.

Повна маса напівпричепа, т:

$$G_{н.п.} = G_{0п.} + Q. \quad (2.16)$$

Навантаження на візок напівпричепа, т:

$$P_3 = QZ/S + m_3, \quad (2.17)$$

де Z – відстань від сідла до центру важкості вантажу, м; S - відстань від сідла до осі візка напівпричепа, м.

Навантаження на сідло, т:

$$P_c = G_{н.п.} - P_3. \quad (2.18)$$

Навантаження на задню вісь тягача, т:

$$P_2 = P_c h/L + m_3 \quad (2.19)$$

де h - відстань від передньої осі до сідельного пристрою, м; L – база тягача, м.

Навантаження на передню вісь тягача, т:

$$P_1 = P_c + m_1 + m_2 - P_2. \quad (2.20)$$

Допустима маса вантажу при заданих обмеженнях на P_2 та P_3 , т:

$$Q = \min(Q_2, Q_3), \quad (2.21)$$

де

$$Q_3 = (P_3 - m_3)S/Z; \quad (2.22)$$

$$Q_2 = [(P_2 - m_2)L/h - m_c]S/(S - Z). \quad (2.23)$$

Необхідно визначити осьові навантаження на причеп у складі тягача MAN (розподіл спорядженої маси на передню вісь 4860 кг, на задню — 2615 кг, база 4120 мм, зміщення сідельно-зчіпного пристрою від осі заднього моста вперед 690 мм) і напівпричепа Fruehauf (вантажопідйомність 25,2 т, розподіл спорядженої маси на сідельно-зчіпний пристрій тягача 2167 кг, на візок напівпричепа - 4333 кг, база 6340 + 1310 = 7650 мм, довжина 12326 мм, ширина 2500 мм). На напівпричіп завантажена валкова дробарка (габаритні розміри 12192 x 2438x2591 мм) масою брутто 14,37 т.

Оскільки довжина валкової дробарки співмірна з довжиною напівпричепа, центр ваги контейнера буде знаходитись по середині кузова:

$$Z = l_{п}/2 - l_{п.с.} = 12326/2 - 1635 = 4528 \text{ м}, \quad (2.24)$$

Навантаження на задній візок напівпричепа визначається за формулою (2.17):

$$P_3 = QZ/S + m_3 = 20000 * 4528 / 7650 + 4333 = 16171 \text{ кг} = 16,2 \text{ т.}$$

Директивні обмеження складають 24 т.

Маса порожнього (без вантажу) напівпричепа за формулою (2.15):

$$G_{0п} = m_c + m_3 = 2167 + 4333 = 6500 \text{ кг} = 6,5 \text{ т.}$$

Повна маса напівпричепа за формулою (2.16):

$$G_{н.п.} = G_{0п} + Q = 6,5 + 20 = 26,5 \text{ т.}$$

Навантаження на сідельно-зчіпний пристрій тягача (2.18):

$$P_c = G_{н.п.} - P_3 = 26,5 - 16,2 = 10,3 \text{ т.}$$

						Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Навантаження на задню вісь тягача за формулою (2.19):

$$P_2 = P_c h / L + m_3 = 10,3 (4120 - 690) / 4120 + 2,62 = 11,2 \text{ т.}$$

Директивні обмеження становлять 11,5 т.

Навантаження на передню вісь тягача за формулою (2.20):

$$P_1 = P_c + m_1 + m_2 - P_2 = 10,3 + 4,86 + 2,62 - 11,2 = 6,58 \text{ т.}$$

Директивні обмеження складають 10 т. При даному розміщенні дробарки осьові навантаження не перевищують директивні обмеження.

2.7 Вибір способу кріплення вантажу

Вибір способу кріплення вантажу починається з визначення сил, що діють на вантаж.

У більшості випадків кріплення здійснюється за допомогою наполегливих або розпірних брусів, дротяних стяжок або ременів, кінцевих або бічних стійок, які повинні повністю компенсувати сили, що сприяють переміщенню вантажу.

Упорні бруси зазвичай розташовуються вздовж або поперек причепа. Упорні бруси можуть сприймати тільки поздовжні або проникаючі зусилля. При кріпленні важких вантажів рекомендується встановлювати розпірки впритул до вантажу, щоб волокна розпірок перебували на одній лінії з бічними сторонами перемішуваного вантажу.

Розпірні бруси встановлюються строго вздовж або поперек причепа в розпір між вантажем і стійками. Для передачі бічних сил інерції на бічні стійки переріз дерев'яних розпірних брусів, покладених впоперек причепа навпроти бічних стійок, має бути не меншим за 50 x 150 мм.

Якщо допустиме навантаження на стійку перевищує допустиме значення, якщо довжина розпірного бруса перевищує 2,5 м при зазначеному навантаженні або якщо розпірний брус не є дерев'яним, його необхідно перевірити на наявність поздовжніх вигинів.

						Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Допустиме навантаження на брусок прямокутного перерізу визначається по формулі:

$$P = f[\sigma_c]F_p, \quad (2.25)$$

де f – коефіцієнт послаблення допустимого напруження; $[\sigma_c]$ – границя міцності на стиск, $\times 100$ кПа; F_p – розрахункова площа поперечного перерізу деталей, см^2 .

Коефіцієнт послаблення допустимого напруження f знаходять в залежності від гнучкості бруса λ . У випадках коли $\lambda \leq 75$, по формулі $f = 1 - 0,8(\lambda/100)^2$, а у випадках, коли $\lambda > 75$ – по формулі $3100/\lambda^2$.

Гнучкість бруса визначається по формулі:

$$\lambda = \frac{l_0}{i_{\min}}, \quad (2.26)$$

де $l_0 = \mu l$ – приведена довжина бруса; μ – коефіцієнт довжини, дорівнює: 1, якщо обидва кінця бруса закріплені шарнірно; 2 – один кінець затиснутий, а інший вільний, навантажений; 0,8 – один кінець затиснутий, інший закріплений шарнірно; 0,65 – обидва кінця затиснуті. $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F_p}}$ – мінімальний радіус інерції;

I_{\min} – мінімальний екваторіальний момент інерції.

Вантаж має бути розміщений на підкладці. При розміщенні вантажу на поперечній дерев'яній підкладці рекомендується, щоб її довжина дорівнювала ширині між бічними стінками причепа; перетин піддонів до 10 тонн становить 200×100 мм, від 10,1 до 20 тонн - 200×135 мм.

Якщо навантаження на один піддон перевищує 20 тонн, можна використовувати два піддони однакової висоти.

Під час транспортування вантаж може піддаватися таким рухам: поступальним (зміщення), перекиданню і коченню.

Запас міцності вантажу з урахуванням міцності кріплень розраховується як 1 для поступальних рухів під дією поздовжніх сил і 1,25-1,5 для поперечних сил.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Вантаж фіксується від поступального руху стяжками (обв'язками), упорними брусами, розпірними брусами або іншими засобами.

Величина поздовжнього ($\Delta F_{\text{поз}}$) і поперечного ($\Delta F_{\text{поп}}$) зусилля, які повинно сприймати кріплення визначаються по формулі:

$$\Delta F_{\text{пз}} = F_{\text{пз}} - F_{\text{тр}}^{\text{пз}}, \quad (2.27)$$

$$\Delta F_{\text{пп}} = n(F_n + W_n) - F_{\text{тр}}^{\text{пп}}, \quad (2.28)$$

де n – коефіцієнт запасу стійкості; $W_n = 50S_n$ – навантаження від вітру; S_n – площа навітряної поверхні вантажу; $F_{\text{тр}}^{\text{пз}}$ – сила тертя в поздовжньому напрямку; $F_{\text{тр}}^{\text{пп}}$ – сила тертя в поперечному напрямку.

Схема до розрахунку поперечних та поздовжніх зусиль в розтяжках представлена на рис.2.12.

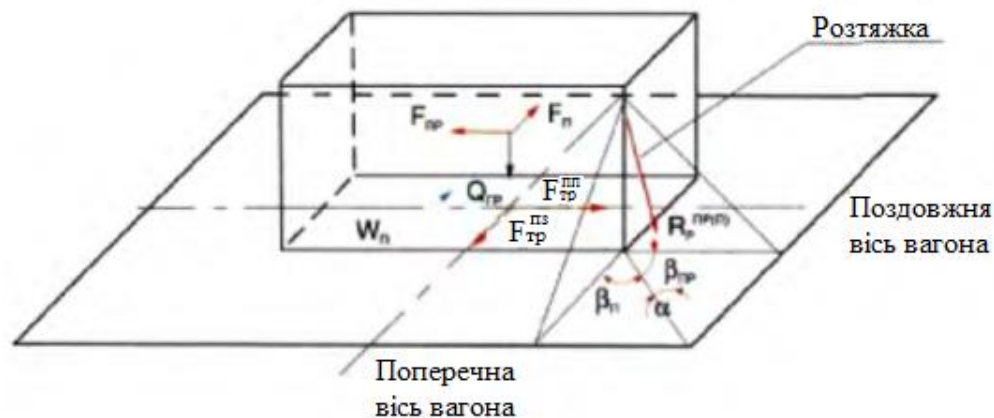


Рис. 2.12. Розрахункова схема поздовжніх та поперечних зусиль в розтяжках

При закріпленні вантажу розтяжками величину виникаючих в розтяжках зусиль визначають за формулами:

- від сил, що діють в поздовжньому напрямку:

$$R_p^{\text{пз}} = \frac{\Delta F_{\text{пз}}}{\sum (n_{pi}^{\text{пз}} (\mu \sin \alpha_i + \cos \alpha_i \cos \beta_{\text{пз},i}))}, \quad (2.29)$$

- від сил, що діють в поперечному напрямку:

$$R_p^{mn} = \frac{\Delta F_{mn}}{\sum (n_{pi}^{mn} (\mu \sin \alpha_i + \cos \alpha_i \cos \beta_{mn,i}))}, \quad (2.30)$$

де R_p^{nz} , R_p^{mn} - зусилля в розтяжці; n_{pi}^{nz} , n_{pi}^{mn} - кількість розтяжок, які працюють одночасно в одному напрямку і розташовані під однаковими кутами α_i - кут нахилу першої розтяжки; $\beta_{nz,i}$, $\beta_{mn,i}$ - кути між проекцією першої розтяжки на підлогу причепа і відповідно поздовжній, поперечній площині симетрії вагону.

Площа перерізу розтяжок і обв'язок, за винятком дротових розраховується за формулою:

$$S = \frac{R}{[\sigma_p]}, \quad (2.31)$$

де R - навантаження на розтяжку, обв'язку, Н; $[\sigma_p]$ - допустиме напруження при розтягу, значення якого приймають в залежності від марки сталі.

Під час розрахунку стяжок для довгомірних вантажів рекомендується використовувати комбінацію стяжок і брусів. Бруси можуть бути прикручені до підлоги причепа.

Стяжні пристрої не можна кріпити до бортів причепа, якщо кут між вертикальною площиною в точці зіткнення стяжних пристроїв і бортами причепа перевищує 15° (рис. 2.13). Якщо ця умова не може бути виконана, стяжки і ремені необхідно пропустити під бічними стінками або опустити борти причепа.

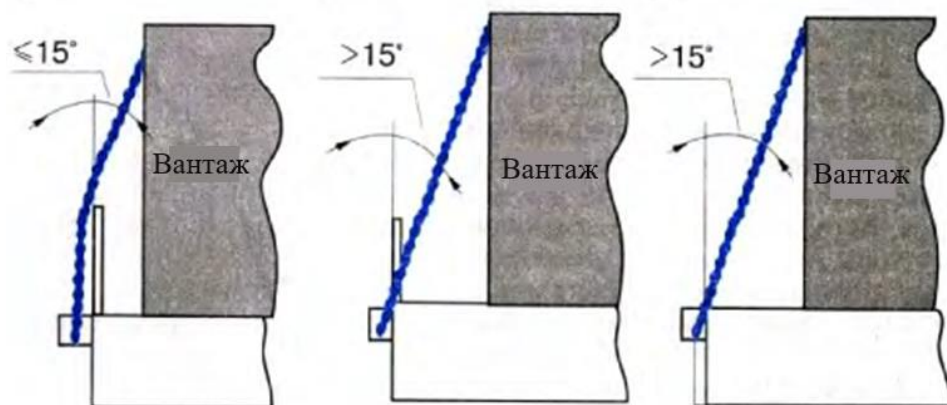


Рис. 2.13. Допустимі положення розтяжок і обв'язок відносно бортів причепа

Розтяжки необхідно розміщувати таким чином, щоб кут між розтяжкою і підлогою і кут між проекцією розтяжки на підлогу причепа і поздовжньою віссю причепа складали не більше 45° , (рис.2.14).

У випадках коли через конструктивні особливості вантажу або умови його розміщення така установка розтяжок не можлива допускається збільшення кутів нахилу розтяжок з одночасним збільшенням числа ниток дроту в розтяжках.

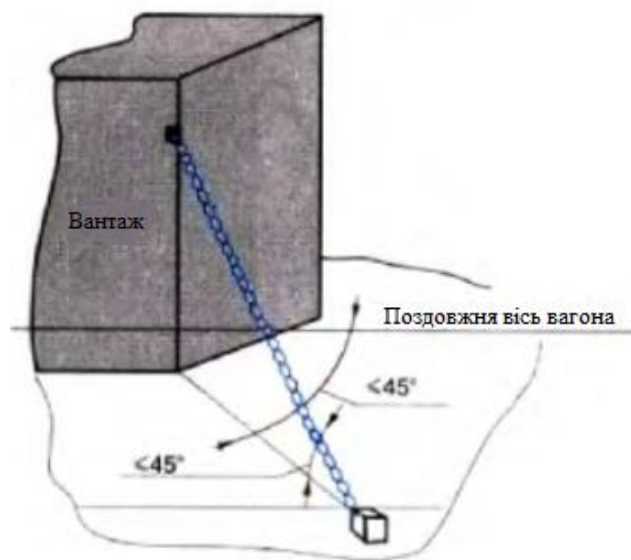


Рис. 2.14. Розміщення розтяжки відносно підлоги причепа та поздовжньою віссю причепа

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Розрахунок базової машини

1. Сила ваги ковша:

$$G_K = (9 \dots 17)V_{\text{КОВ.}} = 16,25 \text{ кН}, \quad (3.1)$$

де $V_{\text{КОВ.}} = 1.6 \text{ м}^3$ – місткість ковша.

2. Сила ваги стріли:

$$G_c = (1.45 \dots 1.6) G_K = 24,4 \text{ кН}, \quad (3.2)$$

де $G_K = m \cdot g = 388400 \text{ Н}$ – сила ваги екскаватора;

3. Сила ваги рукояті :

$$G_p = (0.45 \dots 0.5) G_K = 8,12 \text{ кН}, \quad (3.3)$$

4. Ширина ковша :

$$B = 1,2 \sqrt[3]{V_{\text{КОВ.}}} = 1,3 \text{ м}, \quad (3.4)$$

5. Радіус копання :

$$R_K = 1.14 \sqrt[3]{V_{\text{КОВ.}}} = 1,23 \text{ м}, \quad (3.5)$$

6. Півбаза екскаватора :

$$L = 0.55 \sqrt[3]{m} = 1,86 \text{ м}, \quad (3.6)$$

7. Довжина рукояті :

$$l_p = 1.39 \cdot L(1+0.2) = 3,1 \text{ м}, \quad (3.7)$$

8. Довжин консолі рукояті :

$$l_1 = 0.49 \cdot L(1+0.38) = 1,25 \text{ м}, \quad (3.8)$$

9. Довжина стріли :

$$L_c = 3.62 \cdot L \cdot (1+0.15) = 7,74 \text{ м}, \quad (3.9)$$

10. Кут злому стріли :

$$\Psi_c = 2.38 \cdot L = 4,42 \text{ м}, \quad (3.10)$$

						Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

11. Радіус ковша :

$$R_{\text{ковша}} = 0.89 \cdot L \cdot (1+0.15) = 1,9 \text{ м}, \quad (3.11)$$

12. Координати п'яти стріли:

$$x_1 = 0.32 L (1 + 0.39) = 0,82 \text{ м}, \quad (3.12)$$

$$y_1 = 1.22 L (1+0.16) = 2,6 \text{ м}, \quad (3.13)$$

13. Координати шарніра повороту стріли :

$$x_z = 0.67 L (1 + 0.29) = 1,6 \text{ м}, \quad (3.14)$$

$$y_z = 0.93 L (1 + 0.17) = 2 \text{ м}, \quad (3.15)$$

Кутові переміщення: для ковша: $\alpha_n' = 130^\circ$, $\alpha_n'' = 5^\circ$;

для рукояті: $\alpha_p = 30^\circ \dots 130^\circ$;

для стріли: $\alpha_c = \pm 50^\circ$.

14. Дотична складова сили різання, Н :

$$F_2 = K h_{\text{max}}^{1.35} = 709\,924,5 \text{ Н} \quad (3.16)$$

Коефіцієнт К :

$$K = g \cdot C (1 + 2.6V)(1 + 0.0075\alpha)Z = 692, \quad (3.17)$$

де $g = 9.81$; $c = 20$; V – ширина ковша ; $\alpha = 20^\circ$ - кут різання ; $Z = 0.6 \dots 0.8$ – експериментальний коефіцієнт ; h_{max} – максимальна товщина шару ґрунту, що різнується, розраховується за формулою (21), рис.3.1.

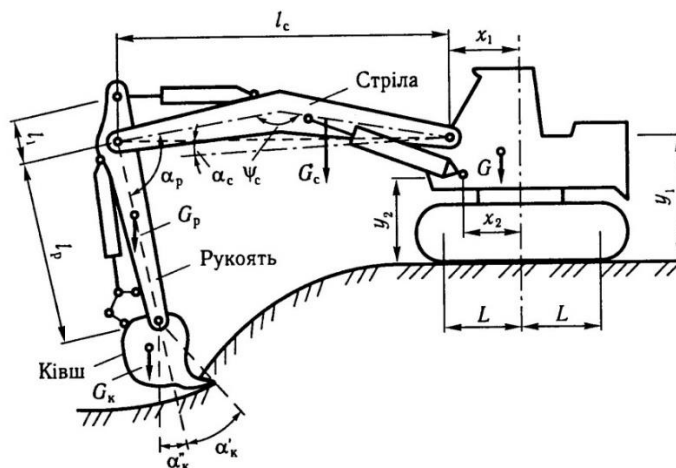


Рис.3.1. Схема до розрахунку екскаватора

3.2 Розрахунок потужності базової машини.

Потужність двигуна :

$$N = M_{\max} \cdot \omega_{\min} / 2 = 157,2 \text{ кВт}, \quad (3.18)$$

де M_{\max} – максимальний момент копання на осі повороту ковша, кН·м; ω_{\min} – мінімальна кутова швидкість ковша, при роботі циліндром ковша приймається рівною ($\omega_{\min} = 0.15 \dots 0.3$ рад/с);

Максимальний момент при наповненні ківша:

$$M_{\max} = F_{\max} \cdot R_k = 1048 \text{ кН·м}, \quad (3.19)$$

де F_{\max} – максимальне зусилля копання, кН; R_k – радіус копання, м.

При наповненні ківша

$$F_{\max} = (1.1 \dots 1.2) \cdot F_2 = 851909,4 \text{ Н} = 852 \text{ кН} \quad (3.20)$$

3.3 Вибір основних параметрів навісної роторної дробарки

Головними параметрами роторних дробарок є діаметр і довжина ротора.

1. У однороторні дробарці діаметр ротора D_p визначається розміром найбільших шматків матеріалу, що завантажуються:

$$D_p = (1,5 \div 3) \times D_m = 2 \times 0,45 = 0,9 \text{ м}, \quad (3.21)$$

де D_m – максимальний розмір шматка матеріалу, що завантажуються.

2. Довжина ротора дробильного ківша L_p обчислюється за формулою:

$$L_p = (0,5 \div 1,5) \times D_p = 0,8 \times 1,25 = 1 \text{ м}. \quad (3.22)$$

3. Визначаємо умовне число бил ротора:

$$z = \frac{D_p}{m_z}, \quad (3.23)$$

де $m_z = 300 \div 500$ мм – модуль ротора для дробарок великого дроблення.

Умовне число бил ротора залежить від діаметра ротора і призначення дробарки по крупності дроблення.

						Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$z = \frac{1000}{300} \approx 3. \quad (3.24)$$

4. Визначаємо критичну швидкість удару шматка дробленого матеріалу

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p \cdot 1000}{0,98 \rho d_{кр}} \right)^2}, \quad (3.25)$$

де σ_p - межа міцності породи, МПа; ρ - щільність матеріалу, кг/м³; v - швидкість удару, яка залежить від швидкості обертання ротора, м/с; $d_{кр}$ - критичний діаметр дробленого матеріалу, м.

Дроблений матеріал - барит з межею міцності на розтяг $\sigma_p = 20$ МПа і щільністю $\rho = 4300$ кг/м³:

- для куска розміром 5 мм:

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt[3]{\left(\frac{20 \cdot 1000}{0,98 \cdot 4300 \cdot 0,05} \right)^2} = 160 \text{ м/с}; \quad (3.26)$$

- для куска розміром 40 мм:

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt[3]{\left(\frac{20 \cdot 1000}{0,98 \cdot 4300 \cdot 0,40} \right)^2} = 40 \text{ м/с}. \quad (3.27)$$

Дроблений матеріал – бут цегляний марки М300 з межею міцності на розтяг $\sigma_p = 39$ МПа і щільністю $\rho = 1800$ кг/м³:

- для куска розміром 5 мм:

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt[3]{\left(\frac{30 \cdot 1000}{0,98 \cdot 1800 \cdot 0,05} \right)^2} = 345 \text{ м/с}; \quad (3.28)$$

- для куска розміром 40 мм:

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt[3]{\left(\frac{30 \cdot 1000}{0,98 \cdot 1800 \cdot 0,40} \right)^2} = 93,8 \text{ м/с}. \quad (3.29)$$

Дроблений матеріал – вапняк з межею міцності на розтяг $\sigma_p = 12$ МПа і щільністю $\rho = 2690$ кг/м³:

										Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						61

- для куска розміром 5 мм:

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt{\left(\frac{12 \cdot 1000}{0,98 \cdot 2690 \cdot 0,05} \right)^2} = 156 \text{ м/с}; \quad (3.30)$$

- для куска розміром 40 мм:

$$v_{кр} = 7,73 \sqrt{\left(\frac{12 \cdot 1000}{0,98 \cdot 2690 \cdot 0,4} \right)^2} = 38,9 \text{ м/с}. \quad (3.31)$$

Розмір вихідної щілини для дробильного ківша можна встановити наступним:

$$S = 0,1D_p = 0,1 \cdot 1 = 0,1 \text{ м}. \quad (3.32)$$

3.4 Розрахунок продуктивності навісної роторної дробарки

Продуктивність дробильного ківша в м³/год обчислюється за формулою:

$$\Pi = \Pi_0 \frac{L_p D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} z^{0,5}} \kappa_D \kappa_S \kappa_r \kappa_\sigma \kappa_B, \quad (3.33)$$

де $\Pi_0 = 1400 \text{ м}^3/\text{год}$ – таблична продуктивність дробарки при

$$D_p = L_p = v_p = z = 1; \beta = 0; D \rightarrow 0; S = 0; \sigma_p \rightarrow 0; \quad (3.34)$$

κ_D – коефіцієнт, що враховує вплив розміру шматків матеріалу, визначається з виразу:

$$\sigma = \frac{D_{св}}{D_p} = \frac{0,225}{1,25} = 0,18 > 0,2 \Rightarrow \kappa_D = 0,3; \quad (3.35)$$

κ_S – коефіцієнт, що враховує вплив ширини вихідної щілини;

$$\kappa_S = 1 + 1,9\varepsilon, \quad (3.36)$$

$$\varepsilon = \frac{S}{D_p} = \frac{0,125}{1,25} = 0,1, \quad (3.37)$$

$$\kappa_S = 1 + 1,9 \cdot 0,1 = 1,2, \quad (3.38)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

κ_r – коефіцієнт, що враховує вплив заокруглення передньої кромки біла, $\kappa_r = 0,85$; κ_σ – коефіцієнт, що враховує вплив фізичних властивостей дробленого матеріалу:

$$\kappa_\sigma = 1 - \frac{C_\sigma}{700}, \quad (3.39)$$

де C_σ – критерій міцності;

$$C_\sigma = \frac{\sigma_p}{\gamma_0 D_p} = \frac{200}{4.3 \cdot 1,25} = 37.2, \quad (3.40)$$

$$\kappa_\sigma = 1 - \frac{37,2}{700} = 0,94, \quad (3.41)$$

κ_B – коефіцієнт, що враховує вплив зовнішнього поверхні біла, для хвилеподібною форми $\kappa_B = 0,86$.

$$\Pi = 1400 \frac{1,0 \cdot 1,25^{1,5}}{18,73^{0,35} \cdot 3^{0,5}} \cdot 0,3 \cdot 1,2 \cdot 0,85 \cdot 0,94 \cdot 0,86 = 82 \text{ м}^3/\text{год.}$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

РОЗДІЛ 4. ПРИВІД РОБОЧОГО ОРГАНУ

4.1 Розрахунок потужності приводу навісної роторної дробарки

Необхідну потужність гідродвигуна (кВт) дробарки розраховується за формулою

$$N = \frac{W_{op} \Pi (i - 1)}{D_{cv} \eta_{op} \eta_n}, \quad (4.1)$$

де $W_{op} = 18 \cdot 10^{-3}$ кВт · год/м³ – питома енергетичний показник дробарки при по-
дрібненні бариту [1]; Π – продуктивність дробарки, м³/год; i – ступінь дроб-
лення ($i=10$); D_{cv} – середньозважений діаметр вихідного продукту, м; η_{op} – ККД
дробарки, $\eta_{op} = 0,85$; η_n – ККД приводу, $\eta_n = 0,95$.

$$D_{cv} = \frac{D_{max}}{2} = \frac{0,45}{2} = 0,225 \text{ м.} \quad (4.2)$$

$$N = \frac{18 \cdot 10^{-3} \cdot 82 \cdot (10 - 1)}{0,225 \cdot 0,85 \cdot 0,95} = 74 \text{ кВт.}$$

Вибираємо гідродвигун Rosclain MHP13 потужністю $N_{об} = 158$ кВт і числом
обертів $n = 548$ об/хв.

Розраховуємо уточнену продуктивність:

$$\Pi = \frac{ND_{cv} \eta_{op} \eta_n}{W_{op} (i - 1)}, \quad (4.3)$$

$$\Pi = \frac{140 \cdot 0,225 \cdot 0,9 \cdot 0,85}{18 \cdot 10^{-3} (10 - 1)} = 149 \text{ м}^3/\text{год.}$$

4.2. Розрахунок гідроприводу навісної роторної дробарки

Із розрахунку потужності було визначено, що потужність, яка витрача-
ється на привід робочого органу становить 158 кВт, частота обертів валу дро-
барки складає 548 об/хв.

						Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Виконаємо розрахунок основних параметрів гідросистеми приводу, рис.

4.1.

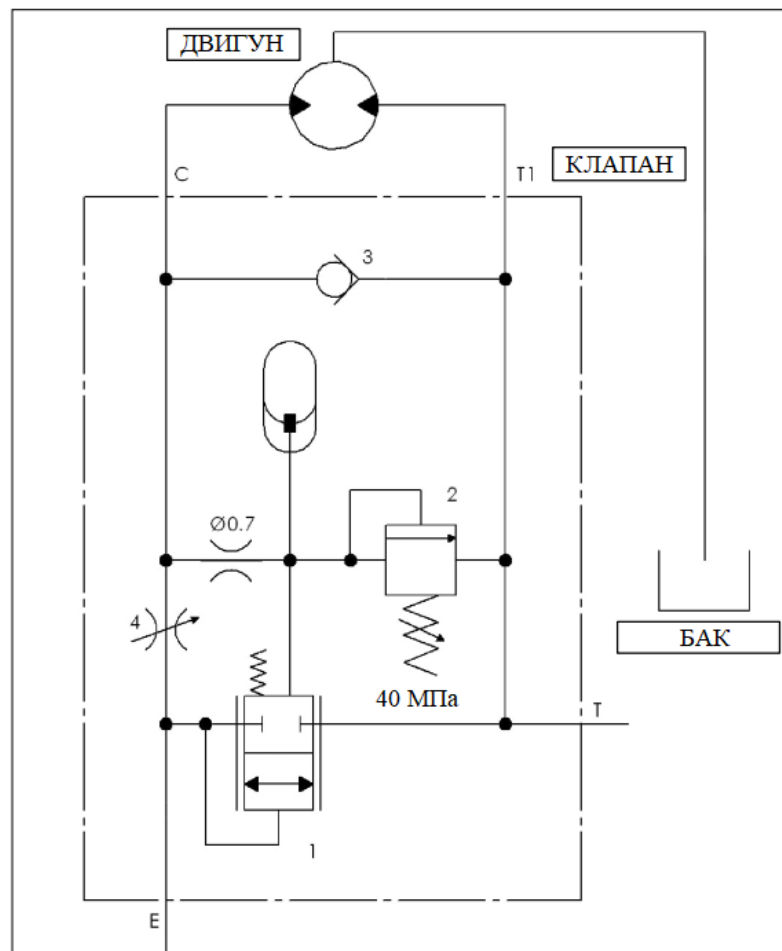


Рис. 4.1. Гідравлічна схема приводу дробильного ківша

Робочий крутний момент на вихідному валу гідромотора:

$$T_{\text{ГМ}} = \frac{9740 \cdot N_{\text{ГМ}}}{n_{\text{ГМ}}}, \quad (4.4)$$

де $N_{\text{ГМ}} = N_{\Sigma}^{\text{ГМ}}$ – потужність, що розвивається гідромотором Poclain MS50, $N_{\text{ГМ}} = N_{\Sigma}^{\text{ГМ}} = 140,0$ кВт; $n_{\text{ГМ}}$ – частота обертання вала гідромотора, $n_{\text{ГМ}} = 548$ об/хв.

$$T_{\text{ГМ}} = \frac{9740 \cdot 158,0}{548} = 2808,2 \text{ Нм}$$

Коефіцієнт можливого перенавантаження:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

$$K = \frac{p_{\Pi}}{p_{РАБ}}, \quad (4.4)$$

де p_{Π} – тиск у гідросистемі по запобіжному клапану, $p_{\Pi} = 55$ МПа; $p_{РАБ}$ – робочий тиск у гідросистемі, $p_{РАБ} = 35$ МПа.

$$K = \frac{40}{35} = 1,2$$

Для забезпечення безперервної подачі робочої рідини необхідно зробити розрахунок подачі насоса та гідродвигуна.

При об'ємному способі регулювання намагаються максимально використувати приводну потужність двигуна N , яка підбирається з урахуванням максимальної потужності, що розвивається насосом, і загального ККД гідроприводу. Потужність, що розвивається насосом без урахування його ККД обчислюється за формулою

$$N_1 = p_1 Q_1 = p_1 n_1 q_1 = N \quad (4.5)$$

Відповідно потужність, що споживається гідромотором, без урахування його к. к. д. дорівнює:

$$N_2 = p_2 Q_2 = p_2 n_2 q_2 = N \quad (4.6)$$

де N — потужність приводного двигуна; p — тиск у системі; Q_1 і Q_2 — відповідно подача та витрата рідини; n_1 і n_2 — швидкості обертання відповідно валу насоса та гідромотора; q_1 і q_2 — робочі об'єми відповідно насоса та гідромотора.

У системах з регульованим насосом зміна витрати досягається зміною робочого об'єму насоса.

Із технічної характеристики трактора відомо, що частота обертання валу відбору потужності $\omega_{\text{в}} = 32 \text{ с}^{-1}$, саме цей вал обертає аксіально-поршневий насос АПН F1-081-R Parker, який був попередньо обраний у зв'язку з тим, що його номінальний тиск також дорівнює 35 МПа.

$$N_1 = 35 \cdot 32 \cdot 31,5 = 35280 \text{ Вт}$$

$$N_2 = 35 \cdot 32 \cdot 28,1 = 31472 \text{ Вт}$$

Для використання максимальної потужності приводного двигуна N необхідно при зміні Q_1 прагнути до пропорційної зміни p_1 з таким розрахунком, щоб добуток $p_1 Q_1$ зберігався постійним.

При зміні робочого об'єму q_2 та незмінному робочому обсязі q_1 швидкість обертання валу гідромотора визначається з формули

$$n_2 = \frac{p_1 q_1 n_1}{p_1 q_2} = \frac{q_1}{q_2} n_1 \quad (4.7)$$

Момент на валу гідромотора може бути підрахований з виразу

$$M_2 = \frac{1}{2\pi} p_2 q_2 \quad (4.8)$$

Підставляючи значення $p_2 q_2$ із формули (4.3) у вираз (4.6) отримаємо:

$$M_2 = \frac{N}{2\pi \cdot n_2} = 5500 \text{ Нм} \quad (4.9)$$

При призначенні максимального моменту виходять із максимального тиску, який розрахована передача по міцності. При цьому значення $M_{\text{макс}}$ і $M_{\text{мін}}$ повинні забезпечуватися параметрами насоса та гідромотора.

У реальних машинах спостерігаються втрати енергії через витік рідини та тертя. Витоку рідини через нещільності сполучених елементів насоса і гідромотора знижують об'ємний к. к. д. η_0 , а тертя деталей, що взаємно переміщуються відносно один одного, знижує механічний к. к. д. гідроприводу η_m .

З огляду на вплив цих факторів можна написати:

$$M_1 = \frac{1}{2\pi \cdot \eta_{1m}} q_1 p_1 = 6100 \text{ Нм} \quad (4.10)$$

$$M_2 = \frac{\eta_{2m}}{2\pi} q_2 p_2 = 5600 \text{ Нм} \quad (4.11)$$

Звідки коефіцієнт трансформації дорівнюватиме

$$k = \frac{M_2}{M_1} \quad (4.12)$$

$$k = \frac{5600}{6100} = 0,91$$

Відповідно до цього передатне відношення між насосом і гідромотором залежатиме від їх об'ємних к.к.д. тобто.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Q\eta_{2,0}}{q_2} \div \frac{Q}{q_1\eta_{1,0}} = \frac{q_1}{q_2} \eta_{1,0} \eta_{2,0} \quad (4.13)$$

А повний к.к.д. η буде дорівнювати:

$$\eta = \frac{p_2}{p_1} \eta_{1,m} \eta_{2,m} \eta_{1,0} \eta_{2,0} \quad (4.14)$$

$$\eta = \frac{16}{16} 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 0,84$$

Розчленуємо втрати тиску при перебігу рідини в напірній та зливній гідролініях і позначимо їх відповідно через p_{1n} і p_{2n} . Тоді сумарні втрати у системі становитимуть:

$$p_n + p_{1n} + p_{2n}, \quad (4.15)$$

а величина гідравлічного к. п. д. гідроліній дорівнюватиме:

$$\eta_r = \frac{p_2}{p_1} = 1 - \frac{p_n}{p_1} \quad (4.16)$$

так як $p_2 = p_1 - p_n$.

При ламінарному протіканню рідини втрати тиску в гідролініях пропорційні витраті, а при турбулентному - квадрату витраті. Таким чином, гідравлічний к. к. д. в одному та іншому випадках може бути записаний наступним чином:

$$\eta_{r(l)} = 1 - \frac{Q}{g p_1}, \quad (4.17)$$

$$\eta_{r(t)} = 1 - \frac{Q^2}{g' p_1}, \quad (4.18)$$

де g і g' — коефіцієнти пропорційності.

Перепад тиску в насосі можна визначити з виразу

$$p_1 \approx \frac{N_1}{Q}. \quad (4.19)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Підставляючи значення p_1 у формули (3.42) и (3.43), відповідно отримаємо:

$$\eta_{\Gamma(A)} = 1 - A Q^2, \quad (4.20)$$

$$\eta_{\Gamma(T)} = 1 - A' Q^3, \quad (4.21)$$

де $A = 1/Ng$, $A' = 1/Ng'$.

Повний к. к. д. закритої системи гідроприводу з регульованим насосом і нерегульованим гідродвигуном при ламінарному потоку матиме наступний вигляд:

$$\eta_{\pi} = \eta_{1m} \eta_{2m} \left(1 - \frac{B}{Q^2} \right) (1 - A Q^2), \quad (4.22)$$

$$\eta_{\pi} = 0,95 \cdot 0,98 \left(1 - \frac{1}{0,99^2} \right) (1 - 0,34 \cdot 0,99^2) = 0,6$$

А при турбулентному

$$\eta'_{\pi} = \eta_{1m} \eta_{2m} \left(1 - \frac{B}{Q^2} \right) (1 - A' Q^3) \quad (4.23)$$

$$\eta'_{\pi} = 0,95 \cdot 0,98 \left(1 - \frac{1}{0,99^2} \right) (1 - 0,35 \cdot 0,99^3) = 0,56$$

Внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу

$$d \geq 4,6 \sqrt{\frac{q}{v}}, \quad (4.24)$$

де q – витрата рідини, л/хв; v - швидкість руху рідини, м/с.

$$d \geq 4,6 \sqrt{\frac{28,1 \cdot 32}{5}} = 6,1 \text{ мм}$$

Товщина стінок трубопроводу визначиться за формулою

$$\delta = \frac{P_{\pi} d K}{2\sigma}, \quad (4.25)$$

де P_H – тиск у системі при випробуванні, МПа; σ - допустима напруження розтягування для сталевих труб, МПа; d – внутрішній діаметр труби, см; K – коефіцієнт безпеки.

$$\delta = \frac{250 \cdot 2 \cdot 2}{2 \cdot 800} = 0,625 \text{ мм}$$

Приймаємо для нагнітальної лінії сталеві товстостінні труби з внутрішнім діаметром 20 мм, зовнішнім 25 мм, $\delta=2,5$ мм.

Аналогічний розрахунок ведемо для всмоктувальної лінії: випробувальний тиск $P_H=25$ МПа; $d=30$ мм; $\sigma=800$ кН/см²; $K=4$; діаметр трубопроводу

$$d \geq 4,6 \sqrt{\frac{28,1 \cdot 32}{2,5}} = 8,7 \text{ мм}$$

$$\delta = \frac{250 \cdot 2 \cdot 2}{2 \cdot 800} = 0,625 \text{ см}$$

Приймаємо сталеві тонкостінні труби з внутрішнім діаметром 20 мм і зовнішнім 25 мм, тобто $\delta=2,5$ мм.

Гнучкі шланги приймаємо для низького тиску - тип Б з внутрішнім діаметром $20 \pm 1,5$ мм та для високого тиску з внутрішнім діаметром $d = 20 + 0,8$ мм. Розподільники золотникові, секційні із запобіжним клапаном.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

5.1. Розрахунок ротора на міцність

Ротор складається з валу на який встановлено диски. В дисках виконані пази для бил зі сталі 40ХН з межею міцності $[\sigma] = 635$ МПа (рис. 5.1).

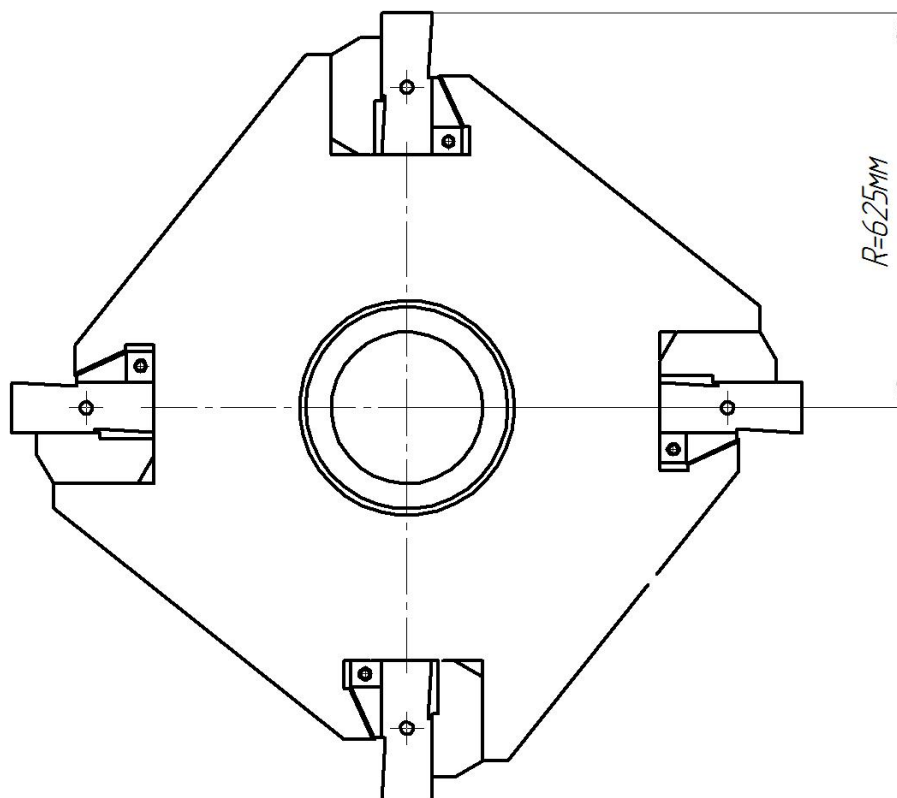


Рисунок 5.1. Розрахункова схема ротора

При розрахунку ротора приймаються найбільш несприятливі умови його роботи, а саме дроблення максимального розміру шматка матеріалу умовним діаметром 0,6 м (барит об'ємною щільністю $\rho = 4.3 \times 10^3$ кг/м³), що падає з висоти 1,5 м від рівня ротора.

Визначаємо масу найбільшого куска матеріалу, кг [8]:

$$m_k = \rho \left(\frac{D}{1,24} \right)^3 = 4300 \left(\frac{0,45}{1,24} \right)^3 = 487,1 \text{ кг}, \quad (5.1)$$

де D – діаметр куска, м.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Визначаємо швидкість куска в точці зіткнення з билом, м/с:

$$v_k = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,5} = 5,42 \text{ м/с}, \quad (5.2)$$

де h – найбільша висота падіння матеріалу, м.

Висота проникнення била в матеріал, м [8]:

$$h_m = \frac{v_k}{v_p} \left(\frac{\pi D_p}{2} - b - \frac{D}{2} \right) = \frac{5,42}{39,25} \left(\frac{3,14 \cdot 1,25}{2} - 0,16 - \frac{0,6}{2} \right) = 0,207 \text{ м}, \quad (5.3)$$

де v_p – швидкість била ротора, м/с (прийнято $v_p = 39,25$ м/с); b – ширина била (прийнято 0,16 м); D_p – діаметр ротора, м.

Величина ударного імпульсу, кг·с:

$$S_m = K_m m_k v_p (1 - k), \quad (5.4)$$

K_m – коефіцієнт активної маси; $k = 0,45$ – коефіцієнт відновлення.

$$K_m = \frac{h_m^2 (3D - 2h_m)}{D^3} = \frac{0,207^2 (3 \cdot 0,6 - 2 \cdot 0,207)}{0,6^3} = 0,275. \quad (5.5)$$

$$S_m = 0,275 \cdot 487,1 \cdot 39,25 \cdot (1 - 0,45) = 2891,7 \text{ кг·м/с}.$$

Час удару, с [7]:

$$t_y = 0,005 v_p^{-0,5} = 0,005 \cdot 39,25^{-0,5} = 7,9 \cdot 10^{-4} \text{ с}. \quad (5.6)$$

Максимальна сила удару, яка діє на било ротора, Н:

$$F = \frac{1}{z} 4000 S v_h^{0,5} = \frac{1}{4} 4000 \cdot 2891,7 \cdot 39,25^{0,5} = 18116448 \text{ Н}. \quad (5.7)$$

Максимальний згинальний момент на билі ротора, Н·м:

$$M_{зг.б} = Fl_1 = 18116448 \cdot 0,2 \approx 3623290 \text{ Н·м}. \quad (5.8)$$

Розраховуємо момент інерції в небезпечному місці навантаження била з урахуванням того, що било має прямокутний переріз:

- для вертикального навантаження

$$I_y = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,16 \cdot 0,223^3}{12} = 1,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (5.9)$$

- для горизонтального навантаження

						Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$I_z = \frac{hb^3}{12} = \frac{0,223 \cdot 0,16^3}{12} = 7,61 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad (5.10)$$

Визначаємо момент опору для біла ротора в місці максимального навантаження:

- для вертикального навантаження

$$W_{y.b} = \frac{2I_y}{h} = \frac{2 \cdot 1,47 \cdot 10^{-4}}{0,223} = 0,0014 \text{ м}^3; \quad (5.11)$$

- для горизонтального навантаження

$$W_{z.b} = \frac{2I_z}{b} = \frac{2 \cdot 7,61 \cdot 10^{-5}}{0,16} = 0,00095 \text{ м}^3; \quad (5.12)$$

Визначаємо сумарний момент опору ротора з урахуванням, що навантаження розподіляється між одним білом та валом:

$$W_{\Sigma} = 2W_{y.b} + 2W_{z.b} + W_{vala} = 2 \cdot 0,0014 + 2 \cdot 0,00095 + 0,00628 = 0,011 \text{ м}^3, \quad (5.13)$$

де $W_{vala} = \frac{\pi d_{vala}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,4^3}{32} = 0,00628 \text{ м}^3$ – момент опору валу.

Визначаємо найбільше напруження згину в небезпечному перерізі біла:

$$\sigma = \frac{M_{z.b}}{W_{\Sigma}} = \frac{3623290}{0,011} = 329,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 329 \text{ МПа}. \quad (5.14)$$

Визначаємо розрахункове напруження в небезпечному перерізі біла

$$\sigma_p = k \cdot \sigma = 1,5 \cdot 329 = 493 \text{ МПа}. \quad (5.15)$$

де $k = 1,5$ – коефіцієнт запасу.

Таким чином прийнята сталь 40ХН задовольняє умови міцності бил.

5.2 Розрахунок валу ротора дробарки

Складаємо розрахункову схему валу ротора де вказуємо всі сили, що діють на нього і вказуємо реакції опор, рис. 5.2.

Визначаємо реакції в опорах А і В вертикальної площини

$$\Sigma F_y = 0; \quad q \cdot 1,035 - R_{ay} - R_{by} = 0; \quad (5.16)$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

$$R_{ay} = q \cdot 1,035 - R_{by}; R_{ay} = 515190 - 257595H = 257595H$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad q \cdot 1,035 \cdot 0,8575 - R_{by} \cdot 1,71 = 0; \quad (5.17)$$

$$R_{by} = \frac{q \cdot 1,035 \cdot 0,8575}{1,71}, H \quad R_{by} = \frac{301280 \cdot 1,035 \cdot 0,8575}{1,71} = 257595H$$

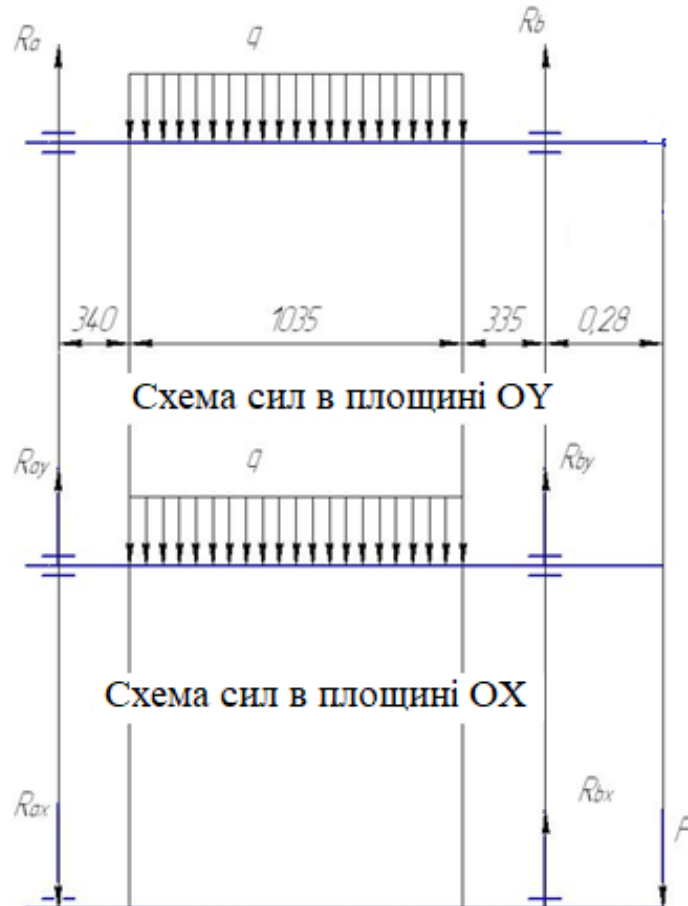


Рисунок 5.2. Розрахункова схема валу

Визначаємо реакції в опорах А і В горизонтальної площини

$$\Sigma F_x = 0; \quad R_{ax} - R_{bx} = 0; \quad (5.18)$$

$$R_{bx} = R_{ax}; \quad R_{bx} = 261 = 261H$$

Розраховуємо реакції в опорах

$$R_a = \sqrt{R_{ax}^2 + R_{ay}^2}, H; \quad R_b = \sqrt{R_{bx}^2 + R_{by}^2}, H.$$

$$R_a = \sqrt{257595^2 + 261^2} = 257595H; \quad R_b = \sqrt{257595^2 + 1855^2} = 257602H$$

Будуємо епюру згинальних моментів, рис. 5.3.

Сумарний момент у небезпечному перерізі дорівнює

$$\sum M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2} = 154 \text{ кНм} \quad (5.19)$$

Еквівалентний момент у перерізі

$$M = \sqrt{\sum M_u^2 + T^2} = 154 \text{ кНм} \quad (5.20)$$

Визначаємо розрахунковий діаметр валу у характерному перерізі

$$d_{роз} = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} \quad (5.21)$$

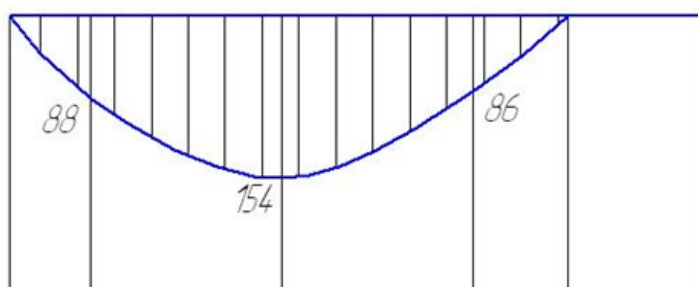
де $[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{S_{зап}}$, $S_{зап} = 2$ - коефіцієнт запасу

Для сталі 40Х $\sigma = 750 \text{ МПа}$

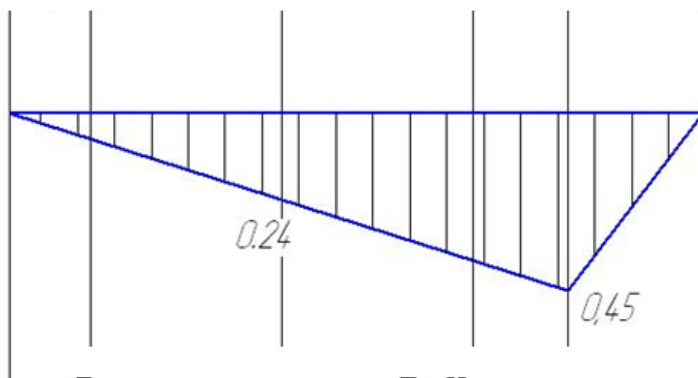
$$[\sigma_i] = \frac{750}{2} = 375 \text{ МПа}; \quad d_{роз1} = \sqrt[3]{\frac{154 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 375 \cdot 10^6}} = 0,12 \text{ м}$$

Приймаємо діаметр валу $d = 120 \text{ мм}$.

Епюра моментів в площині ОУ M_{uy} , кНм



Епюра моментів в площині ОХ M_{ux} , кНм



Епюра крутного моменту Т, кНм

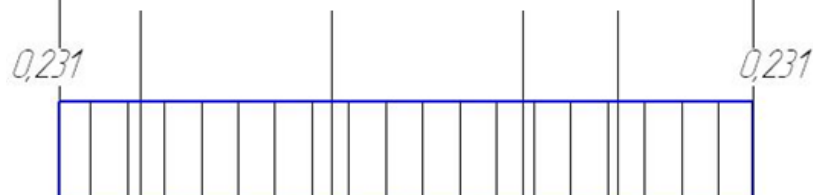


Рисунок 5.3. Епюра згинальних моментів

5.3 Розрахунок підшипників валу ротора

Залежно від діаметра валу вибираємо підшипник (153524H): $d = 120$ мм ; $D = 200$ мм ; $B = 80$; $C = 400$ кН – динамічна вантажопідйомність підшипника; $C_0 = 466$ кН – статична вантажопідйомність підшипника.

Перевіряємо умову $C \geq C_{роз}$.

де C – динамічна вантажопідйомність підшипника за каталогом [1] ; $C_{роз}$ - розрахункова динамічна вантажопідйомність.

Визначаємо динамічну вантажопідйомність:

$$C_{роз} = F_{e,cp} \sqrt[p]{60 \cdot n \cdot L_h / 10^6} \text{ (кН)}, \quad (5.22)$$

де – $F_{e,cp}$ – еквівалентне динамічне радіальне навантаження (кН); n_p – частота обертання ротора об/хв; L_h – довговічності підшипника год;

Визначаємо еквівалентне радіальне навантаження, F_e :

$$F_e = 257595H, \quad F_{e,cp} = F_e \cdot k \text{ (кН)};$$

де F_e - еквівалентне динамічне радіальне навантаження; k – коефіцієнт, що враховує зміну циклограми зміни зовнішнього навантаження:

$$k = \left(\sum_{j=1}^k (K_{Hj})^3 \cdot (K_{tj}) \right)^{1/p} = K_{H1}^3 \cdot K_{t1} + K_{H2}^3 \cdot K_{t2} + K_{H3}^3 \cdot K_{t3} = (1^3 \cdot 0.5 + 0.8^3 \cdot 0.3 + 0.3^3 \cdot 0.2)^{1/3.3} = 0.88$$

$$F_{e,cp} = 257595 \cdot 0,88 = 226684H = 226,7кН$$

Визначаємо довговічність підшипника, L_h ;

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{F_{e,cp}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 6,2} \cdot \left(\frac{466}{226,7} \right)^{3.3} = 28648(\text{год}):$$

$$C_{раз} = 5,3^3 \sqrt[3]{60 \cdot 372 \cdot 28648 / 10^6} = 37,5кН$$

Умова виконується ($C \geq C_{раз}$, $466 > 37,5$) - вибраний підшипник підходить.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

РОЗДІЛ 6. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

6.1 Технічні рішення безпеки

Цілями впровадження системи управління охороною праці (СУОП) є всебічне сприяння виконанню вимог, які повністю усувають, нейтралізують або знижують до прийняттого рівня вплив на працівників небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища; забезпечення ліквідації джерел небезпеки; ізоляція працівників від джерел небезпеки, Система управління охороною праці передбачає встановлення конкретних кількісних показників діяльності виробничих підрозділів, які за умови їх підтримання у встановлених межах вважатимуться безпечними та нешкідливими. Забезпечується досягнення головної мети - організація безпечних і нешкідливих умов праці.

Власники зобов'язані створити умови праці в кожному структурному підрозділі та на кожному робочому місці відповідно до вимог нормативно-правового акта та забезпечити дотримання прав працівників, гарантованих Законом "Про охорону праці".

З цією метою власники забезпечують функціонування системи управління охороною праці шляхом визначення відповідних завдань, призначення посадових осіб, відповідальних за вирішення конкретних питань охорони праці, та затвердження інструкцій про їхні обов'язки, права та відповідальність за виконання покладених на них завдань розроблення та здійснення за участю профспілок комплексних заходів щодо досягнення встановлених нормативів у галузі охорони праці, впровадження досягнень науки і техніки, досягнень науково-технічного прогресу та автоматизації виробництва, ергономічних вимог і позитивного досвіду з питань охорони праці та промислової безпеки

Забезпечувати усунення причин нещасних випадків і професійних захворювань та виконання профілактичних заходів, визначених комісією за результатами розслідування причин нещасних випадків і професійних захворювань; проводити лабораторні дослідження умов праці та атестацію робочих місць на

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

відповідність нормативно-правовим актам з охорони праці в порядку та строки, встановлені законодавством, вживати заходів щодо усунення небезпечних і шкідливих виробничих факторів на підставі результатів цих досліджень; розробляти і затверджувати положення, інструкції та інші правила з охорони праці, що діють на підприємстві, встановлювати правила виконання робіт і поведінки працівників на території підприємства, у виробничих приміщеннях, на будівельних майданчиках і робочих місцях відповідно до національних міжгалузевих і галузевих нормативних актів про охорону праці, а також безоплатно ознайомлювати працівників з правилами з охорони праці; здійснювати постійний контроль за дотриманням працівниками правил поведіння з технологічними процесами, машинами, механізмами, устаткуванням та іншими засобами виробництва, використанням засобів колективного та індивідуального захисту і виконанням робіт відповідно до вимог охорони праці пропагувати безпечні методи роботи та організовувати співпрацю з працівниками в галузі охорони праці.

Якщо нормативно-правові акти про охорону праці не визначають вимог, яких необхідно дотримуватися для забезпечення безпечних і нешкідливих умов праці на конкретному виробництві, власник зобов'язаний вжити узгоджених з органами державного нагляду заходів для забезпечення безпеки працівників.

У разі виникнення аварійної ситуації або нещасного випадку на підприємстві власник зобов'язаний вжити невідкладних заходів для порятунку потерпілих і, за необхідності, залучити аварійно-рятувальні формування.

Система цільових показників управління охороною праці - це багаторівневий комплекс, який враховує стадії виробничого циклу і встановлює цільові показники для різних рівнів управління охороною праці.

На галузевому рівні стратегічні цілі встановлюються для прийняття довгострокового плану науково-технічного, економічного і соціального розвитку (умов і безпеки) об'єкта, що базується на довгострокових прогнозах і планах розвитку.

									Лист
									78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

На рівні виробничих об'єднань і підприємств встановлюються тактичні цілі. На рівні виробничого об'єднання або підприємства встановлюються цілі стратегії підприємства, тобто визначення складу і структури галузі, методів взаємодії, аналіз рівня охорони праці, стимулювання тощо. З переходом на самоокупність і незалежне виробництво виробничі кооперативи та підприємства повинні ставити перед собою стратегічні цілі.

На рівні цехів і відділів встановлюються оперативні цілі, такі як порядок виконання робіт, конкретних функцій.

Окремі працівники, які впливають на умови праці, забезпечують їх оптимізацію та досягнення цілей безпеки організаційно-технічними методами.

Основним завданням забезпечення досягнення цілей охорони праці на різних рівнях управління та етапах організаційно-виробничої діяльності є реалізація узгодженого комплексу взаємопов'язаних заходів щодо запобігання травматизму та професійним захворюванням.

Вирішення завдань управління охороною праці повинно забезпечуватися взаємодією всіх структурних підрозділів, служб і фахівців, визначених керівником підприємства. Функції структурних підрозділів і служб, керівників та інженерно-технічних і кваліфікованих працівників щодо виконання завдань управління охороною праці встановлюються на місцях на всіх рівнях, виходячи зі структури, штатного розкладу і конкретних умов установи (підприємства).

6.2 Стан виробництва

Організація роботи з управління охороною праці ґрунтується на принципах теорії управління, основними з яких є системність, оптимальність, динамічність, безперервність і стандартизація. Принцип систематизації означає, що технічні процеси і процеси безпеки розглядаються у взаємозв'язку один з одним.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

Системне виконання завдань управління охороною праці означає об'єднання розрізнених заходів з охорони праці на всіх рівнях і етапах управління виробництвом у єдину систему цілеспрямованих і безперервних дій.

У компанії розроблено систему стандартів.

Організаційно-функціональна схема системи управління охороною праці ґрунтується на координуючій ролі відділу охорони праці, який бере участь у всіх управлінських функціях, пов'язаних з охороною праці.

Державні органи охорони праці інформують мешканців, працівників і профспілкові організації в регіонах України про реалізацію державної політики в галузі охорони праці, виконання національних, регіональних і галузевих програм із цих питань, рівень і причини аварій, нещасних випадків на виробництві та професійних захворювань, виконання рішень щодо охорони життя і здоров'я працівників. У доповіді подано інформацію про реалізацію національних, регіональних і галузевих програм з цих питань.

На державному рівні існує єдина національна статистична звітність з охорони праці.

Система управління охороною праці містить у собі об'єкт управління, інформаційно-керуючі ланки та органи управління. Метою системи управління охороною праці є забезпечення оптимальних умов і безпеки праці на робочих місцях, в установах і цехах.

Суб'єктами управління є керівники структурних підрозділів служб охорони праці, галузей, профспілок і підприємств на кожному рівні управління. Контроль здійснюється шляхом збирання та оцінювання інформації, виявлення відхилень від установлених вимог і здійснення керуючих впливів на контрольовані об'єкти організаційними, адміністративними, економічними, соціальними та психологічними методами.

СУУП являє собою ієрархічну багаторівневу систему, у якій виокремлюють такі рівні управління

									Лист
									80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

Промисловість (керівництво, науково-технічні ради, відділи охорони праці);

об'єднання (керівництво, науково-технічні ради, відділи охорони праці);

виробничі підприємства (керівництво, науково-технічні ради, відділи охорони праці)

робочі місця; ділянки робочих місць.

Управління охороною праці реалізується через такі функції

Прогнозування та планування заходів щодо забезпечення безпеки праці;

Організаційна структура;

Кількісна оцінка рівня безпеки праці;

Збір та обробка первинної інформації про умови та охорону праці;

Підготовка та складання переліків контрольних заходів;

Активізація роботи з охорони праці Відповідальність за управління охороною праці в галузі та підвідомчих організаціях несуть їх керівники в межах своїх повноважень.

Відповідно до статті 23 Закону України "Про охорону праці" керівництво створює на підприємстві службу охорони праці. Типове положення про цю службу затверджено Наглядовою радою з охорони праці України.

На промислових підприємствах з чисельністю працівників менш як 50 осіб служба охорони праці може бути організована на умовах неповного робочого часу з числа осіб, які мають відповідну підготовку.

Відділ охорони праці підпорядковується безпосередньо Раді з нагляду за охороною праці України.

Відділ охорони праці підпорядковується безпосередньо керівникові підприємства і прирівнюється до основних виробничо-технічних відділів.

Усі функції і завдання управління охороною праці, організаційно-методична робота з підготовки управлінських рішень і контроль за їх виконанням здійснюються безпосередньо на підприємстві (за невеликої чисельності працівників) техніками з охорони праці (старшими техніками) або

призначаються власником, які виконують свої обов'язки на умовах сумісництва чи здійснюються особами.

На працівників служби охорони праці не повинні покладатися обов'язки, не пов'язані з їхньою роботою. Усі заходи з охорони праці повинні здійснюватися співробітником служби охорони праці в тісній співпраці з керівництвом підприємства та його сектору. Для загальної оцінки умов праці та планування заходів щодо їх поліпшення використовується Єдина національна система показників обліку умов та охорони праці, затверджена наказом Державного комітету з нагляду за охороною праці України.

Експерти з охорони праці мають право видавати керівникам структурних підрозділів підприємств обов'язкові для виконання приписи щодо усунення наявних недоліків, запитувати необхідні відомості, документи і пояснення з питань охорони праці, вимагати відсторонення від роботи осіб, які не пройшли медичний огляд і навчання. Метою впровадження системи управління охороною праці (СУОП) є комплексне забезпечення виконання вимог щодо повного виключення, нейтралізації або зниження до допустимого рівня впливу небезпечних і шкідливих факторів на працівників Система управління охороною праці передбачає встановлення конкретних кількісних показників ефективності діяльності виробничого підрозділу, і ці показники, якщо вони підтримуються у заданих межах, забезпечують досягнення основної мети - організацію безпечних і безпечних умов праці.

Власник зобов'язаний розробити умови праці в кожному структурному підрозділі та на кожному робочому місці відповідно до вимог нормативного законодавства і забезпечити дотримання прав працівників, гарантованих Законом про охорону праці.

Для цього власники повинні забезпечити функціонування системи управління охороною праці.

Забезпечити вирішення конкретних питань охорони праці, постановку відповідних завдань, призначення персоналу та затвердження інструкцій щодо

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					82

його обов'язків, прав і відповідальності за виконання поставлених завдань; розробляти і реалізовувати за участю профспілок комплексні заходи щодо досягнення встановлених норм охорони праці, впроваджуючи досвід, науково-технічні досягнення, автоматизацію виробництва, ергономічні вимоги, позитивний досвід у сфері охорони праці тощо; - забезпечити усунення конкретних питань охорони праці, постановки, призначення персоналу, затвердження інструкцій про його обов'язки, права, права, обов'язки, права, права і обов'язки, поставлені перед ним завдання;

Забезпечують усунення причин нещасних випадків і професійних захворювань, виконання профілактичних заходів за рішенням Комісії.

Забезпечують виконання профілактичних заходів за рішенням Комісії за результатами розслідування причин нещасних випадків і професійних захворювань; забезпечують усунення причин нещасних випадків і професійних захворювань та виконання профілактичних заходів за рішенням Комісії проводити лабораторні дослідження умов праці, стежити за порядком і засвідчувати на робочих місцях дотримання правил охорони праці.

А також на підставі отриманих результатів вживати заходів щодо усунення небезпечних і шкідливих виробничих факторів; розробляти і затверджувати правила, інструкції та інші нормативні акти з охорони праці, що діють на підприємстві; встановлювати правила трудової діяльності та поведінки працівників на території підприємства, на виробничих, будівельних об'єктах і робочих місцях відповідно до міждержавних і міжгалузевих нормативних актів з охорони праці; безоплатно забезпечувати працівників нормативними актами з охорони праці; постійний контроль за дотриманням працівниками правил поведіння з технічними процесами, машинами, механізмами, устаткуванням та іншими засобами виробництва, застосуванням засобів колективного та індивідуального захисту і виконанням робіт відповідно до вимог охорони праці; пропагувати безпечні методи праці та організовувати взаємодію з працівниками в галузі охорони праці.

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					83

Якщо в правилах з охорони праці не зазначені вимоги, яких необхідно дотримуватися для забезпечення безпечних і нешкідливих умов праці на конкретному виробництві, власник зобов'язаний вжити узгоджених з органами державного нагляду заходів щодо забезпечення безпеки працівників.

У разі виникнення надзвичайної ситуації або аварії на підприємстві власник зобов'язаний вжити екстрених заходів щодо порятунку потерпілих і, за необхідності, залучити аварійно-рятувальні формування.

Цільова система управління охороною праці являє собою багаторівневий комплекс і встановлює цілі для різних рівнів управління охороною праці з урахуванням стадій виробничого циклу.

На галузевому рівні встановлюють стратегічні цілі для ухвалення довгострокових планів розвитку науково-технічної, економічної та соціальної бази (умови та безпека праці) на основі довгострокових планів розвитку.

На рівні виробничих об'єднань і підприємств ставлять тактичні завдання. На рівні виробничого кооперативу або підприємства ставлять стратегічні завдання - встановлення складу і структури підрозділів, методів взаємодії, аналіз рівня безпеки, стимулювання праці тощо, і аналіз стимулів до праці. З переходом на самозабезпечення і незалежне виробництво виробничі кооперативи і підприємства повинні ставити перед собою стратегічні цілі.

Робочі цілі встановлюються на рівні робочого місця або відділу: наприклад, порядок виконання конкретних функцій.

Окремі співробітники, які впливають на умови праці, організаційно і технічно забезпечують їхню оптимізацію і досягнення цілей безпеки.

Основним завданням забезпечення досягнення цілей охорони праці на різних рівнях управління, етапах організаційної та виробничої діяльності є реалізація узгодженого комплексу взаємопов'язаних дій щодо запобігання травматизму та професійним захворюванням.

Виконання завдань управління охороною праці має забезпечуватися взаємодією всіх структурних підрозділів, служб і спеціалістів, які визначаються

										Лист
										84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

керівником підприємства. Функції структурних підрозділів і служб з виконання завдань управління охороною праці, обов'язки керівного, технічного та кваліфікованого персоналу

Обов'язки керівного, технічного і кваліфікованого персоналу з виконання завдань управління охороною праці встановлюються локально на всіх рівнях, виходячи зі структури, штатного розпису і конкретних умов діяльності установи (підприємства).

6.3 Організація пожежної охорони

Пожежа - це неконтрольоване горіння, яке завдає матеріальних збитків, за винятком спеціальних вогнищ.

Пожежна безпека - це стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення, розвитку пожежі та впливу її небезпечних факторів на людей і забезпечується захист матеріальних цінностей.

Пожежі та вибухи на підприємствах виникають через недотримання правил і норм пожежної безпеки або недотримання законодавства у сфері пожежної безпеки.

Небезпечними факторами пожеж і вибухів, що призводять до травмування, отруєння, загибелі людей або матеріальних збитків, є відкрите полум'я, іскри, висока температура, токсичні продукти горіння, дим, низький вміст кисню та обвалення будівель або споруд.

Менеджери, керівники підприємств, майстри та інші керівники несуть відповідальність за пожежну безпеку на своїх підприємствах.

Існує два види пожежної охорони на підприємствах: професійна та воєнізована. Воєнізована охорона розміщується в будівлях підвищеного ризику. Крім того, компанії організують добровільні пожежні дружини, пожежні команди та протипожежні технічні комітети серед своїх робітників і

									Лист
									85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

службовців для посилення протипожежного захисту. Міністерство внутрішніх справ і комунікацій має Департамент пожежної охорони (ДПО) та місцеві організації. До складу Департаменту пожежної охорони входить Державна пожежна інспекція, яка відповідає за виконання таких завдань

Управління ситуацією з пожежною безпекою

Розробка та затвердження правил пожежної безпеки та контроль за їх виконанням у проектах та на об'єктах національної економіки.

Розслідування та реєстрація пожеж

Організація пожежної профілактики

Пожежна профілактика - це комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання пожежам, локалізацію розповсюдження вогню та створення умов для успішного гасіння пожеж.

Відповідальним за реагування на пожежі та інциденти на підприємстві є головний інженер. Керівник структурного підрозділу, де сталася пожежа, є відповідальним виконавцем протипожежних заходів.

Характеристика горіння та пожежної небезпеки речовин і матеріалів.

Горіння - це процес окислення з інтенсивним виділенням теплової та променевої енергії.

Горіння - це процес окислення за участю променистої енергії.

Горіння відбувається за наявності горючих матеріалів, окислювачів та джерел запалювання. Окислювачами є кисень повітря, бертолетова кислота, перекис натрію, азотна кислота, оксиди хлору, фтору, бром та азоту.

Існує два типи горіння: повне і неповне. Повне згоряння відбувається за наявності достатньої або надмірної кількості окислювачів, і в результаті такого згоряння утворюються токсичні речовини.

Неповне згоряння відбувається при недостатній кількості окислювача. Неповне згоряння призводить до утворення продуктів неповного згоряння, що містять токсичні речовини (чадний газ і водень).

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата					86

При горінні однорідної горючої суміші відбувається кінетичне горіння, швидкість якого залежить від коефіцієнта тепловіддачі в суміші і може досягати декількох сотень метрів в секунду, і супроводжується вибухом.

Вибух - це швидка зміна речовини з виділенням енергії і утворенням ударної хвилі (вибухове горіння). Ударна хвиля поширюється зі швидкістю звуку 330 м/с перед фронтом полум'я.

Пожежовибухонебезпека виробничого об'єкта визначається загальним станом речовини/матеріалу та показниками пожежовибухонебезпеки. До показників пожежовибухонебезпеки відносяться група горючості, температура займання, температура спалаху, температура самозаймання, нижня і верхня концентраційні межі займання та умови теплового самозаймання.

Займистість - це здатність речовини або матеріалу горіти. Займистість - це ініціювання горіння під впливом джерела запалювання. Речовини і матеріали можна розділити на три групи відповідно до їх горючості

Легкозаймисті - речовини і матеріали, які займаються спонтанно або від джерела запалювання і можуть горіти або тліти після видалення джерела запалювання. До них відносяться всі органічні речовини.

Негорючі - речовини і матеріали, які не горять на повітрі і не займаються, не димлять і не обвуглюються від джерела запалювання. Неорганічні матеріали, метали тощо.

Вогнетривкі - речовини або матеріали, які горять від джерела запалювання, але не можуть горіти, коли джерело запалювання видаляється. Речовини, що містять як горючі, так і негорючі компоненти.

Температура спалаху - це найнижча температура речовини, яка після займання від джерела запалювання виділяє пару, що призводить до безперервного горіння.

Температура спалаху - це найнижча температура, при якій (за спеціальних умов випробування) на поверхні легкозаймистої речовини в повітрі від джерела

									Лист
									87
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

запалювання утворюється пара, але швидкість утворення пари недостатня для подальшого горіння.

Горючі рідини більш пожежонебезпечні, ніж тверді речовини і матеріали, оскільки вони легше спалахують, інтенсивніше горять і утворюють з повітрям вибухо- і пожежонебезпечні суміші і характеризуються температурою спалаху, нижньою і верхньою межами поширення полум'я нижньою і верхньою межами поширення полум'я нижньою і верхньою межами поширення полум'я.

За температурою спалаху розрізняють рідини:

Легкозаймісті рідини (ЛЗР) - це рідини з температурою спалаху до 61 °С (у закритому тиглі) або 66 В (у відкритому тиглі).

Легкозаймісті рідини (ЛЗР) - це рідини з температурою спалаху вище 61 °С (у закритому тиглі) або 66 °С (у відкритому тиглі).

Ступінь пожежо- та вибухонебезпечності горючих газів також визначається концентраційною межею поширення полум'я.

Нижня концентраційна межа поширення полум'я - це мінімальний вміст палива в середовищі, при якому можливе поширення полум'я по суміші на будь-яку відстань від джерела запалювання.

Верхня концентраційна межа поширення полум'я визначається максимальним вмістом пального в суміші, при якому поширення полум'я стає неможливим. У цих межах суміш є легкозаймистою, за межами - незаймистою. Пожежо- та вибухонебезпечні порошки.

Залежно від значення нижньої межі займання порошки класифікуються як вибухо- або пожежонебезпечні. Вибухонебезпечними є пили, що складаються з найдрібніших частинок зважених горючих речовин (аерозолів) в діапазоні від нижньої концентрації спалаху до верхньої концентрації спалаху. Залежно від ступеня вибухопожежної та пожежної небезпеки пил поділяється на дві групи і чотири класи.

Вибухонебезпечний пил (група А) - це пил з нижньою межею поширення полум'я до 65 г/м³. Найбільш вибухонебезпечний пил (клас І) - це пил з

									Лист
									88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

нижньою межею поширення полум'я до 15 г/м³ (сірка, смола, нафталін, сухе молоко, торф'яний пил). Вибухонебезпечний пил (клас II) - пил з нижньою межею поширення полум'я від 15 г/м³ до 65 г/м³ (кава, чай, борошно, вугілля, солом'яний і гороховий пил).

Легкозаймистий пил (група В) - пил з нижньою межею поширення полум'я вище 65 г/м³. Найбільш легкозаймистий пил (клас III) - це пил з температурою самозаймання до 250 °С (тютюновий пил). Легкозаймистий пил (клас III) - це пил з температурою самозаймання вище 250 °С (деревний і вугільний пил).

Самозаймання речовин. Самозаймання - це явище, при якому швидкість екзотермічних реакцій, що призводять до горіння речовини, швидко зростає за відсутності запалювання. Залежно від причини, самозаймання може бути хімічним, тепловим або мікробним. Хімічне самозаймання відбувається, коли речовина піддається взаємодії з повітрям, водою або іншими речовинами. Прикладами є самозаймання забрудненого нафтою ганчір'я, окислення нафти повітрям з виділенням тепла та займання водню під дією води на лужні метали.

Теплове самозаймання - це результат самонагрівання речовини внаслідок зовнішнього нагрівання вище температури власного нагрівання.

Мікробіологічне самозаймання відбувається в органічних матеріалах. В органічних речовинах і торфі при певній вологості і температурі починається мікробне життя і утворюються павукоподібні липкі гриби. Морфологія мікроорганізмів змінюється з підвищенням температури, і вони гинуть при 75 °С. Однак при 60-70 °С деякі горючі органічні сполуки окислюються і карбонізуються, утворюючи пористе деревне вугілля. Поглинаючи кисень з повітря, це вугілля нагрівається до температури розкладання, при якій відбувається активне окислення органічних речовин, що призводить до займання.

Протипожежні вимоги до будинків і споруд. Виходячи з властивостей речовин і матеріалів, умов експлуатації та обробки і відповідно до ОНТП 24-86 "Визначення категорій будівель і приміщень за вибухопожежною та пожежною

									Лист
									89
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

небезпекою", будівлі поділяються на п'ять категорій за вибухопожежною та пожежною безпекою, а саме: А, Б, В, Г, Д і Е.

До категорії А відносяться установки, що містять легкозаймисті та горючі рідини з температурою спалаху не вище 28 °С, а також речовини і матеріали, здатні вибухати і горіти в присутності води, кисню або при взаємодії, яка при утворенні вибухонебезпечної суміші створює розрахунковий тиск вибуху 5 кПа.

Категорія В охоплює установки, що містять пил і волокна, легкозаймисті рідини з температурою спалаху вище 28 °С і легкозаймисті рідини, в яких утворюються вибухонебезпечні пилоповітряні і пароповітряні суміші, які в разі займання мають розрахунковий надлишковий тиск вибуху 5 кПа.

До категорії С належать установки, що містять горючі та негорючі рідини, тверді горючі та негорючі речовини і матеріали (у тому числі пил і волокна), а також речовини і матеріали, що горять тільки при взаємодії з водою, повітрям і киснем (однак ці установки не належать до категорій А або Б).

До категорії Г належать установки, що містять негорючі речовини і матеріали в гарячому, розплавленому або розплавленому стані, а також горючі гази, рідини і тверді речовини, що використовуються для спалювання або як паливо, і обробка яких пов'язана з виділенням променистого тепла, іскор і полум'я.

Категорія Д охоплює будівлі, що містять негорючі матеріали та низькотемпературні матеріали.

На виникнення пожежі в будівлях і спорудах значною мірою впливає здатність окремих будівельних елементів чинити опір тепловому впливу, тобто їх вогнестійкість.

Вогнестійкість - це здатність будівельної конструкції протистояти дії високих температур, утворенню проникаючих тріщин і поширенню вогню під час пожежі та виконувати свої нормальні експлуатаційні функції. Вогнестійкість будівельної конструкції характеризується межею вогнестійкості.

						Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Межа вогнестійкості - це час, протягом якого конструкція може витримувати вплив вогню, після чого починається деформація.

Згідно зі СНиП 2.01.02-85, всі будівлі та споруди поділяються на п'ять ступенів вогнестійкості.

Якщо межі вогнестійкості та межі поширення вогню всіх конструкцій не перевищують вимог СНиП 2.01.02-85, будівля може належати до певного ступеня вогнестійкості.

Пожежна профілактика електрообладнання. За певних умов електрична енергія легко перетворюється на теплову, що може спричинити пожежу або вибух. Пожежна небезпека в електрообладнанні, електронному обладнанні, радіоелектронному обладнанні, апаратурі управління та електроприймачах пов'язана з використанням легкозаймистих матеріалів, таких як гума, пластмаси, лаки і масла.

Джерелами займання є електричні іскри, дуги, короткі замикання, струмові перевантаження, перегрів резистивних поверхонь і несправність обладнання. Окислювачем зазвичай є кисень. Однак потужність і тривалість дії цих джерел займання відносно невеликі і зазвичай не призводять до горіння. Пожежі в електронному обладнанні можуть виникати при використанні легкозаймистих і вогнестійких матеріалів і виробів.

Силові кабелі є найбільш пожежонебезпечним елементом конструкції електрообладнання, оскільки вони виготовлені з легкозаймистих ізоляційних матеріалів.

Коротке замикання (КЗ). Короткі замикання виникають внаслідок поганої ізоляції струмоведучих частин обладнання та зовнішніх механічних пошкоджень кабелів, проводки обладнання, двигунів та обмоток обладнання. Ізоляція струмоведучих елементів може бути пошкоджена під впливом високих температур, полум'я, інфрачервоного випромінювання, перехідних процесів напруги з первинної на вторинну обмотку силових трансформаторів, а також в

									Лист
									91
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

умовах підвищеного навантаження (нагрівання до високих температур викликає конденсацію води під час охолодження).

Сила струмів короткого замикання варіюється від одиниць до декількох сотень кілоампер. Струми короткого замикання спричиняють теплові та електродинамічні ефекти разом з раптовим падінням напруги в електромережі. Струми короткого замикання перегрівають компоненти, що знаходяться під напругою, і плавлять кабелі (температура до 20 000 °С). Довготривалий допустимий струм (I), що протікає через провідник, пов'язаний з виділенням тепла Q (Дж), яке вимірюється за законом Ленца-Джоуля:

$$Q = I^2 R t,$$

де I - сила тривалого припустимого струму, А; R - активний опір, Ом; t- час, с.

Час, необхідний для проходження струму короткого замикання, становить від декількох секунд до часток секунди і залежить від роботи захисного пристрою (наприклад, запобіжника, автоматичного вимикача тощо). Якщо струм короткого замикання перевищує допустимий струм, температура нагріву проводу може швидко зростати і досягти небезпечного рівня.

Відомо, що два провідники зі струмом взаємодіють між собою. Напрямок сил взаємодії визначається напрямком струму, що протікає в провідниках. Якщо напрямок струмів однаковий, електродинамічні сили притягують провідники, якщо різний - відштовхують. У разі короткого замикання через мережу можуть протікати струми, що в десятки і сотні разів перевищують номінальний струм, тому динамічні сили намагатимуться деформувати провідники та ізоляційні компоненти, до яких вони приєднані.

Коротке замикання супроводжується раптовим падінням напруги в електричній мережі. Внаслідок цього частково або повністю переривається постачання електроенергії споживачам.

Профілактика КЗ передбачає наступні заходи:

- Правильний вибір, монтаж та експлуатація електричних мереж та електрообладнання;

									Лист
									92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

- Правильний вибір конструкції електрообладнання, способів монтажу та класу ізоляції (опір ізоляції повинен відповідати ПУЕ 500 кОм);

- Електричний захист електричних мереж та електрообладнання (швидкодіючі реле, автоматичні вимикачі, запобіжники).

Перевантаження. При проходженні струму по провідниках виділяється тепло і вони нагріваються до температури, при якій інтенсифікується процес окислення, утворюючи оксиди на проводах з високим опором, збільшуючи контактний опір і, відповідно, кількість тепла, що виділяється. Це призводить до старіння ізоляції та її погіршення. Результатом є електричне погіршення ізоляції, пошкодження приладу і виникнення пожежі або вибуху, якщо легкозаймиста ізоляція присутня в пожежонебезпечному або вибухонебезпечному середовищі. Оскільки кожен провідник розрахований на постійний струм, зі збільшенням струму можуть виникати перевантаження.

Перевантаження можуть бути спричинені неправильними розрахунками, зробленими під час проектування мережі або ланцюга.

Конструкція мережі або схеми (неадекватний розрахунок перерізу проводів, перевантаження радіоелементів, підключення додаткового обладнання до джерела живлення, на яке воно не розраховане). Низька напруга мережі.

Профілактика пожеж від перевантажень:

- Електричний захист електричних мереж та електрообладнання (швидкодіючі реле, автоматичні вимикачі, запобіжники).

Перевантаження. При протіканні струму по провідниках виділяється тепло і провідники нагріваються до температури, при якій інтенсифікується процес окислення, на високоомних проводах утворюються оксиди, збільшується контактний опір і, відповідно, кількість тепла, що виділяється. Це призводить до старіння та руйнування ізоляції. Результатом є електричне погіршення ізоляції, пошкодження приладу та ризик пожежі або вибуху, якщо присутня легкозаймиста або вибухонебезпечна ізоляція. Оскільки кожен провідник

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					93

розрахований на постійний струм, зі збільшенням струму можуть виникати перевантаження.

Перевантаження можуть бути спричинені неправильними розрахунками під час проектування мережі або схеми.

Проектування мережі або схеми (неправильний розрахунок перерізу кабелів, перевантаження радіоелементів, підключення додаткового обладнання до джерела живлення, на яке воно не розраховане). Знижена напруга в мережі.

Перехідні опори. Пожежі та нещасні випадки спричинені високими перехідними опорами в місцях з'єднання провідників, відгалужень, контактів обладнання або клем, які неправильно з'єднані або вкриті іржею.

Коли струм навантаження протікає через такі контактні з'єднання виділяється певна кількість тепла, пропорційна квадрату опору між струмом і фактичною точкою контакту. Ця кількість тепла достатньо велика, щоб викликати сильне нагрівання місця перехідного опору. Якщо контакти контактують з легкозаймистими матеріалами, ці матеріали можуть спалахнути, і в присутності вибухонебезпечної газової суміші може статися вибух.

Профілактика пожеж від перехідних опорів. Для збільшення ефективної площі контакту слід використовувати еластичні контакти або спеціальні сталеві пружини. Для відведення і розсіювання тепла від контактів необхідно створювати контакти з певною масою і поверхнею охолодження.

Основним способом запобігання пожежам і вибухам від електрообладнання є правильний вибір і експлуатація обладнання на об'єктах і виробництвах, де існує небезпека вибуху або пожежі: Згідно з ПУЕ, об'єкти (наприклад, цехи, будівлі) поділяються на пожежонебезпечні (П-1, П-ІІ, П-ІІІ, П-ІІІ, П-ІІІ, П-ІІІ) та вибухонебезпечні (В-І, В-Іа, В-Іб, В-Іг, В-ІІ, В-ІІ, В-ІІІ) зони.

Засоби та способи гасіння пожежі. Пожежу можна загасити, усунувши будь-який з трьох елементів, необхідних для горіння (горючі речовини, окислювачі та джерела тепла). Існують фізичні та хімічні методи гасіння пожеж.

До фізичних методів гасіння відносяться

						Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- Охолодження зони горіння або горючих матеріалів;
- Розбавлення хімічно активного матеріалу в зоні горіння негорючим матеріалом;

- ізоляція хімічно активних матеріалів від зони горіння.

Хімічні методи гасіння передбачають хімічне придушення реакцій горіння. До основних вогнегасних речовин належать

- Вода (у розпиленому або розпиленому вигляді);
- Інертні гази (вуглекислий газ та азот);
- хімічні та пневмомеханічні піни;
- пилові суміші.
- брезенти; азбестові покривала.

Вибір того чи іншого способу або засобу гасіння пожежі визначається в кожному конкретному випадку в залежності від стадії пожежі, розмірів пожежі та особливостей матеріалів і речовин, що горять.

Вода є найдешевшою і найпоширенішою вогнегасною речовиною. Це пояснюється наступними причинами.

- Висока теплоємність (теплота згоряння 539 кал/г)
- Висока термічна стійкість (розкладається при температурі понад 1700°C).
- Значне збільшення об'єму при пароутворенні (при випаровуванні 1 літра води утворюється понад 1700 літрів пари);
- Охолодження зони горіння

Вода використовується у вигляді потужних струменів і пари. Струмінь охолоджує поверхню, зменшуючи при цьому полум'я. Тверді горючі матеріали гасять струменями води, а тверді матеріали, волокнисті сипучі матеріали та легкозаймисті/горючі рідини (наприклад, спирт, трансформаторне масло) гасять дощем і водяним пилом. Водяна пара використовується для гасіння пожеж у приміщеннях об'ємом до 500 м3 і невеликих загорянь у зовнішніх установках.

На промислових підприємствах вода для пожежогасіння подається як ззовні, так і зсередини.

Водопостачання. Необхідний напір води створюється стаціонарними пожежними насосами, що подають компактні струмені на висоту не менше 10 м, або пересувними пожежними насосами чи мотопомпами, що перекачують воду з пожежних гідрантів. Гідранти встановлюються для внутрішнього протипожежного водопостачання і розміщуються на висоті 1,35 м над підлогою будівлі біля виходів, коридорів і сходових кліток. Кожен гідрант обладнаний гумовим рукавом і пожежним вимикачем.

Крім гідрантів, встановлені спринклерні та дренчерні системи, які працюють в автоматичному режимі для гасіння пожеж у будівлі. Спринклерна система - це мережа підвісних труб зі спринклерними головками (спринклерами), закритими плавкими замками, розрахованими на роботу при температурі 72, 93, 141 і 182°C. Система має контрольні та сигнальні клапани, і як тільки вода потрапляє в спринклерну мережу, подається звуковий сигнал для перевірки тиску води до і після клапана.

Дренажна система оснащена постійно відкритою розпилювальною головкою. Інертні гази (наприклад, вуглекислий газ, азот, аргон) особливо підходять там, де використання води може призвести до вибуху, поширення горіння або пошкодження установок, обладнання чи цінностей.

Вуглекислий газ виконує дві функції: охолодження та ізоляції.

Вуглекислий газ - це безбарвний газ без запаху. Він у 15 разів важчий за повітря.

При 0°C, P = 36 атм, він легко переходить у рідкий стан і називається вуглекислим газом: при $t^{\circ} = 0^{\circ}$ з 1 літра рідкого вуглекислого газу утворюється 506 літрів газу.

Цей газ зберігається в сталевих балонах. Кислота подається через дифузор, що призводить до переохолодження кислоти, яка виливається, і утворення вуглекислотного снігу.

									Лист
									96
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

При використанні вуглекислого газу необхідно враховувати його токсичність: Вдихання повітря без запаху, що містить 10% вуглекислого газу, може призвести до паралічу дихання і смерті.

Азот не має кольору і запаху. Порівняно з вуглекислим газом, він стає рідким при дуже низьких температурах (-195,8°C). Азот використовується як вогнегасна речовина шляхом розведення речовини, що гаситься.

Вуглекислий газ і азот в основному використовуються для гасіння легкозаймистих речовин (рідин і газів) у відносно невеликих приміщеннях. Речовини, що виділяють дим, вони гасять недостатньо ефективно.

Вуглекислий газ відновлюється лужноземельними металами і тому не використовується для гасіння цих металів.

Азот використовується для заповнення порожнього об'єму ємностей над ПЗЗ, щоб запобігти вибухам у виробничих приміщеннях.

Вогнегасна піна - це суміш газів і рідин. Хімічні процеси або механічне змішування газу (повітря) і рідини призводять до утворення бульбашок в рідині. Пінне пожежогасіння засноване на принципі, що пінне покриття діє як екран, який перешкоджає виходу тепла із зони горіння на поверхню матеріалу. Піна має ізоляційний ефект, який запобігає потраплянню рідини в зону горіння. Піна також має охолоджуючий ефект.

ВИСНОВОК

В даній магістерській роботі спроектована навісна роторна дробарка для дроблення будівельного сміття, глини, вапняку та інших будівельних матеріалів. В процесі проектування були визначені основні параметри роторної дробарки, проведено розрахунок основних параметрів та розрахунок валу.

Велика увага була приділена конструкції гідравлічного приводу і ротора дробарки, щоб поліпшити здатність дробарки подрібнювати більш міцні матеріали, скоротити робочий цикл переробки будівельних матеріалів і знизити

										Лист
										97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

матеріальні витрати. Аналогічним чином було забезпечено ефективне транспортування навісної роторної дробарки до заводу з переробки будівельних матеріалів. Було проаналізовано та розраховано навантаження дробарки на транспортний засіб.

У дослідженні проаналізовано небезпеки при експлуатації дробарки та надано рекомендації щодо безпечної експлуатації.

						<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		98

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баженов В.А. Будівельна механіка. Комп'ютерні технології і моделювання: підручник/В.А.Баженов, А.В.Перельмутер, О.В. Шишов//- К.:ПАТ "ВІПОЛ", 2013. – 896 с.: ил.
2. Баладінський В.Л. Будівельна техніка: Підручник /В.Л.Баладінський, І.І.Назаренко, О.Г.Онищенко// - Київ – Полтава: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с.
3. Блохін В.С. Основні параметри технологічних машин. Машини для дезінтеграції твердих матеріалів: посібник. ч.І / В.С. Блохін, В.І. Большаков, Н.Г. Малич. – Дніпропетровськ: ІМА-пресс, 2006. – 404 с.
4. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем: Навч. Посібник / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 196 с.
5. Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА. 1999. 488 с.
6. Назаренко І.І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів. Конструкції та основи експлуатації: Підручник / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: «Вища шк.», 2004. – 504 с.
7. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 2007. – 230 с.
8. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання) / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.
9. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів. – К.:Вища шк.. 1994, 364 с.
- 10.Cone Crusher Nordberg series NP. Brochure №2110-03-07-CSR.2007 Metso Minerals. p.-12.
- 11.Nordberg Cone Crusher series GP. Brochure № 2274-05-12-ESBL. 2012 Metso Minerals. p.-24.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		99

12. Johan Vestman. Hydrocone crusher. A new fast robust design of the hydraulic system. / Johan Vestman, Patric Sjoberg. Degree project. Department of Management and Engineering. LIU-IEI-TEK-A—08/00287—SE. Linkoping 2008.
13. Metso Crushing and screening solutions. Brochure No. 2973-10-15- CSE. 2015 Metso, Printed in Finland. p.-51.
14. Sandvik Cone Crusher. B5-132:ENG. Sandvik SRP AB 2014. p.- 20.
15. Nordberg NP series impact crushers. Wear parts application guide. BROCHURE NO. 2757-05-12-SBL/TAMPERE- ENGLISH. Metso Minerals 2012. p.-12.
16. Metso:Outotec. Application guide. Nordberg NP Series impact crusher wear parts. 2021 Metso Outotec Outotec. Brochure no: 2757-10-21-EN-CNS. p. 16.
17. Hazemag Secondary impactor APS, APSM. Brochure Hazemag USA, 2022, p. 12.
18. Sandvik 700 Range. Horizontal Shaft Impactors. Technical Specification. Sandvik Mining and Rock Technology 2018 SANDVIK, p. 8.

						<i>Лист</i>
						100
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ДОДАТКИ

									<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					101

ДОДАТОК 1

										<i>Лист</i>
										102
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						

Separation efficiency: o 97.2 %
 --- Deck 2---:
 Opening: 25 mm
 Mesh Material: Woven wire
 Load: o 88 %
 Efficiency: o 92 %
 Bed Thickness: o 109.6 mm
 Separation: o 22.6 mm
 Separation efficiency: o 99.6 %

6 Impactor NP1110
 Cavity: 2 breaker plates, manganese blowbars
 Speed: 38 m/s
 Setting (90%): 80 mm
 My factor for capacity: 1.0
 Load: o 96 %
 Crushing ratio: o 2.2
 Power draw: o 153.46 kW
 My factor for power: 1.0

7 Product
 Capacity: o 156 t/h
 Product percent: o 40 %
 Oversize: o 0 %
 Max size: o 25 mm
 Gravel percentage: o 0 %

8 Screen COMPACT CVB1540-3
 Area: * 6 m2
 Width: * 1.5 m
 Length: * 4 m
 Speed: * 0.3 m/s
 Power: o 5 kW
 Wet screening: No
 --- Deck 1---:
 Opening: 75 mm
 Mesh Material: Woven wire
 Load: o 37 %
 Efficiency: o 94 %
 Bed Thickness: o 14.7 mm
 Separation: o 65.3 mm
 Separation efficiency: o 97.2 %
 --- Deck 2---:
 Opening: 40 mm
 Mesh Material: Woven wire
 Load: o 78 %
 Efficiency: o 94 %
 Bed Thickness: o 29.5 mm
 Separation: o 36.8 mm
 Separation efficiency: o 98.7 %
 --- Deck 3---:
 Opening: 25 mm
 Mesh Material: Woven wire
 Load: o 97 %
 Efficiency: o 91 %
 Bed Thickness: o 27.4 mm
 Separation: o 20.7 mm
 Separation efficiency: o 97.2 %

9 Product
 Capacity: o 74 t/h
 Product percent: o 19 %
 Undersize: o 16 %
 Oversize: o 0 %
 Max size: o 75 mm
 Gravel percentage: o 0 %

10 VSI Barmac Barmac B7150M
 Rotor: 840 DTR
 Tip speed: 45.0 m/s
 Desired cascade: 0.0 %

Predicted cascade: 0.0 %
 Cascade difference: 0.0 %
 Flowability correction: 1.0
 Load: o 71.6 %
 Power draw: o 157.59 kW

11 Screen COMPACT CVB1540-2
 Area: * 6 m2
 Width: * 1.5 m
 Length: * 4 m
 Speed: * 0.3 m/s
 Power: o 7 kW
 Wet screening: No
 --- Deck 1---
 Opening: 10 mm
 Mesh Material: Woven wire
 Load: o 166 %
 Efficiency: o 82 %
 Bed Thickness: o 48.2 mm
 Separation: o 8.2 mm
 Separation efficiency: o 97.1 %
 --- Deck 2---
 Opening: 5 mm
 Mesh Material: Woven wire
 Load: o 115 %
 Efficiency: o 89 %
 Bed Thickness: o 8.4 mm
 Separation: o 3.8 mm
 Separation efficiency: o 96.1 %

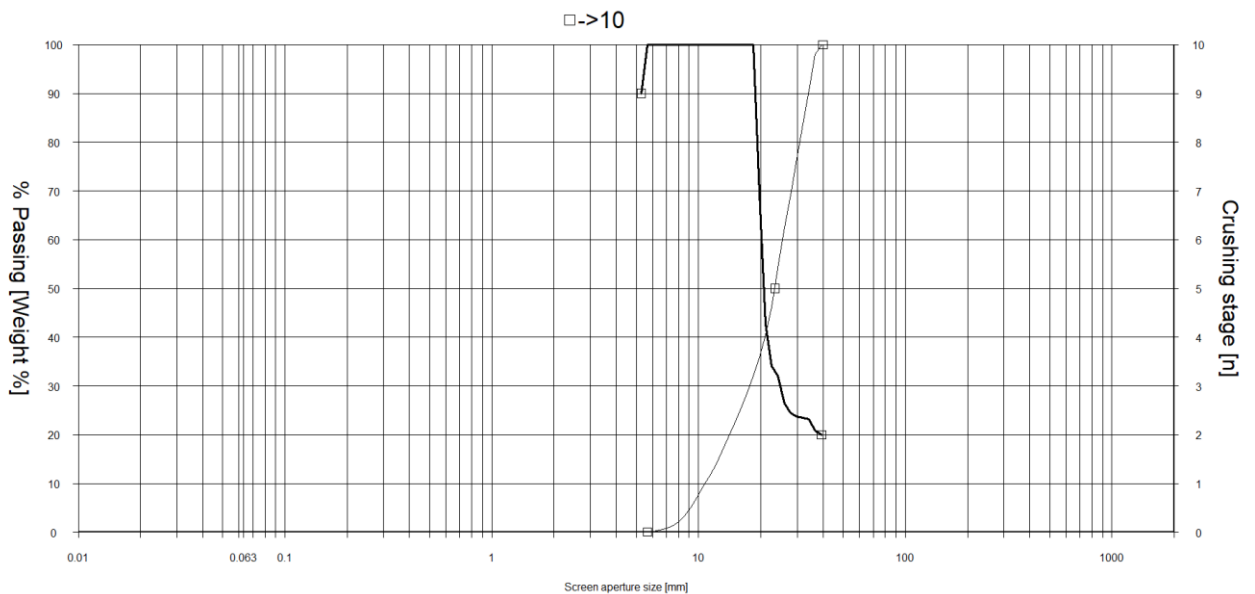
12 Product
 Capacity: o 21 t/h
 Product percent: o 5 %
 Undersize: o 27 %
 Oversize: o 0 %
 Max size: o 10 mm
 Gravel percentage: o 0 %

13 Product
 Capacity: o 47 t/h
 Product percent: o 12 %
 Oversize: o 0 %
 Max size: o 5 mm
 Gravel percentage: o 0 %

1.3 Крива гранулометричного складу продуктів дроблення

1. Завод тристадійного дроблення, в схему якого включений дробильний ківш

1.1 Крива гранулометричного складу продукту дроблення після дробарки VSI Вармас



ДОДАТОК 2

									<i>Лист</i>
									107
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>					

Додаток 2.1 Звіт по енергозатратам та обсягу виробленої продукції

2. Завод двостадійного дроблення, в схему якого включений дробильний КІВШ

Estimated production per 1000h			
Product pile number	Product pile name	Production tons per 1000 hours	Quality indicator: nr. of crushers material gone through (See Help)
7		100152	1.71
8		110324	1.35
9		179390	1.27
	Total	389867	

Estimated operating costs per 1000h				
		Energy	Wear parts	
Device number	Device	kWh	Part	Number of sets*
2	VF561-2V	5595		
			Grizzly	0.3
3	C120	123628		
			Fixed jaw - Regular - 1_piece - XT710	1.5
			Movable jaw - Regular - 1_piece - XT710	1.0
			Upper Cheek plate - Regular - AR Steel	0.4
			Lower Cheek plate - Regular - AR Steel	0.7
4	NP1110	92065		
			Blowbar set - XT510	11.3
5	CVB101	6185		
			Woven wire	1.9
6	COMPACT CVB1540-3	6079		
			Woven wire	1.9
			Woven wire	1.2
			Woven wire	0.8
Device number	Device	kWh	Part	Number of sets*
		Energy	Wear parts	

Energy consumption [kWh/t]

0.60

Додаток 2.2 Технічні характеристики обладнання

Параметри обладнання заводу двостадійного дроблення, в схему якого включений дробильний ківш

BRUNO Process Simulation
PLANT:
INFO:
LICENSED USER:
DATE: 06.12.2023 19:18
FILE: Flowsheet2.brn
Bruno v 4.1.0.8, exe v4.0.0.66, DB v7.80, cl.00 sl.00 nn 211

PLANT:

1 Feed

Material: Limestone
Capacity: 390 t/h
Gradation: 700mm fine
Gravel percentage: 0 %
Work index: * 14.35 kWh/t
Solid density: * 2.6 t/m³
Crushability: * 40.0
Abrasive: * 434 g/t
Moisture: 0.0 %

2 Feeder VF561-2V

Area: * 3.9 m²
Width: * 1.3 m
Length: * 6.1 m
Speed: * 0.3 m/s
Power: o 6 kW
Load: o 38 %
--- Deck 1 ---:
Opening: 75 mm
Load: o 100 %
Efficiency: o 89 %
Bed Thickness: o 86.3 mm
Separation: o 0 mm
Separation efficiency: o 97.4 %

3 Jaw crusher C120

Cavity: quarry
Setting (css): 75 mm
Top capacity: 442 t/h
My factor for capacity: 2.0
Load: o 66 %
Crushing ratio: o 4.1
Power draw: o 123.63 kW
My factor for power: 1.0

4 Impactor NP1110

Cavity: 2 breaker plates, manganese blowbars
Speed: 43 m/s
Setting (90%): 80 mm
My factor for capacity: 2.0
Load: o 58 %
Crushing ratio: o 1.9
Power draw: o 92.06 kW
My factor for power: 1.0

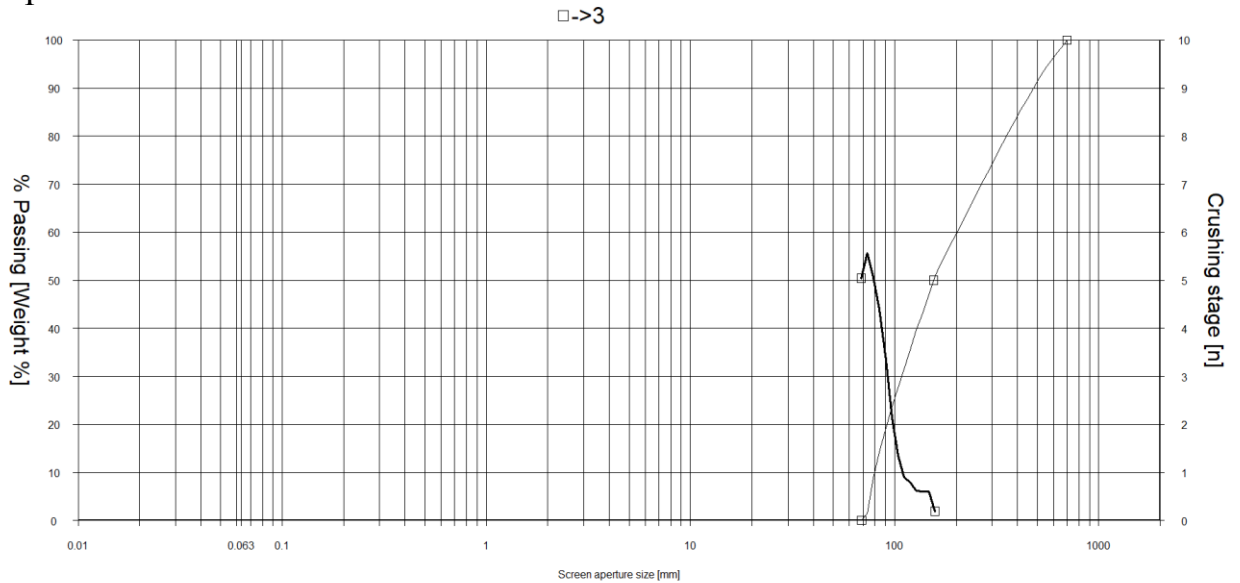
5 Screen CVB101

Area: * 5.7 m²
Width: * 1.56 m
Length: * 3.65 m
Speed: * 0.3 m/s
Power: o 6 kW
Wet screening: No
--- Deck 1 ---:
Opening: 75 mm
Mesh Material: Woven wire
Load: o 64 %
Efficiency: o 95 %

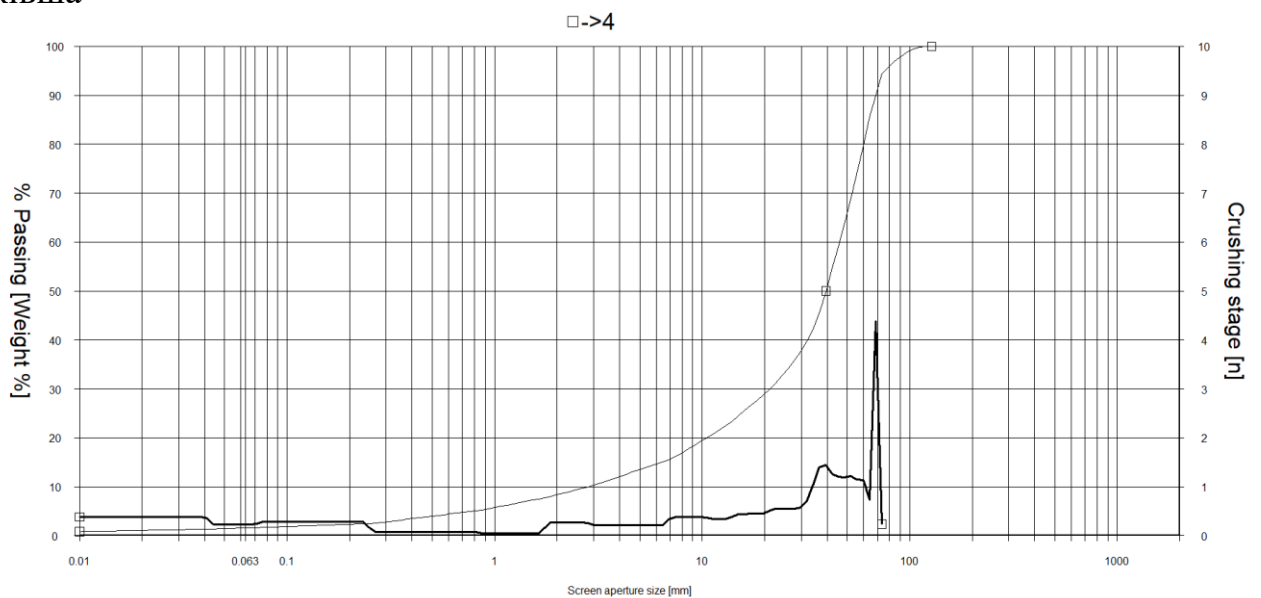
2.3 Крива гранулометричного складу продуктів дроблення

1. Завод тристадійного дроблення, в схему якого включений дробильний ківш

1.1 Крива гранулометричного складу продукту дроблення після щоклової дробарки С200



1.2 Крива гранулометричного складу продукту дроблення після дробильного ківша



ДОДАТОК 3

										<i>Лист</i>
										112
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>						

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				Документація		
A1			МРМОТП 2325-2.2312.000.00В3	Одноківшевий екскаватор з навісною роторною дробаркою	1	
				Складальні одиниці		
		1	МРМОТП 2325-2.2312.001.00СК	Силова установка	1	
		2	МРМОТП 2325-2.2312.002.00СК	Стріла	1	
		3	МРМОТП 2325-2.2312.003.00СК	Рукоять	1	
		4	МРМОТП 2325-2.2312.004.00СК	Дробильний ківш	1	
		5	МРМОТП 2325-2.2312.005.00СК	Гусеничний ходовий пристрій	1	

					МРМОТП 2325-2.2312.000.00В3			
Зм / лист	№ докум.	Підп.	Дата	Одноківшевий екскаватор з навісною роторною дробаркою	Лім.	Маса	Масштаб	
Розроб.	Підсасонний		2023			-	1:1	
Перевірив	Міщук				Лист 1	Листів 1		
Т. контр.					КНУБА І/С-2МАГ			
Нач. від.								
Н. контр.								
Затв.	Назаренко							

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				<u>Документація</u>		
A1			МРМОТП 2325-2.2312.004.00СК	Дробильний ківш	1	
				<u>Складальні одиниці</u>		
		3	МРМОТП 2325-2.2312.004.03.00СК	Корпус	1	
		6	МРМОТП 2325-2.2312.004.06.00СК	Гідродвигун	1	
		7	МРМОТП 2325-2.2312.004.07.00СК	Ротор в зборі	1	
		15	МРМОТП 2325-2.2312.005.15.00СК	Підшипниковий блок	1	
		16	МРМОТП 2325-2.2312.005.16.00СК	Підшипниковий блок	2	
				<u>Деталі</u>		
		1	МРМОТП 2325-2.2312.004.01	Зуб	5	
		2	МРМОТП 2325-2.2312.004.02	Бакава кришка	2	
		8	МРМОТП 2325-2.2312.004.08	Маховик	1	
		9	МРМОТП 2325-2.2312.004.09	Фланець гідродвигуна	1	
		13	МРМОТП 2325-2.2312.004.013	Фланець	1	
		18	МРМОТП 2325-2.2312.004.018	Втулка	1	
		19	МРМОТП 2325-2.2312.004.019	Вал	1	
		20	МРМОТП 2325-2.2312.004.020	Кришка	1	

					МРМОТП 2325-2.2312.004.00СК			
Зм /Лист	№ докум.	Підп.	Дата			Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.	Підписаний		2023				-	1:1
Перевірив	Міщук							
Т. контр.						Лист	Листів	
Нач. від.								
Н. контр.								
Затв.	Назаренко							КНУБА І/С-2МАГ

										Лист
										114
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
				Документація		
A1			МРМОТП 2325-2.2311.000.00В3	Однокілшевий екскаватор в транспортному положенні	1	
				Складальні одиниці		
		1	МРМОТП 2325-2.2311.001.00СК	Транспортна платформа	2	
		2	МРМОТП 2325-2.2312.004.00СК	Дробильний ківш	1	
		3	МРМОТП 2325-2.2311.003.00СК	Екскаватор	1	
				Деталі		
		4	МРМОТП 2325-2.2311.004.00	Дерев'яна плита	2	
		5	МРМОТП 2325-2.2311.005.00	Бетонна плита	1	

					МРМОТП 2325-2.2311.000.00В3			
Зм	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Однокілшевий екскаватор в транспортному положенні	Лім.	Маса	Масштаб
Разроб.		Підсаяоний		2023			-	1:1
Перевірів		Міщук				Лист	Листів	
Т. контр.						КНУБА І/С-2МАГ		
Нач. від.								
Н. контр.								
Затв.		Назаренко						