Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

факультет металургії
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА ВИПУСКНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Дослідження роботи та удосконалення конструкції вузлів та деталей щокової дробарки

Виконав: магістрант групи МБ-18-1мз

Горбатко Д. В. _____
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

_____
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Власов А.О. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Огінський Й.К. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя- 2020року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет металургії.

Кафедра металургійного обладнання.

Рівень вищої освіти магістр.
(другий(магістерський рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування.
(шифр і назва)

Спеціалізація _____.
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання.
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедрою Й.К. Огінський
_____
"28" серпня 2019 р.

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра
Горбатко Дар`ї Володимірівни.
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Дослідження роботи та удосконалення конструкції вузлів та деталей щокової дробарки, керівник магістерської роботи к.т.н., ст. викладач Власов А.О., затверджена наказом вищого навчального закладу від "10" вересня 2019 року № 1541-с.

2. Строк подання студентом проекту 18 січня 2020 р.

3.Вихідні дані до проекту: техніко-економічні показники роботи вузлів та деталей щокової дробарки.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що належить розробити): 1. Огляд, аналіз науково-технічних рішень за темою роботи та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2 Розрахункова частина; 3. Дослідницько-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки.

5.Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Дробарка щокова ЩДС 4х9 з приводом – 1А1; 2. Дробарка щокова ЩДС 4х9 – 1А1; 3. Щока – 1А1; 4. Деталі – 2А2; 5. Розрахункови схеми переміщення рухомої щоки дробарки – 1А1; 6. Графіки переміщення рухомой щоки при різних умовах та розрахунки плит, що дроблять з різним перетином – 1А1; 7. Місцева витяжка (рукавний фільтр) – 1А1.

6. Консультанти з проекту із зазначенням розділів проекту, що їх стосуються

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Власов А.О.,к.т.н., ст.. викладач		27.12.19
2	Власов А.О.,к.т.н., ст.. викладач		09.01.2020
3	Власов А.О.,к.т.н., ст.. викладач		09.01.2020
4	Власов А.О.,к.т.н., ст.. викладач		27.12.19
5			
6			
7			

Календарний план

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 31.09.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.10.19 – 15.10.19	
3	Виконання теоретичної частини проекту	15.10.19 – 27.11.19	
4	Виконання графічної частини проекту	27.11.19 – 11.12.19	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	11.12.19 – 25.12.19	
6	Перевірка проекту консультантами	25.12.19 – 08.01.20	
7	Попередній захист проекту	09.01.20	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	16.01.2020	

Студент _____ Горбатко Д.В.
(Підпис) (П.І.Б.)

Керівник магістерської роботи _____ А.О. Власов
(Підпис) (П.І.Б.)

ЗМІСТ с.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ 8

ВСТУП 9

1 ОГЛЯД, АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЗА ТЕМОЮ

РОБОТИ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ 11

1.1 Технологічний процес та місце в ньому щокової дробарки 11

1.2 Огляд та аналіз конструкцій щокових дробарок 14

1.3 Обгрунтування обраного напрямку роботи 24

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 26

2.1 Вибір типорозміру щокової дробарки 26

2.2 Визначення конструктивних і технологічних параметрів щокової дробарки 27

2.3 Розрахунок продуктивності щокової дробарки 29

2.4 Розрахунок потужності й вибір електродвигуна щокової дробарки 30

2.5 Вибір і розрахунок кінематичної схеми приводу щокової дробарки 36

2.6 Розрахунки навантажень, що діють на елементи щокової дробарки 43

2.7 Розрахунок ексцентрикового валу 45

2.8 Визначення максимального зусилля дроблення 53

3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА 61

3.1 Аналітичні розрахунки параметрів шокової дробарки 61

3.2 Характеристика фізичної моделі дослідної щокової дробарки 65

3.3 Дослідження впливу зміни параметрів вузла подрібнення на геометричні розміри та продуктивність дробарки 68

3.4 Аналіз отриманих результатів 77

3.5 Техніко–економічне обґрунтування запропонованої конструкції 79
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 80
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища 80
4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища 83
4.3. Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії 85
4.4 Техногенна безпека 86
4.4.1 Вимоги безпеки при ремонтних роботах 86
4.4.2 Засоби захисту 88
4.5 Розрахунок відкритої місцевої витяжки 88
ВИСНОВКИ 92
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ КРЕСЛЕНЬ 96
ДОДАТКИ 97

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ЩДС – щокова дробарка з складжним рухом щоки;

ЩПС – щокова дробарка з простим рухом щоки;

ККД- коефіцієнт корисної дії;

ПЛАС-плану локалізації і ліквідації аварійних ситуацій.

ВСТУП

Актуальність роботи. Ознайомлення з технічно парком металургійних підприємств України показало, що основним устаткуванням для дроблення розкислювачів є щокова дробарка.

Працездатність мартенівського цеху у цілому і його основних показників значною мірою залежить від того, наскільки ефективно працюють всі виконавчі механізми. Одним із можливих напрямів підвищення продуктивності ділянки лінії подрібнення розкислювачів мартенівського цеха є вдосконалення щокової дробарки ЩДС 4х9.

Незважаючи на велику кількість робіт, присвячених питанням вдосконалення конструкції рухомої щоки щокової дробарки, це питання лишається актуальним та вимагає подальшого доопрацювання.

Мета і задачі дослідження. є вдосконалення конструкції рухомої щоки щокової дробарки на підставі досліджень впливу параметрів дробарки на траєкторію руху рухомої щоки. Дослідження проводимо за допомогою фізичної моделі щокової дробарки.

Для досягнення зазначеної мети в роботі поставлені такі завдання:

1. Аналітичні дослідження впливу технічних характеристик рухомої щоки щокової дробарки на основні параметри.
2. Залежність ексцентриситету та зміни кута нахилу вала плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки.
3. Оптимізація параметрів і характеристик.
4. Розробка методики й технології проведення експериментальних досліджень.
5. Розробка головного складального креслення механізму і його вузлів.

Об’єктом дослідження є вузол рухомої щоки щокової дробарки, а **предмет дослідження** – вплив параметрів дробарки на траєкторію руху рухомої щоки.

Методи дослідження. При проведені досліджень залежності ексцентриситету вала плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки були побудовані розрахункові схеми переміщення рухомої щоки при різних значеннях ексцентриситету вала r**.** За результатами вимірів яких був побудований комплексний графік.

При проведені досліджень залежності зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки були побудовані розрахункові схеми переміщення рухомої щоки при різних значеннях кута γ**.** За результатами вимірів яких був побудований комплексний графік.

Практичне значення одержаних результатів. В результаті проведеного дослідження встановлено, що зміна ексцентриситету г приводить до зменшення вертикальної складової траєкторії, а значить і до відповідного збільшення терміну служби плит, що дроблять, але викликає збільшення навантажень на ексцентриковий вал.подібні траєкторії руху рухливої щоки. При змінах нахилу розпірної плити, приводять до збільшення руху стискання. Отже, щоб залишити рух стискання в раніше обраних межах, потрібно зменшити ексцентриситет вала, що вигідно для механізму дробарки.

При модернізації дробарок зі складним рухом рухливої щоки необхідно знижувати вертикальну складову траєкторії руху рухливої щоки, для збільшення терміну служби плит, що дроблять, зменшувати кут захоплення й підбирати необхідні рух стискання й ексцентриситет вала. Ці дії приведуть до ефективнішої роботи щокової дробарки та мінімальних витрат на ремонти.

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 102 сторінки, у тому числі 97 сторінок основного тексту, 34 рисунка, 9 таблиць, 30 найменуваннь використовуваних джерел на 3 сторінках, 4 додатки на 5 сторінках.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, металургійного факультету Запорізького національного університету.

1 ОГЛЯД, АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЗА ТЕМОЮ РОБОТИ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

1.1 Технологічний процес та місце в ньому щокової дробарки

Дробленням і здрібнюванням називають процеси руйнування шматків на більш дрібні шляхом дії зовнішніх сил, що долають внутрішні сили зчеплення між частками. Умовно вважають, що при дробленні виходять шматки крупністю більш 5 мм, а при здрібнюванні – менш 5 мм. Машини, за допомогою яких здійснюють дроблення й здрібнювання, відповідно називають дробарками й млинами [2].

Здрібнювання матеріалів здійснюється шляхом роздавлювання, розколювання, стирання й удару. У більшості випадків ці види впливу на матеріал використовуються комбіновано; при цьому звичайно основне значення має один з них, що обумовлене конструкцією машини, застосовуваної для здрібнювання.

Залежно від фізико–механічних властивостей і розмірів шматків (крупності) матеріалу, що подрібнюється, вибирають той або інший вид впливу. Так, дроблення твердих і тендітних матеріалів роблять роздавлюванням, розколюванням і ударом, твердих і грузлих – роздавлюванням і стиранням. Дроблення матеріалів звичайно здійснюється сухим способом (без застосування води), тонке здрібнювання часто проводять мокрим способом (з використанням води). При мокрому здрібнюванні пилоутворення не спостерігається й полегшує транспортування здрібнених продуктів.

Результат подрібнення характеризується ступенем здрібнювання – кількісна характеристика процесу, що показує в скільки раз зменшився розмір шматків матеріалу при дробленні або здрібнюванні.

Часто розміри шматків вихідного матеріалу досягають 1500 мм, тоді як у технологічних процесах іноді використовується матеріал, розміри часток якого

становлять частки мікрона. Такі ступені здрібнювання досягаються при здрібнюванні в кілька стадій, оскільки за одне приймання (на одній машині) не вдається одержати продукт заданої кінцевої крупності. Залежно від розмірів найбільш великих шматків вихідного й здрібненого матеріалу орієнтовно розрізняють наступні види дроблення:

1) Велике (i=2–6);

2) Середнє (i=5–10);

3) Дрібне (i=10–50);

4) Тонке (i=50–100);

5) Надтонке (більше 100).

Дроблення й особливе здрібнювання досить енергоємні операції, тому необхідно прагнути до зменшення маси матеріалу, що переробляється, керуючись принципом: не подрібнювати нічого зайвого. По цьому принципу з матеріалу, що підлягає здрібнюванню, доцільно перед дробаркою виділити (наскільки це можливо) шматки дрібніші того розміру, до якого проводиться здрібнювання на даній стадії. Виділення "дріб'язку" здійснюється ситовою класифікацією–поділом сипучих матеріалів на класи по крупності шляхом просівання через одне або кілька сит. Класифікація дозволяє в значній мірі запобігти влученню в подрібнювач шматків матеріалу, розміри яких менше або рівні заданому найбільшому розміру шматків продукту, одержуваного в даній дробарці. При цьому зменшується витрата енергії на здрібнювання, стає можливим збільшення продуктивності подрібнювача, кінцевий продукт виходить більш рівномірним по розмірам шматків.

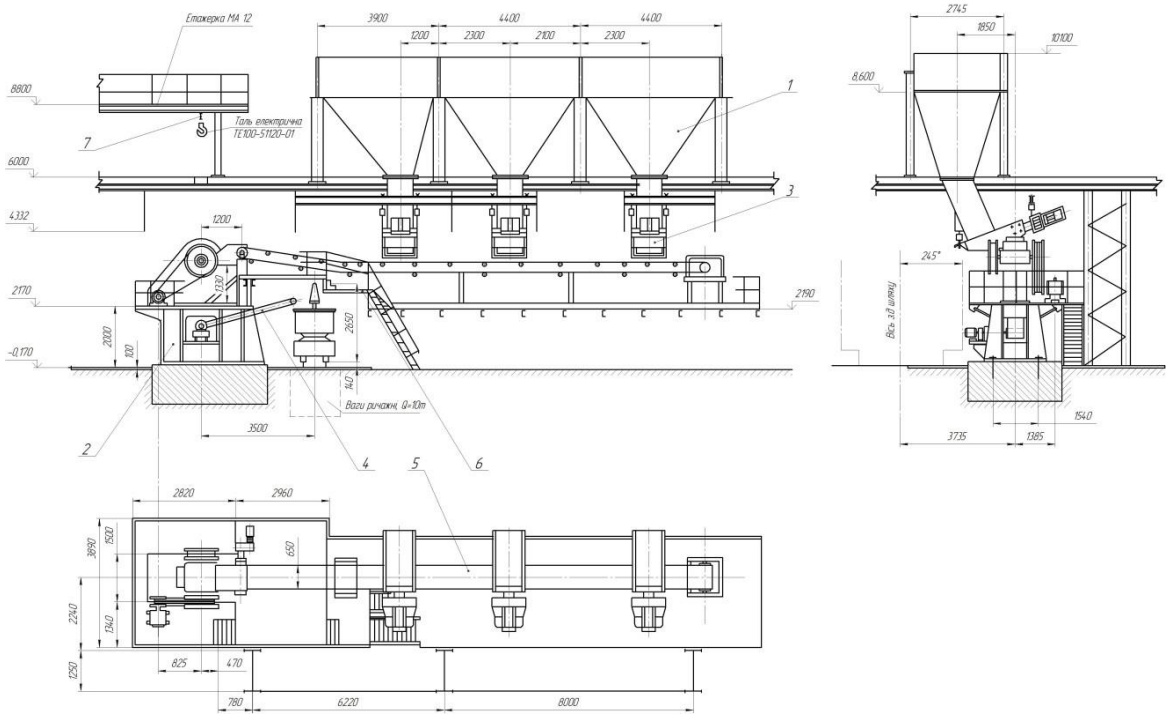
Дробарки працюють у відкритому й замкненому циклах [2]. При здрібнюванні у відкритому циклі матеріал проходить через подрібнючу машину один раз. У відкритому циклі проводять велике й середнє дроблення, коли не потрібно одержувати максимальні шматки кінцевого продукту певного розміру.

При наявності "дріб'язку" у вихідному матеріалі його попередньо класифікують, при цьому "дріб'язок" не подають в подрібнювач, а відразу приєднують до кінцевого продукту.

Досліджувана щокова дробарки працює на лінії подрібнення розкислювачів.

Технологічний ланцюжок проходження феросплавів на цій лінії наступний. У пічному прольоті мартенівського цеху на робочому майданчику проходять дві залізничні колії для подачі потягів з мульдами й ковшами із чавуном і одна для пересування завалювальних машин уздовж фронту печей.

Феросплави подають у пічний проліт у саморозвантажних контейнерах на мульдових візках і засипають у металеві бункери 1 (рисунок 1.1), що знаходяться на лінії подрібнення розкислювачів.



1 – бункер; 2 – дробарка щокова ЩДС 4х9 ; 3 – віброживильник; 4 – транспортер;

5 – конвеєр стрічковий; 6 – майданчик для обслуговування; 7 – таль.

Рисунок 1.1 – Ділянка лінії подрібнення розкислювачів мартенівського

цеху

З трьох бункерів феросплави за допомогою тічок сипляться у віброживильники 3, розташовані безпосередньо під бункерами. Із віброживильників феросплави потрапляють на стрічковий конвеєр 5, який транспортує, а потім вивантажує у щокову дробарку 2.

Після подрібнення в щоковій дробарці ЩДС 4х9 всі дробленні феросплави по транспортеру 4 надходить у мульди, установлені на спеціальних візках. Після того як завантажений матеріал буде зважений на ричажних вагах (Q=10 т), він прямує до мартенівських печей.

На лінії подрібнення розкислювачів також передбачений майданчик для обслуговування 6 дробарки та стрічкового конвеєру. Монтаж та демонтаж дробарки здійснюється за допомогою талі 7.

1.2 Огляд та аналіз конструкцій щокових дробарок

Щокові дробарки [3] застосовують для великого і середнього дроблення різних матеріалів в багатьох галузях народного господарства, в основному в металургії, гірничо–рудній промисловості і промисловості будівельних матеріалів. Принцип роботи щокової дробарки полягає в наступному. У камеру дроблення, що має форму клину і утворену двома щоками, з яких одна в більшості випадків є нерухомою, а інша рухливою, подається матеріал, що підлягає дробленню. Завдяки клиноподібній формі камери дроблення шматки матеріалу розташовуються по висоті камери залежно від їх фракції: більші – вгорі, менші – внизу. Рухлива щока періодично наближається до нерухомої, причому при зближенні щік (рух стискування) шматки матеріалу дробляться, при відході рухливої щоки (холостий хід) шматки матеріалу просуваються вниз під дією сили тяжіння, виходячи з камери дроблення, якщо їх розміри стали

менше найбільш вузької частини камери, яку називають вихідною щілиною, або займають нове положення, відповідне своєму новому розміру. Потім цикл повторюється.

Щокові дробарки розділяють на два основних виконання: із простим рухом щоки ЩПД і зі складним рухом щоки ЩДС.

У щоковій дробарці з простим рухом щоки точки рухливої щоки рухаються прямолінійно або по дузі окружності, близької до прямої. У щоковій дробарці зі складним рухом точки рухливої щоки рухаються по замкнутих кривих.

Аналіз роботи щокової дробарки рудного двору доменного цеху показав, що найбільш «вузьким» місцем агрегату є плити, що дроблять. Часті ремонти та заміни плити, що дробить приводять до аварійних зупинок процесу дроблення феросплавів.

У вітчизняній практиці рішення з модернізації щокової дробарки в основному направлені на зміну конструкції плит, що дроблять.

Так у роботі [4] відома щокова дробарка, що містить станину, щоку з валом і рухливу і нерухому плити, що дроблять, з подовжніми рифленнями, що виконані однаковими по висоті, є рівновеликими призмами з плоскими бічними гранями на всю довжину камери дроблення.

Проте при використанні цих плит на дробарках із складним рухом щоки рухлива плита зношується інтенсивніше в середній зоні, а нерухома - в зоні розвантаження, що призводить до передчасного виходу з ладу нерухомої плити, оскільки розвантажувальна щілина стає невизначеної форми і продукт, що виробляється, стає некондиційним.

Метою винаходу є підвищення терміну служби плит, що дроблять, шляхом урівноваження темпу зносу рифлень і виходу придатного продукту.

Для досягнення цієї мети в щоковій дробарці рифлення плит виконані у вигляді призм, що мають в плані двоопуклий профіль для рухливої плити і двоввігнутий для нерухомої.

На рисунку 1.2 зображена дробарка, загальний вид.

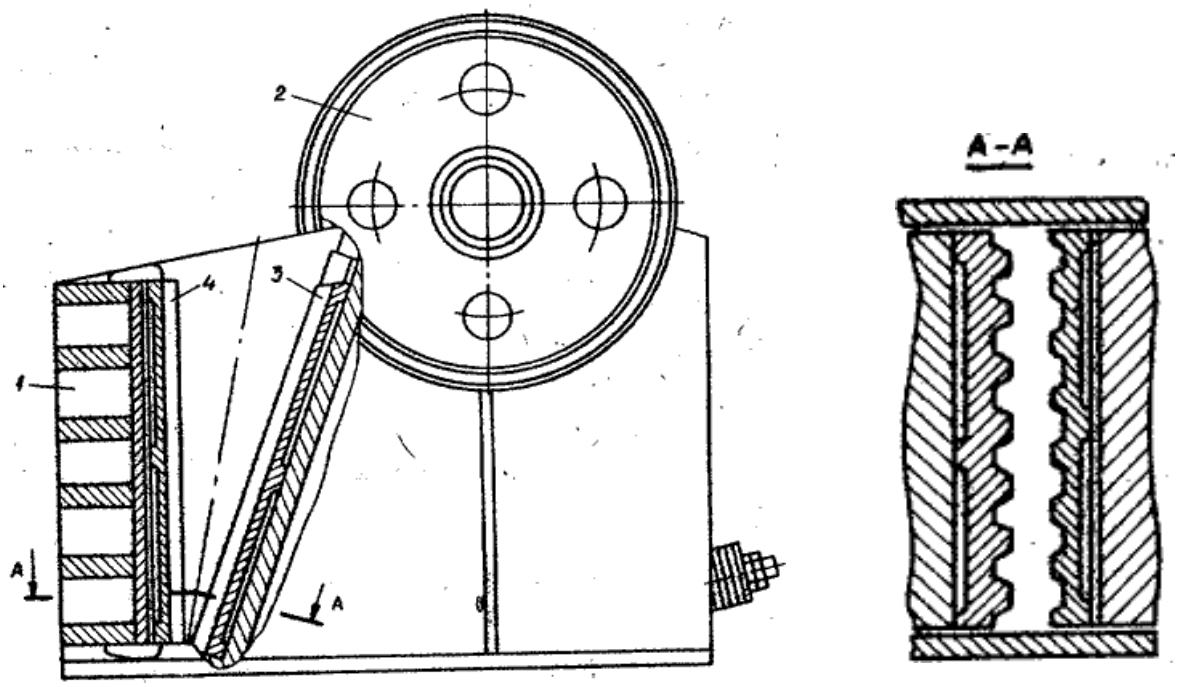


Рисунок 1.2- Загальний вид дробарки з новим профілем плит

Щокова дробарка містить станину 1, щоку 2 з валом і рухливу 3 і нерухому 4 плити з подовжніми рифленнями, виконаними однаковими по висоті, причому рифлення плит 3 і 4 виконані у вигляді призм, що мають в плані двоопуклий профіль для рухливої плити 3 і двоввігнутий для нерухомої 4. Обидві плити 3 і 4 закріплюються нерухомо: одна на передній стінці станини 1, а інша на рухливій щоці 2, утворюючи камеру дроблення. Дроблення матеріалу відбувається так само, як і в інших щокових дробарках.

Запропонований профіль рифлень плит 3 і 4 дозволяє зрівняти темп зносу плит, що дроблять, тим самим збільшити термін їх служби і вихід придатного продукту дроблення.

Автор роботи [5] пропонує наступне.

Щокова дробарка, що відрізняється тим, що, з метою підвищення економічності дроблення, плита, що дробить, забезпечена змінними зубами у вигляді тригранних призм і фіксатором зубів, виконаним у вигляді подовжніх клинових вставок, бічних упорів-обмежувачів, верхнього і нижнього сухарів притиску кінців вставок до плити.

Мета винаходу - підвищення економічності дроблення.

На рисунку 1.3 показана конструктивна схема запропонованої дробарки; на рисунку 1.4 - фрагмент її щоки, подовжній переріз і поперечний переріз.

У корпусі 1 (рисунок 1.3) дробарки змонтовані нерухома щока, що дробить, 2 і що коливається на осі 3 рухлива щока 4. На щоках 2 і 4 встановлені плоскі плити 5, на яких за допомогою подовжніх клинових вставок 6 закріплені змінні робочі зуби 7 у вигляді тригранних призм, переважно рівносторонніх. Кінці вставок 6 (рисунок 1.4) входять в пази 8 сухарів 9 притиску цих кінців до відповідної плити 5.

Сухарі 9 кріпляться до щік за допомогою болтів 10. У поперечному напрямі вставки 6 і зуби 7 фіксуються бічними упорами-обмежувачами, які можуть бути виконані у вигляді стержнів 11 і гвинтів 12. Ці упори, а також вставки 6 і сухарі 9 складають фіксатор зубів.

Крутень 13, ексцентриковий вал 14 шатун 15, плити розпорів 16, опора-повзун 17 і відтягуючий пристрій 18 складають механізм приводу гойдань щоки 4. У нижній частині щоки забезпечені опуклими і увігнутими елементами 19 і 20 робочій (що дробить) поверхні з циліндрично зігнутою розвантажувальною порожниною 21 між ними.

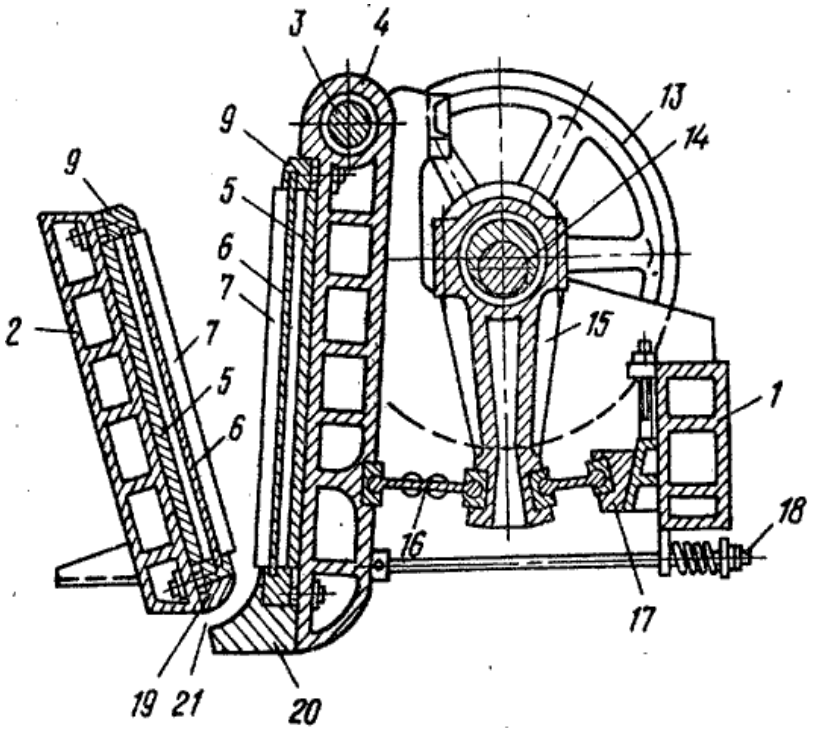


Рисунок 1.3 - Конструктивна схема запропонованої дробарки

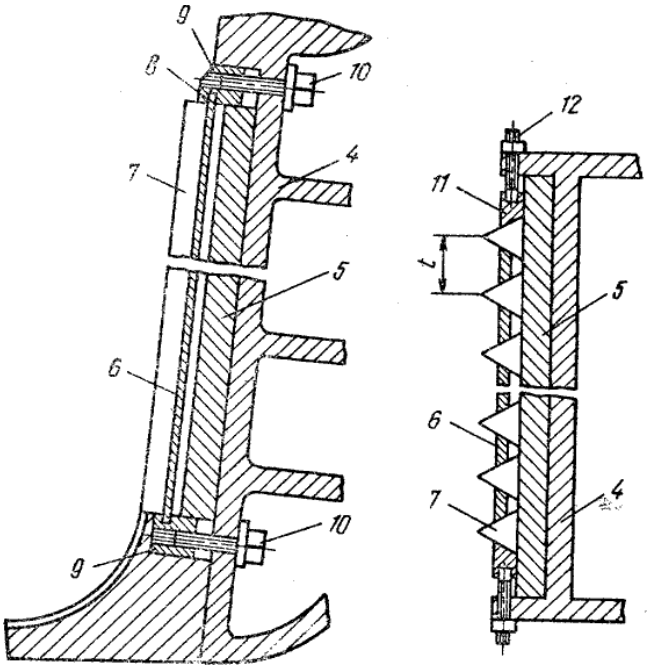


Рисунок 1.4 – Модернізуєма щока: подовжній переріз і поперечний переріз

В процесі роботи дробарки початкова сировина подрібнюється в камері між щоками 2 і 4 і вивантажується вниз через зігнуту порожнину

Крок зубів регулюється за допомогою болтів 10 і гвинтів 12. Дослідним дробленням підбирається раціональний розмір кроку зубів стосовно сорту матеріалу і розмірів шматків.

По зносу передніх граней зуба або усіх зубів змінюють грань або цілком зуб, тоді як плити 5 залишаються в експлуатації.

Завдяки підбору кроку зубів і економії матеріалу плит підвищується економічність дроблення.

У роботі [6] пропонується.

Щокова дробарка, що містить станину з нерухомою щокою, рухому щоку з валом та відповідно нерухому і рухому плити з зубцями для подрібнення матеріалу.

Недоліком наведеної щокової дробарки є низький термін її служби.

В основу корисної моделі поставлена задача розробити щокову дробарку підвищеного терміну служби.

Поставлена задача вирішується тим, що в щоковій дробарці, що містить нерухому і рухому привідні щоки з робочими поверхнями, робочі поверхні нерухомої і рухомої привідних щік забезпечені знімними планками з зубцями.

Щокова дробарка (рисунок 1.5) містить станину 1, ексцентриковий вал 2, шатун 3, розпірні плити 4, нерухому 5 і рухому привідну 6 щоки з робочими поверхнями. Робочі поверхні нерухомої 5 і рухомої привідної 6 щік забезпечені знімними планками 7 з зубцями 8.

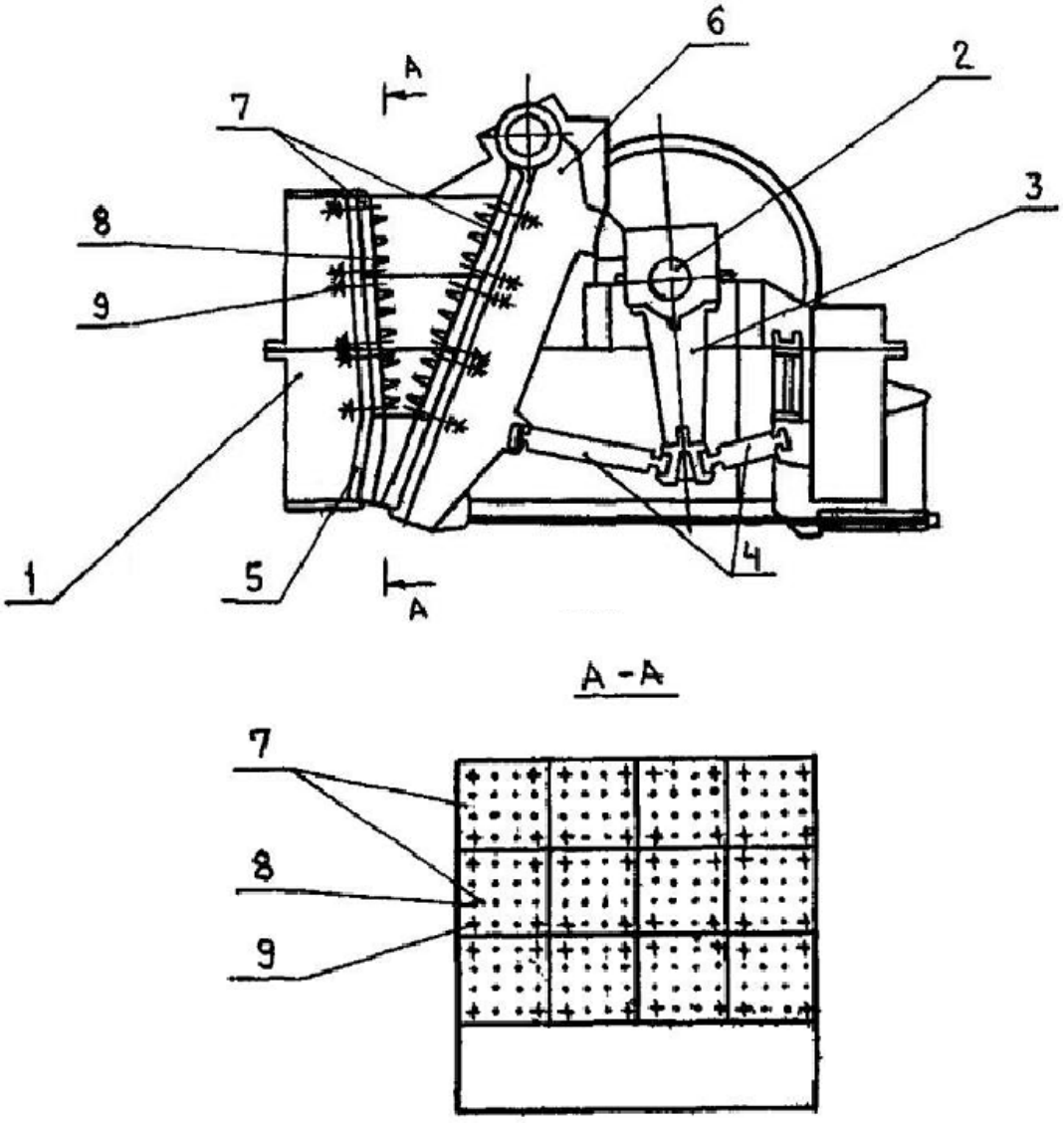


Рисунок 1.5 – Загальний вид дробарки з розрізом

Щокова дробарка працює таким чином.

Шматковий матеріал, який підлягає подрібнюванню, надходить в пастку між нерухомою 5 і рухомою привідною 6 щоками. Подрібнювання шматкових

матеріалів відбувається при зближенні щік за допомогою зубців 8 на знімних планках 7: При розходженні щік подрібнений матеріал висипається через нижню щілину пастки. Рух щоки 6 здійснюється від привідного ексцентрикового вала 2 за допомогою шатуна 3 та розпірних плит 4. Знімні планки 7 з зубцями 8 з'єднуються з нерухомою 5 і рухомою 6 щоками за допомогою пристрою для кріплення 9.

Після появи зношення окремих зубців 8 на деяких планках 7 знімні планки 7 замінюють на нові.

Використання щокової дробарки, що запропонована, в порівнянні з найближчим аналогом забезпечує підвищений термін її служби.

Автор роботи [7] пропонує наступне.

Щокова дробарка, що включає корпус, рухому і нерухому щоки з рифленими робочими поверхнями, яка відрізняється тим, що робоча поверхня однієї щоки виконана опуклою уздовж її подовжньої осі, а протилежна - увігнутою в нижній частині, кожен третій зуб робочих поверхонь щік виконаний виступаючим за вершини рифлень, а щоки встановлені так, що кожен виступаючий зуб однієї щоки розташований проти центральної западини рифлень протилежної щоки.

Недоліком такого рішення є те, що роздроблений фероматеріал має значну неоднорідність фракційного складу. Внаслідок цього, дрібні фракції при плавці засмічують колошники печі, погіршуючи газопроникність шихти, а великі є тугоплавкими і збільшують енергоспоживання.

Найбільш близьким технічним рішенням є дробарка, що включає корпус, рухому і нерухому щоки з рифленими плитами і пірамідальними зубами в нижній частині щоки.

Недоліком запропонованого технічного рішення є те, що розташування пірамідальних зубів в нижній частині щоки перешкоджає вільному виходу готового продукту, приводить до його переподрібнення і появи некондиційних фракцій матеріалу.

У основу винаходу поставлено задачу удосконалення відомої дробарки, в якій введенням нових конструктивних ознак забезпечується особливий характер орієнтованого руху матеріалу уздовж щік в період холостого ходу рухомої щоки і відсутності силового контакту між матеріалом і її робочою поверхнею, інший характер послідовного додатку силового навантаження на злиток, розколювання злитка в подовжньому і поперечному напрямах і, за рахунок цього, зниження виходу некондиційних фракцій матеріалу.

Задача вирішується тим, що у відомій конструкції щокової дробарки, що включає корпус, рухому і нерухому щоки з рифленими робочими поверхнями, згідно з винаходом, робоча поверхня однієї щоки виконана опуклою уздовж її подовжньої осі, а протилежна увігнутою в нижній частині, кожен третій зуб робочих поверхонь щік виконаний виступаючим за вершини рифлень, а щоки встановлені так, що кожен виступаючий зуб однієї щоки розташований проти центральної западини рифлень протилежної щоки.

На рисунку 1.6 зображена щокова дробарка. На рисунку 1.7 показана початкова взаємодія зубів із злитком. На рисунку 1.8 показана остаточна взаємодія зубів із злитком.

Щокова дробарка (рисунок 1.6) включає корпус 1 з нерухомою щокою 2. На осі підвісу 3 встановлена рухома щока 4, з'єднана з кривошипно-шатуновим приводом 5. Кожна з щік забезпечена футерувальними плитами 6, робочі поверхні яких мають рифлення 7. Кожен третій зуб 8 рифлень 7 виконаний виступаючим за їх вершини. Футерувальні плити 6 встановлені таким чином, що кожен виступаючий зуб 8 однієї щоки розташований проти центральної западини рифлень 7, симетрично двом прилеглим виступаючим зубам 8, протилежної щоки. Крім того, одна з футерувальних плит 6 (наприклад, рухомої щоки 4) виконана опуклою уздовж подовжньої осі, а протилежна виконана опуклою у верхній і увігнутою в нижній частині.

Дробарка працює таким чином. Плоский злиток 9 (рисунок 1.6), що надходить в камеру дроблення, спочатку контактує з виступаючими зубами. У міру переміщення його до розвантажувальної щілини і при достатньому

силовому навантаженню з боку щік відбувається розколювання злитка по лінії контакту з вершинами виступаючих зубів (Перша стадія дроблення). Внаслідок цього, злиток розділяється на бруски. Фактично, ширину бруска можна співвіднести з кроком виступаючих зубів 8. Ширина бруска може дорівнювати кроку (брусок 10) або складати його половину (брусок 11) (рисунок 1.7). У останньому випадку ширина отриманого бруска 11 відповідає одному з параметрів (ширині) необхідної фракції матеріалу.

Наявність виступаючих зубів 8, що виконують функцію направляючих елементів, дозволяє здійснити подальше орієнтоване переміщення брусків до розвантажувальної щілини. При цьому бруски 10, ширина яких, перевищує розмір необхідної фракції, переміщаються уздовж западин виступаючих зубів, розташованих на одній щоці. Бруски 11, роздроблені до необхідної ширини, переміщаються до розвантажувальної щілини між виступаючими зубами, розташованими на протилежних щоках.

Бруски 10, переміщаючись до розвантажувальної щілини в западинах виступаючих зубів однієї щоки, отримують силову дію, при достатній амплітуді коливань рухомої щоки, по лінії: центральна западина рифлень однієї щоки - виступаючий зуб протилежної щоки, що дозволяє здійснити розкол бруска 10 на дві частини в подовжньому напрямі (Друга стадія дроблення).

Бруски 11, ширина яких дорівнює ширині необхідної фракції матеріалу, в період руху до розвантажувальної щілини безперешкодно, не отримуючи силового навантаження з боку щоки (минуючи другу стадію дроблення), орієнтовано потрапляють в нижню камеру дроблення. Внаслідок того, що в цій зоні одна щока виконана опуклою, а протилежна увігнутою, бруски ламаються в поперечному напрямі (Третя стадія дроблення), утворюючи кондиційну фракцію матеріалу.

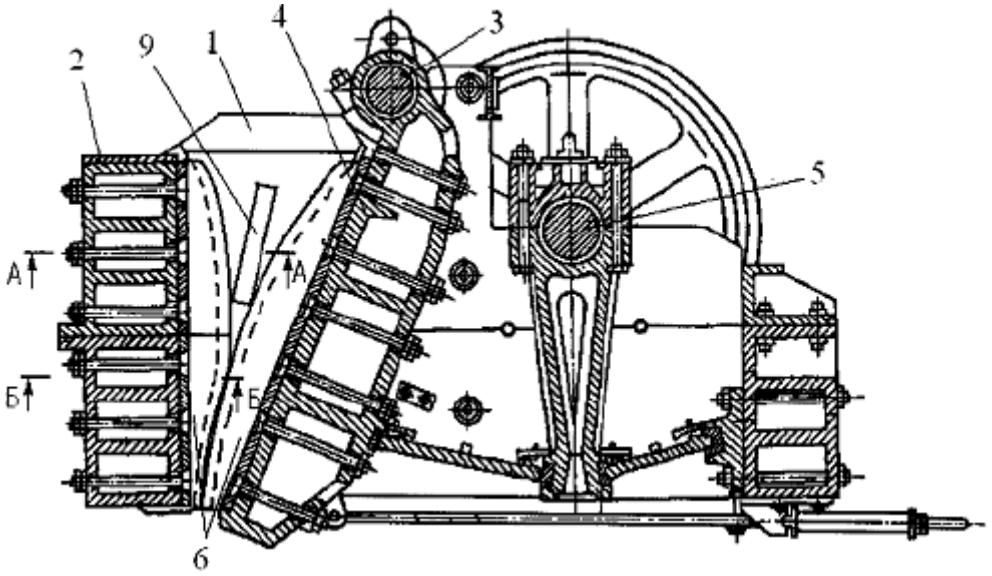


Рисунок 1.6 - Щокова дробарка

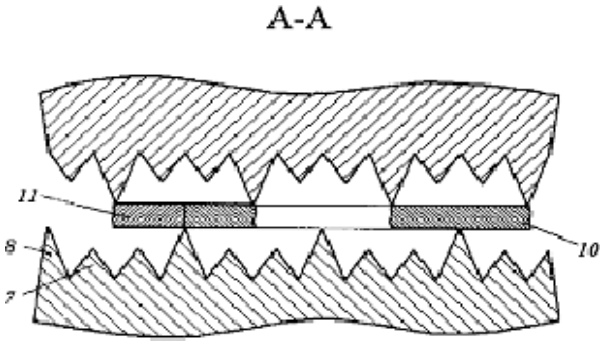


Рисунок 1.7 - Початкова взаємодія зубів із злитком

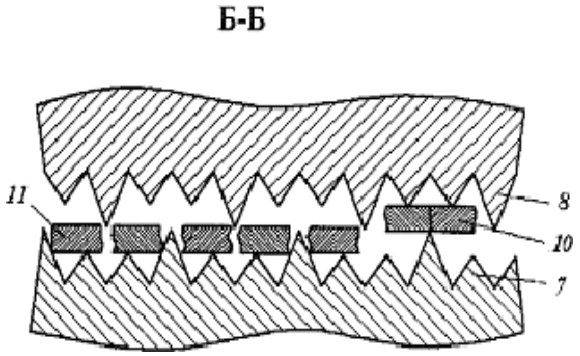


Рисунок 1.8 - Остаточна взаємодія зубів із злитком

Таким чином, пропонований профіль робочої поверхні щік і їх взаємне розташування дозволяють забезпечити орієнтоване переміщення злитка і його частин до розвантажувальної щілини дробарки, а також здійснити інший

характер послідовного додатку силового навантаження до злитка в процесі дроблення. Крім того, злиток, в процесі переміщення до розвантажувальної щілини, проходить декілька стадій дроблення, де здійснюється його послідовне розколювання в подовжньому і поперечному напрямах. Це дозволяє отримувати кондиційний продукт - куски кубічної форми і потрібної, згідно з технологічним регламентом, крупності, а також зменшити вихід дрібних фракцій матеріалу.

Вищезгадані патенти та багато інших пропонують вирішення проблеми, але вони чи занадто складні чи дуже матеріаловитратні. Тому виходячи із світової практики пропонується замінити існуючу плиту з виступами трикутної форми на плиту з виступами трапецеїдальної форми та змінити матеріал плити на більш міцний.

1.3 Обгрунтування обраного напрямку роботи

Для щонайефективнішої роботи дробарки та мінімальних витрат на ремонти необхідно звернути увагу на проблеми з частим виходом з строю плит, що дроблять.

Питанням технологічності плити при литті і термообробці не приділяється серйозної уваги, а адже саме при цих процесах формуються кристалічна будова і дефекти матеріалу інструмента, якими і визначаються міцність і твердість контактної поверхні плити. Зниження обсягу механічної обробки є незрівнянно менш важливим завданням, на сучасних фрезерних або грубошліфовальних верстатах ця обробка займає хвилини. У міру зношування рифлень, як і в попередньому прикладі, якість металу на давлячій поверхні рифлень послідовно погіршується. Інтенсивність зносу рифлень плит після стирання поверхневого шару прогресивно збільшується, відповідно збільшується площа поверхні контакту плити і шматків подрібнювальної породи, а твердість матеріалу плити на поверхні контакту знижується. Збільшення площі і зниження твердості поверхні контакту призводить до необхідності збільшення

контактних сил, необхідних для дроблення матеріалу, і сил тертя між плитою і руйнованою породою, при цьому інтенсивність зносу додатково збільшується. Як і в попередньому випадку, товщина плити різко змінюється в сполучених елементах – від рифлення до западини, ця обставина, а також різкі переходи в западинах між сусідніми рифленнями сприяють утворенню тріщин при литті і термообробці, тріщини плит розвиваються при роботі дробарки, і плити раптово ламаються .

Зазначені цілі досягаються при комплексному вирішенні питань службової відповідності і технологічності інструменту. Конфігурація і розміри рифлень приймаються відповідно до рекомендацій для забезпечення високої ефективності дроблення гірської породи – мінімізації сил, необхідних для досягнення заданого ступеня подрібнення. Підвищення терміну служби досягається за рахунок зниження інтенсивності зносу рифлень плити. Цей ефект реалізується підвищенням якості литого металу при ретельному опрацюванні питань технологічності інструменту: оформлення плити, що дробить, як виливки з мінімально можливою зміною товщини від рифлення до западини, тим самим запобігає утворення усадочних дефектів у вигляді рихлоти і раковин і підвищується твердість і міцність матеріалу плити.

Зменшення вірогідності раптової поломки обумовлено відсутністю в конструкції плити різких переходів конструктивних елементів в сполученнях, що сприяє зниженню концентрації термічних напружень, а також високою якістю металу плити після лиття і термообробки.

Поліпшення технологічності при литті і термообробці обумовлено усуненням масивів металу під рифленнями і теплових вузлів в литті, а також використанням жорсткої окантовки плити по поздовжніх гранях при виконанні крайніх по ширині плити рифлень більш товстими, ніж інші.

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Вибір типорозміру щокової дробарки

Головними параметрами щокової дробарки, що визначають її типорозмір, є розмір приймального отвору і розмір вихідного отвору (BxLxb).

Ширина приймального отвору повинна забезпечити вільний прийом шматків максимальної величини [10]:

$$B = D_{\max}/0{,}8, \text{ м} \ , \tag{2.1}$$

де D_{max} – максимальний розмір початкового матеріалу, D_{max}=0,34 м;

$$\text{B} = 0,34/0{,}8 = 425 \text{ м}.$$

Приймаємо B=425 мм.

Довжина камери дроблення, L знаходиться залежно від B:

$$L = (1{,}2\ldots2{,}3) \cdot \text{B}, \text{ мм}; \tag{2.2}$$

$$L = (1{,}2\ldots2{,}3) \cdot 425 = (510\ldots977) \text{ мм}$$

Приймаємо L=920 мм.

Максимальна ширина b вихідної щілини при використанні стандартних плит дроблення, пов'язана з максимальної крупністю шматків у готовому продукті залежністю [10]:

$$b = d_{\max}/\text{К}_{\text{ок}}, \text{ мм}, \tag{2.3}$$

де d_{max} – максимальна крупність шматків у готовому продукті,

d_{max}=135 мм;

$К_{ок}$ – коефіцієнт відносної крупності продукту дроблення в щокових дробарках, $К_{ок}$ =1,2÷1,9.

$$b = \frac{135}{(1{,}2...1{,}9)} = (112,5...71)\text{мм}.$$

Розмір вихідного отвору становить 20..80 мм для дробарок дрібного дроблення, 40…120 мм – для середнього дроблення й 100…250 мм – для великого. У нашому випадку дроблення – середнє.

Приймаємо b=40…90 мм.

Згідно отриманих значень з конструктивних міркувавнь обираємо існуючу модель дробарки – СМД–109А типорозміру ЩДС 4х9.

2.2 Визначення конструктивних і технологічних параметрів щокової дробарки

Розміри основних елементів механізму щокової дробарки визначаються конструктивно.

Висота камери дроблення [10]:

$$\text{H} = \frac{\text{B}-b}{\text{tg}\alpha}, \text{ мм}, \qquad (2.4)$$

де α – кут захоплення матеріалу; α=20°;

b – мінімальне значення вихідного отвору, b=40 мм.

$$\text{H} = \frac{425-40}{\text{tg}20°} = 1057 \text{ мм}.$$

Конструктивно приймаємо [10] H=1100 мм.

Оптимальні значення руху стискування для щокових дробарок з різною кінематикою визначені експериментально.

Для дробарок зі складним рухом [10].

Рух рухливої щоки вгорі:

$$S_{\text{в}} = (0{,}03...0{,}06) \cdot \text{В}, \text{ мм}; \quad (2.5)$$

$$S_{\text{в}} = 0{,}05 \cdot 425 = 21{,}25\text{мм}.$$

Рух рухливої щоки внизу:

$$S_{\text{н}} = 7 + 0{,}10 \cdot b, \text{ мм}; \quad (2.6)$$

$$S_{\text{н}} = 7 + 0{,}10 \cdot 40 = 11\text{мм}.$$

Величина середнього руху рухливої щоки дробарки становить:

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_{\text{в}} + S_{\text{н}}}{2}, \text{ мм};$$

$$S_{\text{ср}} = \frac{21{,}25 + 11}{2} = 16{,}3\text{мм}.$$

Визначимо необхідне теоретичне число обертів ексцентрикового валу дробарки з виразу [12]:

$$n_{\text{Е}} = 0{,}5 \cdot \text{К}_{\text{Д}} \cdot \text{К}_{\text{СТ}} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \text{tg}\alpha}{2 \cdot S_{\text{н}}}}\ \text{с}^{-1}, \quad (2.7)$$

де $\text{К}_{\text{Д}}$ – коефіцієнт динамічності, приймаємо $\text{К}_{\text{Д}}$=0,89;

$\text{К}_{\text{СТ}}$ – коефіцієнт, що враховує обмежене падіння дробленого матеріалу з камери дробарки, $\text{К}_{\text{СТ}}$=0,9…0,95, приймаємо $\text{К}_{\text{СТ}}$=0,91;

α – кут захоплення матеріалу, α=20°;

$S_н$ – рух рухливої щоки внизу камери дроблення, $S_н$=0,011 м.

$$n_E = 0{,}5 \cdot 0{,}89 \cdot 0{,}91 \cdot \sqrt{\frac{9{,}81 \cdot \mathrm{tg}20^0}{2 \cdot 0{,}011}} = 5{,}15\ \text{с}^{-1};$$

$$n_E = 60 \cdot 4{,}83 = 290\text{хв}^{-1}.$$

Оптимальне число оборотів валу повинне відповідати максимальній продуктивності дробарки.

2.3 Розрахунок продуктивності щокової дробарки

Продуктивність щокових дробарок визначається з виразу :

$$Q = \frac{К_к \cdot S_{ср} \cdot L \cdot b \cdot n \cdot (B+b)}{2 \cdot D_{ср} \cdot \mathrm{tg}\alpha},\ \text{м}^3/\text{год}, \qquad (2.8)$$

де $К_К$ – коефіцієнт кінематики, для дробарок із складним рухом, $К_к$=1;

$S_{ср}$ – середній рухд рухливої щоки, $S_{ср} = 0{,}0163$м;

L – довжина приймального отвору, L=0,92 м;

b – ширина вихідного отвору (номінальне значення), b=0,04 м;

n_E – частота обертів ексцентрикового валу дробарки, n_E=5,15 $с^{-1}$;

B – ширина приймального отвору, B=0,425 м;

$D_{ср}$ – середньовзважений розмір шматків в початкового матеріалу, м;

α – кут захоплення матеріалу; α=20°.

Для дробарок, що працюють на рядовій гірській масі, переважно із шириною приймального отвору B=400 мм і більш середньозважений розмір шматків $D_{ср}$ можна визначити з виразу [10]:

$$D_{ср}=0,31\cdot B, \text{ мм;} \quad (2.9)$$

$$D_{ср}=0,31\cdot 425=132 \text{ мм}=0,132 \text{ м.}$$

Середньозважений розмір подрібненого матеріалу становить [10]:

$$d_{\text{СР}} = 0,8 \cdot b, \text{ мм;} \quad (2.10)$$

$$d_{\text{СР}} = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ мм.}$$

$$Q = \frac{1\cdot 0,0163\cdot 0,92\cdot 0,04\cdot 5,15\cdot (0,425+0,04)}{2\cdot 0,132\cdot \text{tg}20^0} = 0,01496 \text{м}^3/\text{с}=53,8 \text{ м}^3/\text{год.}$$

2.4 Розрахунок потужності й вибір електродвигуна щокової дробарки

Потужність необхідну для дроблення матеріалу щоковою дробаркою розраховують по емпіричних залежностях, виведеним на основі енергетичних законів дроблення. Виходячи із цього питомого зусилля дроблення, потужність дроблення дробарки зі складним рухом щоки знаходиться за формулою:

Розрахунок потужності основного приводу.

Візначаємо потужність[14]:

$$N = 12 \cdot L \cdot \text{H} \cdot r \cdot n_E, \quad (2.11)$$

де L – довжина приймального отвору, L=0,92 м;

H – висота камери дроблення, H=1,1 м;

r – ексцентриситет валу, r=0,012 м;

n_E – частота обертів ексцентрикового валу дробарки, n_E=309 хв$^{-1}$;

$$N = 12 \cdot 0,92 \cdot 1,1 \cdot 0,012 \cdot 309 = 45\text{кВт.}$$

Приймаємо трифазний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором закритого виконання типу 5АМ250S6, що працює від мережі змінного струму , $U_{ном}$=380 В , з параметрами: потужність N=45 кВт, номінальна частота обертання $n_{дв}$=1000хв$^{-1}$, $I_{ном}$=260 А, $J_{дв}$=1,2 кг·м², η=0,93.

Визначаємо моменти, діючі на дробарку

Попередньо знаходимо статичний момент який виникає під час дроблення:

$$M'_{ст} = \frac{N \cdot \eta}{\varpi_м}, \text{ кВт;} \qquad (2.12)$$

де N – необхідна потужність для дроблення N=45 кВт;

η – загальний ККД приводу η=0,93;

ω_e – кутова швидкість ексцентрикового вала :

$$\omega_e = \frac{n}{9{,}55}, \text{ рад/с;} \qquad (2.13)$$

де n – частота обертання ексцентрикового вала n=309 об/хв;

$$\omega_e = \frac{309}{9{,}55} = 32{,}3 \text{ рад/с,}$$

тоді:

$$M'_{ст} = \frac{45 \cdot 10^3 \cdot 0{,}93}{32{,}3} = \cdot 1295{,}6 \text{ Н м.}$$

Тоді приведений статичний момент приведений до валу електродвигуна буде дорівнювати [14]:

$$M_{ст} = \frac{M'_{ст}}{\eta \cdot i_р}, \text{Н м;} \qquad (2.14)$$

де η=0,96 –ККД пасової передачі;

$i_р$=3,5 – загальне передаточне число пасової передачі.

$$М_{ст} = \frac{1295,6}{0,96 \cdot 3,5} = \cdot 385,6 \text{ Н м.}$$

Динамічні моменти, що виникають під час розгону й гальмування визначаються по формулі:

$$М_{д(р)} = М_{д(Т)} = \frac{J \cdot \omega_{дв}}{t_р}, \text{ Н м,} \qquad (2.15)$$

де $t_р$ – час розгону(гальмування), згідно навантажувальної діаграми рисунок 2.1

$t_р$=18 с;

$\omega_{дв}$ – кутова швидкість двигуна, рад/с:

$$\omega_{дв} = \frac{n_{дв}}{9,55}, \text{ рад/с;} \qquad (2.16)$$

$$\omega_{дв} = \frac{1000}{9,55} = 104,7 \text{рад/с.}$$

J – приведений до валу двигуна момент інерції, який знаходимо по формулі:

$$J = J_{дв} + J_{ш1} + J_{ш2} + J_{др}, \qquad (2.17)$$

де $J_{дв}$=1,2 – момент інерції двигуна, кг·м^2;

$J_{ш1}$ – момент інерції ведучого шківа приведений до валу двигуна:

$$J_{ш1} = \frac{GD^2}{4g}, \text{ кг·м}^2; \qquad (2.18)$$

де G=1800 – вага ведучого шківа, Н;

D=0,355 – діаметр ведучого шківа, м,

$$J_{ш1} = \frac{1800 \cdot 0{,}355^2}{4 \cdot 9{,}81} = 5{,}7 кг \cdot м^2;$$

$J_{ш2}$ – момент інерції веденого шківа приведений до валу двигуна:

$$J_{ш2} = \frac{GD^2}{4g \cdot i_р^2}, кг \cdot м^2; \qquad (2.19)$$

де G=7000 – вага ведомого шківа, Н;

D=1,23 – діаметр ведомого шківа, м;

$i_р$=3,5 – загальне передаточне число пасової передачі,

$$J_{дв} = \frac{7000 \cdot 1{,}23^2}{4 \cdot 9{,}81 \cdot 3{,}5^2} = 22 кг \cdot м^2;$$

$J_{др}$ – момент інерції дробарки приведений до валу двигуна:

$$J_{др}=0{,}5\ J_{дв}=0{,}5 \cdot 1{,}2=0{,}6\ кг \cdot м^2.$$

Підставивши розраховані значення моментів інерції в формулу (2.17) отримаємо:

$$J=1{,}2+ 5{,}7 + 22 + 0{,}6=28{,}9\ кг \cdot м^2$$

Підставивши величини розраховані за формулами (2.16) та (2.17) в формулу (2.15) отримаємо динамічний момент:

$$\mathrm{M}_{\text{д(р)}} = \frac{28{,}9 \cdot 104{,}7}{18} = 168{,}1\ \text{Н·м.}$$

Визначаємо сумарний момент [14]:

$$M_{\Sigma(\text{л+с})} = \mathrm{M}_{\text{ст}} + \mathrm{M}_{\text{д}}., \text{Н} \cdot \text{м}; \qquad (2.20)$$

$$M_{\Sigma(\text{л+с})} = 385{,}6 + 168{,}1 = 553{,}7\text{Н} \cdot \text{м.}$$

По розрахованим величинам статичного та динамічного моментів будуємо навантажувальну діаграму (рисунок 2.1).

Еквівалентний момент буде дорівнювати [14]:

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{\mathrm{M}_{\text{р}}^2 \cdot t_{\text{р}} + \mathrm{M}_{\text{с}}^2 \cdot t_{\text{с}} + \mathrm{M}_{\text{г}}^2 \cdot t_{\text{г}}}{t_{\text{р}} + t_{\text{с}} + t_{\text{г}}}}\ , \text{Н·м,} \qquad (2.21)$$

де $M_р$=553,7 – момент розгону , Н·м (згідно навантажувальної діаграми рисунок 2.1);

$M_с$=385,6 – момент сталого режиму, Н·м (згідно навантажувальноїдіаграми рисунок 2.1);

$M_г$=217,5 – момент гальмування , Н·м (згідно навантажувальної діаграми рисунок 2.1);

$t_р$=18 – час розгону, с;

$t_с$=14000 – час сталого режиму, с;

$t_т$=18 – час гальмування, с;

$$M_{\text{E}} = \sqrt{\frac{553{,}7^2 \cdot 18 + 385{,}6^2 \cdot 14000 + 217{,}5^2 \cdot 18}{18 + 14000 + 18}} = 385{,}6\ \text{Н·м}$$

Тоді потужність двигуна згідно еквівалентного моменту:

$$P_{\text{дв}} = \frac{M_E \cdot \omega_н}{\eta}, \qquad \text{кВт;} \qquad (2.22)$$

де M_E – еквівалентний момент, Н;

$\omega_н$=104,7 – кутова швидкість двигуна, рад/с (формула 2.6);

η – загальний ККД приводу, η=0,93;

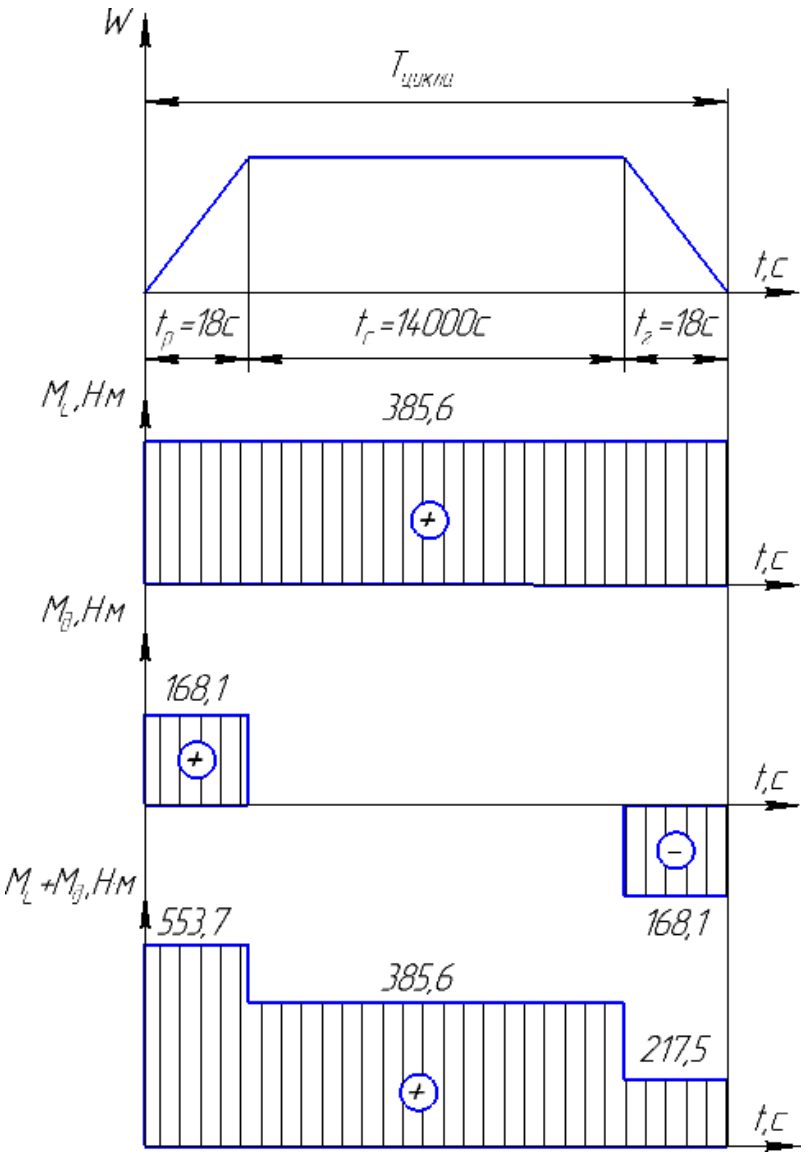


Рисунок 2.1 – Навантажувальна діаграма

$$P_{\text{дв}} = \frac{385{,}6 \cdot 104{,}7}{0{,}93} = 43400\text{Вт}=43{,}4\ \text{кВт}.$$

В зв’язку з тим, що допускається двократне перевантаження двигуна остаточно вибираємо трифазний асинхронний двигун з короткозамкненим ротором закритого виконання типу 5АМ250S6 з параметрами: N=45 кВт, $n_{дв}$=1000хв$^{-1}$, $U_{ном}$=380 В, $I_{ном}$=260 А, $J_{дв}$=1,2 кг·м², η=0,93.

В зв’язку з тим що привод дробарки працює в тривалому режимі з постійним навантаженням (рисунок 2.1) виконаємо перевірку на перевантаження:

$$\lambda = \frac{P_{\max}}{P_{н}} < 2, \tag{2.23}$$

де P_{max} = 43,4 кВт – розрахункова потужність приводу;

$P_н$=45 кВт – номінальна потужність приводу.

$$\lambda = \frac{43,4}{45} = 0,96 < 2.$$

Умова виконується.

Визначимо номінальній момент двигуна:

$$M_H = \frac{P_{дв.н}}{\varpi_{дв}} > M_E; \tag{2.24}$$

$$M_H = \frac{45 \cdot 10^3}{104,7} = 430 Н·м > 379 Н·м.$$

Умова перевірки на нагрів виконується.

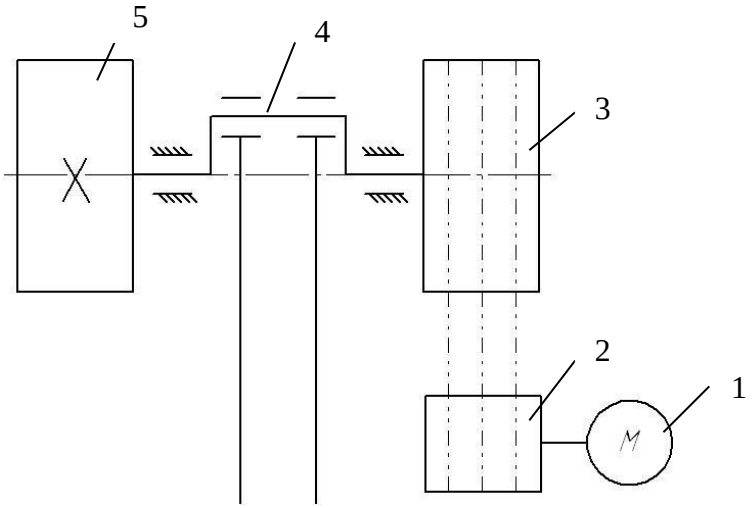
2.5 Вибір і розрахунок кінематичної схеми приводу щокової дробарки

Вихідні дані:

частота обертання приводного вала (електродвигуна) $n_1 = 1000$ хв$^{-1}$;

частота обертання ведомого ексцентрикового вала $n_2 = 309$ хв$^{-1}$;

потужність електродвигуна привода дробарки P=45 кВт.



1 – єлектродвигун; 2 – шків приводний; 3 – шків ведомий; ексцентриковий вал; 5 – плита,що рухається

Рисунок 2.2 – Кінематична схема привода щокової дробарки

Крутний момент на приводному валу (вал електродвигуна):

$$\mathrm{M}_1 = \mathrm{M}_{\text{ДВ}} = \frac{9550 \cdot \mathrm{P}}{n_1}, \qquad \text{Н·м;} \tag{2.25}$$

$$\mathrm{M}_1 = \mathrm{M}_{\text{ДВ}} = \frac{9550 \cdot 45}{1000} \approx 430 \text{Н·м.}$$

Загальне передатне число привода розраховується з наступної формули [5]:

$$U = \frac{n_1}{n_2}; \tag{2.26}$$

$$U = \frac{1000}{290} = 3{,}4.$$

Отримане значення округляємо до стандартного U=3,5.

Крутний момент, переданий ведомим шківом пасової передачі, розраховуємо з формули [12]:

$$M_2 = M_1 \cdot U \cdot \eta_{ПАС}, \text{ Н·м}, \quad (2.27)$$

де $\eta_{ПАС}$ – ККД пасової передачі, $\eta_{ПАС}$=0,96.

$$M_2 = 430 \cdot 3{,}5 \cdot 0{,}96 = 1445 \text{Н·м}.$$

Визначаємо тип клинового паса за переданим крутним моментом M_1.

Приймаємо клиновий пас нормального перетину типа С(В) з параметрами [18]:

W – величина нормального поперечного перерізу паса, W=22 мм;

W_P – величина нормального поперечного перерізу паса на рівні нейтральної лінії, W_P=19 мм;

T_0 – висота перетину паса, T_0=14 мм.

A – площа поперечного перетину паса, A=230 мм^2;

m – вага 1 м довжини паса, m=0,3 кг/м;

d_{1min} – мінімальний діаметр ведучого шківа, d_{1min}=200 мм.

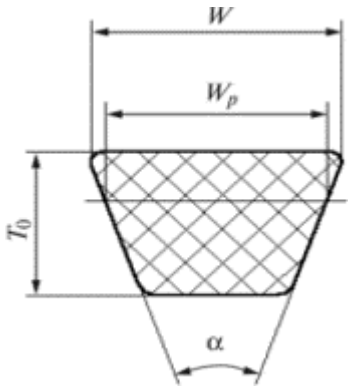


Рисунок 2.3 – Перетин клинового пасу нормального перетину типа С(В)

Визначимо діаметр приводного (малого) шківа за величиною переданого крутного моменту:

$$d_1 = \mathrm{C} \cdot \sqrt[3]{M_1 \cdot 10^3}, \text{ мм}, \quad (2.28)$$

де С – коефіцієнт пропорційності для ременів нормального перетину,

С=(3…5);

$$d_1 = (3...5) \cdot \sqrt[3]{430 \cdot 10^3} = (227...377) \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр приводного (малого) шківа рівним d_1=355 мм.

Діаметр ведомого шківа [12]:

$$d_2 = d_1 \cdot U \cdot (1 - \varepsilon), \text{ мм}, \quad (2.29)$$

де ε– відносне ковзання паса, для пасових передач із регульованим натягом паса приймаємо ε=0,01.

$$d_2 = 355 \cdot 3{,}5 \cdot (1 - 0{,}01) = 1230 \text{ мм}.$$

Приймаємо d_2=1250 мм.

Уточнення передатного числа знаходемо з виразу:

$$U_\Phi = \frac{d_2}{d_1}; \quad (2.30)$$

$$U_\Phi = \frac{1250}{355} = 3{,}521.$$

Відхилення передатного числа від номінального знаходемо з формули [12]:

$$\Delta U = \frac{(U_Ф - U)}{U} \cdot 100\% \leq 5\%; \quad (2.31)$$

$$\Delta U = \frac{(3{,}521 - 3{,}5)}{3{,}5} \cdot 100\% = 0{,}6 < 5\%.$$

Відхилення передатного числа в межах допустимого значення, умову виконано.

Попереднє значення міжосьової відстані відкритої передачі розраховуємо в діапазоні [12]:

$$a_{min} = 0{,}55 \cdot (d_1 + d_2) + T_0, \text{ мм}; \quad (2.32)$$

$$a_{max} = (1...2) \cdot (d_1 + d_2), \text{ мм}, \quad (2.33)$$

де T_0 – висота перетину паса, T_0=13,5 мм.

$$a_{min} = 0{,}55 \cdot (355 + 1250) + 14 = 897 \text{ мм};$$

$$a_{max} = (1...2) \cdot (355 + 1250) = (1605...3210) \text{ мм}.$$

Приймаємо а=2000 мм.

Довжину паса (без обліку припуску на з'єднання кінців) знаходемо з формули [12]:

$$L_P = 2 \cdot a + 0{,}5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_1 + d_2)^2}{4 \cdot a}, \text{ мм}; \quad (2.34)$$

$$L_P = 2 \cdot 2000 + 0{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot (355 + 1250) + \frac{(1250 - 355)^2}{4 \cdot 2000} = 6620 \text{ мм}.$$

Отриману розрахункову довжину паса L_P округляємо до найближчого стандартного значення, а потім уточнюємо міжосьову відстань.

Приймаємо довжину паса зі стандартного ряду L_P=6700 мм [18].

Уточнену (дійсну) міжосьову відстань знаходимо з виразу [12]:

$$a_y = 0{,}125 \cdot [2 \cdot L_P - \omega + \sqrt{[2 \cdot L_P - \omega^2] - 8 \cdot y}], \text{ мм}, \quad (2.35)$$

де
$$\omega = \pi \cdot (d_1 + d_2), \text{мм}; \quad (2.36)$$

$$\omega = 3{,}14 \cdot (355 + 1250) = 5039{,}7 \text{ мм};$$

$$y = (d_2 - d_1)^2, \text{мм}^2; \quad (2.37)$$

$$y = (1250 - 355)^2 = 801025 \text{ мм}^2.$$

Уточнена (дійсна) міжосьова відстань:

$$A_y = 0{,}125 \cdot \left(2 \cdot 6700 - 5039{,}7 + \sqrt{[2 \cdot 6700 - 5039{,}7]^2 - 8 \cdot 801025}\right) =$$
$$= 2041 \text{ мм}.$$

Кут охоплення меньшого шківа знаходемо з формули [20]:

$$\phi = 180^0 - 57^0 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a_y} \geq 120^0, \quad (2.38)$$

$$\phi = 180^0 - 57 \cdot \frac{1250 - 355}{2041} = 155^0 > 120^0.$$

Кут охоплення в межах допустимих значень.

Вибираємо клиновий пас перетином С(В) з довжиною L_P=6700 мм із кордшнуром у несучому шарі.

Пас С(В)–6700 IV ГОСТ 1284.1 – 89[18].

Колову швидкість паса знаходемо з формули [20]:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \text{ м/с;} \quad (2.39)$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}355 \cdot 1000}{60} = 18{,}57 \text{м/с.}$$

Число пасів, яке необхідні для передачі необхідної потужності [12]:

$$Z = \frac{P \cdot C_P}{[P]} = \frac{P \cdot C_P}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_Z}, \quad (2.40)$$

де P_0 – потужність, що допускається для передачі одним пасом, кВт;

P_0=14,8 кВт [14];

C_L – коефіцієнт, що враховує вплив довжини паса, C_L=1,04 [12];

C_P – коефіцієнт режиму роботи, C_P=1,6 [12];

C_α – коефіцієнт, що враховує кут охоплення малого шківа,

C_α=0,93 [12];

C_Z – коефіцієнт, що враховує число пасів у передачі, C_Z=0,85 [12].

$$Z = \frac{45 \cdot 1{,}6}{11{,}1 \cdot 1{,}04 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}85} = 7{,}88 \text{ (пасів).}$$

Приймаємо Z=8 пасів.

Остаточно приймаємо пас С(В)–6700 IV ГОСТ 1284.1 – 89.

Попередній натяг кожної гілки клинового паса знаходимо за формулою [12]:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_P \cdot C_L}{Z \cdot V \cdot C_\alpha} + \theta \cdot V^2, \text{ Н,} \quad (2.41)$$

де θ – коефіцієнт, що враховує вплив центобіжних сил, приймається в залежності від типу перетину паса, при пасі типу С(В) приймаємо θ=0,3 [12].

$$F_0 = \frac{850 \cdot 45 \cdot 1{,}6 \cdot 1{,}04}{8 \cdot 18{,}57 \cdot 0{,}93} + 0{,}3 \cdot 18{,}57^2 = 560\text{Н}.$$

Силу, що діє на вал від пасової передачі знаходимо за формулою [12]:

$$S_B = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin\frac{\alpha}{2}, \text{ Н}; \qquad (2.42)$$

$$S_B = 2 \cdot 560 \cdot 8 \cdot \sin\frac{155^0}{2} = 8750 \text{ Н}.$$

2.6 Розрахунки навантажень, що діють на елементи щокової дробарки

Вихідні дані:

Потужність електропривода	Р=45 кВт.
Кут захоплення	$\alpha = 20^0$.
Частота обертання ексцентрикового вала	$n = 5{,}15\text{с}^{-1}$.
Рух щоки в розвантажувальному отворі	$S_Н$=0,011 м.
Ексцентриситет вала	r=12 мм=0,012м.
ККД дробарки	η=0,85.
Кут між розпірною плитою та горизонтальною площиною	$\beta = 20^0$.

Визначення зусилля дроблення Q проводиться з вираження роботи дроблення [22]:

$$\text{Р}_\text{Р} = \frac{2 \cdot A}{S_{\text{СР}}}.$$

Однак за експериментальними даними уточнене значення максимального зусилля визначається з виразу [22]:

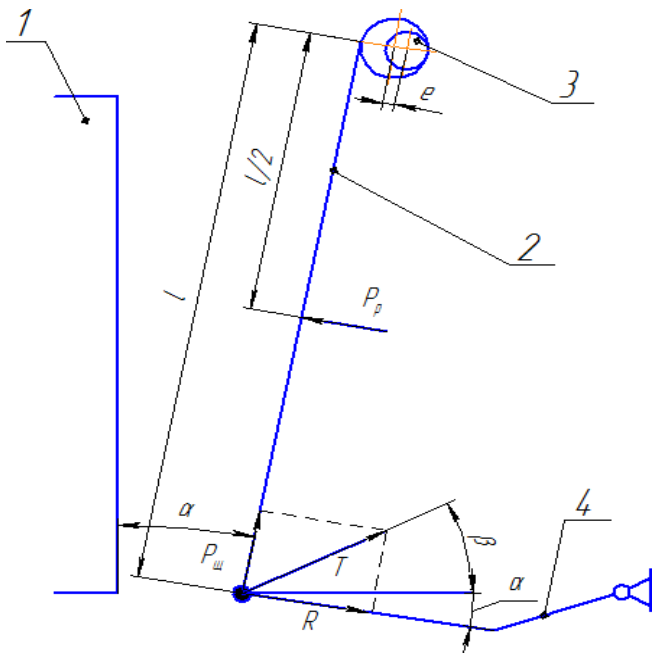
$$P_P = \frac{4{,}1 \cdot P \cdot \eta}{n \cdot (S_H + 2 \cdot e) \cdot \cos\alpha}, \text{ кН.} \qquad (2.43)$$

Підставив відомі значення, отримаємо:

$$P_P = \frac{4{,}1 \cdot 45 \cdot 0{,}85}{5{,}15 \cdot (0{,}011 + 2 \cdot 0{,}012) \cdot \cos 20^0} = 926 \text{ кН.}$$

Для запобігання неправильного спрацьовування запобіжних пристроїв, на випадок попадання не дроблених тіл, отримане значення рекомендується збільшити в 1,5 рази, тому остаточно вираження для максимального зусилля можна записати:

$$P_{Pmax} = 1{,}5 \cdot P_P = 1{,}5 \cdot 926 = 1389 \text{ кН.}$$



1 – щока нерухома; 2 – щока рухома; 3 – вал ексцентриковий; 4 – опорна плита.

Рисунок 2.4 – Схема до розрахунків навантажень, що діють на елементи щокової дробарки

Найбільше зусилля, що діє по розпірній плиті в ЩДС розраховують з виразу [22]:

$$T_{max} = \frac{P_{Pmax}}{2 \cdot \cos(\alpha+\beta)}, \text{ кН}, \quad (2.44)$$

де β – кут між розпірною плитою та горизонтальною площиною, $\beta=20^0$;

$$T_{max} = \frac{1389}{2 \cdot \cos(20^0+20^0)} = 907 \text{ кН}.$$

Зусилля, що діє уздовж рухливої щоки на ексцентриковий вал, визначають по формулі та використовується для розрахунків ексцентрикового вала на розтягування [17].

$$P_{Щmax} = T_{max} \cdot \sin(\alpha + \beta), \quad (2.45)$$

$$P_{Щmax} = 907 \cdot \sin(20^0 + 20^0) = 583 \text{ кН}.$$

2.7 Розрахунок ексцентрикового валу

Ексцентриковий вал розраховують на одночасну дію від моменту вигину та кручення вала в небезпечних перетинах.

Вихідні дані до розрахунку:

– вага маховика G_M=2050 кг=20500 Н=20,5 кН;

– зусилля в шатуні $P' = \frac{P_{Щmax}}{2} = \frac{583}{2} = 291,5$кН;

– зусилля від пасової передачі S_B=8750 Н=8,75 кН;

– плечі сил l_1=368 мм; l_2=260 мм; l_3=428 мм;

– крутний момент на валу ексцентрикового вала $M_2 = 1445$Н·м;

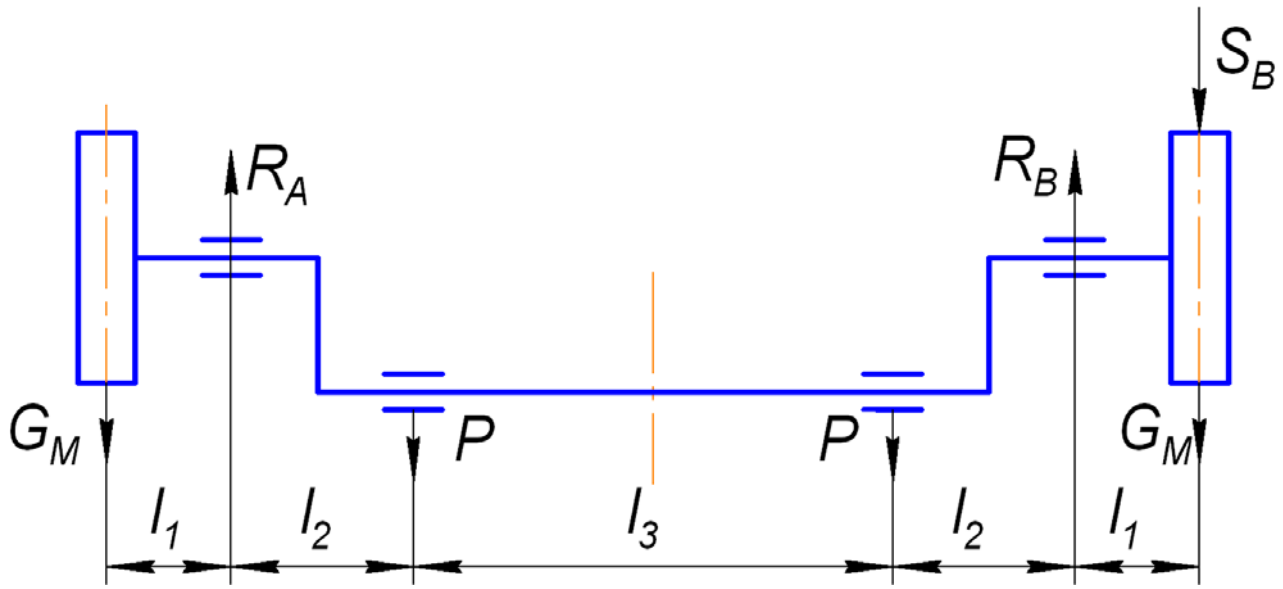


Рисунок 2.5 – Схема навантаження ексцентрикового валу

$$L = 2 \cdot l_2 + l_3 = 2 \cdot 260 + 428 = 948 \text{ мм.}$$

Визначимо значення реакцій опор R_A та R_B використовуючи розрахункову схему (рисунок 2.5) та вихідні дані до розрахунку.

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-\mathrm{P} \cdot l_2 - \mathrm{P} \cdot (l_2 + l_3) + R_B \cdot (2 \cdot l_2 + l_3) - G_M \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) -$$
$$-S_B \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) + G_M \cdot l_1 = 0;$$

$$R_B = \frac{\mathrm{P} \cdot l_2 + \mathrm{P} \cdot (l_2 + l_3) + G_M \cdot (l_1 + L) + S_B \cdot (l_1 + L) - G_M \cdot l_1}{L};$$

$$R_B = \frac{291,5 \cdot 260 + 291,5 \cdot (260 + 428) + 20,5 \cdot (368 + 948) + 8,75 \cdot (368 + 948) - 20,5 \cdot 368}{948} =$$

=324 кН

R_B=324 кН.

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-G_M \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2 + l_3) - R_\text{A} \cdot (2 \cdot l_2 + l_3) + \text{P} \cdot (l_2 + l_3) + \text{P} \cdot l_2 - G_M \cdot l_1 - -S_B \cdot l_1 = 0;$$

$$R_\text{A} = \frac{G_M \cdot (l_1 + L) + \text{P} \cdot (l_2 + l_3) + \text{P} \cdot l_2 - G_M \cdot l_1 - S_B \cdot l_1}{L};$$

$$R_\text{A} = \frac{20{,}5 \cdot (368+948) + 291{,}5 \cdot (260+428) + 291{,}5 \cdot 260 - 20{,}5 \cdot 368 - 8{,}75 \cdot 368}{948} = 308{,}75 \text{ кН}$$

R_A=308,75 кН.

Перевірка:

$$-G_M + R_A - P - P + R_B - G_M - S_B = 0;$$

$$-20,5 + 308{,}75 - 291,5 - 291,5 + 324 - 20,5 - 8{,}75 = 0.$$

Проведемо розрахунок моментів вигину по небезпечним перетинам (рисунок 2.5).

Згинаючі моменти по небезпечним перетинам:

претин I:

$$\text{M}_\text{B} = -G_M \cdot l_1;$$

$$\text{M}_\text{B} = -20,5 \cdot 0{,}368 = -7{,}544 \text{кН·м};$$

претин II:

$$\text{M}_\text{B} = -G_M \cdot (l_1 + l_2) + R_A \cdot l_2;$$

$$\text{M}_\text{B} = -20,5 \cdot (0{,}368 + 0{,}26) + 308{,}75 \cdot 0{,}26 = 67,4 \text{кН·м};$$

претин III:

$$\mathrm{M_B} = -G_M \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + R_A \cdot (l_2 + l_3) - \mathrm{P} \cdot l_3;$$

$$\mathrm{M_B} = -20,5 \cdot (0{,}368 + 0{,}26 + 0{,}428) + 308{,}75 \cdot (0{,}26 + 0{,}428) - -291,5 \cdot 0{,}428 = 66\text{кН·м};$$

претин III:

$$\mathrm{M_B} = -G_M \cdot (l_1 + l_2) - S_B \cdot (l_1 + l_2) + R_B \cdot l_2;$$

$$\mathrm{M_B} = -20,5 \cdot (0{,}368 + 0{,}260) - 8{,}75 \cdot (0{,}368 + 0{,}26) + +324 \cdot 0{,}26 = 66\text{кН·м};$$

претин IV:

$$\mathrm{M_B} = -S_B \cdot l_1 - G_M \cdot l_1;$$

$$\mathrm{M_B} = -8{,}75 \cdot 0{,}368 - 20,5 \cdot 0{,}368 = -10{,}764 \text{ кН·м}.$$

Згідно отриманим значенням креслимо епюри згинальних і крутних моментів (рисунок 2.6).

Умова міцності згідно з четвертою теорією міцності [12]:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_B^2 + 3 \cdot \tau_{KP}^{\ 2}} \le [\sigma], \text{ МПа}, \qquad (2.46)$$

де σ_B – напруження вигину вала;

τ_{KP} – напруження кручення вала;

$[\sigma]$ – максимально допустиме напруження матеріалу валу (відповідно до межі плинності), для сталі 40Х:

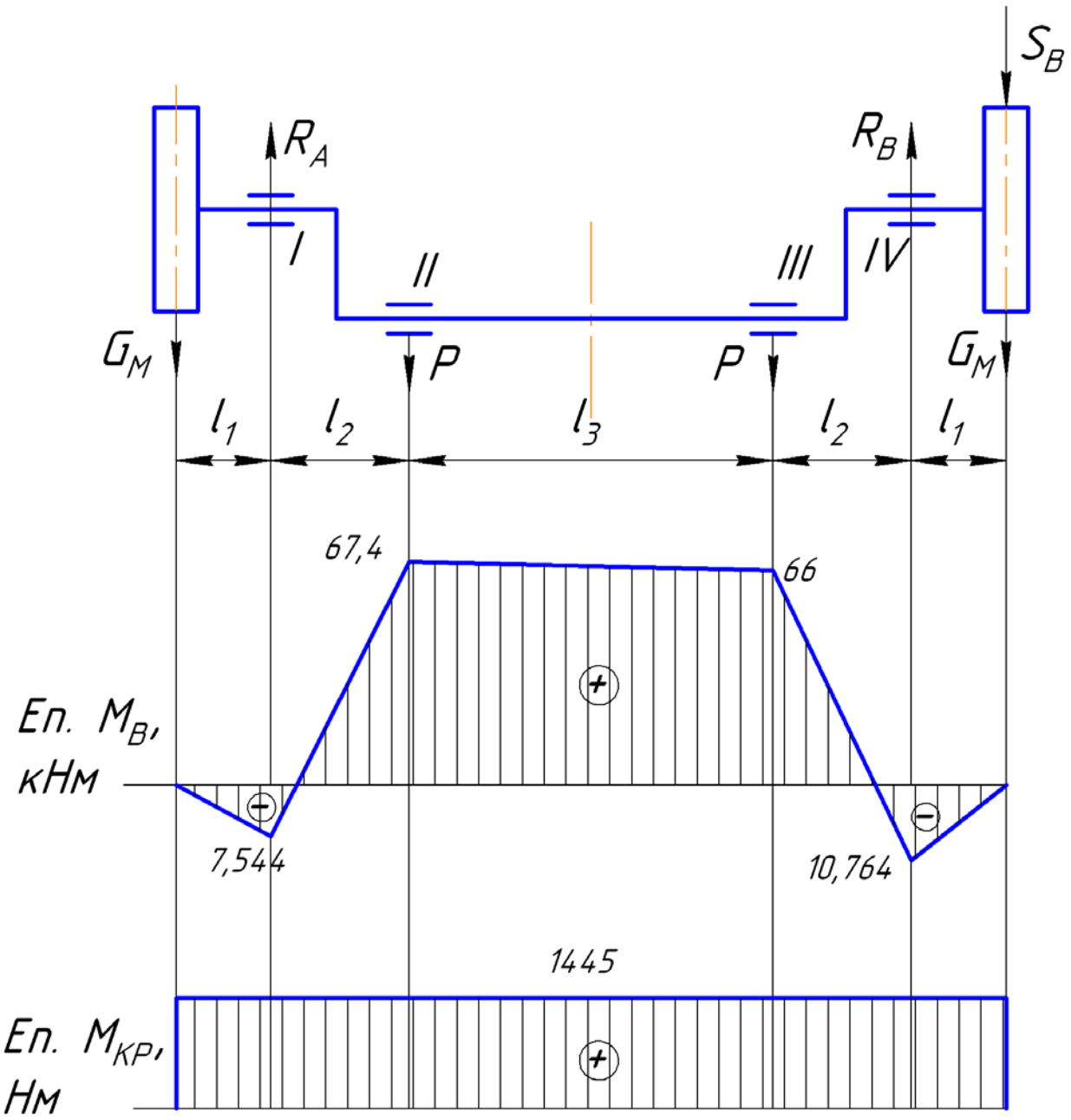


Рисунок 2.6 – Схема навантаження та, епюр згинальних та крутних моментів, що діють на вал

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{ДОП}}}{n} = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{n} = \frac{540}{5} = 104\text{МПа},$$

де n=5 – коефіцієнт запасу міцності.

$$\sigma_{\text{В}} = \frac{\text{М}_{\text{В}}}{0{,}1 \cdot d^3}, \text{ МПа,} \qquad (2.47)$$

де $\text{М}_{\text{В}}$ – значення моменту вигину в небезпечному перетині;

d – діаметр вала в небезпечному перетині.

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{\text{М}_{\text{КР}}}{0{,}2 \cdot d^3}, \text{ МПа,} \qquad (2.48)$$

де $\text{М}_{\text{КР}}$ – значення крутного моменту на валу в небезпечному перетині.

Перетин І:

$\text{М}_{\text{В}}$=7,544 кН·м=7544 Н·м; $\text{М}_{\text{КР}}$=1445 Н·м; d=160 мм.

$$\sigma_{\text{В}} = \frac{7544}{0{,}1 \cdot 0{,}16^3} = 18{,}42 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{1445}{0{,}2 \cdot 0{,}16^3} = 1{,}76 \text{МПа;}$$

$$\sigma_{\text{Е}} = \sqrt{18{,}42^2 + 3 \cdot 1{,}76^2} = 18{,}67 < [\sigma] = 104 \text{ МПа.}$$

Перетин ІІ:

$\text{М}_{\text{В}}$=67,4 кНм=67400 Нм; $\text{М}_{\text{КР}}$=1445 Нм; d=200 мм.

$$\sigma_{\text{В}} = \frac{67400}{0{,}1 \cdot 0{,}2^3} = 84{,}25 \text{ МПа;}$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{1445}{0{,}2 \cdot 0{,}2^3} = 0{,}9 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{E}} = \sqrt{84,25^2 + 3 \cdot 0,9^2} = 84,26 < [\sigma] = 104\text{МПа}.$$

Перетин III:

M_B=66 кНм=66000 Нм; $M_{КР}$=1445 Нм; d=200 мм.

$$\sigma_{\text{B}} = \frac{66000}{0,1 \cdot 0,2^3} = 82,5 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{1445}{0,2 \cdot 0,2^3} = 0,9\text{МПа};$$

$$\sigma_{\text{E}} = \sqrt{82,5^2 + 3 \cdot 0,9^2} = 82,51 < [\sigma] = 104\text{МПа}.$$

Перетин IV:

M_B=10,764 кНм=10764 Нм; $M_{КР}$=1445 Нм; d=160 мм.

$$\sigma_{\text{B}} = \frac{10764}{0,1 \cdot 0,16^3} = 26,28 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{КР}} = \frac{1445}{0,2 \cdot 0,16^3} = 1,76 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{E}} = \sqrt{26,28_B^2 + 3 \cdot 1,76^2} = 26,45 < [\sigma] = 104\text{МПа}.$$

Розрахунки вказують, що ексцентриковий вал має незначний запас міцності при максимальному напруженні ($\sigma_{\text{E}} = 84,26$ МПа $< [\sigma] = 104$ МПа), що складає 19% запасу міцності.

Приймаємо призматичні шпонки виконання В із плоскими торцями за ГОСТ 23360–78.

Перевірка шпонки на зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_{\text{КР}} \cdot 10^3}{d \cdot t_2 \cdot l_P} < [\sigma_{\text{см}}], \text{МПа}, \quad (2.49)$$

де $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа – допустиме напруження, на зминання [8];

l=140 мм – робоча довжина шпонки.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 1445 \cdot 10^3}{140 \cdot 8{,}4 \cdot 140} = 17{,}55 \text{ МПа } [\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Таблиця 2.1 – Параметри шпонкового з'єднання

Вал	Ділянка	Діаметр, мм	Крутний момент, Н·м	Розміри шпонки, мм		
				$t \times b \times l_P$	t_1	t_2
Ексцентри–ковий	хвостовик	d=140	$T_{КР}$=1445	36x20x140	12	8,4

Перевірка шпонки на зріз [20]:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_{H2} \cdot 10^3}{d_K \cdot b \cdot l_P} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{МПа}, \quad (2.50)$$

де $[\tau_{\text{ср}}] = 90$ МПа – допустиме напруження на зріз [20].

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 1445 \cdot 10^3}{140 \cdot 36 \cdot 140} = 4{,}1 \text{МПа } [\tau_{\text{ср}}] = 90 \text{МПа}.$$

Умови на зминання й зріз виконуються.

2.8 Визначення максимального зусилля дроблення

Максимальне зусилля дроблення визначаємо по формулі [22]:

$$Q_{\max} = \frac{\sigma^2 \cdot L \cdot (D^2 - d^2)}{1{,}9 \cdot E \cdot S_1}, \text{ Н}, \qquad (2.51)$$

де σ - межа міцності шматка, що дробиться, $\sigma = 100 \cdot 10^6$ Па;

L - довжина камери дроблення, L=0,92 м;

E - модуль пружності матеріалу, що дробиться, $E = 45000 \cdot 10^6$ Па;

S_1 – хід щоки в місці дедіє максимальне зусилля дроблення, S_1=0,0163м;

D - розмір вихідного матеріалу, D=0,132 м;

d - розмір готового продукту, d=0,032 м.

$$Q_{\max} = \frac{(100 \cdot 10^6)^2 \cdot 0{,}92 \cdot (0{,}132^2 - 0{,}032^2)}{1{,}9 \cdot 45000 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0163} = 105300 \text{ Н}.$$

2.9 Розрахунок на міцність плити, що дробить

Розрахунок плити аналогічний розрахунку балки, що шарнірно опирається на дві опори: вісь підвісу (ексцентриковий вал) і розпірну плиту. Силу Т діючу уздовж осі розпірної плити можна розкласти на складові $T_к$, що діє уздовж нейтральної осі, і T_n діючу по нормалі до неї (рисунок 2.7). Остання буде викликати напруження вигину в плиті, а $T_к$ - напруження розтягання, яке визначаємо по формулі [22]:

$$\sigma = \frac{M_{зг.max}}{W} + \frac{T_k}{F} \qquad (2.52)$$

де W – момент опору перетину плити, м^3; F – площа перетину плити, м^2.

Перевірці піддається перетин I-I у зоні дії зусилля, що дробить Q_{max} (рисунок 2.7).

Візьмемо момент навколо точки А (рисунок 2.8) , $\sum M_A = 0$;

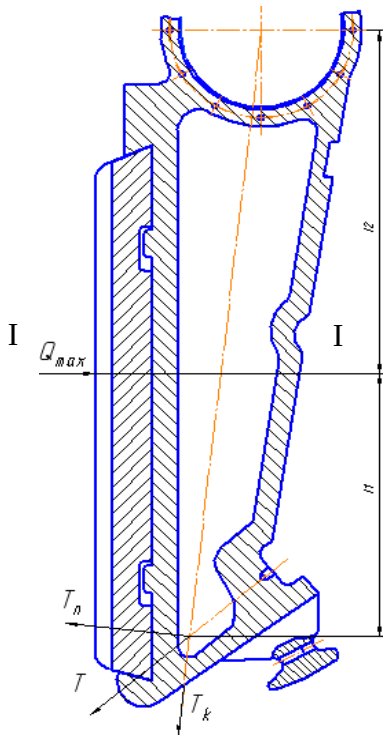


Рисунок 2.7 – Розрахунковий перетин рухливої щоки

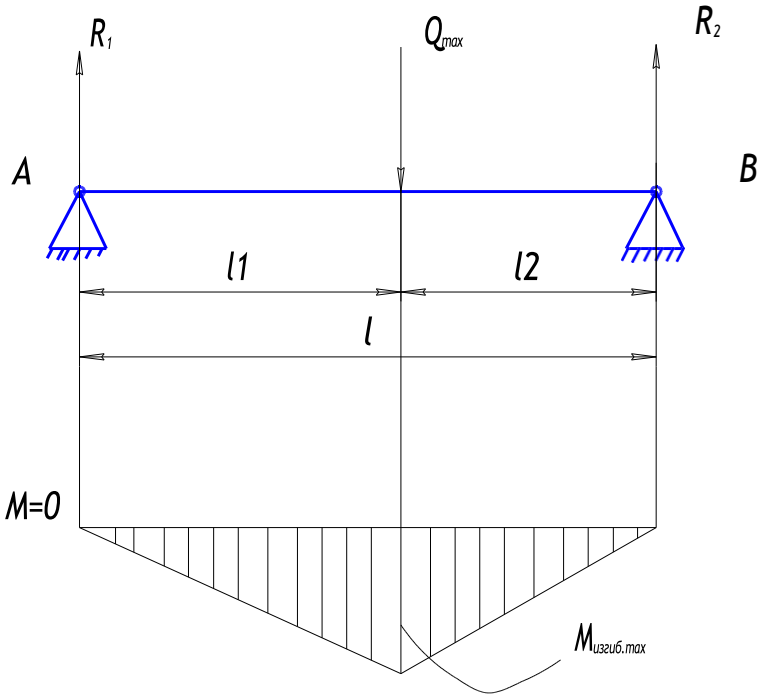


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема рухливої щоки

$$R_2 \cdot (l_2 + l_1) - Q \cdot l_1 = 0;$$

$$R_2 = \frac{Q \cdot l1}{l_1 + l_2}, \text{ кН;} \qquad (2.53)$$

$$R_2 = \frac{105{,}3 \cdot 700}{700+900} = 46 \text{кН.}$$

Візьмемо момент навколо точки А ,$\sum M_B = 0$;

$$Q \cdot l_2 - R_1 \cdot (l_2 + l_1) = 0$$

$$R_1 = \frac{Q \cdot l_2}{l_1 + l_2}, \text{ кН;} \qquad (2.54)$$

$$R_1 = \frac{105{,}3 \cdot 900}{700+900} = 59{,}2 \text{ кН.}$$

$$0 \le x_1 \le 700;$$

$$\Sigma M_B = 0, \quad -R_1 \cdot x_1 = 0, [41{,}5] \text{ кН·м.}$$

$$0 \le x_1 \le 900;$$

$$\Sigma M_A = 0, \quad -R_2 \cdot x_2 = 0, [41{,}5] \text{ кН·м.}$$

Отже, $M_{зг.max} = 41,5$кН·м, $T_n = R_2$, $T_k = R_2$(рисунок 2.9).

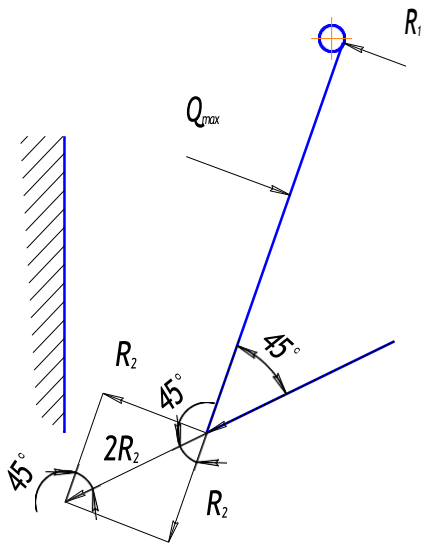


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема для визначення зусилля в деталях щокової дробарки

Розрахуємо плиту, що дробить, на міцність у перетині I-I (рисунок 2.7).

З метою спрощення, розрахунок проведемо в системі тривимірного моделювання КОМПАС-3D. Для цього попередньо побудуємо 3D модель плити із трикутним перетином (рисунок 2.10) і плити із трапецеїдальним перетином (рисунок 2.11).

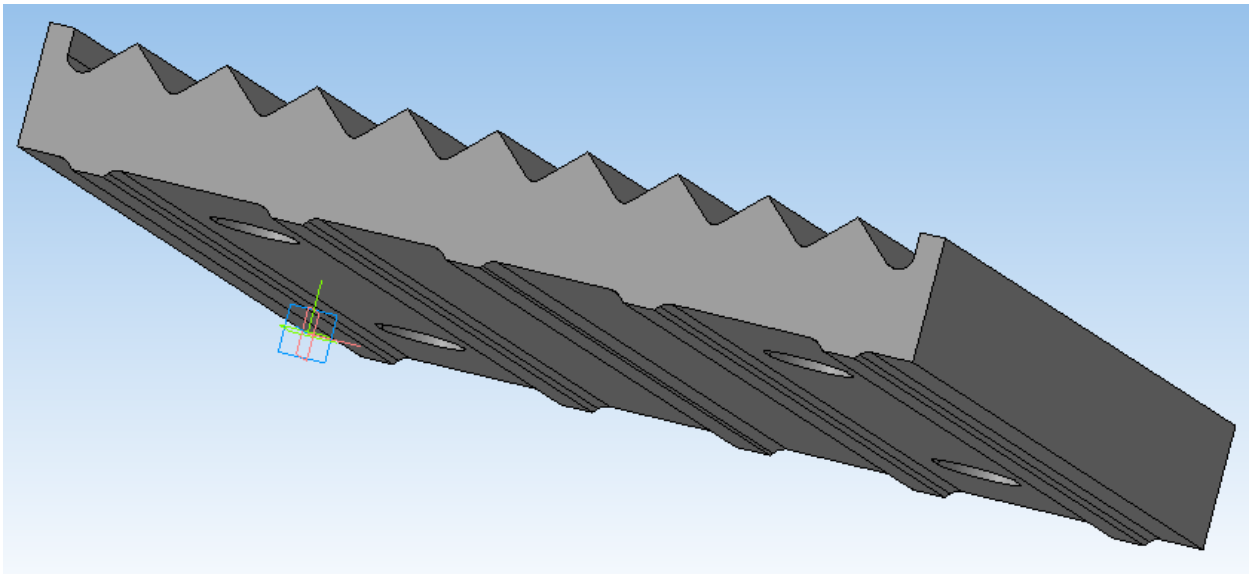


Рисунок 2.10 – 3D модель плити із трикутним перетином

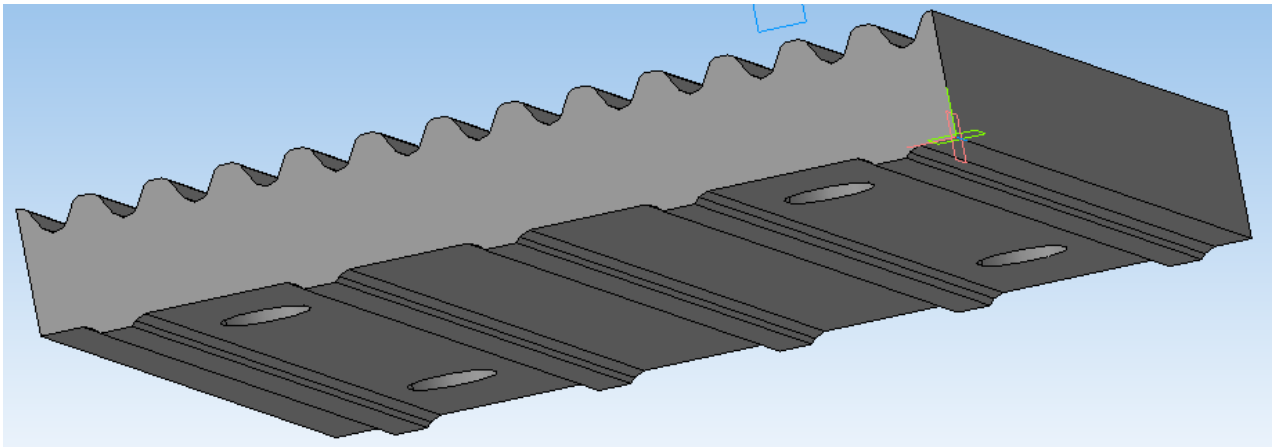


Рисунок 2.11 – 3D модель плити із трапецеїдальним перетином

В наслідок розрахунку одержимо наступні дані:

для плити із трикутним перетином (рисунок 2.12):

$$y_c = 54\,\text{мм},\ z_c = 700\,\text{мм},$$

$$J_y = 990{,}8 \cdot 10^6\,\text{мм}^4,\ J_z = 328{,}4 \cdot 10^6\,\text{мм}^4;$$

для плити із трапецеїдальним перетином (рисунок 2.13):

$$y_c = 58\,\text{мм},\ z_c = 700\,\text{мм},$$

$$J_y = 1193{,}2 \cdot 10^6\,\text{мм}^4,\ J_z = 388{,}3 \cdot 10^6\,\text{мм}^4,$$

де y_c, z_c – координати центра ваги плити;

J_y, J_z – осьові моменти інерції плити.

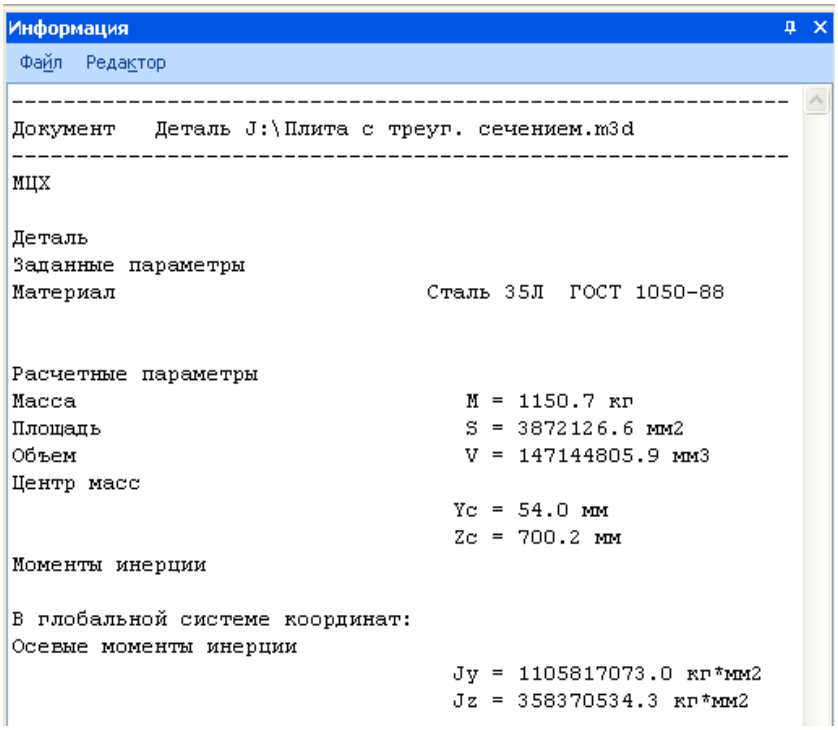


Рисунок 2.12 – Данні отриманні внаслідок розрахунку плити з трикутним перетином

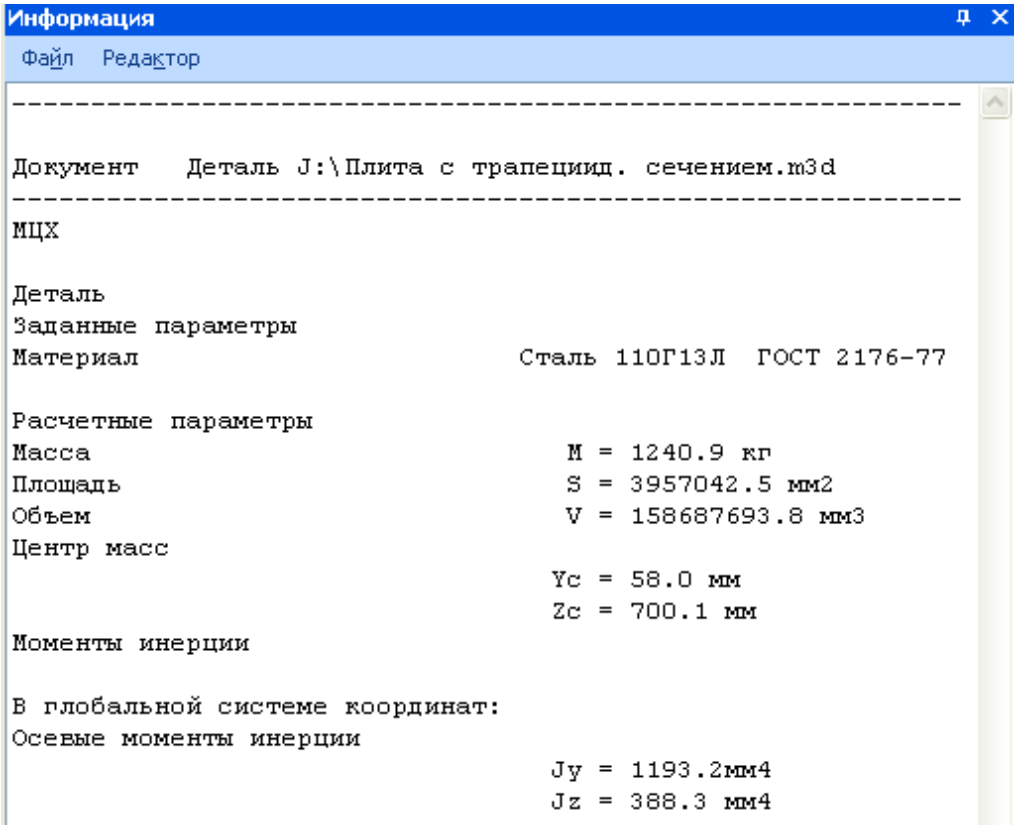


Рисунок 2.13 – Данні отриманні внаслідок розрахунку плити з трапецеїдальним перетином

W_z визначають по формулі:

$$W_z = \frac{J_z}{z_c}, \text{ м}^3. \quad (2.56)$$

Для плити із трикутним перетином:

$$W_y = \frac{990{,}8 \cdot 10^6}{54} = 18{,}3 \cdot 10^{-3} \text{м}^3;$$

$$W_z = \frac{328{,}4 \cdot 10^6}{700} = 0{,}47 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3;$$

$$W = 18{,}3 \cdot 10^{-3} + 0{,}47 \cdot 10^{-3} = 18{,}7 \cdot 10^{-3} \text{м}^3.$$

Для плити із трапецеїдальним перетином:

$$W_y = \frac{1193{,}2 \cdot 10^6}{58} = 20{,}57 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

$$W_z = \frac{388{,}3 \cdot 10^6}{700{,}1} = 0{,}55 \cdot 10^{-3} \text{м}^3;$$

$$W = 20{,}57 \cdot 10^{-3} + 0{,}55 \cdot 10^{-3} = 21{,}12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Отже визначаємо напруження розтягнення:

Для плити із трикутним перетином:

$$\sigma = \frac{41{,}4 \cdot 10^3}{18{,}7} + \frac{46 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^{-3}} = 2{,}6 \text{ МПа.}$$

Матеріал плити із трикутним перетином сталь 30Л з допустимим напруженням [σ]=490 МПа. Порівнявши його з отриманим шляхом розрахунків напруженням можна зробити висновок, що міцність рухливої щоки достатня.

Для плити із трапецеїдальним перетином:

$$\sigma = \frac{41{,}4 \cdot 10^3}{21{,}12} + \frac{46 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^{-3}} = 1{,}4 \text{ МПа.}$$

Матеріал плити із трапецеїдальним перетином сталь 110Г13Л з допустимим напруженням [σ]=700 МПа. Порівнявши його з отриманим шляхом розрахунків напруженням можна зробити висновок, що міцність рухливої щоки достатня.

Виконавши розрахунки на міцність та порівнявши напруження в небезпечному перерізі плит із трикутним та з трапецеїдальним перетином можна зробити висновок, що плити із трапецеїдальним перетином випробовують на 53 % менші навантаження і тому є більш надійними та дозволять збільшити міжнеремонтні періоди дробарки, а значить зменшити простої лінії розкислювачів в цілому.

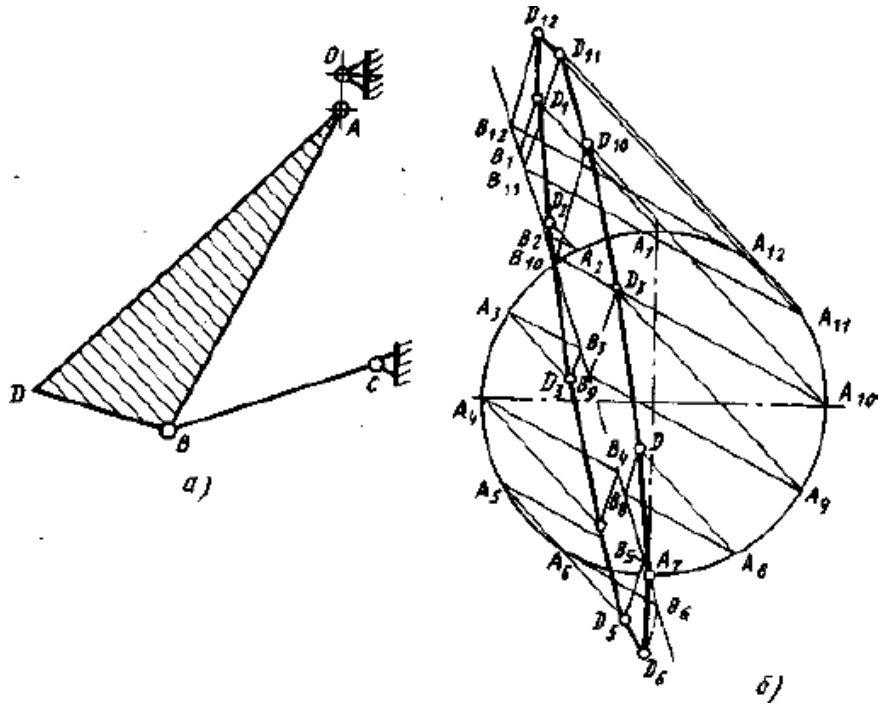
3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Аналітичні розрахунки параметрів шокової дробарки

При конструюванні щокових дробарок, розрахованих по наведених рекомендаціях, значення параметрів (ходу стискання, частоти обертання вала, кута захоплення) необхідно зіставляти з даними аналізу фактичної траєкторії руху рухливої щоки.

У спеціальній технічній літературі містяться деякі рекомендації з даного питання. Зупинимося на методах аналізу кінематики дробарок зі складним рухом рухливої щоки.

Графічний аналіз кінематики виконується шляхом побудови траєкторії руху якої-небудь точки рухливої щоки в збільшеному розмірі відомим методом шаблонів, де дуги більших розмірів заміняють прямими лініями. Для цього будують у масштабі кінематичну схему дробарки (рисунок 3.1, а) і у великому масштабі окружність радіусом, який дорівнює ексцентриситету вала, котру ділять на довільне число частин, у цьому випадку 12 (рисунок 3.1, б).



а - кінематична схема дробарки; б - траєкторія руху точки рухливої щоки

Рисунок 3.1 - Графічна побудова траєкторії руху точки рухливої щоки

Рух точки В. загальної для рухливої щоки й розпірної плити, відбувається по дузі окружності радіусом ВС. Цю дугу заміняють прямою лінією, яку проводять перпендикулярно до розпірної плити ВС і яка січе окружність у довільному місці. Оскільки точка В жорстко пов'язана із точкою А, що рухається по окружності, то з положень точки А на окружності проводять прямі, перпендикулярні відрізку АВ до перетинання з лінією руху точки В.

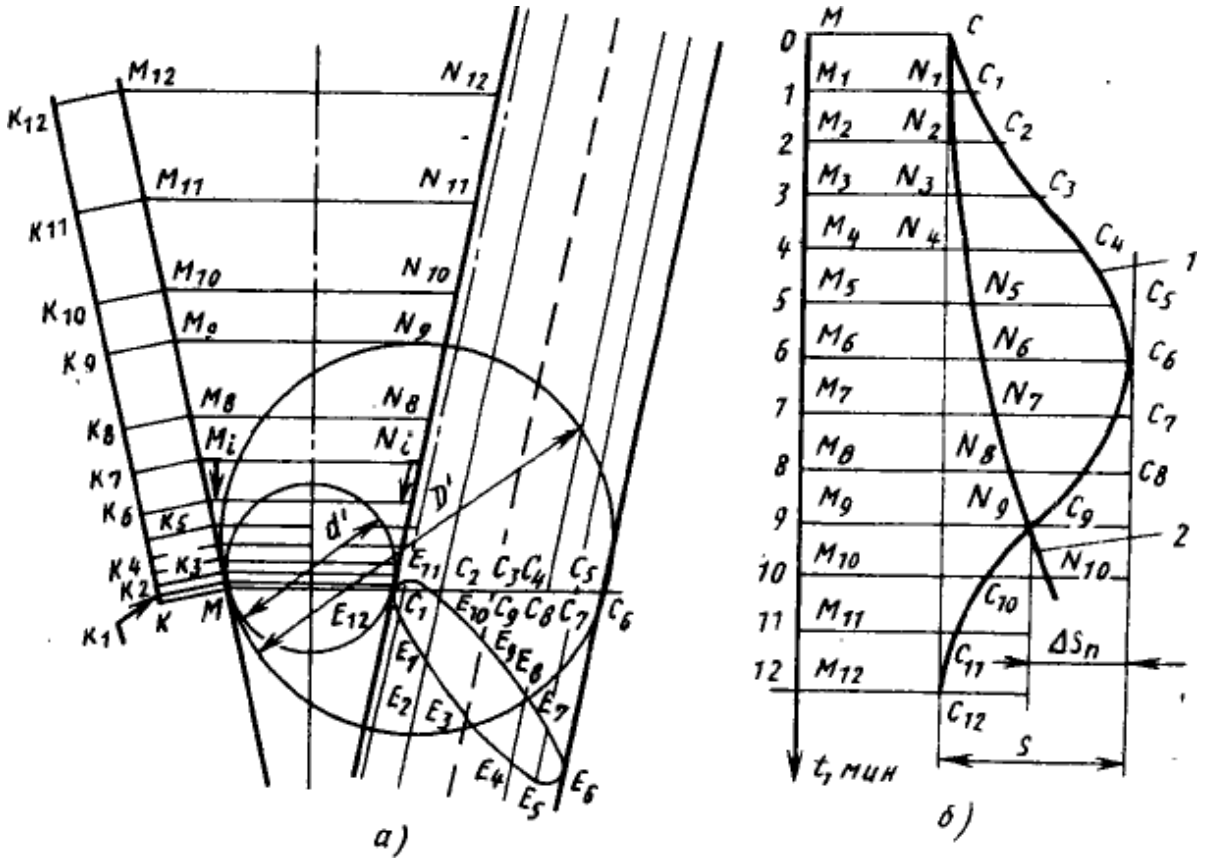
У такий спосіб отримують положення точки В на прямій її руху Для побудови траєкторії руху точки Б, що належить робочій поверхні рухливої плити, що дробить, будують трикутники $A_iB_iO_i$, подібні до трикутника ABD кінематичної схеми дробарки, і з'єднують отримані точки D.

Побудувавши траєкторію руху точки рухливої плити, що дробить, аналізують рухи шматків матеріалу в камері дроблення під дією гравітаційних сил і оцінюють характер їхньої взаємодії з поверхнею плити, що дробить.

Для цього розглянемо рух матеріалу через деякий перетин камери дроблення $МС_6$ (рисунок 3.2, а), перпендикулярний бісектрисі кута захоплення. Через точки Е траєкторії рухливої плити, що дробить, проводять лінії, що відповідають положенню плити в певні моменти повороту ексцентрикового вата. Перетинання цих ліній с лінією $МС_6$ дають відстані $М_iС_i$ між рухливою й нерухливою плитами в цьому перетині в певні моменти часу. Графік зміни цієї відстані за один оберт вала наведений на рисунку 3.2, б.

По вертикалі відкладений час одного оберту вала, по горизонталі відстані $М_iС_i$. Крива 1 переміщення рухливої плити, що дробить, з'єднує точки $С_i$. Через розглянутий перетин при відході плити можуть проходити частки матеріалу розміром від d' до D', що рухаються під дією сил гравітації. Шлях, який проходять частки за час одного оберту вала дробарки ($КК_1$, $КК_2$, ..., $КК_{12}$), визначають за формулою:

$$KK_i = l_1 + \frac{gt_i^2}{2}, \qquad (3.1)$$



а - рух матеріалу через перетин камери дроблення; б - графік зміни відстані між рухливою й нерухливою плитами за один оберт вала

Рисунок 3.2 - Графік визначення моменту зустрічі шматка матеріалу з рухливою щокою

де t_i - час руху частки;

1_i, - вертикальна складова шляху переміщення часток під дією початкової швидкості їхнього руху.

За даними І. Л. Водоп'янова [22] для дробарок зі складним рухом щоки ця швидкість дорівнює половині швидкості точки Е в момент звільнення матеріалу (від D_{11} до D_{12}); для дробарок із простим рухом шоки $1_i = 0$.

На відстані $КК_1$ від перетину $МС_6$ до верхньої частини камери дроблення розташовуються частки зростаючих розмірів M_iN_i. Відкладаючи ці розміри у відповідні моменти часу руху вниз і з'єднуючи точки N_i, одержимо криву 2 зміни крупності часток, що проходять через досліджуваний перетин у часі. Перетинання кривих 1 і 2 є моментом зустрічі частки матеріалу з рухливою плитою.

Таким чином, частка матеріалу розміром M_9N_9 входить у контакт із плитою в точці C_9, і, отже, частина ходу стискання, яка дорівнює ΔS_H не бере участь у дробленні.

При правильно підібраній частоті обертання вала частки входять у контакт із плитою в точках, розташованих ближче до крайньої точки C_6, тобто хід стискання використовується більш повно й ефективність дроблення зростає.

Розгляд особливостей траєкторії руху робочого органу може бути виконаний аналітично, для чого, користуючись розрахунковими схемами (рисунок 3.3), складають рівняння руху точок рухливої плити, що дробить,[6].

На схемі точка В - шарнір, що з'єднує розпірну плиту з рухливою щокою; О - вісь ексцентрикового вала; ОА = r - ексцентриситет вала; АВ - відстань від шарніра А до шарніра В = р; А - шарнір, що з'єднує ексцентриковий вал з рухливою щокою; Б - довільна точка на поверхні рухливої плити, що дробить.

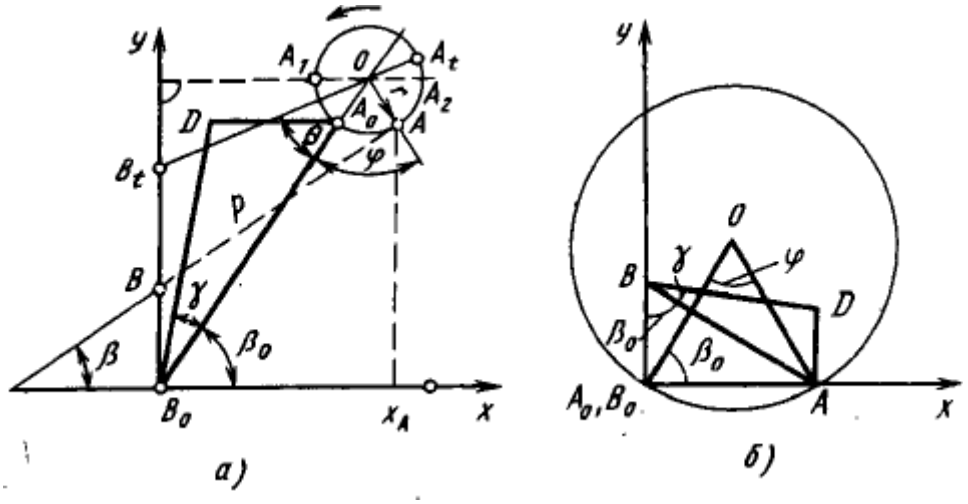


Рисунок 3.3- Розрахункова схема руху рухливої щоки

При побудові схеми й складанні рівнянь використовують звичайні в таких випадках спрощення: рух точок рухливої щоки й плити, що дробить, щодо шарнірних з'єднань А и В і траєкторія руху шарніра В вважаються прямолінійними.

Переміщення точки А щодо точки В при повороті ексцентрикового вала

на кут φ:

$$S_{AB} = r(\frac{1-cos\varphi}{tg\beta_0} + sin\varphi), \quad (3.2)$$

а довільної точки D на плиті що дробить, щодо точки B:

$$S_{DB} = S_{AB}\frac{BD}{AB}. \quad (3.3)$$

Абсолютне переміщення точки B:

$$S_B = r(\frac{1-cos\varphi}{sin\beta_0}), \quad (3.4)$$

Тоді рівняння руху точки D у проекціях на осі x і y будуть:

$$S_{D_x} = S_{DB}\sin(\beta_0 + \varphi); S_{D_y} = S_B - S_{DB}\cos(\beta_0 + \varphi),$$

або

$$X_D = r\frac{BD}{BA}(\frac{1-cos\varphi}{sin\beta_0} + sin\varphi)sin(\beta_0 + \varphi), \quad (3.5)$$

$$Y_D = r\frac{1-cos\varphi}{sin\beta_0} - r\frac{BD}{BA}(\frac{1-cos\varphi}{tg\beta_0} + sin\varphi)\,cos(\beta_0 + \varphi), \quad (3.6)$$

де φ - кут, що визначає положення точки D;

r - радіус ексцентрикового вата;

β_0 - кут нахилу розпірної плити до горизонту.

3.2 Характеристика фізичної моделі дослідної щокової дробарки

Фізична модель дослідної щокової дробарки призначена для проведеня лабораторних і дослідницьких робіт: визначення оптимальних геометричних параметрів дробарок, визначення навантажень, що виникають в вузлах та деталях дробарки, визначені продуктивності, моделювання реальних умов роботи устаткування.

Фотографії моделі дослідної щокової дробарки подано на рисунках 3.4, 3.5 та 3.6.

Технічна характеристика дробарки

Габаритні розміри (з приводом):	
-довжина, мм	620
-ширина, мм	240
-висота, мм	370
Продуктивність, $м^3$/год	0,025-0,035
Електродвигун, тип	АО-012-6
Потужність приводу, кВт	0,8
Частота обертання вала двигуна, $хв^1$	965
Ексцентриситет вала, мм	5,8
Ширина вихідного отвору, мм	15
Ширина вхідного отвору, мм	120
Вага дробарки, кг	7,95



Рисунок 3.4- Фотографія фізичної моделі дослідної щокової дробарки (вигляд зверху)



Рисунок 3.5- Фотографія фізичної моделі дослідної щокової дробарки (вигляд з боку)

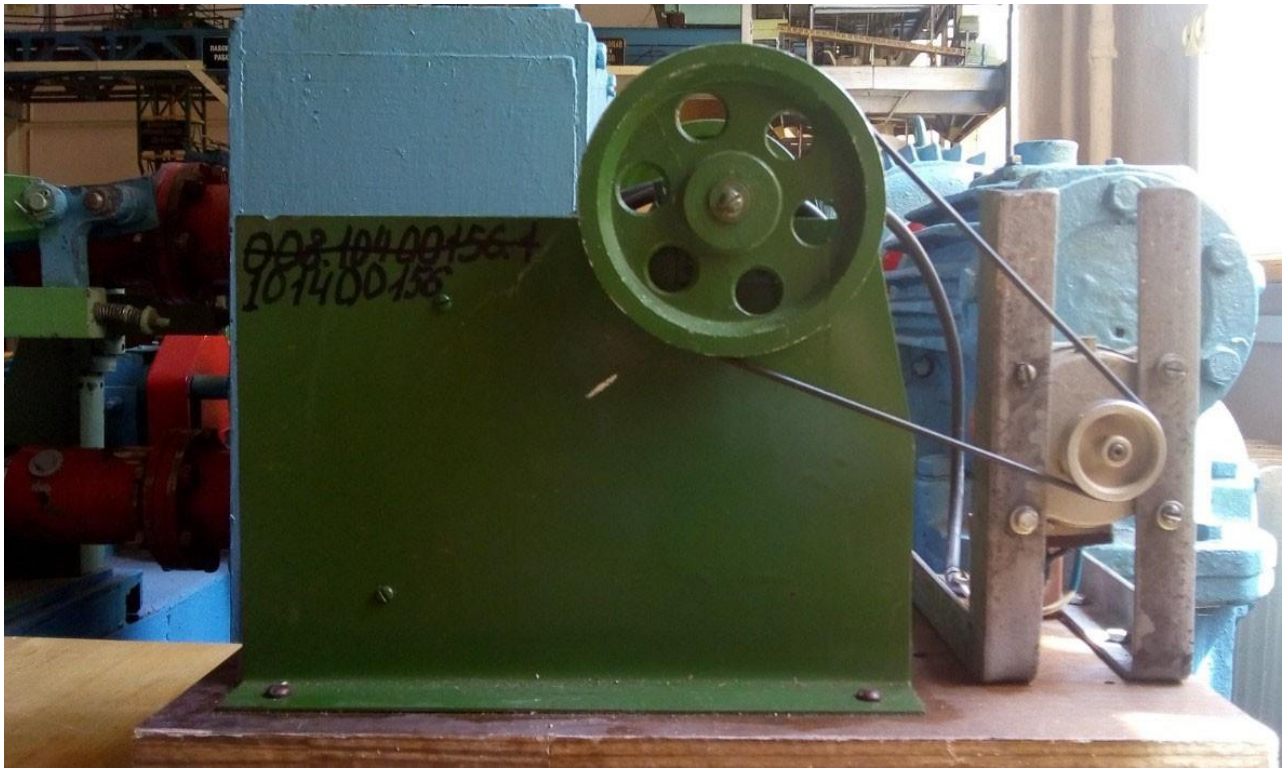


Рисунок 3.6- Фотографія фізичної моделі дослідної щокової дробарки (вигляд попереду)

3.3 Дослідження впливу зміни параметрів вузла подрібнення на геометричні розміри та продуктивність дробарки

Відповідно до теоретичних положень [24], було проведено дослідження впливу параметрів дробарки на траєкторію руху рухомої щоки (переміщення точки на рухомій щоці), для чого скористатися технічною характеристикою моделі дробарки та даними отриманими при прямих (безпосередніх) вимірах параметрів моделі.

Для визначення геометричних параметрів дробарки було проведено ряд однотипних вимірів, за результатами яких були отримати середні «узагальнені» значення.

Результати вимірів представлено в таблиці 3.1.

Після чого були побудовані схеми, що необхідні для визначення траєкторії переміщення щоки.

Таблиця 3.1 - Результати вимірів параметрів моделі щокової дробарки

φ, град	α_0, град	β_0, град	γ, град	r, мм	BD, мм	BA, мм
0	34,7	55,6	3	5,8	231,84	240
45	35,8	54,4	3	5,8	231,5	240
135	36,2	54,0	3	5,8	231,35	240
225	35,5	54,6	3	5,8	231,94	240
315	34,5	55,5	3	5,8	231,7	240
360	34,7	55,6	3	5,8	231,84	240

Для визначення траєкторії переміщення щоки скористаємося виразами (3.5) та (3.6) для значень кута положення вала 0°, 45°, 135°, 225°, 315°,360°. Будуемо розрахункові схеми переміщення рухомої щоки(рисунок 3.7).

Розрахунок №1

$\varphi = 0^0; r = 5{,}8;\ \gamma = 3^0$

$$X_D = 5{,}8\frac{231{,}84}{240}\left(\frac{1-cos0}{sin55{,}6} + sin0\right)sin(55{,}6 + 3) = 0 \text{ мм};$$

$$Y_D = 5{,}8\frac{1-cos0}{sin55{,}6} - 5{,}8\frac{231{,}84}{240}\left(\frac{1-cos0}{tg55{,}6} + sin0\right)cos(55{,}6 + 3) = 0 \text{ мм};$$

$\varphi = 45^0; r = 5{,}8;\ \gamma = 3^0$

$$X_D = 5{,}8\frac{231{,}5}{240}\left(\frac{1-cos45}{sin54{,}4} + sin45\right)sin(54{,}4 + 3) = 5{,}23 \text{ мм};$$

$$Y_D = 5{,}8\frac{1-cos45}{sin54{,}4} - 5{,}8\frac{231{,}5}{240}\left(\frac{1-cos45}{tg54{,}4} + sin45\right)cos(54{,}4 + 3) = -0{,}671 \text{ мм};$$

$\varphi = 135^0; r = 5{,}8;\ \gamma = 3^0$

$$X_D = 5{,}8\frac{231{,}35}{240}\left(\frac{1-cos135}{sin54{,}0} + sin135\right)sin(54{,}0 + 3) = 12{,}3 \text{ мм};$$

$$Y_D = 5{,}8\frac{1-cos135}{sin54{,}0} - 5{,}8\frac{231{,}35}{240}\left(\frac{1-cos135}{tg54{,}0} + sin135\right)cos(54{,}0 + 3) = 6{,}45 \text{ мм};$$

$\varphi = 225^0; r = 5{,}8;\ \gamma = 3^0$

$$X_D = 5{,}8\frac{231{,}94}{240}\left(\frac{1-cos225}{sin54{,}6} + sin225\right)sin(54{,}6 + 3) = 6{,}76 \text{ мм};$$

$$Y_D = 5{,}8\frac{1-cos225}{sin54{,}6} - 5{,}8\frac{231{,}94}{240}\left(\frac{1-cos225}{tg54{,}6} + sin225\right)cos(54{,}6 + 3) = 10{,}95 \text{ мм};$$

$\varphi = 315^0; r = 5{,}8;\ \gamma = 3^0$

$$X_D = 5{,}8\frac{231{,}7}{240}\left(\frac{1-cos315}{sin55{,}5} + sin315\right)sin(55{,}5 + 3) = -1{,}76 \text{ мм};$$

$$Y_D = 5{,}8\frac{1-cos315}{sin55{,}5} - 5{,}8\frac{231{,}7}{240}\left(\frac{1-cos315}{tg55{,}5} + sin315\right)cos(55{,}5 + 3) = -0{,}67 \text{ мм};$$

$\varphi = 360^0; r = 5{,}8;\ \gamma = 3^0$

$$X_D = 5{,}8\frac{231{,}84}{240}\left(\frac{1-cos360}{sin55{,}6} + sin360\right)sin(55{,}6 + 3) = 0 \text{ мм};$$

$$Y_D = 5{,}8\frac{1-cos360}{sin55{,}6} - 5{,}8\frac{231{,}84}{240}\left(\frac{1-cos360}{tg55{,}6} + sin360\right)cos(55{,}6 + 3) = 0 \text{ мм}.$$

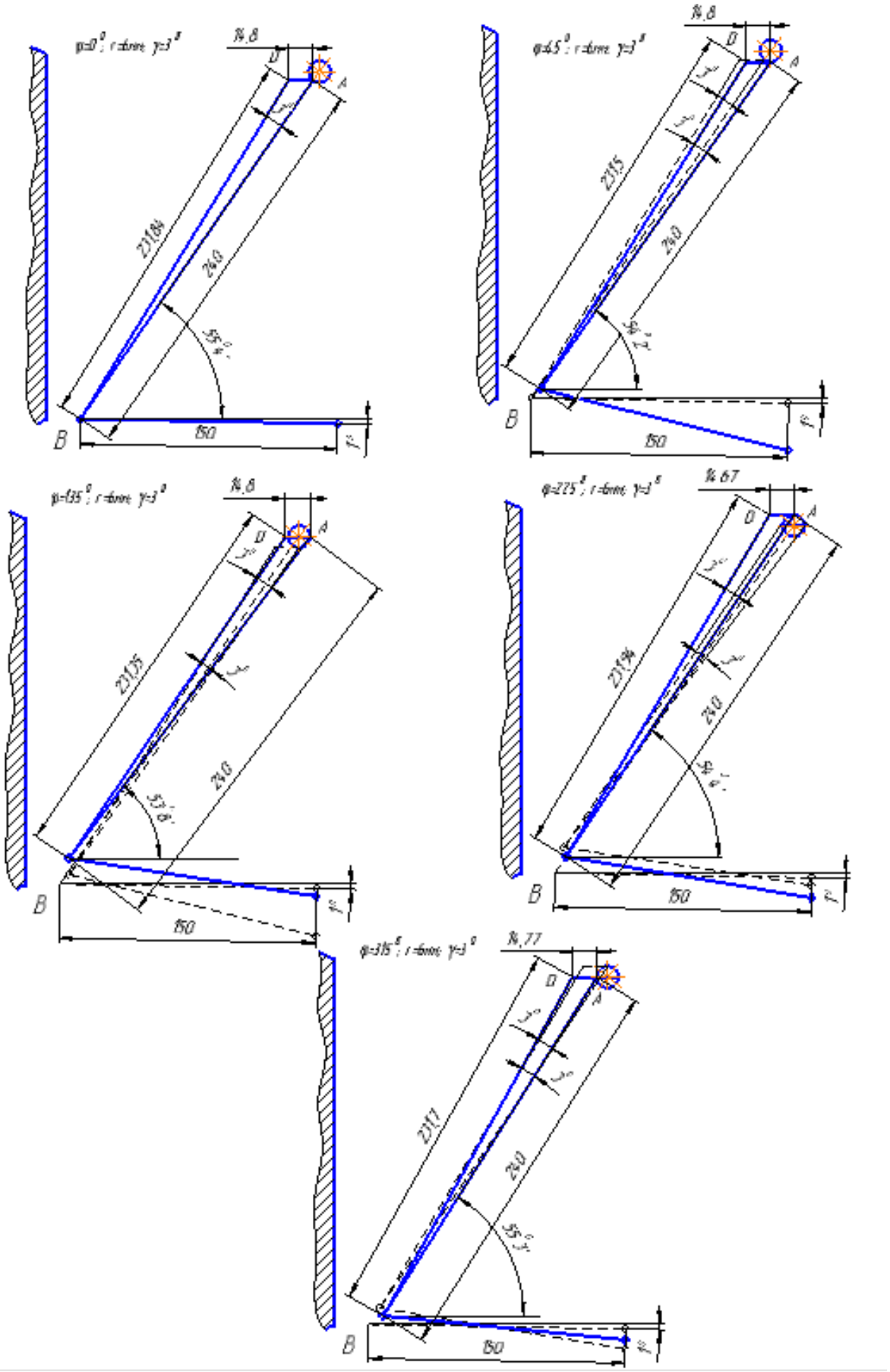


Рисунок 3.7- Розрахункові схеми переміщення рухомої щоки при різному значенні кута φ

За результатами розрахунків будуємо графік.

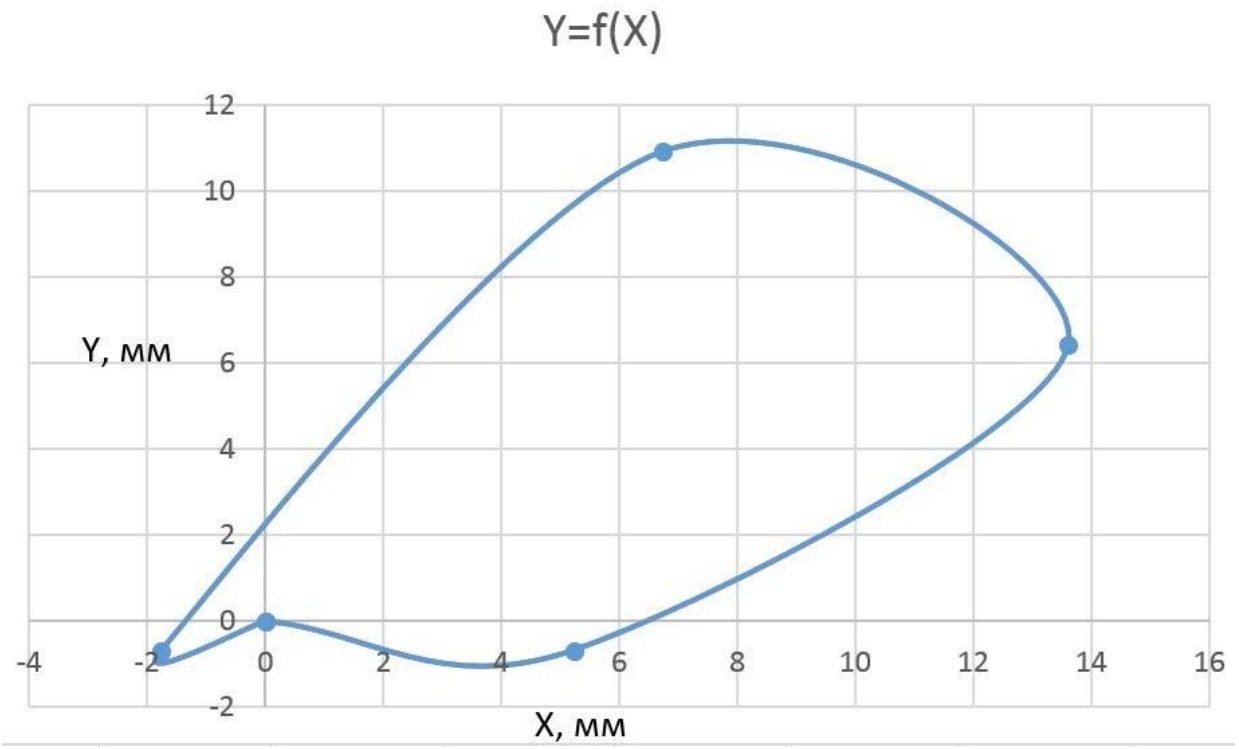


Рисунок 3.8 -Графік переміщення рухомої щоки при φ = 0° - 360°, r = 5,8 мм, γ = 3°

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 - Розрахункові значення при при φ = 0° - 360°, r = 6 мм, γ = 3°

X	У	φ	β_0	γ	BD	BA	r	α_0
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,6	3	231,84	240	5,8	34,7
5,23	-0,671	45	54,4	3	231,5	240	5,8	35,8
12,3	6,45	135	54,0	3	231,35	240	5,8	36,2
6,76	10,95	225	54,6	3	231,94	240	5,8	35,5
-1,76	-0,67	315	55,5	3	231,7	240	5,8	34,5
0,000	0,000	360	55,6	3	231,84	240	5,8	34,7

Проведемо дослідження впливу величини ексцентриситету вала величину переміщення щоки.

Для розрахунків приймемо наступні дані:

- φ = 0° - 360°, r = 4 мм, γ = 3°;
- φ = 0° - 360°, r = 7 мм, γ = 3°;
- φ = 0° - 360°, r = 8 мм, γ = 3°;
- φ = 0° - 360°, r = 9 мм, γ = 3°.

Будуємо розрахункові схеми (рисунок 3.9). Отримані значення заносимо в таблицю 3.3.

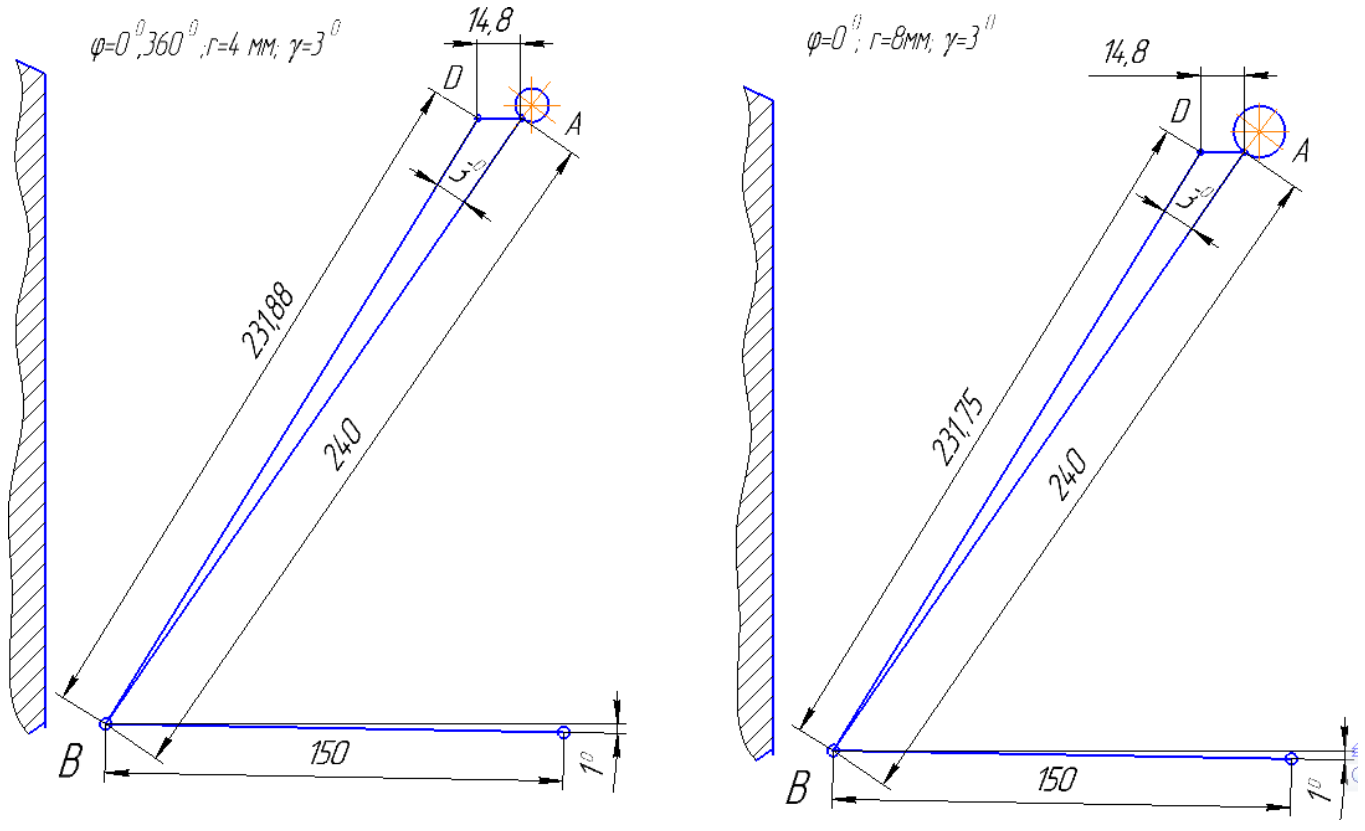


Рисунок 3.9- Розрахункова схема переміщення рухомої щоки при різних значеннях ексцентриситету вала r

Таблиця 3.3-Розрахункові значення при різних значеннях ексцентриситету вала r

X	У	φ	β_0	γ	BD	BA	г	α_0
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,6	3	231,88	240	4	34,7
3,49	-0,45	45	54,4	3	231,55	240	4	35,8
11,1	6,1	135	54,0	3	231,4	240	4	36,2
6,5	10,3	225	54,6	3	231,98	240	4	35,5
-1,11	-0,22	315	55,5	3	231,77	240	4	34,5
0,000	0,000	360	55,6	3	231,88	240	4	34,7
0,000	0,000	0	55,6	3	231,8	240	7	34,7
7,07	-0,5	45	54,4	3	231,49	240	7	35,8
12,91	6,83	135	54,0	3	231,33	240	7	36,2
7,33	11,12	225	54,6	3	231,92	240	7	35,5
-0,416	-0,6	315	55,5	3	231,72	240	7	34,5
0,000	0,000	360	55,6	3	231,8	240	7	34,7
0,000	0,000	0	55,6	3	231,75	240	8	34,7
6,99	-0,9	45	54,4	3	231,47	240	8	35,8
18,2	8,58	135	54,0	3	231,32	240	8	36,2
9,01	14,6	225	54,6	3	231,9	240	8	35,5
-2,22	-0,87	315	55,5	3	231,7	240	8	34,5
0,000	0,000	360	55,6	3	231,75	240	8	34,7
0,000	0,000	0	55,6	3	231,7	240	9	34,7
9,09	-0,77	45	54,4	3	231,45	240	9	35,8
19,75	10,78	135	54,0	3	231,29	240	9	36,2
10,2	18,17	225	54,6	3	231,87	240	9	35,5
-1,9	-0,78	315	55,5	3	231,68	240	9	34,5
0,000	0,000	360	55,6	3	231,7	240	9	34,7

За результатами отриманих значень будуємо комплексний графік залежності впливу ексцентриситету вала плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки (рисунок 3.10).

Проведемо дослідження впливу зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки. Побудуємо розрахункові схеми (рисунок 3.11). Отримані значення заносимо в таблицю 3.4.

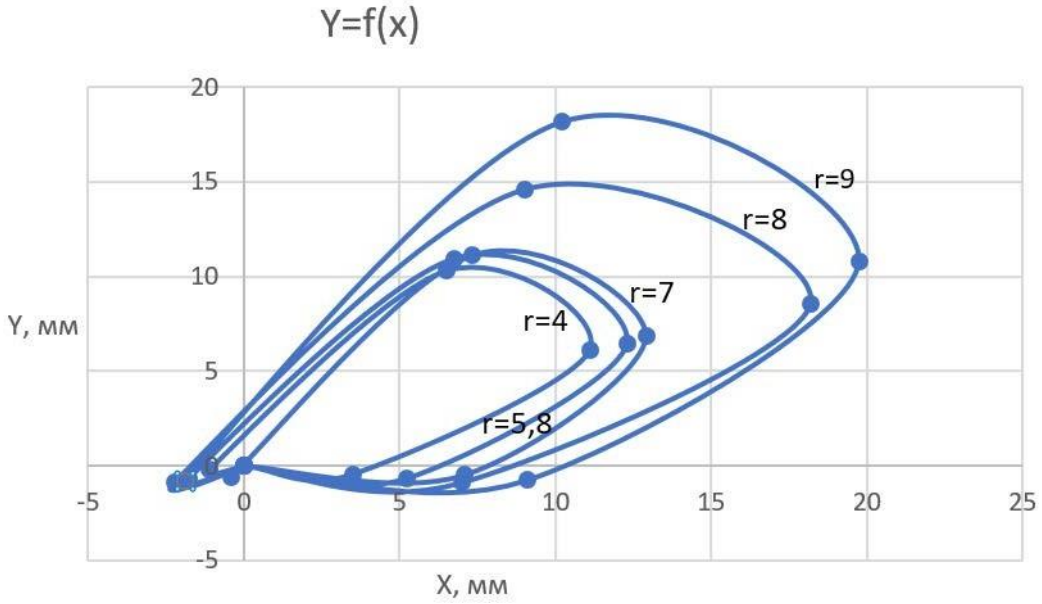


Рисунок 3.10 - Комплексний графік залежності впливу ексцентриситету вала плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки

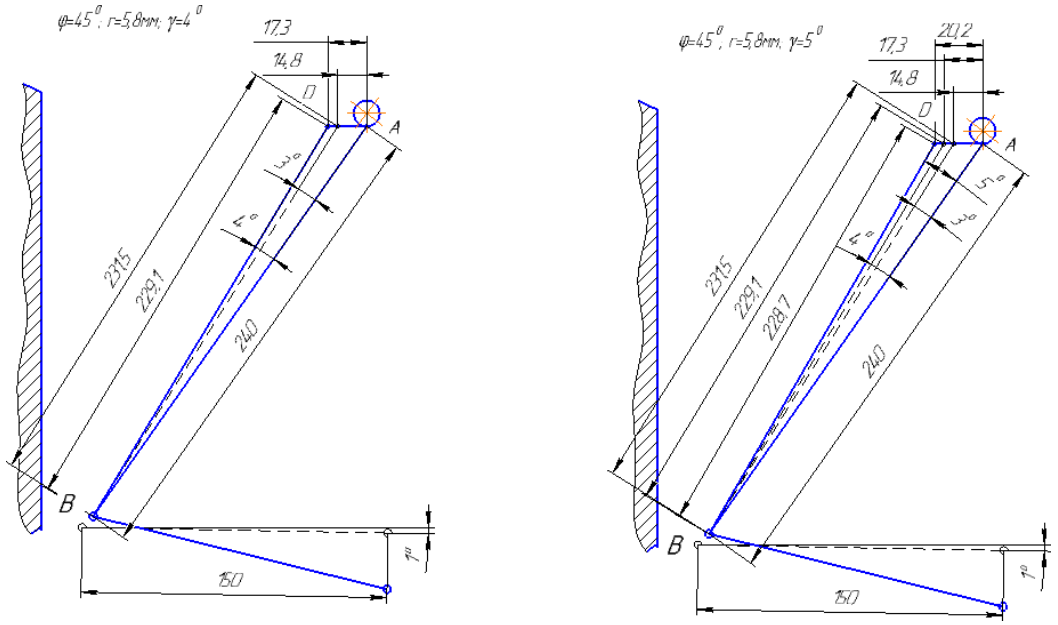


Рисунок 3.13- Розрахункова схема переміщення рухомої щоки при різних значеннях кута γ

Таблиця 3.4 - Розрахункові значення при різних значеннях кута γ

X	У	φ	β_0	γ	BD	BA	г	α_0
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,6	4	229,6	240	5,8	34,7
5,4	-0,4	45	54,4	4	229,1	240	5,8	35,8
13,72	6,7	135	54,0	4	228,9	240	5,8	36,2
6,9	11	225	54,6	4	229,2	240	5,8	35,5
-1,7	-0,41	315	55,5	4	229,5	240	5,8	34,5
0,000	0,000	360	55,6	4	229,6	240	5,8	34,7
0,000	0,000	0	55,6	5	229,1	240	5,8	34,7
5,4	-0,4	45	54,4	5	228,9	240	5,8	35,8
13,8	6,7	135	54,0	5	228,7	240	5,8	36,2
6,9	11	225	54,6	5	229,2	240	5,8	35,5
-1,7	-0,41	315	55,5	5	229,5	240	5,8	34,5
0,000	0,000	360	55,6	5	229,1	240	5,8	34,7
0,000	0,000	0	55,6	7	227,4	240	5,8	34,7
5,74	-0,8	45	54,4	7	226,7	240	5,8	35,8
14	7,25	135	54,0	7	226,2	240	5,8	36,2
7,58	11,71	225	54,6	7	227,3	240	5,8	35,5
-1,8	-0,6	315	55,5	7	227,7	240	5,8	34,5
0,000	0,000	360	55,6	7	227,4	240	5,8	34,7
0,000	0,000	0	55,6	9	226,3	240	5,8	34,7
5,7	-0,9	45	54,4	9	225,5	240	5,8	35,8
14,4	7,78	135	54,0	9	225,1	240	5,8	36,2
7,53	11,85	225	54,6	9	225,9	240	5,8	35,5
-1,86	-0,63	315	55,5	9	226,4	240	5,8	34,5
0,000	0,000	360	55,6	9	226,3	240	5,8	34,7

Для розрахунків приймемо наступні дані:

- φ = 0° - 360°, r = 5,8 мм, γ = 3°;
- φ = 0° - 360°, r = 5,8 мм, γ = 4°;
- φ = 0° - 360°, r =5,8 мм, γ = 5°;
- φ = 0° - 360°, r =5,8 мм, γ = 7°;
- φ = 0° - 360°, r =5,8 мм, γ = 9°.

Будуємо комплексний графік зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки (рисунок 3.14)

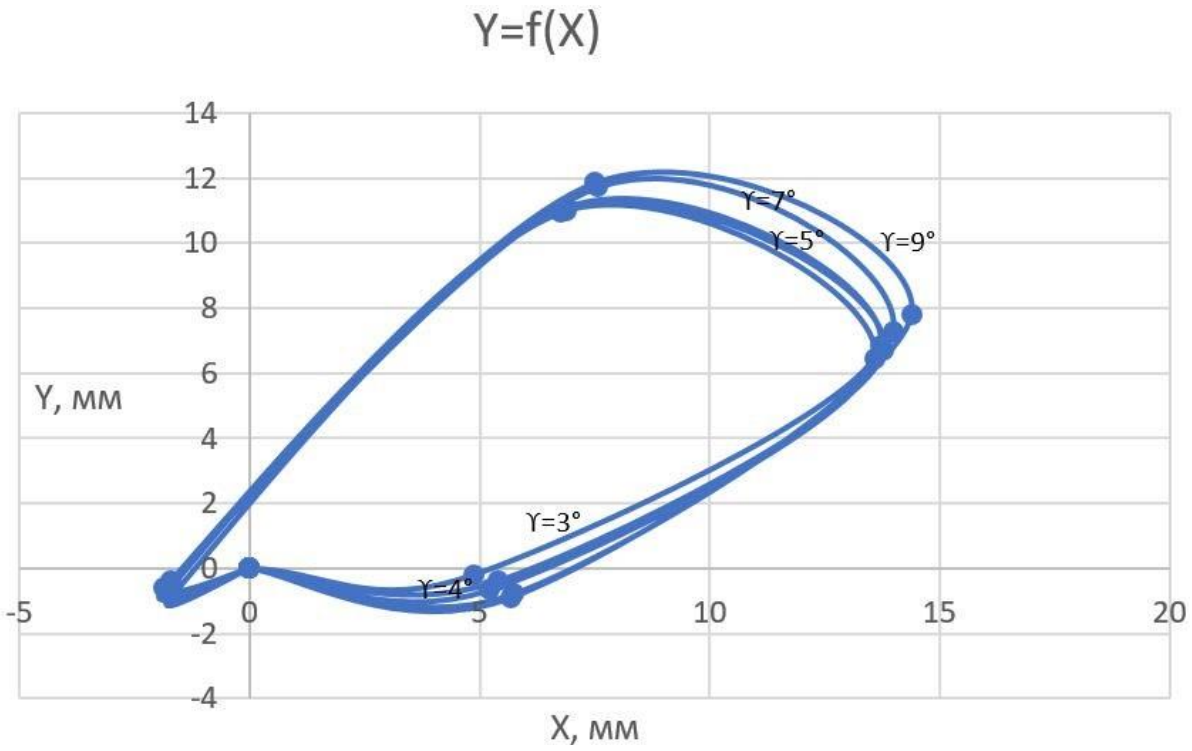


Рисунок 3.14 - Комплексний графік зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки

3.4 Аналіз отриманих результатів

Аналіз отриманих рівнянь дозволяє зробити наступні висновки: при зміні ексцентриситету виходять геометрично подібні траєкторії руху рухливої щоки: при змінах нахилу розпірної плити, приводять до зменшення кута та пропорційно зменшується нахил до обрію великої осі еліпса траєкторії руху точок рухливої плити, що дробить (перший ефект) і збільшуються осі цих

траєкторій (другий ефект). Перший ефект приводить до зменшення вертикальної складової траєкторії, а значить і до відповідного збільшення терміну служби плит, що дроблять, але викликає збільшення навантажень на ексцентриковий вал. Обидва ефекти приводять до збільшення руху стискання, і, отже, щоб залишити рух стискання в раніше обраних межах, потрібно зменшити ексцентриситет вала, що вигідно для механізму дробарки.

Також представлена залежність зміни траєкторії переміщення щоки при різних кутах захоплення α, вказує на незначне відхилення траєкторії, а отже і можливу зміну необхідних геометричних параметрів дробарки, та суттєву зміну продуктивності дробарки при розрахованих значеннях.

Продуктивність щокової дробарки буде наступною:

$$Q = \frac{\mu\cdot(B-b)\cdot S_{ср}\cdot L\cdot b\cdot n\cdot(B+b)}{2\cdot D_{ср}\cdot \mathrm{tg}\alpha}\ , \text{м}^3/\text{год}, \qquad (3.7)$$

де μ - коефіцієнт розпушення матеріалу в об'ємі призми, за експериментальним даними μ = 0,5...0,6:

$S_{ср}$ – середній рухд рухливої щоки, $S_{ср} = \frac{S_В+S_Н}{2}$; $S_{ср}$ =0,007 м;

L – довжина приймального отвору, L=0,92 м;

b – ширина вихідного отвору (номінальне значення), b=0,015 м;

n_E – частота обертів ексцентрикового валу дробарки, n_E=5,15 $с^{-1}$;

B – ширина приймального отвору, B=0,12 м;

$D_{ср}$ – середньовзважений розмір шматків вхідного матеріалу; $D_{ср}$=0,04м;

α – кут захоплення матеріалу; α=35°;α=25°.

$$Q_{35} = \frac{0{,}5\cdot(0{,}12-0{,}015)\cdot 0{,}007\cdot 0{,}2\cdot 4{,}02\cdot n0{,}015}{2\cdot 0{,}04\cdot \mathrm{tg}35°}\cdot 3600 = 0{,}0248\ \text{м}^3/\text{год},$$

$$Q_{25} = \frac{0{,}5\cdot(0{,}12-0{,}015)\cdot 0{,}007\cdot 0{,}2\cdot 4{,}02\cdot n0{,}015}{2\cdot 0{,}04\cdot \mathrm{tg}25^\circ}\cdot 3600 = 0{,}0427 \text{ м}^3/\text{год},$$

Відхилення становить

$$\Delta = \frac{Q_{25} - Q_{35}}{Q_{25}} \cdot 100\% = \frac{0{,}0427 - 0{,}248}{0{,}0472} \cdot 100\% = 41{,}9\%.$$

При модернізації дробарок зі складним рухом рухливої щоки необхідно знижувати вертикальну складову траєкторії руху рухливої щоки, для збільшення терміну служби плит що дроблять, а також зменшувати кут захоплення й підбирати необхідні рух стискання й ексцентриситет вала для щонайефективнішої роботи дробарки та мінімальних витрат на ремонти.

3.5 Техніко–економічне обґрунтування запропонованої конструкції

Вище описаний проект модернізації щокової дробарки ЩДС 4х9, яка активно використовується на лінії подрібнення розкислювачів мартенівського цеху ПАТ “Запоріжсталь”, а саме зміна існуючої плити, що дробить з виступами трикутної форми на плиту з виступами трапецеїдальної форми, що в свою чергу збільшить термін служби плит та зменшить кількість ремонтів, та дозволить зекономити на матеріаловитратах.

Для реалізації проекту необхідно виготовити і встановити нову плиту, що дробить оскільки плита, яка встановлена на діючій дробарці по багатьох параметрах поступаються новій плиті.

Основною ідеєю даного проекту служить полегшення праці слюсарів на заводах в обов'язку яких входить догляд за дробарками за рахунок зниження кількості ремонтів, а також зменшення часу необхідного для виконання окремих операцій під час ремонту пов'язаних із заміною плити, що дробить.

Початкові дані для розрахунку показників економічної ефективності приведені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Початкові дані

Показники	Позна-чення	Одиниця вимірювання	До модернізації	Після модернізації
Ціна однієї тонни плити, що дробить зі сталі марки 35Л (до модернізації) та 110Г13Л (після модернізації)	$Ц_1$,$Ц_2$	грн.	45000	70000
Кількість плит на дробарці	$Z_{м1,}$ $Z_{м2}$	шт.	1	1
Термін служби		діб	45	100

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Виявлення та оцінка шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

Мартенівський цех являє собою складний комплекс різних промислових споруджень, з'єднаних між собою залізничними коліями. До складу мартенівського цеху входять:

- відділення шихтових матеріалів – шихтовий двір;
- міксерне відділення;
- головна будівля, де розміщені мартенівські печі;
- відділення підготовки виливниць.

Крім того, у складі цеху є й інші підсобні ділянки й відділення.

Мартенівський цех оснащено різноманітними механічним, електричним, підйомно-транспортним устаткуванням, обслуговування якого вимагає чіткого виконання норм виробничої санітарії й правил безпеки.

З гігієнічної точки зору мартенівський процес ставиться до III класу виробництв із забрудненнями 1-й 2-й класи небезпеки. Для правильної

організації роботи персоналу встановлюється графік проведення робіт з розрахунком поділу в часі гарячих операцій. Гарячі операції варто проводити якнайшвидше.

Робота в цеху й у відділенні впливає на організм людини за рахунок високих теплових виділень. Основними напрямками правильної організації технологічних процесів і створення встаткування при їхній розробці й модернізації передбаченими нормативними документами, є безперервність технологічних процесів з усуненням ручних операцій, комплексна автоматизація теплового й технологічного процесу плавки й механізація основних і допоміжних операцій.

Таблиця 4.1–Розрахунок рівня механізації праці для різних професій

№ п/п	Професія робітників	Штат робітників	Кількість відпрацьованих людино-годин за добу			% механізованої праці	% Ручної праці
			Вручну	За допомогою машин	Всього		
1	Електрогазозварник	1	6×1=6	2×1=2	8	25	75
2	Слюсар ремонтник 6 розряду	4	6×4=24	2×4=8	32	25	75
3	Дробарник	1	3×1=3	5×1=5	8	37,5	52,5
4	Крановий машиніст	3	0,5×3=1,5	7,5×3=22,5	24	62,5	27,5

З таблиці 4.1 можна зробити висновок, що:

- електрогазозварник має 25% механізованої й 75% ручної праці;
- слюсар ремонтник 6-го розряду - 25% механізованої, 75% ручної праці;
- дробарник - 37,5% механізованої, 52,5% ручної праці;

- крановий машиніст - 62,5% механізованої, 27,5% ручної праці.

Праця електрогазозварника та слюсаря відноситься до ручної праці, дробарника до змішаної, а кранового машиніста - до механізованої.

Мартенівське виробництво нерозривно пов'язане з високими температурами, утворенням пилу, великих кількостей вибухонебезпечних й отруйних газів, рідких продуктів плавки, з пересуванням великих кількостей вантажів; насиченістю механічним й електричним устаткуванням. Дані шкідливості приводять до нещасних випадків і професійних захворювань.

По характеру праці мартенівське виробництво ставиться до категорії важких робіт, тому що витрати енергії більше 290Вт.Технологічні операції виконуються в несприятливих кліматичних умовах: висока температура, теплове випромінювання, запиленість, загазованість.

У мартенівському цеху на лінії подрібнення розкислювачів однією з головних проблем є запиленість. Пил утворюється в наступних місцях: під час завантаження конвеєру для транспортування феросплавів, під час дроблення феросплавів щоковою дробаркою.

Шкідливі фактори виробничого середовища представлені в таблиці 4.2. (Робоче місце – щокова дробарка, професія – черговий слюсар).

Гігієнічна оцінка умов праці:

Умови й характер праці ставляться до 3 класу 2 ступені.

Оцінка технічного й організаційного рівня: відповідає технологічному регламенту й проекту організації праці на робочому місці.

Атестація робочого місця [26]:

Робоче місце має в наявності: 3 фактора 1 ступеня, 3 фактора 3 ступеня.

По показниках робоче місце варто вважати з шкідливими й тяжкими умовами праці, що відповідає показникам списку № 1, пункту 1:пенсія за списком № 1, надбавка до зарплати 24%, додаткова відпустка 18 днів і молоко.

Таблиця 4.2–Оцінка факторів виробничого середовища й трудового процесу

№ п/п	Фактори виробничого середовища й трудового процесу	Нормативне значення	Фактична величина	Характер праці			Час дії за зміну,%
				1ст	2ст	3ст	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м^3: 3 клас небезпеки: - ангідрид сірчистий - вуглецю оксид	 10 20	 15,93 26,3	 1,59 1,3			 80 85
2	Пил переважно фиброгенної дії: - діоксид Si, мг/м^3	 4	 59,470			 14,9	 85
3	Шум, дБА	80	96			16	100
4	Мікроклімат у приміщенні (холодний період року): - температура повітря - швидкість руху повітря,м/с	 23 0,5-0,6	 16 0,2	 1		 14	 90 75
5	Важкість праці, праця напружена	середньої важкості II а					
6	Кількість факторів			3		3	

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

Для запобігання травматизму й професійних захворювань розроблені дві групи основних заходів щодо усунення небезпечних і шкідливих факторів [27]: організаційні й інженерні.

В мартенівському цеху для зниження шкідливого впливу тепла на організм людини повинно бути обмеження виділення тепла у виробничому приміщенні. Із цією метою прибігають до термоізоляції печей, установлюють стаціонарні або пересувні вентиляційні установки. Здійснюють аерацію приміщень

мартенівського цеху. З метою ізоляції робочих від потоків променистого тепла встановлюють спеціальні, теплопоглинальні екрани.

Для вловлювання й видалення шкідливих газів і пилу на лінії подрібнення розкислювачів встановлюють витяжні зонти.

Для захисту органів подиху від пилу застосовують безклапанний аерозольний респіратор ШБ–1. При високій запиленості повітря застосовують противопильні респіратори РУ–60.

Також шкідливим фактором на лінії подрібнення розкислювачів є шум. По походженню шум буває механічний, виникаючий у результаті тертя вузлів і деталей механізмів і машин на холостому й робочому ході; аерогідродинамічний, що виникає при великих швидкостях руху потоків повітря, газів, рідин; імпульсний, виникаючий у результаті зіткнення твердих тіл; термічний, генеруємий при згорянні газоподібного палива в пристроях. Джерелами шуму на лінії подрібнення розкислювачів є: приводи конвеєра, віброживильників; також шум виникає при подрібненні дробаркою феросплавів.

Шум різної інтенсивності й частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, приводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти [26]. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, що сприймається й аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруги центральної нервової системи й розладу функцій внутрішніх органів і систем людини.

Для зменшення шуму в джерелі його утворення заміняють зворотно-поступальні рухи - обертальними; демпфірують коливання деталей,що ударяються і окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, азбестом і ін.; зменшують інтенсивність вібрацій деталей агрегатів шляхом облицювання цих поверхонь.

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (працюючі машини, двигуни, вентилятори й т.п.), встановлюють на самостійних фундаментах, віброізольованих від підлоги й інших конструкцій будівель, або на спеціально розрахованих амортизаторах зі сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітрєпроводах і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів робиться за допомогою гнучкої вставки із прогумованої тканини або гумового патрубка.

Для захисту від виробничого шуму від роботи щокової дробарки, застосовують противошумні вкладиші з матеріалу ФПП–Ш. Ці вкладиші розраховані на користування протягом одного дня. Застосовують також шумозахисні навушники НІОТ.

4.3. Технічні рішення по гігієні праці і виробничій санітарії

Мікроклімат

У цеху й на лінії подрібнення розкислювачів використовується механічна й природна вентиляція, тобто це організований обмін повітря між виробничим приміщенням й атмосферою. За допомогою вентиляції як додаткового оздоровчого заходу досягається нормалізація мікроклімату, а також усувається забруднення повітря робочої зони шкідливими речовинами .

Природна вентиляція в цеху здійснюється за допомогою аерації – організованого регульованого природного повітрообміну, що підтримує в приміщенні задані параметри повітряного середовища. Норми мікроклімату на постійних робочих місцях наведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Оптимальні норми температури, відносної вологості й швидкості руху повітря в робочій зоні (ДСН 3.3.6.042 – 99).

Період року	Параметри мікроклімату		
	t,°C	$W_{пов}$, м/с	φ, %
Холодний	17 – 19	0,3	60 – 40
Теплий	22 – 24	0,4	60 – 40

Для здійснення аерації влаштовуємо три ряди отворів у поздовжніх стінах будинку мартенівського цеху: перший ряд - на рівні 2м від підлоги, другий - на рівні 8 м від підлоги й третій - на рівні підкранових балок. На даху влаштовуємо витяжний ліхтар. Таке розміщення отворів дозволяє збільшити повітрообмін улітку, а взимку, закривши нижні прорізи, зменшити його й забезпечити за рахунок тепла приміщення підігрів вступника через середній проріз холодного повітря перш ніж він дійде до робочих місць.

4.4 Техногенна безпека

4.4.1 Вимоги безпеки при ремонтних роботах

Робочим місцем слюсаря ремонтника є слюсарна майстерня, механічне обладнання й робочі площадки довколо нього.

Роботи з ремонту й обслуговування обладнання слюсар, черговий слюсар може робити тільки на тім обладнанні, що закріплено за ділянкою, на якій він працює, або яке він обслуговує.

На робочому місці слюсаря, чергового слюсаря є наступні шкідливі й небезпечні фактори:

- наявність частин, що рухаються машин і обладнання;

- періодично, при виконанні робіт в робочій зоні слюсаря, чергового слюсаря можуть бути присутнім: пил, теплове випромінювання, шум.

До роботи необхідно приступати в належному по нормах спецодязі, спецвзутті, захисних пристосуваннях і касці.

Перед початком роботи потрібно підготувати робоче місце, перевірити справність обладнання і інструмента.

Перевірити шляхом обходу й огляду:

- достатність освітлення на робочому місці;

- стан і наявність огороджень прорізів, стендів, сходових маршів, укриттів, приямків, огороджень робочої зони;

- наявність попереджувальних плакатів на приводах обладнання й на огородженнях робочої зони.

Якщо немає можливості безпечного виконання тієї або інший роботи або операції, то роботу не починати, а звернутися до механіка (майстра) за інструктажем з безпечного виконання даної роботи (операції).

При виконанні робіт на робочих місцях або на робочих просторах інших професій необхідно застосовувати засоби індивідуального захисту й спецодяг, потрібні працівникам даної професії.

Під час роботи потрібно бути уважним і зосередженним, не відволікатися від своєї роботи й не відволікати інших.

Не захаращувати своє робоче місце, а також установлені проходи й проїзди на ділянці (у цеху), тримати його в чистоті.

Не допускати протікання мастила з ємностей і механізмів на підлогу. Пролите мастило прибрати, а підлогу в цьому місці посипати піском або іншим матеріалом з наступним його збиранням.

Інструмент і деталі розташовувати так, щоб праця з ними не викликала зайвих рухів корпуса тіла й рук і випадкових падінь деталей.

Всі роботи на заточувальних, шліфувальних, обдирних верстатах, рубання металу зубилом, демонтаж підшипників, установку й зняття прокладок на фланцевих з'єднаннях і інші роботи, при яких можуть відлітати осколки металу й окалини, стружки, іскри, пісок, пил, краплі рідини, робити в захисних окулярах.

При роботі на висоті (1,3 м і вище) користуватися приставними драбинами, застосовувати запобіжний пояс.

При роботі в зоні підвищеного шуму застосовувати антифони або ”беруші”.

Всі роботи усередині агрегатів, механізмів, газоходів проводити тільки після їхнього відключення, провітрювання й зниження в них температури повітря не вище 40°С.

4.4.2 Засоби захисту

Ознаками аварійних ситуацій на обладнанні й робочих просторах цеху є:

- загоряння горючих матеріалів на складах, коморах, у ємностях обладнання, стрічках конвеєрів;

- можливі розриви корпусів технологічного обладнання.

Метою плану локалізації і ліквідації аварійних ситуацій (ПЛАС) і аварій є планування дій (взаємодії) персоналу підприємства щодо локалізації і ліквідації аварій та пом'якшення їх наслідків.

ПЛАС повинен охоплювати всі рівні розвитку аварії, які встановлені в процесі аналізу небезпек.

ПЛАС розробляється з урахуванням усіх станів підприємства (об'єкта): пуск, робота, зупинка і ремонт. ПЛАС ґрунтується:

• На прогнозуванні сценаріїв виникнення аварій.

• На постадійному аналізі сценаріїв розвитку аварій і масштабів їх наслідків.

• На оцінці достатності існуючих заходів, які перешкоджають виникненню і розвитку аварії, а також технічних засобів локалізації аварій.

• На аналізі дій виробничого персоналу та спеціальних підрозділів щодо локалізації аварійних ситуацій (аварій) на відповідних стадіях їх розвитку.

ПЛАС належить переглядати через кожні п'ять років.

4.5 Розрахунок відкритої місцевої витяжки

Витяжні зонти поширені у вигляді зрізаних пірамід і конусів, а також козирків і панелей.

Зонти, які встановлюються над джерелом пилу, повинні мати певний розмір отвору всмоктування, що забезпечує повне захоплення підтікаючого потоку пилу. У даному випадку зонти встановлюються безпосередньо над дробаркою (рисунок 4.1).

Визначимо необхідний діаметр круглого зонта [28]:

$$D = d_{\text{дб}} + 0{,}8h, \qquad (4.1)$$

де $d_{\text{дп}}$=1720 – діаметр перекриваємого джерела пилу в плані, мм;

h =1250 – відстань від джерела пилу до отвору всмоктування зонта, мм.

$$D = 1720 + 0{,}8 \cdot 1250 = 2720\,мм.$$

Визначимо сторону всмоктуючого перерізу прямокутного зонту:

$$B = b_{дб} + 0{,}8h, \qquad (4.2)$$

де $b_{\text{дб}}$ =1400–сторона перекриваємого джерела пилу в плані;

h =1250 – відстань від джерела пилу до отвору всмоктування зонта, мм.

$$B = 1400 + 0{,}8 \cdot 1250 = 2400мм.$$

У цьому випадку об'єм повітря, що видаляється зонтом, повинен бути для зонта круглого перерізу [28]:

$$L = L_k + \frac{F_з}{F_и},\ м^3/год; \qquad (4.3)$$

$$L = 17{,}9 + \frac{0{,}0314}{0{,}19215} = 17{,}9 + 0{,}16 = 18\ м^3/год,$$

для прямокутного перерізу:

$$L = L_k + \frac{F_з}{F_и}, м^3/год; \qquad (4.4)$$

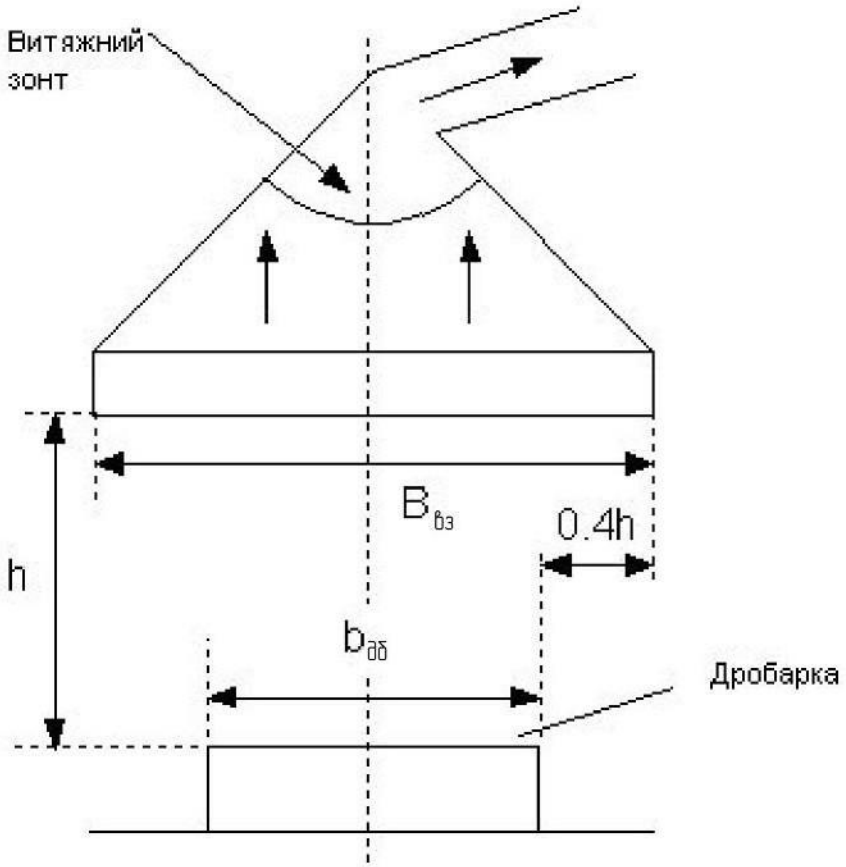


Рисунок 4.1 – Схема витяжного зонту дробарки

$$L = 17{,}9 + \frac{0{,}0576}{0{,}19215} = 17{,}9 + 0{,}3 = 18{,}2\ м^3/год,$$

де L_k – кількість повітря, що підтікає до зонта, $м^3$ / год;

$F_з$ і $F_и$ – площа відповідно всмоктуючого перетину зонта і джерела пилу в плані,$м^2$.

$$L_k = A\sqrt{Q_k H^5}\,, \qquad (4.5)$$

де А – постійна величина, що дорівнює 22,4;

Q_k – кількість пилу, що видаляється джерелом, кг/год;

Н – відстань від низу джерела до всмоктуючого перетину зонта, м.

$$L_k = 22{,}4\sqrt{0{,}039 \cdot 1{,}75^5} = 22{,}4\sqrt{0{,}644} = 17{,}9 \text{м}^3/\text{год}.$$

Для зонта круглого перерізу:

$$L = 17{,}9 + \frac{0{,}0314}{0{,}19215} = 17{,}9 + 0{,}16 = 18 \text{м}^3/\text{год}.$$

Для зонта прямокутного перерізу:

$$L = 17{,}9 + \frac{0{,}0576}{0{,}19215} = 17{,}9 + 0{,}3 = 18{,}2 \text{м}^3/\text{год}.$$

ВИСНОВКИ

Ознайомлення з технічним парком металургійних підприємств України показало, що основним устаткуванням для дроблення різних матеріалів є щоковова дробарка.

Виконані розрахунки на міцність і стійкість найбільш навантажених деталей і вузлів указують на досить високу працездатність і надійність щокової дробарки.

Для забезпечення необхідних показників роботи щокової дробарки слід ураховувати дослідження наведені в розділі 3, а для задовільної роботи встаткування цеху в цілому, необхідно застосовувати заходи, наведені в розділах 1-2.

Для поліпшення екологічного положення в цеху й зменшення викидів у навколишнє середовище, рекомендується застосувати пилегазоочистне устаткування, описане в розділі 2.

Проект реконструкції може бути рекомендований для впровадження в мартенівському цеху ПАТ «Запоріжсталь», а також на інших підприємствах металургійної промисловості.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДРЕРЕЛ

1. Механічне обладнання металургійних заводів. Методичні вказівки до виконання курсового проекту для студентів ЗДІА всіх форм навчання за спеціальністю 6.090200 «Металургійне обладнання» / Укл.: Жук А.Я., Желябіна Н.К. − Запоріжжя, 2008. – 76с.

2. Притыкин Д.П. Механическое оборудование для подготовки шихтовых материалов. – М.: Металлургия, 1988. –392 с.

3. «Дробилка щековая СМД–109А с сложным движением щеки». Техническое описание и инструкция по эксплуатации / под. ред. В.С. Базарова, – М.: ЦНИИТЭ Строймаш, 1979. – 37с.

4. Щековая дробилка: А.С. 782859. МПК В02С 1/02- Крисанов С.А., Киреев В.В., ВНИИПИ Государственного комитета СССР по делам изобретений и открытий; Заявл. 04.05.75; Опубл. 30.11.80, Бюл. №44,-2с.

5. Щековая дробилка: А.С. SU 1168283 А. МПК В02С 1/02- Диомидов В.Ю., Чахвадзе А.Ш., Всесоюзный научно-исследовательский проектно конструкторский институт технологии электрических машин малой мощности; Заявл. 24.10.83; Опубл. 23.07.85, Бюл. №27,-3с.

6. Щокова дробарка: А.С. UA 72444 U. МПК В02С 1/02-Риндяєв В.І., Українська інженерно-педагогічна академія; Дата подання 21.11.2011; Публік. 27.08.2012, Бюл. №16, -4с.

7. Щокова дробарка: А.С. UA 95848 С2. МПК В02С 1/02-Франчук В.П., Кузбаков Ж.І., Федоскін В.О., Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»; Дата подання 09.03.2010; Публік. 12.09.2011, Бюл. №17, -3с.

8. В.И. Анурьев Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, - 1982 – 584 с.

9. Павлищев В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища шк. 1993.

10. Расчет щековых дробилок: Методические указания /Сост. Ю.А. Федотенко, П.В. Коротких. – Омск: Изд–во СибАДИ, 2012. – 20 с.

11. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно–транспортных машин. – Минск: Высш.шк., 1983. – 350 с.

12. Расчеты деталей машин: Справ. Пособие/А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов.–3–е изд., перераб. И доп.–Мн.: Выш. Шк., 1986.–400 с.: ил.

13. Подшипники качения: Справочник–каталог/Под ред В.Н. Наришкина и Р.В. Коросташевского.–М.: Машиностроение, 1984.–280 с,ил.

14. Жук А.Я., Желябина Н.К. Теория и практика приводов. В 3–х томах. т.1/ Электро–механический привод. Учебное пособие. Запорожье, издательство ЗГИА,2001,–398с.:ил.

15. Соколов Г.А., Рубина О.Ф.: Патент на изменение конструкции дробящей плиты щековой дробилки.

16. Механическое оборудование предприятий стройиндустрии: учеб. пособие/ М.Ю. Абдулханова, А.М. Колбасин, В.И. Марсов. – М.: МАДИ, 2014. – 120 с.

17. Проблеми та напрямки подальшого розвитку металургійного обладнання. Методичні вказівки до виконання курсового проекту для студентів ЗДІА всіх форм навчання за спеціальністю 8.05050311 «Металургійне обладнання» / Укл.: Малышев Г.П., Таратута К.В., Власов А.О.- Запоріжжя, 2014.- 106с.

18. ГОСТ1284.1–89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Основные размеры и методы контроля.

19. Методичні вказівки по виконанню магістерської роботи наукового спрямування(спеціальність 8.090218 “Металургійне обладнання” набазі ОПП “Спеціаліст”) / Укл. А. Я. Жук, Г. П. Малишев. – Запоріжжя: ЗДІА, 2004. – 71 с.

20. Детали машин. Методические указания к курсовому проектированию./Сост. С.В. Погорелов – Запорожье: Изд–во ЗГИА, 2003.–71с.

21. Оборудование для переработки сыпучих материалов: учебное пособие/ В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев, М.А. Промтов, А.С. Тимонин. – М. : «Издательство Машиностроение–1», 2006. – 208 с. – 400 экз. – ISBN 5–94275–298–2.

22. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации/ Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.

23. Струтинский В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612с.

24. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Конспект лекций (отдельные главы из учебника для вузов) / Н.А.Спирин, В.В.Лав ров. Под общ. ред. Н.А.Спирина. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. - 257 с.

25. Охорона праці та техногенна безпека: методичні вказівки до виконання розділу магістерських робіт для студентів ЗДІА всіх спеціальностей денної та заочної форм навчання / Г.Б. Кожемякін, В.Г. Рижков, К.В. Бєлоконь. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 48 с.

26. Охорона праці та промислова безпека. Навчальний посібник / К.Н. Ткачук та інш. К.: Основа, 2009.

27. Закон України “Про охорону праці”. Законодавство України про охорону праці. Збірник нормативних документів. 1 том. Київ, 2003.

28. Охрана труда. Сборник задач и методические указания./Иванов В.Г. и др., Харьков:ХНУРЕ, 2005.-283 с.

29. Геврик Е.О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. – К.:Ельга, Ніка–центр. 2003. – 280с.

30. Единые правила выполнения конструкторской документации в вузе/ Сост.: А.Я.Жук, Н.К.Желябина.– Запорожье, ЗГИА, 2002.– 124с.

Список виконаних креслень

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Дробарка щокова ЩДС 4х9 з приводом	1	А1
2	Дробарка щокова ЩДС 4х9	1	А1
3	Щока	1	А1
4	Деталювання (плита з рифленням робочої поверхні трикутної форми, плита з рифленням робочої поверхні трапецеїдальної форми)	2	А2
5	Розрахункови схеми переміщення рухомої щоки дробарки	1	А1
6	Графіки переміщення рухомой щоки при різних умовах та розрахунки плит, що дроблять з різним перетином	1	А1
7	Місцева витяжка (рукавний фільтр)	1	А1

ДОДАТКИ