

Тхорик Іван Євгенійович

Магістерська робота

**Дослідження та обґрунтування раціональних параметрів
ударних дробарок роторно-бильного типу**

Керівник роботи

доц., к.т.н. Хруцький А.О.

ВСТУП

У дробарках ударної дії руйнування шматків мінеральної сировини здійснюється шляхом нанесення ударів по ним робочими органами, що рухаються з великими швидкостями.

Усі ударні дробарки можна розділити на два основних класи. До першого відносяться молоткові конструкції, в яких роль робочих органів виконують молотки, вільно підвішені на обертовому роторі. Кінетична енергія удару по шматку визначається масою та швидкістю руху молотка.

На відміну від молоткових, в роторно-бильних конструкціях робочі органи (била) жорстко закріплені на роторі, завдяки чому кінетична енергія удару буде залежати не лише від маси била, але й від маси самого ротора.

Ударний спосіб руйнування шматків гірничої маси вигідно відрізняється підвищеною ефективністю дроблення від процесу роздавлювання їх у дробарках щокowego, конусного та валкового типів. Ступінь дроблення матеріалу при цьому досягає 20-30 одиниць, а питомі витрати енергії суттєво менші у порівнянні з дробарками, що працюють з використанням інших способів дроблення [1-11].

Дробарки ударної дії характеризуються високою питомою продуктивністю, що припадає на одиницю їх маси. Такі конструкції мають менші у порівнянні з валковими та щокowymi дробарками наступні показники: питомої вартості (на одиницю продуктивності) – відповідно в 1,5-2 і в 3,5-5,5 рази; масу – відповідно в 4 і 4,5-5 разів; потужність приводу – відповідно в 1,1 і 1,5-2 рази [12].

Ударні дробарки можуть використовуватися для крупного, середнього та дрібного дроблення найрізноманітніших матеріалів: мя'ких і твердих, сухих і з підвищеною вологістю. Природно, що дроблення твердих абразивних порід викликає підвищений знос робочих органів установок, тому граничною межею вмісту кремнію у матеріалах, що піддаються ударному дробленню, є 5-10%. Руйнування вологих матеріалів супроводжується зменшенням продуктивності дробарок та зростання споживання енергії. З огляду на це, не рекомендується дробити в них матеріали з вологістю більше, ніж 15%.

Молоткові та роторно-бильні дробарки надзвичайно широко використовуються не лише в гірничій та гірничозбагачувальній галузях промисловості (особливо чорної та кольорової металургії). Вони знаходять застосування у будівельній промисловості (гідротехнічне, дорожнє, промислове та громадянське будівництво – дроблення різноманітних нерудних матеріалів), цементній, коксохімічній та енергетичній галузях (для дроблення вапняку, вугілля і сланців).

Усе вищесказане переконливо свідчить про те, що дослідження з метою удосконалення, створення та практичного впровадження нових зразків дробильного обладнання ударної дії з підвищеними показниками призначення і надійності є надзвичайно важливим науково-промисловим завданням. З огляду на це, актуальність теми представленої магістерської роботи не викликає жодних сумнівів.

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів ударних дробарок роторно-бильного типу.

Об’єкт дослідження – технологічний процес руйнування мінеральної сировини у дробарках ударної дії.

Предмет дослідження – роторно-бильні дробарки.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Принцип дії, основні конструктивні схеми та експлуатаційні показники роторно-бильних дробарок

Молоткові та роторно-бильні дробарки мають однаковий принцип дії: вихідний матеріал подається шляхом вільного падіння або ковзання по завантажувальному лотку у робочу камеру дробарки, потрапляє там під удари робочих органів (вільно підвішених на роторі молотків або жорстко закріплених на ньому бил), руйнується внаслідок цього, його осколки відкидаються, руйнуються під час ударних зустрічей з відбійними плитами, знову стикаються з обертовими робочими органами і все це повторюється доти, доки вони досягають потрібної крупності, яка дає можливість проходження крізь вихідну щілину камери дроблення або встановлену під ротором колосникову решітку та виходу з дробарки.

У табл. 1.1 приведені можливі конструктивні схеми ударних дробарок роторно-бильного типу, а на рис. 1.1 – найбільш уживані з них [1,12].

Промисловістю виготовляються наступні конструкції роторно-бильних ударних дробарок:

- з одним обертовим ротором:
 - нереверсивні з бічним завантаженням вихідного матеріалу (рис. 1.1а);
 - реверсивні з центральним завантаженням вихідного матеріалу (рис. 1.1г);
- з двома обертовими роторами:
 - паралельного дроблення матеріалу (рис. 1.1б);
 - послідовного дроблення матеріалу (рис. 1.1в).

Зазвичай роторно-бильна дробарка має такі основні вузли: корпус 4 із завантажувальною лійкою; масивну опорну раму; один чи два обертові ротори 2, що сидять на горизонтальному валу 1 та несуть на собі жорстко закріплені биля 3; вільно підвішені або поставлені пружинними амортизаторами відбійні плити 5, футеровані зносостійкими матеріалами; колосникову решітку 6 (або в деяких випадках набір броньованих стрижнів замість неї); механізм для регулювання положен-

ня відбійних плит; приводний пристрій.

В однороторних конструкціях в разі бічного завантаження гірничою породою ротор обертається в одному напрямку, який забезпечує зустрічний рух бил та шматків матеріалу. Для схеми на рис. 1.1а це напрямок обертання за годинниковою стрілкою. При центральному завантаженні (рис. 1.1г) напрямок обертання не має значення і це дає можливість удвічі підвищити ресурс бил за рахунок використання обох бічних робочих поверхонь їх виступаючих за межі ротора кінців.

У двороторних дробарках матеріал може піддаватися як практично одночасним ударним впливам бил обох роторів та їх відбійних плит (рис. 1.1б), так послідовному дробленню спочатку на одному роторі, а потім на другому (рис. 1.1в).

Як вже було зауважено вище, роторно-бильні дробарки разом з конструкціями молоткового типу відрізняються дуже високою ефективністю дроблення мінеральної сировини та малими питомими величинами маси та вартості (на 1 т дробленого матеріалу). В якості доказу у табл. 1.2 приведені деякі експлуатаційні показники дробарок роторно-бильного типу [12].

Таблиця 1.2 – Показники роботи ударних дробарок роторно-бильного типу

Показники	Значення
Продуктивність при дроблення в один прийом матеріалів середньої міцності з насипною вагою $1,65 \text{ т/м}^3$ з максимальним розміром шматків матеріалу у живленні 900 мм та вмістом у дробленому продукті класу 0-38 мм 90%, т/г	300-400
Витрати енергії на 1 т дробленого продукту, кВт·г/т	0,6-2,0
Маса дробарки на 1 т годинної продуктивності, т/г	0,06-0,1
Окружна швидкість бил (м/с) для матеріалів:	
малої міцності	10-30
міцних	30-70
Витрати металу від зносу робочих органів, г/т	50-180
Знос бил від загальної маси зношуваних частин, %	85

1.2 Аналіз особливостей конструктивного виконання дробарок роторно-бильного типу

За технологічною ознакою однороторні роторно-бильні дробарки розділяють на три класи [11]:

- крупного дроблення (ДРК), розраховані на прийом шматків розміром від 0,5 до 0,6 діаметра ротора;
- середнього дроблення (ДРС) – шматки розміром від 0,1 до 0,3 діаметра ротора
- дрібного дроблення (також ДРС) – шматки не більше 0,1 діаметра ротора.

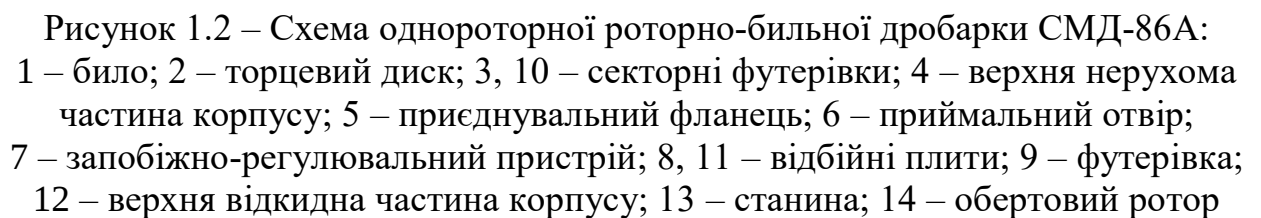
У табл. 1.3 приведені технічні характеристики основних типів однороторних конструкцій дробарок роторно-бильного типу [11].

Дробарки ДРК призначені для роботи на першій стадії дроблення, а ДРС – на наступних. За конструкцією вони відрізняються в основному співвідношенням діаметру ротора D та його довжини L (у дробарок ДРК діаметр більше довжини, у дробарок ДРС ці розміри однакові) та кількістю відбійних плит (дві у ДРК і три у ДРС).

На рис. 1.2 приведена схема однороторної нереверсивної дробарки роторно-бильного типу моделі СМД-86А з двома камерами дроблення A і B , утвореними обертовим ротором 14, його бічними стінками та відбійними плитами 8 і 11 [11].

Матеріал живлення завантажується у дробарку через прийомний отвір 6 і потрапляє спочатку у камеру дроблення A , де скочується до зустрічі з ротором 14. Там кожен шматок матеріалу ударами бил 1 руйнується і його осколки відкидаються на першу відбійну плиту 8, де вони зазнають додаткового руйнування, знову відкидаються на ротор, руйнуються далі і нарешті проходять у дробильну камеру B через щілину шириною b_1 між плитою 8 та окружністю обертання бил ротора. У камері B ці осколки піддаються подальшому дробленню за участі у цьому процесі відбійної плити 11 аж до розвантаження отриманого дріб'язку з дробарки через щілину завширшки b_2 .

Ротор дробарки виконаний у вигляді масивної циліндричної відливки з поз-



довжніми пазами для установки бил, валу і торцевих дисків, які кріпляться до ротора болтами або приварюються до нього. Кількість рядів установки бил може коливатися від 2 до 6 і залежить в основному від типорозміру дробарки. Закріплення бил у пазах ротора здійснюється за допомогою брусів, клинів та фіксаторів. Показана на рис. 1.2 дробарка СМД-86А має три ряди таких робочих ударних елементів, які можна висувати у міру їх зносу на 45 мм (по діаметру ротора) для підвищення терміну служби. Била виконуються зі зносостійкої високомаргацевистої сталі, а частину корпусу ротора в районі установки бил захищають твердосплавним наплавленням.

Підшипники валу ротора сидять на конічних розрізних втулках для полегшення монтажно-демонтажних операцій, а корпуси підшипників винесені за межі корпусу дробарки. Отвори для проходу валу через корпус установки постачені спеціальними ущільненнями. Ротор обертається від приводного асинхронного електродвигуна з фазним ротором через клинопасову передачу. Остання має два додаткових шківів для отримання окружних швидкостей ротора 20; 26,5 та 35 м/с.

З огляду на великі окружні швидкості обертання роторів дробарок ударного типу (до 50 м/с), вони підлягають обов'язковому статичному балансуванню та урівноваженню. Ця операція здійснюється сталевих горизонтально розташованих ножах шляхом приварювання балансувальних вантажів до корпусу ротора у кільцевому просторі, що утворюється торцевими дисками. Крім того, діаметрально протилежні біла підбираються однаковими за вагою.

Корпус дробарки складається зі станини 13 та двох верхніх частин: нерухомої 4 та відкидної 12, яку можна повертати гвинтовим домкратом з ручним або електричним приводом і сполучати з нерухомими частинами корпусу легко рознімними струбцинами або відкидними болтами.

Торцеві диски 2 ротора утоплені у торцевих розширених зонах корпусу дробарки для захисту ротора та бічних стінок корпусу від зносу. Диски постачаються секторними футерівками 3 і 10, а решта внутрішніх поверхонь корпусу і станини – футерівками 9.

Відбійні плити 8 і 11 також виконуються зі зносостійкої високомаргацевистої сталі та постачаються пружинними запобіжно-регулювальними пристроями 7 з гумовими амортизаторами, які служать для відведення плити від ротора у разі потрапляння у камеру дроблення недробимих предметів і виникнення надмірних ударних навантажень та повертання її у початкове положення. Запобіжно-регулювальний пристрій першої відбійної плити 8 дає можливість піднімати її до суміщення з другою плитою 11, завдяки чому двокамерний робочий простір дробарки перетворюється на однокамерний. У такому положенні дробарка демонструє найбільшу продуктивність дроблення. Обидві відбійні плити мають симетричну форму, що дозволяє збільшувати термін служби деталей шляхом перевертання при

граничному зносі нижніх частин.

На рис. 1.3 приведені схема та загальний вигляд ротору роторно-бильної дробарки французької фірми «Дракон» , а у табл. 1.4 – основні технічні характеристики п'яти типорозмірів цієї конструкції [12].

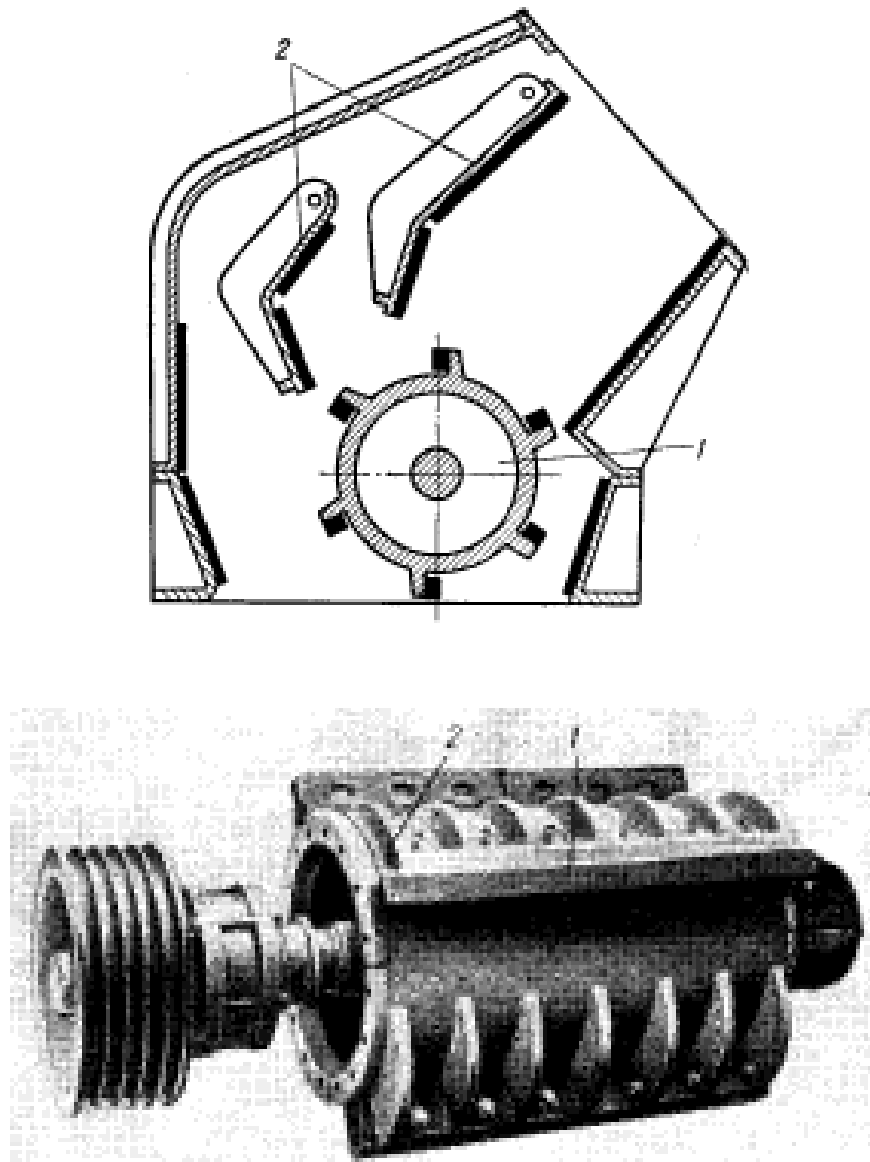


Рисунок 1.3 – Схема та загальний вигляд ротору роторно-бильної дробарки французької фірми «Дракон»: зверху: 1 – ротор; 2 – відбійні плити; знизу: 1 – било; 2 – корпус ротора

Схема дроблення матеріалу у двороторній дробарці роторно-бильного типу показана на рис. 1.4 [12]. Ротори у таких конструкціях обертаються у протилежних напрямках. Кожен з них зазвичай має власний приводний електродвигун.

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики однороторних дробарок фірми «Дракон»

Модель дробарки	Розмір завантажувального отвору, мм	Діаметр ротора, мм	Швидкість обертання ротора, об/хв.	Число бил на роторі	Продуктивність, т/г	Споживана потужність, кВт	Маса, кг
PR-3	1000x600	800	600-1000	4	15-70	36,8-73,5	5500
PR-4	1250 x 800	1000	450-780	6	25-100	59-147	12000
PR-5	1600 x 1000	1250	360-600	6	50-200	132-294	25000
PR-6	2000 x 1250	1600	290-480	6	150-400	220-440	43000
PR-7	2500 x 1500	2000	230-300	8	250-600	330-515	70000

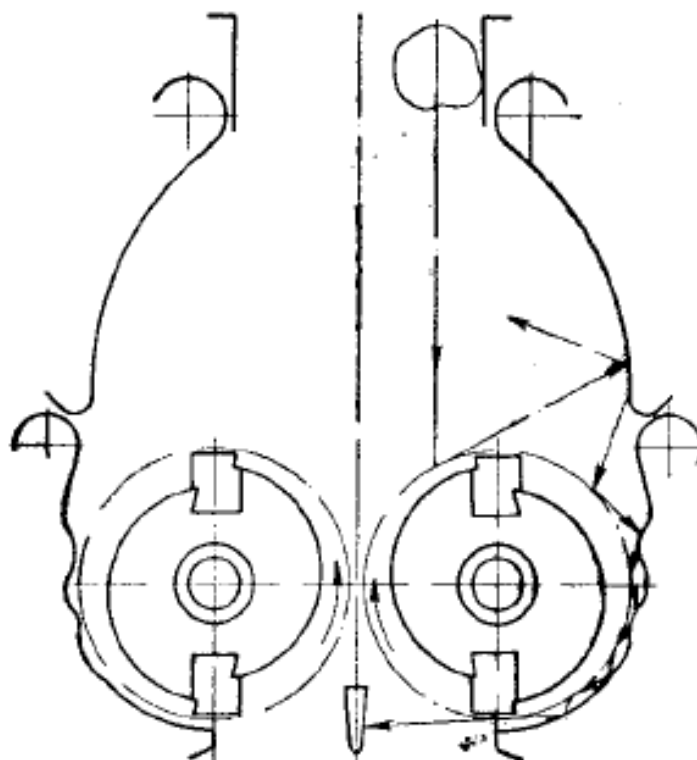


Рисунок 1.4 – Схема дроблення матеріалу у двороторній дробарці роторно-бильного типу

На рис. 1.5 приведена схема двороторної роторно-бильної дробарки з роторами діаметром 1000 мм [10,12].

Установка складається з корпусу 1, двох роторів 2 із закріпленими на них билами, колосникових решіток 4 та вузла живлення 3. Особливістю конструктив-

ного виконання дробарки є вертикальне розташування двох верхніх колосникових решіток з поздовжніми щілинами, що дає можливість на 45% збільшити живий перетин колосників у порівнянні з горизонтальною орієнтацією щілин. Дві нижні решітки мають таку саму вертикальну орієнтацію щілин і охоплюють окружність обертання бил, завдяки чому їх робоча зона зростає до 270°. Це суттєво підвищує активність процесу дроблення та перешкоджає виходу з дробарки шматків надлишкової крупності.

Обидві пари решіток шарнірно підвішені своїми верхніми частинами до корпусу дробарки. Нині частини верхніх решіток можна встановлювати у три різні положення, при яких відбувається зменшення або збільшення об'єму камери дроблення.

Вузол живлення над останньою забезпечує рівномірне надходження матеріалу на обидва ротори установки.

Технічна характеристика дробарки, зображеної на рис. 1.5, приведена у табл. 1.5 [12].

Таблиця 1.5 – Технічна характеристика двороторної дробарки на рис. 1.5

Показники	Значення
Діаметр ротора, мм	1000
Ширина завантажувального отвору, мм	750
Максимальний розмір шматків матеріалу живлення, мм	650
Продуктивність (під час дроблення вапняку), т/г	100-200
Окружна швидкість ротора, м/с	20; 30; 40
Ширина зазору між колосниками, мм	55; 75; 100
Межі регулювання радіальних бічних зазорів між ротором та нижньою решіткою, мм	10-100
Електродвигуни роторів:	
кількість	2
потужність, кВт	55
швидкість обертання вихідного валу, об/хв.	970
Маса без електрообладнання, кг	19500

Висновки:

- ударний спосіб руйнування шматків гірничої маси вигідно відрізняється підвищеною ефективністю дроблення від процесу роздавлювання їх у дробарках, що працюють з використанням інших способів дроблення. Дробарки ударної дії характеризуються високими значеннями ступеню дроблення матеріалу та питомої продуктивності, що припадає на одиницю маси установок. Вони мають менші у порівнянні з машинами щоківового, конусного і валкового типів показники питомої вартості, маси та потужності приводу;

- проведений аналіз конструктивних особливостей одного з двох основних типів дробарок ударної дії – роторно-бильних установок – виявив високий технічний рівень подібного механічного обладнання, здатного задовольнити численні вимоги технологічних процесів підготовки різноманітної мінеральної сировини до ефективного використання у багатьох галузях економіки.

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – обґрунтування раціональних параметрів ударних дробарок роторно-бильного типу.

Виконаний аналіз технологічних особливостей процесу ударного руйнування мінеральної сировини у дробарках та існуючого стану розвитку конструкцій подібного механічного обладнання роторно-бильного типу показав, що для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- дослідити процесу руйнування матеріалу у дробарках роторно-бильного типу;
- визначити величини ударних навантажень та оптимальної окружної швидкості ротора;
- проаналізувати можливі шляхи раціонального конструювання камер дроблення роторно-бильних дробарок;
- обґрунтувати раціональні режими роботи дробарок;

- розглянути питання удосконалення електроприводу дробарок роторно-бильного типу з точки зору забезпечення регульованого режиму обертання ротора та використання режиму електричного гальмування дробильних установок;

- проаналізувати можливі шляхи подальшого розвитку конструкцій роторно-бильних дробарок.

Об'єкт дослідження – технологічний процес руйнування мінеральної сировини у дробарках ударної дії.

Предмет дослідження – роторно-бильні дробарки.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес створення та промислового впровадження нових зразків техніки відбувається шляхом поступового виконання таких етапів, як науково-дослідні роботи, проектно-конструкторські розробки, підготовка та організація серійного виробництва машин, експлуатації їх у тій чи іншій галузі економіки.

На стадії науково-дослідних робіт здійснюється обґрунтування основних показників призначення і надійності майбутнього виробу та розробляється основа для його конструктивної розробки і подальшого виготовлення на машинобудівному підприємстві.

Під час проведення подібних прикладних наукових досліджень, метою яких є використання нових знань для розробки та удосконалення засобів виробництва, використовуються загальні і спеціальні методи, що дають можливість запропонувати структурну схему створюваної машини та перевірити її на відповідність усім експлуатаційним вимогам.

До загальних методів наукових досліджень можна віднести аналіз і синтез, індукцію та дедукцію, абстрагування і конкретизацію, моделювання та інші. У представленій роботі, наприклад, за допомогою аналітичного методу дослідження розглянуто технологічні особливості процесу ударного руйнування мінеральної сировини у дробарках та виконано порівняльний аналіз існуючого стану розвитку конструкцій подібного механічного обладнання роторно-бильного типу. Метод використовувався для визначення траєкторій польоту шматків перероблюваного матеріалу після першого зіткнення з билем роторно-бильної дробарки.

Що стосується спеціальних методів наукових досліджень, то, зокрема, для визначення характеру руху окремого шматка у дробарці роторно-бильного типу в залежності від його форми, розмірів та міцності, взаємного розташування біла і шматка в момент їх зустрічі використовувався ймовірнісний метод дослідження для аналізу випадкових масових явищ.

Після цього за допомогою методів математичної статистики був встановлений закон розподілення щільності ймовірностей польоту шматків у різних напрям-

мках від середньої точки.

Ймовірнісний метод дослідження використовувався також для визначення максимальної величини зусилля удару била по шматку матеріалу, а також тривалості дії удару та величини імпульсу.

Крім того, методи математичної статистики застосовувалися для визначення залежності величини ударного імпульсу дробарки від маси шматка матеріалу при різних значеннях окружної швидкості ротора.

Для дослідження процесу відбивання шматків гірничої породи відбивними плитами дробарок роторно-бильного типу був застосований метод швидкісної кінематики. Цей метод був також використаний для визначення швидкості польоту найбільш крупних шматків, відкинутих билем при забезпеченні раціональної глибини проникнення шматків у робочу окружність ротора.

Статистичний аналіз реального процесу дроблення за допомогою ймовірнісних методів досліджень застосовувався для урахування реальних умов експлуатації ударних дробарок роторно-бильного типу масовому при завантаженні установок безупинним потоком гірничої породи.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛУ У ДРОБАРКАХ РОТОРНО-БИЛЬНОГО ТИПУ

3.1 Пошук шляхів раціонального конструювання камер дроблення роторно-бильних дробарок

На ефективність процесу руйнування мінеральної сировини у дробарках роторно-бильного типу важливий вплив має форма камери дроблення установки, яка визначається взаємним розташуванням приймального лотка, окружності ротора і відбійних плит або колосникових решіток, а також кількістю та конфігурацією останніх. У таких умовах здебільшого інтуїтивне проектування робочих камер без відповідних досліджень та розрахунків аж ніяк не може забезпечити отримання в результаті необхідних оптимальних конструктивних рішень.

Раціонально сконструйована камера дроблення роторно-бильної дробарки повинна забезпечити ефективний центральний удар била по шматкам матеріалу, максимальне використання кінетичної енергії, отриманої цими шматками після удару, та необхідне число повторних ударів по кожному шматку. А для цього потрібно знати закономірності руху шматків у робочій камері.

На характер руху окремого шматка впливає ціла низка різноманітних факторів: його форма, розміри та міцність, взаємне розташування била і шматка в момент їх зустрічі тощо. Для визначення цих показників можна скористатися ймовірнісним методом, адже у дробарці ми маємо справу з випадковими масовими явищами. Тому, згідно із законом великих чисел, частоти досліджуваних подій будуть наближатися до їх ймовірностей і вивчення закономірностей руху шматків у роторній дробарці можна здійснювати на основі теорії ймовірності та математичної статистики [13].

Для аналізу умов удару била по шматку матеріалу скористаємося схемою проникнення останнього в робочу окружність ротора, приведену на рис. 3.1. Для спрощення вважаємо форму шматка сферичною з діаметром сфери D . Якщо шматок під час скочування по лотку 1 зі швидкістю V_k торкнеться окружності O ротора

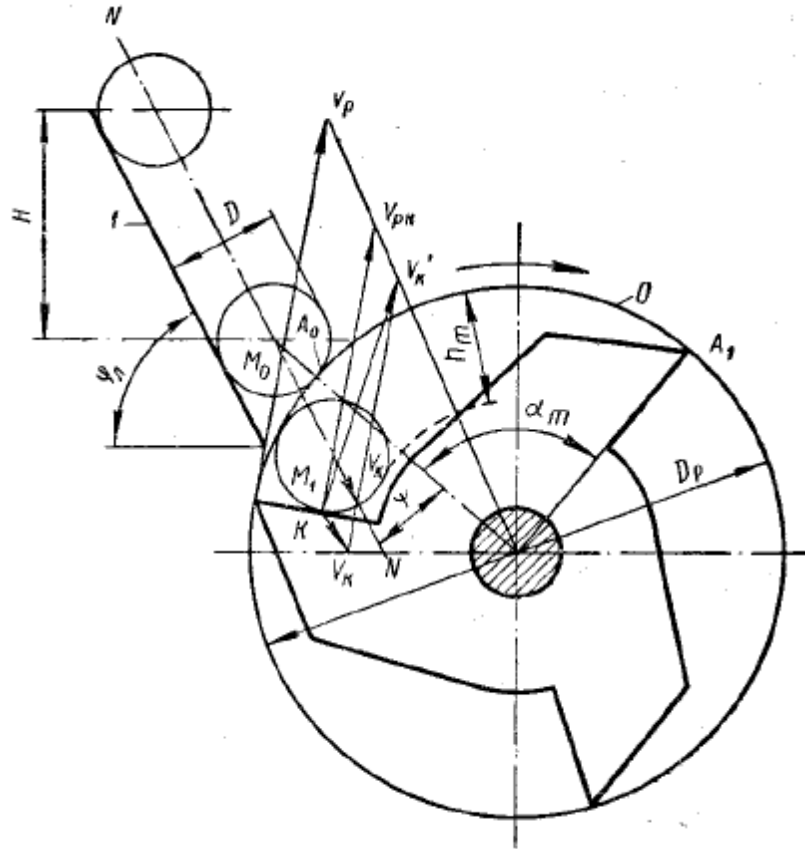


Рисунок 3.1 – Схема проникнення шматка матеріалу в робочу окружність ротора

в момент, коли кінець біла A_1 відійде від точки A_0 , і взаємного удару не відбудеться, його подальший рух буде здійснюватися по лінії NN , доки наступне біло не зустрінеться з ним. Можна прирівняти час руху шматка з положення M_0 у положення M_1 і час повороту ротора на кут α_m і знайти приблизну максимальну глибину проникнення шматка h_m в середину робочої окружності ротора O :

$$h_m = \frac{1}{4A} \left\{ B - \sqrt{B^2 - 8A \left[\frac{\pi D_p}{z} (D_p + D) - 0,5 D_p D \right]} \right\}, \quad (3.1)$$

де $A = \frac{V_p}{V_k \cos \psi}$; $B = A(D_p + D) + 2 \frac{D D_p}{z} + D_p \tan \psi$; $V_k = \sqrt{2gH(1 - \mu \tan \psi)}$;

D_p – діаметр окружності ротора; z – число бил; μ – коефіцієнт тертя шматка відносно лотка; g – прискорення сили тяжіння; V_p – окружна швидкість ротора на кінцях бил; V_k – середня швидкість шматка на шляху h_m , яка приблизно дорівнює швидкості шматка в момент торкання окружності ротора.

На глибину h_m проникають лише ті шматки, що потрапили до ротора, коли кінець біла був у положенні A_0 . Шматки, які торкнулися окружності O в момент, коли ротор вже повернувся на деякий кут α (рис. 3.2), проникнуть на меншу глибину h , залежність якої від кута α можна зобразити графічно у вигляді прямої лінії DC за умови, що глибина проникнення не обмежується висотою біла h_6 . Оскільки вона буває меншою h_m , то на ділянці AB глибина проникнення буде залишатися постійною і дорівнювати h_6 .

Таким чином, фактична глибина проникнення окремих шматків буде мати розподілення, що характеризується графіком ABC , адже будь-який кут α від 0 до α_m в момент зустрічі з окружністю ротора рівно ймовірний. Середня глибина проникнення шматка на ділянці AB дорівнюватиме h_6 , а ймовірність потрапляння його на цю ділянку – $P_{(AB)} = \frac{\alpha_6}{\alpha_m}$. Середня глибина проникнення на ділянці BC дорівнюватиме $0,5h_6$, а відповідне значення ймовірності – $P_{(BC)} = \frac{\alpha_1}{\alpha_m}$. Тоді середня зважена глибина проникнення буде [13]:

$$h_{\text{сеп}} = P_{(AB)}h_6 + P_{(BC)} \cdot 0,5h_6.$$

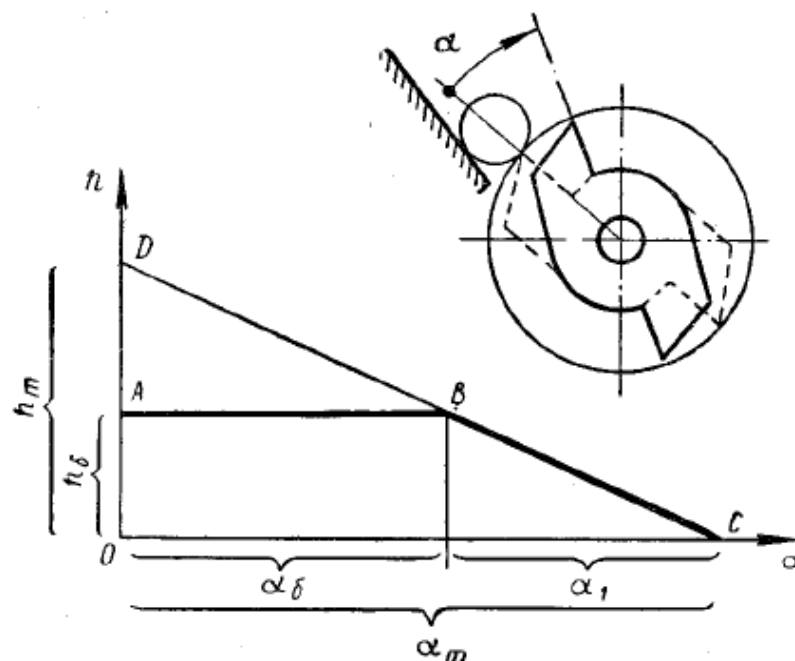


Рисунок 3.2 – Графік розподілення глибини проникнення шматка

Якщо підставити значення ймовірностей та замінити $\frac{\alpha_6}{\alpha_m} = \frac{h_6}{h_m}$, то можна отримати:

$$h_{\text{сер}} = \frac{\alpha_6}{\alpha_m} h_6 + \frac{\alpha_1}{\alpha_m} \cdot 0,5h_6 = h_6 \left(1 - 0,5 \frac{h_6}{h_m}\right). \quad (3.2)$$

З цієї формули випливає, що середня глибина проникнення $h_{\text{сер}}$ завжди менше висоти била h_6 , тому для забезпечення необхідної швидкості удару у напрямку центру шматка висоту била потрібно визначати з рівняння (3.2), задаючись найвигіднішою середньою глибиною проникнення $h_{\text{сер}}$. Величина h_m підраховується при цьому за формулою (3.1).

Тепер слід розглянути напрямок польоту шматків, відкинутих билем при першому ударі. Якщо середня глибина проникнення складає $h_{\text{сер}} = 0,5D$, то шматок отримає удар у точці K , яка має певну швидкість V_p (див. рис. 3.1). Припустимо, що ця швидкість буде передана шматку, тоді підсумок початкової швидкості шматка V_k і $V_{p,k}$ дасть величину V'_k , яка характеризуватиме напрямок польоту шматка після удару. Насправді ж, внаслідок неправильної форми, різниці у пружних властивостях окремих шматків та руйнуванні їх під час ударів напрямок шматків після удару била буде відхилятися від V'_k на різні кути.

Для експериментального вивчення закону розподілення напрямків польоту шматків під час першого удару в інституті ВНДІБуддормаш була свого часу виготовлена модель роторної дробарки з камерою, що мала шість каналів 1, які закінчувалися бункерами 2 (рис. 3.3) [13]. Шматки в ній дробилися і після ударів потрапляли у різні канали, а потім – у відповідні бункери. Вага шматків, що накопичувалися у кожному каналі, дозволила визначити частоти потрапляння шматків у той чи інший канал. За допомогою методів математичної статистики був встановлений закон розподілення щільності ймовірностей польоту шматків у різних напрямках від середньої точки K (див. рис. 3.1). Виявилося, що він узгоджується з нормальним законом розподілення Гаусса, причому найбільш ймовірний напрямок (мода) майже співпадає з напрямком геометричного підсумку швидкостей V'_k .

При окружній швидкості $V_p = 30$ м/с середнє квадратичне відхилення $\sigma_\gamma =$

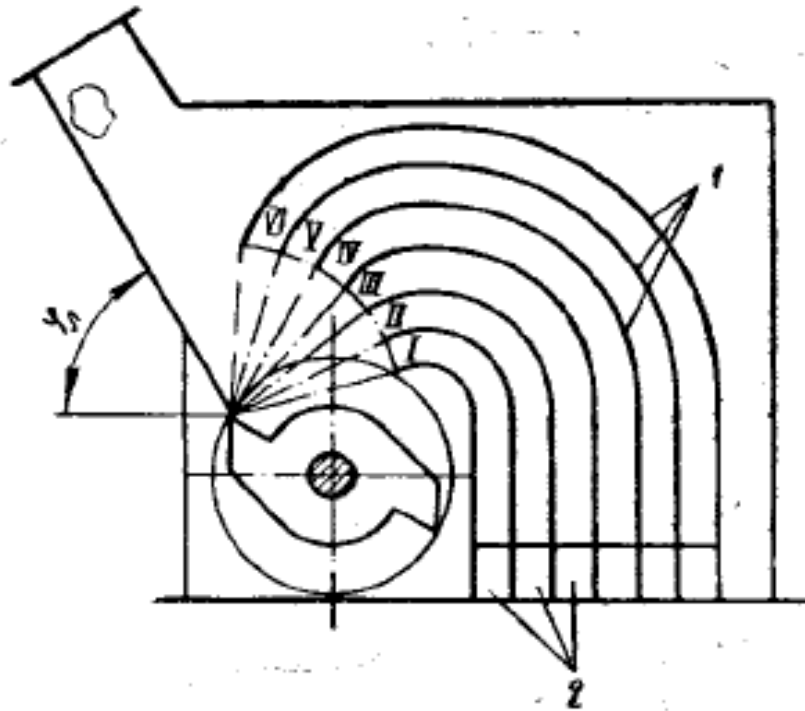


Рисунок 3.3 – Схема моделі роторної дробарки: 1 – канали; 2 – бункери

18,2° і незначно змінюється (у межах $\pm 10\%$) при варіюванні крупності живлення від 5 до 50 мм та окружній швидкості ротора від 10 до 40 м/с. На практиці для найбільш затребуваних швидкостей $V_p = 20-40$ м/с можна приймати $\sigma_\gamma = 18,2^\circ$.

Отримана інформація дозволила побудувати типовий графік розподілення щільності ймовірностей польоту шматків A та криві інтегралу ймовірності B у полярних координатах (рис. 3.4) [13]. Лінія KV'_k представляє собою середній та найбільш ймовірний напрямок польоту шматка (моду), що визначається геометричним підсумком швидкостей V_k і $V_{p,k}$ (див. рис. 3.1). Радіуси-вектори від точки K до перетину з кривою A ілюструють величину щільності ймовірностей польоту шматка у заданому напрямку, а радіуси-вектори від точки K до перетину з кривими B дають ймовірність $P(\Delta\gamma)$ потрапляння шматків у сектор $\Delta\gamma$, який знаходиться між цим радіусом-вектором і модою. Приведені графіки дають можливість бачити характер розподілення потоку шматків матеріалу у живленні і правильно вибирати взаємне розташування приймального лотка дробарка та першої відбійної плити.

Аналогічним методом була експериментально досліджена закономірність розподілення потоку шматків, що викидалися билами ротора з вихідної щілини

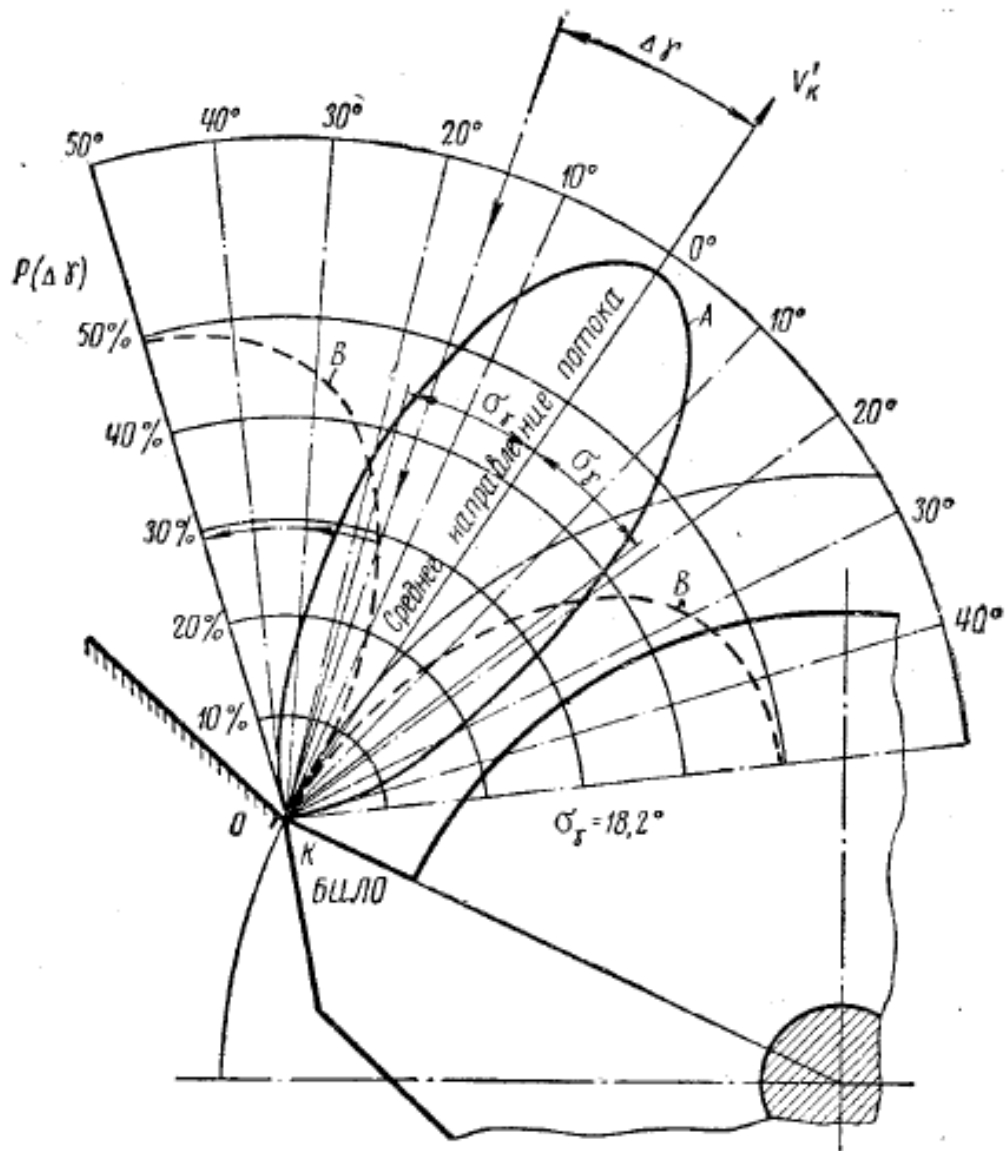


Рисунок 3.4 – Криві розподілення щільності ймовірностей польоту шматків A та інтегралу ймовірності B у полярних координатах (після першого удару била)

дробарки. Було з'ясовано, що й тут має місце закон нормального розподілення із середнім квадратичним відхиленням $\sigma_\gamma = 22,3^\circ$. Мода майже співпадає з дотичною до окружності ротора по кінцях бил у точці K , яка відповідає вихідній щілині. У залежності від розміру останньої та величини окружної швидкості напрямок моди змінюється у межах $\pm 5^\circ$, а σ_γ – у межах $\pm 4^\circ$. Типові графіки, представлені на рис. 3.5, дають можливість правильно розташувати другу та наступні відбійні плити [13]. Так, наприклад, отримані закономірності показують, що при взаємній установці двох плит під кутом $\Delta\beta = 40^\circ$ друга плита прийматиме на себе 82% усього потоку шматків.

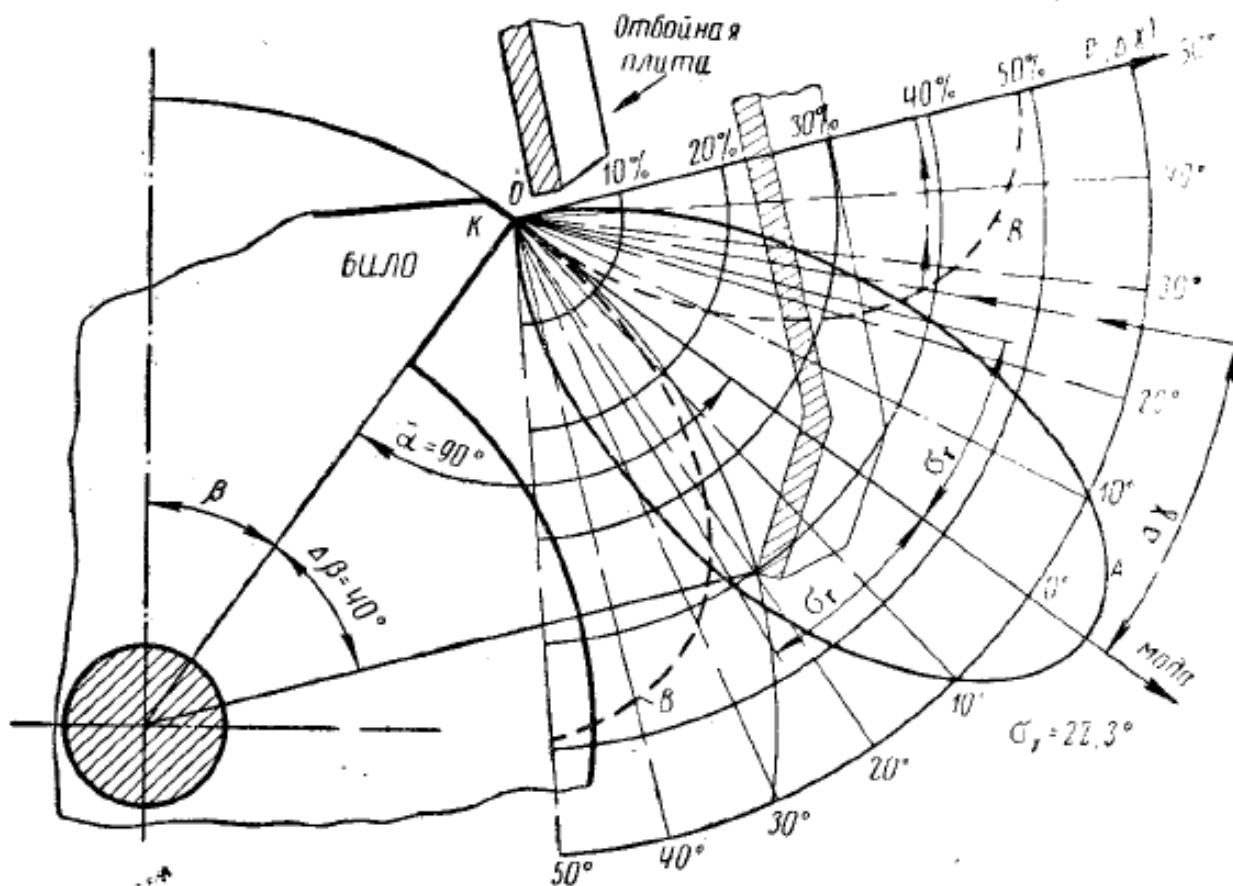


Рисунок 3.5 – Криві розподілення щільності ймовірностей польоту шматків A та інтегралу ймовірності B у полярних координатах (при виході з розвантажувальної щілини)

Під час проектування робочої камери потрібно знати напрямок і швидкість рикошету шматків від відбійної плити після удару. Якщо прийняти камінь за пружну матеріальну точку, то кут відбивання можна знайти за відомою з механіки залежністю:

$$\frac{\operatorname{tg} \delta_V}{\operatorname{tg} \delta_U} = \frac{k}{1-\lambda} = \text{const}, \quad (3.3)$$

де δ_V і δ_U – відповідно кути падіння та відбивання; k – коефіцієнт відновлення каменю; λ – коефіцієнт миттєвого тертя.

У дійсності процес відбивання складніший, адже шматок має значні розміри та невизначену форму, а його контактуюча з билем поверхня може бути дуже різноманітною. При цьому енергію удару частково буде витрачатися на руйнування, а її решта у вигляді енергії пружної деформації може розподілятися поміж окре-

мими шматками не порівну і не пропорційно їхній масі. Нарешті, слід пам'ятати, що відбиватиметься вже не одне тіло, а багато його частин, кожна з яких може рухатися під різними кутами.

За допомогою методу швидкісної кінозйомки було досліджено процес відбивання шматків силікатної цегли розмірами 20-50 мм від сталеві плити при кутах падіння від 10 до 60° та швидкостях від $6,44$ до $63,5$ м/с з метою визначення величин і напрямків швидкостей падіння шматків V та відбивання їх найбільш крупних частин U . В результаті було з'ясовано, що величини k і λ для одного матеріалу можуть варіюватися у широких межах, приймаючи в окремих випадках значення $k > 0$ і $\lambda < 0$. Це свідчить про неможливість використання залежності (3.3) у даному випадку. У той же час було встановлено, що між кутом відбивання δ_U і співвідношенням $K_V = \frac{U}{V}$ з одного боку та кутом падіння δ_V з іншого існує доволі тісний стохастичний (ймовірнісний) зв'язок. Кореляційний аналіз експериментальних даних дозволив встановити наступну залежність [13]:

$$\frac{\operatorname{tg} \delta_V}{\operatorname{tg} \delta_U} = 0,532 - \frac{\delta_V}{260}, \quad (3.4)$$

з якої видно, що відношення тангенсів кута падіння та середнього кута відбивання величина непостійна і залежить від кута δ_V .

Залежність (3.4) може бути представлена у вигляді кривої 1, показаної на рис. 3.6 [13]. Кути відбивання δ_U окремих шматків можуть відхилятися з ймовірністю $\sim 68\%$ у межах середніх квадратичних відхилень, позначених кривими 2 і 3. Ці графіки дозволяють розрахувати напрямки швидкостей відбитих шматків. Так, наприклад, при куті падіння $\delta_V = 30^\circ$ з ймовірністю 68% кути відбивання будуть знаходитися у межах $37^\circ < \delta_U < 71^\circ$.

Стохастичний зв'язок між середнім значенням відношення $K_V = \frac{U}{V}$, яке можна назвати коефіцієнтом втрати швидкості, та кутом падіння описується наступною емпіричною залежністю:

$$\bar{K}_V = \frac{1-k}{90} \delta_V + k, \quad (3.5)$$

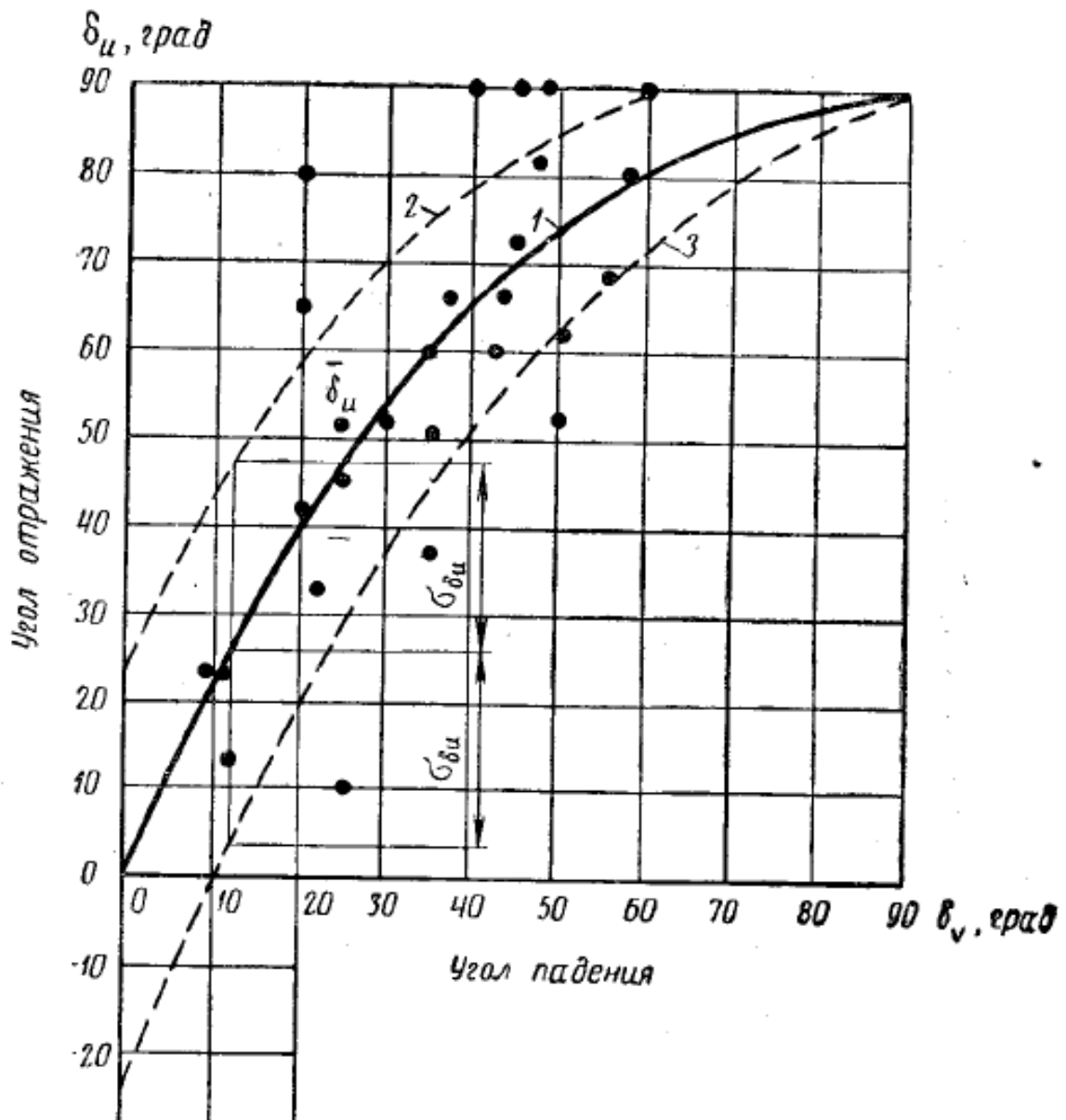


Рисунок 3.6 – Залежності кутів відбивання δ_U від кутів падіння δ_V шматків

де $k = K_V$ при $\delta_V = 0$ представляє собою умовний коефіцієнт відновлення, який визначається за допомогою графіку залежності $K_V = f(\delta_V)$, представленого на рис. 3.7 [13]. Для силікатної цегли при розглянутих швидкостях $K_V = 0,16$. Величина K_V для окремих шматків варіює із середнім квадратичним відхиленням σ_{K_V} , яке зменшується із збільшенням кута падіння згідно з наступною емпіричною залежністю [13]:

$$\sigma_{K_V} = 0,173 - \frac{\delta_V^2}{46800}, \quad (3.6)$$

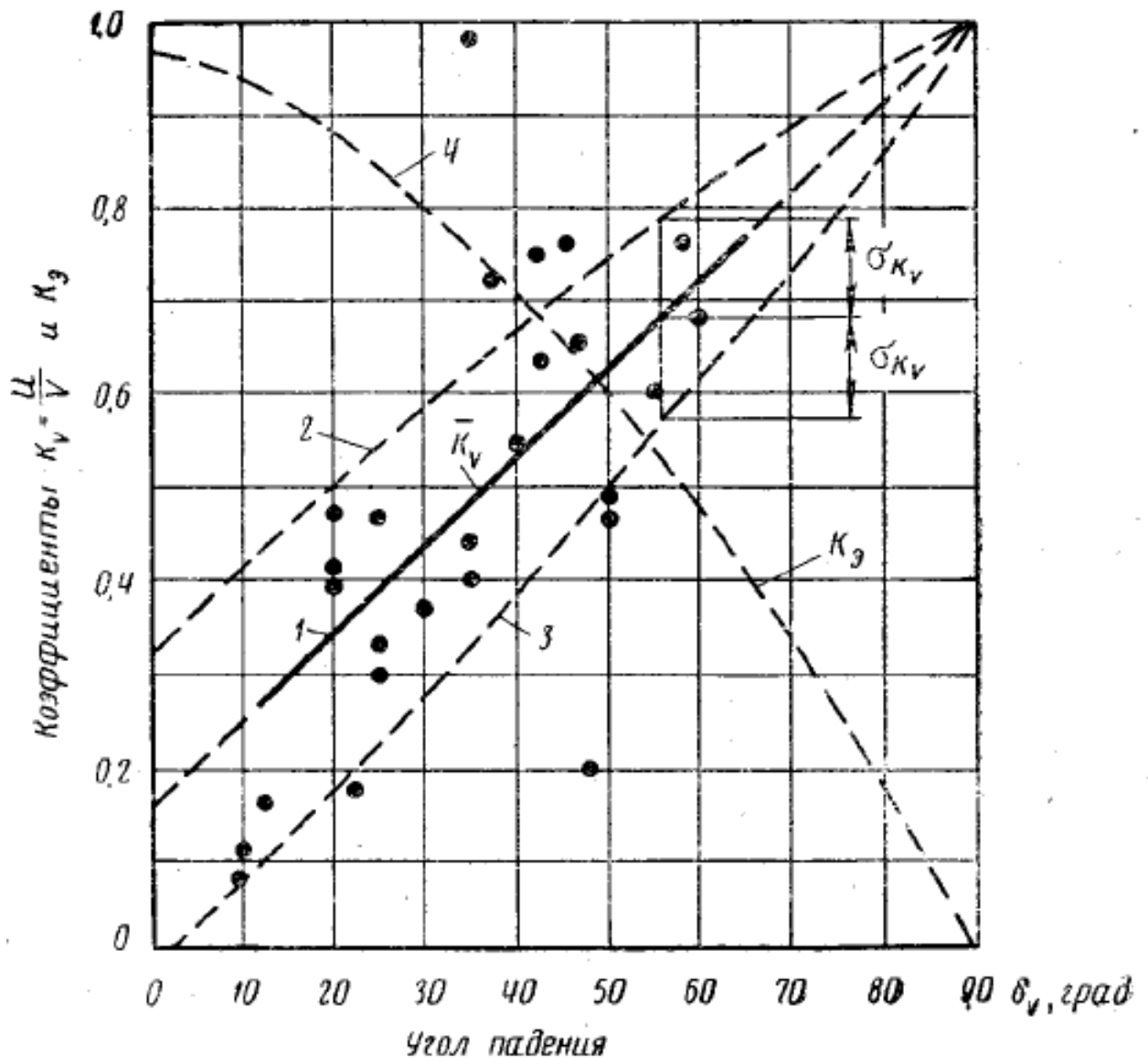


Рисунок 3.7 – Залежності коефіцієнтів втрати швидкості K_V та використання енергії K_E від кутів падіння δ_V

де δ_V дається у градусах.

Залежність (3.5) представлена на рис. 3.7 у вигляді прямої 1. Значення K_V для окремих шматків відхиляються з ймовірністю у межах $\sim 68\%$ середніх квадратичних відхилень, позначених кривими 2 і 3.

Рівняння (3.5) дозволяє розрахувати середню втрату кінетичної енергії, що витрачається в основному на руйнування шматка. Коефіцієнт використання енергії K_E представляє собою відношення втраченої під час удару енергії до запасу кінетичної енергії шматка масою m до удару [13]:

$$K_E = \frac{\frac{mV^2}{2} - \frac{mU^2}{2}}{\frac{mV^2}{2}} = 1 - \bar{K}_V^2 = 1 - \left[(1 - \bar{k}) \frac{\delta_V}{90} + \bar{k} \right]. \quad (3.7)$$

Залежність (3.7) представлена на рис. 3.7 у вигляді кривої 4. Вона показує, що при кутах падіння $0 < \delta_V < 15^\circ$ у середньому використовується від 97 до 91% запасу кінетичної енергії шматка. При кутах $\delta_V > 15^\circ$ коефіцієнт використання енергії значно знижується. Отже, відбійні плити слід розташовувати таким чином, щоби шматки зустрічалися з ними під кутами не більше 15° .

Метод швидкісної кінозйомки був також використаний для визначення швидкості польоту найбільш крупних шматків, відкинутих билом при глибині проникнення шматків у робочу окружність ротора $h_{\text{сер}} = 0,5D$. Як з'ясувалося, шматки матеріалу після удару біла відскакують із середньою швидкістю, що дорівнює [13]:

$$\bar{V}'_k = K_0 V_p, \quad (3.8)$$

де V_p – окружна швидкість ротора; K_0 – коефіцієнт, середня величина якого дорівнює 0,97; 0,76 та 0,71 відповідно при швидкостях $V_p = 10; 20$ і 30 м/с. Дійсні значення швидкостей окремих шматків варіюють навколо величини $\bar{V}'_k$, при цьому вказаним швидкостям V_p відповідають коефіцієнти варіації $\delta_{V_k} = 28,5; 44,5$ та $52,8\%$.

Таким чином, проведені дослідження дають можливість знайти оптимальне положення приймального лотка, правильно вибрати висоту завантаження матеріалу, раціонально сконструювати форму та розташування відбійних плит або колошникових решіток. Це забезпечить максимальну ймовірність потрапляння шматків матеріалу під удари бил та найбільший ефект використання енергії удару.

3.2 Дослідження та визначення ударних навантажень у дробарках роторно-бильного типу

Для забезпечення найбільшої ефективності процесу ударного руйнування мінеральної сировини в роторно-бильних дробарках потрібно знати максимальну

величину зусилля удару була по шматку матеріалу, а також тривалість дії удару та величину імпульсу. Оскільки усі ці величини залежать від багатьох випадкових факторів, врахувати які заздалегідь не представляється можливим, вони й самі носять випадковий характер. Тому для визначення їх також можуть бути використані ймовірнісні методи дослідження [14].

Якщо представити шматок матеріалу, що підлягає дробленню, у вигляді кулі з масою m_k та нульовою початковою швидкістю, а швидкість ротору масою m_p позначити як V_p , то згідно з класичною теорією удару при прямому ударі і $m_p \gg m_k$ величина ударного імпульсу становитиме:

$$S_p = V_p m_k (1 + k), \quad (3.9)$$

де k – коефіцієнт відновлення співударних тіл.

Якщо удар не центральний (ексцентричний), то формула (3.9) набуває наступного вигляду:

$$S_p = V_p \frac{m_k}{1 + \frac{e^2}{r^2}} (1 + k), \quad (3.10)$$

де e – ексцентриситет ударної сили відносно центру маси шматка; r – радіус інерції шматка.

Таким чином, величина ударного імпульсу зростає пропорційно масі шматка та швидкості удару.

В реальних умовах шматок гірничої маси має неправильну форму, під час удару він руйнується на окремі частини, які можуть набувати різних швидкостей і напрямків поступального та обертового руху. Усе це призводить до певного розсіювання ударного імпульсу. Для з'ясування величини цього розсіювання в інституті ВНДІБуддормаш були проведені відповідні дослідження на дробарці з ротором діаметром $D_p = 0,67$ м, довжиною $L_p = 0,3$ м та масою $m_p = 477$ кг. В якості сировини дроблення використовували шматки вапняку масою від 1 до 14 кг при окружній швидкості ротора $V_p = 17,4; 26,1; 34,6$ та $52,1$ м/с.

Заміри здійснювалися за допомогою акселерометра, встановленого на валу ротора. Втрати енергії ротора під час удару оцінювалися за величиною миттєвої

потужності. За значеннями кутових прискорень ротора розраховувати моменти максимальної ударної сили M_F , а за величиною втрати енергії – величину моменту ударного імпульсу M_S відносно осі обертання ротора. Маючи ці дані, розраховували максимальне ударне зусилля $F = \frac{M_F}{r_p}$ та ударний імпульс $S_p = \frac{M_S}{r_p}$ (вважалося, що ударне зусилля прикладалося до передньої кромки біла ротора на відстані радіуса ротора r).

На рис. 3.8 приведена отримана в результаті дослідження за допомогою методів математичної статистики залежність величини ударного імпульсу S_p від маси шматка m_k при різних значеннях окружної швидкості ротора V_p [14]. Аналіз цієї залежності показує, що закономірність, описана рівнянням (3.9), справедлива лише для шматків масою не більше 0,5 кг. При масі від 0,5 до 5 кг величина ударного імпульсу зростає непропорційно підвищенню швидкості удару, при $m_k = 5$ кг

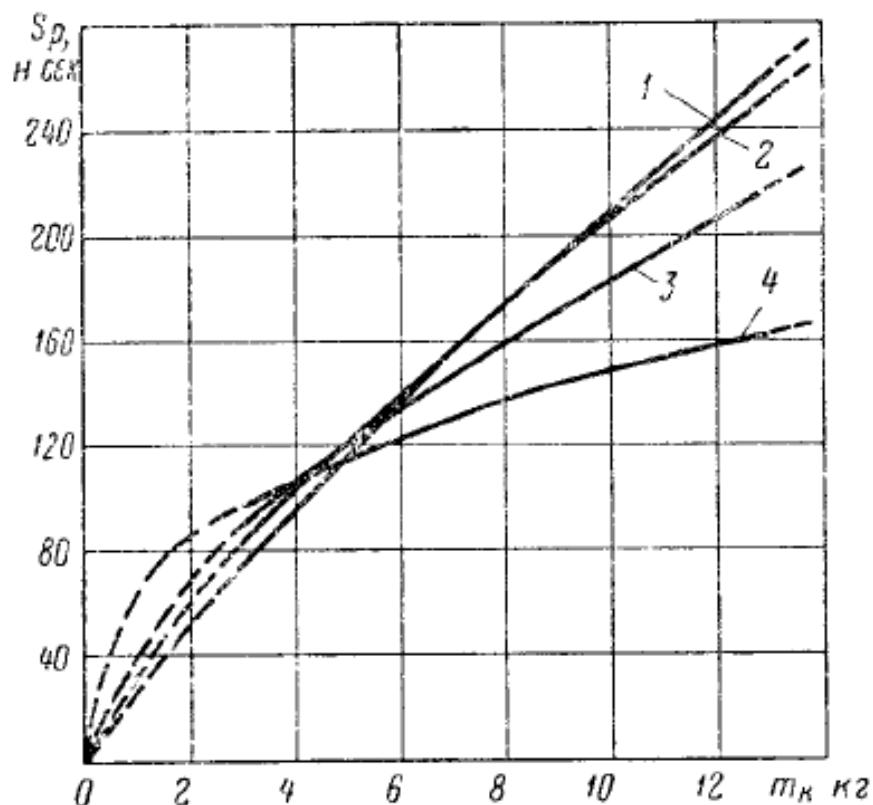


Рисунок 3.8 – Залежність величини ударного імпульсу S_p від маси шматка m_k при різних значеннях окружної швидкості ротора V_p : криві 1-4 – відповідно $V_p = 17,4$; 26,1; 34,6 та 52,1 м/с

він практично не залежить від швидкості удару, а при більших значеннях маси із зростанням швидкості удару взагалі зменшується.

Отримані залежності не підпорядковуються також і рівнянню (3.10). Усе це підтверджує сказане вище про невідповідність реальних умов роботи дробарки тим припущенням, які були прийняті під час виведення залежностей (3.9) і (3.10) згідно з класичною теорією удару та виходячи із припущення, що шматок не руйнується під час удару.

Справжню картину дроблення можна описати за допомогою моделі процесу, приведеної на рис. 3.9 [14]. Якщо середня глибина проникнення шматка $h_{\text{ср}}$ у робочу зону ротора перевищує половину його розміру D_k , ми маємо випадок центрального удару. У першій фазі удару кінетична енергія ротора переходить у потенційну енергію пружних деформацій шматка і деталей ротора. Коли внутрішні напруження у шматку під дією зростаючої ударної сили почнуть перевищувати межу міцності його матеріалу, на шматку з'являться тріщини і він стане розпадатися на частини (рис. 3.9а). Далі ці частини шматка відкидатимуться билем з різними швидкостями (рис. 3.9б). Для опису цього процесу рівняння (3.9) можна використовувати лише у тому випадку, коли коефіцієнт відновлення буде виражатися через загальну кількість руху усіх частин шматка [14]:

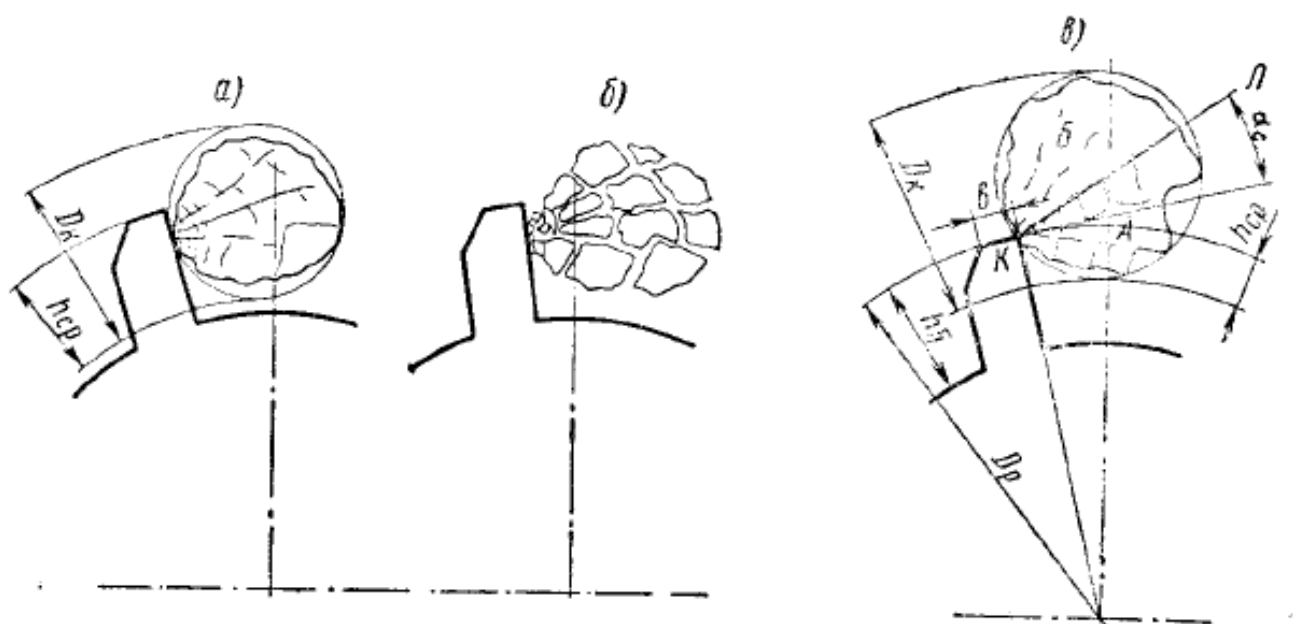


Рисунок 3.9 – Модель процесу співударяння шматка з билем ротора

$$k = \frac{\sum_1^i m_i u_i}{m_k u_p} - 1, \quad (3.11)$$

де u_i – швидкість руху окремих частинок шматка з масами m_i після удару.

Якщо удар буде ексцентричним ($h_{\text{сер}} < 0,5D_k$), то частина шматка A , що опи-
ниться у робочій частині ротора, буде сколота по площині KL під певним кутом α_c
(рис. 3.9в). При цьому вона набуде середньої швидкості, яка дорівнюватиме вели-
чині $V_p(1 + k)$. Верхня частина шматка B отримає набагато меншу швидкість, якою
можна знехтувати, тим більше, що вона взагалі може виявитися нульовою, якщо
шматок своєю частиною B упреться у відбійну плиту, яка буде перешкоджати йо-
го руху. Таким чином, масу частини B можна не враховувати під час визначення
величини ударного імпульсу.

На основі описаної моделі процесу запропонований математичний вираз ве-
личини ударного імпульсу, який діє на ротор у залежності від маси шматка та окру-
жної швидкості ротора [14]:

$$S_p = K_m V_p m_k (1 + k), \quad (3.12)$$

де K_m – коефіцієнт активної маси, що представляє собою відношення маси сколо-
тої частини шматка до його повної маси:

$$K_m = 0,75k_c^2 \left(1 - \frac{k_c}{3}\right); \quad k_c = \frac{2h}{D_k},$$

де $D_k = 1,24 \sqrt[3]{\frac{m_k}{\gamma}}$ – приведений діаметр шматка матеріалу; γ – густина його мате-
ріалу; h – висота кульового сегменту (сколотої частини шматка). Остання може
бути знайдена графічно, якщо відомі середня глибина проникнення шматка мате-
ріалу у робочу зону ротора $h_{\text{сер}}$ та кут сколювання α_c .

Середню глибину проникнення шматка матеріалу у робочу зону ротора при
 $h_6 < h_m$ знаходять за формулою (3.2), а при $h_6 \geq h_m$ вона буде дорівнювати $0,5h_m$, де
 h_6 – робоча висота біла ротора; h_m – максимальна розрахункова глибина проник-
нення шматка матеріалу в робочу зону ротора у тому випадку, якщо би вона не
була обмежена висотою біла:

$$h_m = \frac{V_k}{V_p} \left(\frac{\pi D_p}{z} - b \right), \quad (3.13)$$

де D_p – діаметр ротора; z – число бил на окружності ротора; b – ширина зовнішньої поверхні била; V_k – швидкість шматка у момент впровадження його у робочу зону ротора:

$$V_k = \sqrt{2gH(1 - \mu \operatorname{ctg} \varphi_{\text{л}})}, \quad (3.14)$$

H – висота падіння шматка по вертикалі; μ – коефіцієнт тертя шматка відносно прийомного лотка; $\varphi_{\text{л}}$ – кут нахилу прийомного лотка відносно горизонту; g – прискорення сили тяжіння.

Що стосується кута сколювання α_c , то його величина була визначена експериментальним шляхом. На рис. 3.10 показана залежність кута α_c від окружної швидкості ротора V_p при середньому коефіцієнті відновлення $k = 0,45$ [14].

Експериментальні дані, приведені у табл. 3.1, виявилися близькими до розрахункових, отриманих за формулою (3.12), при $m_k > 5$ кг. У разі $m_k \leq 5$ кг розрахункові значення були дещо меншими, ніж фактичні, що пояснюється гіршим руйнуванням шматків меншого розміру при вільному ударі [14].

Таким чином, якщо $m_k \leq 0,5$ кг, то можна користуватися формулою (3.9), а якщо маса становить від 0,5 до 5 кг, величина ударного імпульсу буде знаходитися у межах значень, розрахованих за формулами (3.9) і (3.12).

Експериментальні дослідження величин M_S і M_F дозволили оцінити час дії ударної сили:

$$t_y = \frac{2S_p}{F_m} = \frac{2M_S}{M_F}. \quad (3.15)$$

Значення відношення $\frac{M_S}{M_F}$ розподіляються за нормальним законом і знижуються із зростанням швидкості удару. Коефіцієнт варіації значень цього відношення складає близько 25%. Усе це свідчить про те, що середній час удару залежить від швидкості удару і не залежить від маси шматків та їх міцності. Залежність цього параметру від окружної швидкості ротору можна визначити за допомогою наступної емпіричної формули [14]:

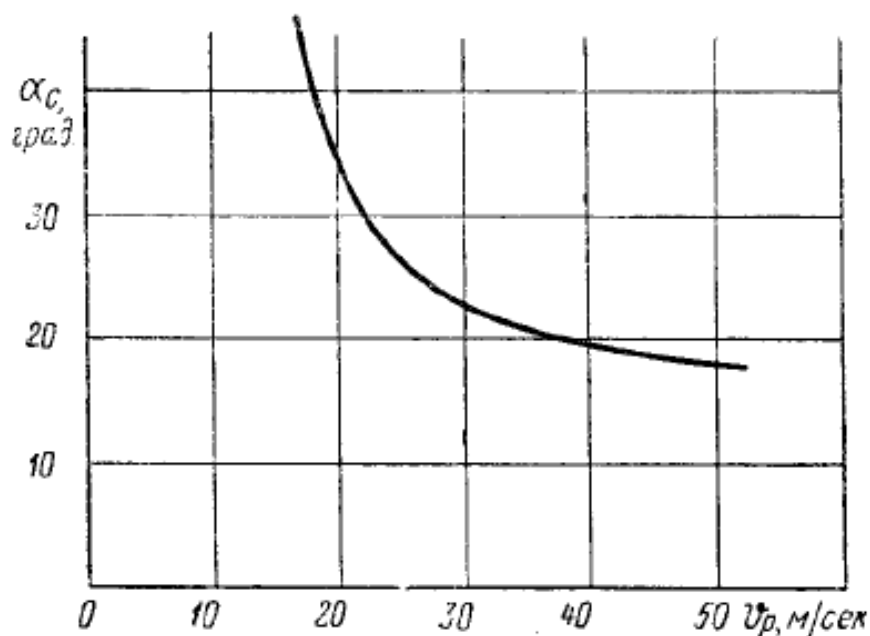


Рисунок 3.10 – Залежність кута сколювання α_c від окружної швидкості ротора V_p при середньому коефіцієнті відновлення $k = 0,45$

Таблиця 3.1 – Порівняння експериментальних та розрахункових значень величини максимального ударного імпульсу

Маса шматка, кг	Максимальний ударний імпульс, Н·с							
	експериментальний				розрахунковий			
	при окружній швидкості ротора у м/с							
	17,4	26,1	34,6	52,1	17,4	26,1	34,6	52,1
5	115	122	114	115	110	115	105	86
9	192	191	171	144	198	188	161	122
13	260	254	219	164	261	240	214	164

$$t_y = \frac{0,005}{\sqrt{V_p}}. \quad (3.16)$$

Після визначення максимальної величини ударного імпульсу за формулами (3.9) або (3.12) та часу удару за формулою (3.16) можна знайти максимальну силу удару [14]:

$$F_m = \frac{2S_p}{t_y}. \quad (3.17)$$

Приведені залежності дають можливість розрахувати ударні навантаження, що діють на ротор під час дроблення одиничних шматків матеріалу. Але при масовому завантаженні дробарки безупинним потоком гірничої породи било ротора може одночасно ударяти декілька шматків, внаслідок чого ударний імпульс зросте. Ймовірність таких ударів буде залежати від наступних факторів:

- кількості шматків максимального розміру на усій довжині била, тобто від співвідношення довжини ротора та розміру шматка $\frac{L_p}{D_k}$;

- ступеня заповнення камери дроблення матеріалом, який є функцією ступеня використання максимальної продуктивності $K_Q = \frac{Q}{Q_m}$, де Q_m – максимальна пропускна здатність дробарки, при якій уся робоча камера дроблення заповнена перероблюваним матеріалом; Q – продуктивність, на яку дробарка розраховується;

- частки шматків максимального розміру у матеріалі живлення.

Усі ці фактори можна врахувати лише на основі статистичного аналізу реального процесу дроблення за допомогою ймовірнісних методів досліджень.

Проведені відповідні експериментальні дослідження показали, що різниця між найбільшими значеннями ударного імпульсу S_{pm} при максимальній продуктивності (масовому завантаженні) та при дробленні одиничних шматків складає лише 32%, що пояснюється малою ймовірністю суміщення у часі ударів по шматках найбільших розмірів. В результаті була запропонована формула, за якою можна знайти максимальне розрахункове значення ударно імпульсу з урахуванням можливості одночасного удару била по декількох шматках матеріалу [14]:

$$S_{pm} = S_p \left[1 + 0,16 \left(\frac{L_p}{D_k} - 1 \right) K_Q \right]. \quad (3.18)$$

Запропонована спрощена модель ударного процесу в робочій камері дробарки роторно-бильного типу дає можливість отримати розрахункові величини S_{pm} , F_m та t_y з допустимою погрішністю і може бути використана під час проектування подібного обладнання.

3.3 Вибір оптимальної величини окружної швидкості ротора

Під час експлуатації дробарок роторно-бильного типу часто потрібно дотримуватися заданого максимально допустимого розміру d_k зерен продукту дроблення. Для цього необхідно обґрунтувати відповідний режим дроблення (у першу чергу величину окружної швидкості ротора V_p), що буде забезпечувати таку вимогу [15].

З огляду на те, що шматки матеріалу живлення подаються по прийомному лотку у дробарку невпорядковано, далеко не всі вони можуть потрапити під прямі центральні удари бил ротора. Крім того, при невдало вибраній формі камери дроблення окремі шматки можуть бути взагалі викинуті з неї у нероздробленому вигляді. У таких умовах максимальний розмір зерна продукту дроблення буде залежати не лише від швидкості ротора, але й від схильності гірничої породи до дроблення, ймовірності проходження через дробарку нероздроблених шматків матеріалу, а також від глибини проникнення шматків у робочу зону ротора в момент защемлення їх у вихідній щілині. Глибина проникнення, у свою чергу, буде залежати від швидкості руху шматків та величини проміжку часу між черговими ударами бил.

Домовимося, що кожний шматок матеріалу піддається центральному удару бил стільки разів, скільки буде потрібно для забезпечення вимоги не перевищення розмірів зерен готового продукту заданої граничної величини. Для цього доцільно використання трикамерної дробарки, яка буде мати достатнє відношення діаметру ротора до числа бил, раціональну форму поверхонь відбійних плит для забезпечення повернення шматків під повторні удари, максимально необхідний розмір вихідної щілини та ступінь заповнення першої камери дроблення, достатній для вільного переміщення шматків від ротора до відбійних плит і в зворотному напрямку.

Дослідженнями встановлено, що шматок даного матеріалу, що знаходиться у зваженому стані і досягнув мінімального (критичного) розміру d_k , при прямому центральному ударі зі швидкістю V_p не руйнується; практично уся енергія удару

при цьому витрачається на змінення його швидкості. Очевидно, що величина d_k стане максимальним розміром зерна продукту дроблення. Отже, для того, щоби вирішити поставлену задачу, потрібно знайти залежність величини d_k від швидкості удару V_p для даного матеріалу.

Для руйнування шматка йому потрібно передати енергію, достатню для цього. Зовнішні сили, що виникнуть під час удару, повинні викликати напруження розтягування, які мають перевищити межу міцності. Першу умову можна назвати енергетичною, а другу – силовою.

Виходячи з енергетичної умови, проф. В.А. Бауман стверджує, що:

$$d_k = \frac{C}{V_p^{z'}}, \quad (3.19)$$

де C – коефіцієнт, що залежить від властивостей перероблюваного матеріалу; z' – показник ступеня, величина якого знаходиться у межах $1 < z' < 2$ і змінюється у залежності від конструкції дробарки та властивостей матеріалу.

Для знаходження величин C і z' потрібно відштовхуватися від зазначеної вище силової умови. Шматок матеріалу який знаходиться у зваженому стані, буде зруйнований лише тоді, коли ударна сила F_y , що залежить від інерції маси шматка, перевищить силу P , необхідну для його руйнування. Виходячи з цього, критичний розмір шматка d_k повинен задовольняти наступній нерівності [15]:

$$F_y = P. \quad (3.20)$$

Можна вважати, що сила P дорівнює за величиною силі, потрібній для роздавлювання шматка неправильної форми між двома площинами. Її можна знайти з наступного рівняння:

$$\sigma'_p = \frac{P}{V^{\frac{2}{3}}}, \quad (3.21)$$

де σ'_p – межа міцності зразків неправильної форми під час роздавлювання; P – руйнівне навантаження (вона прямо пропорційна межі міцності при розтягуванні); V – об'єм зразка, що дорівнює відношенню ваги шматка G до його питомої ваги γ .

Зусилля, що виникає під час удару, можна визначити за величиною ударного імпульсу S_p та часу удару t_y за допомогою формули (3.17). Величина ударного імпульсу при цьому буде дорівнювати:

$$S_p = K_m \frac{G}{g} V_p (1 + k), \quad (3.22)$$

де K_m – коефіцієнт активної маси, який при прямому ударі дорівнює 1; G – вага шматка; g – прискорення сили тяжіння; k – коефіцієнт відновлення перероблюваної породи, який можна прийняти рівним 0,45.

Час удару визначається за допомогою емпіричної залежності, приведеної вище у формулі (3.16).

Якщо у рівнянні (3.22) виразити вагу шматка через його об'єм V та об'ємну вагу γ , а потім підставити значення S_p і t_y в рівняння (3.17), можна отримати наступну величину ударної сили [15]:

$$F_y = 0,0592 V \gamma V_p^{1,5}. \quad (3.23)$$

Шляхом сумісного вирішення рівнянь (3.20), (3.21 і (3.23) можна отримати:

$$\sqrt[3]{V} = 16,9 \frac{\sigma_p'}{\gamma V_p^{1,5}}. \quad (3.24)$$

Зазвичай розміром d шматка неправильної форми вважають ширину мінімального описаного паралелепіпеду або діаметр найменшого круглого отвору, крізь який проходить шматок (рис. 3.11). При цьому у середньому об'єм шматка становить [15]:

$$V = 0,5d^3. \quad (3.25)$$

Замінюючи об'єм шматка у формулі (3.24) його значенням з рівняння (3.25), можемо отримати формулу для визначення критичного зерна продукту дроблення у дробарках роторно-бильного типу (см):

$$d_k = 21,3 \frac{\sigma_p'}{\gamma V_p^{1,5}}. \quad (3.26)$$

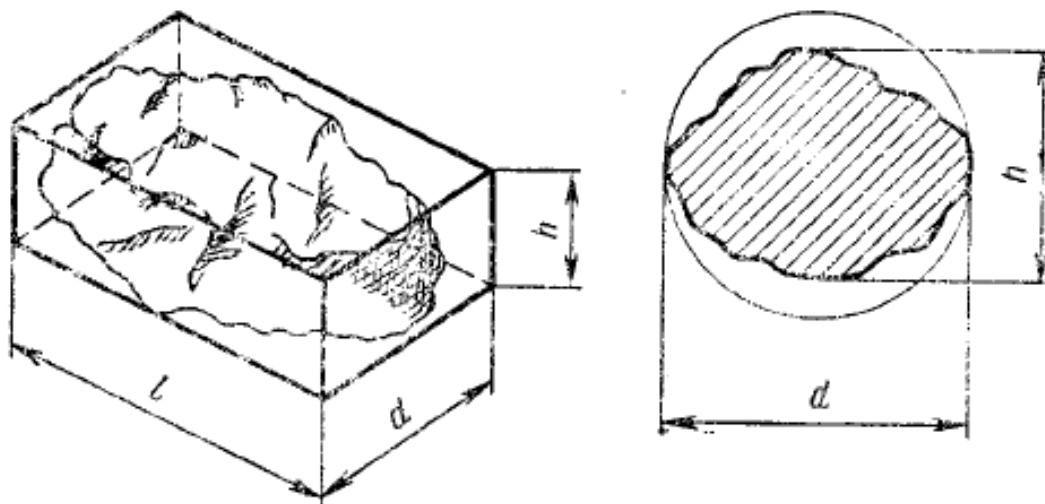


Рисунок 3.11 – До визначення розміру шматка неправильної форми

Шляхом вирішення рівняння (3.26) відносно V_p можна отримати залежність для визначення критичної швидкості ротора – мінімальної швидкості, при якій шматок розміром d_k з матеріалу міцністю σ'_p при роздавлюванні шматків неправильної форми та об'ємної ваги γ може бути зруйнований вільним ударом [15]:

$$V_p = 7,7 \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma'_p}{\gamma d_k}\right)^2}. \quad (3.27)$$

Безрозмірна величина $\frac{\sigma'_p}{\gamma d_k}$ характеризує здатність шматка гірничої породи руйнуватися під впливом ударного навантаження у зваженому стані.

Відомо, що межа міцності σ'_p у значному ступені залежить від розмірів шматка. Тому при використанні формули (3.27) цю величину слід визначати з урахуванням розмірів шматків d_k . У протилежному випадку точність розрахунку критичної швидкості V_p буде знижена.

Висновки:

- на ефективність процесу руйнування мінеральної сировини у дробарках роторно-бильного типу важливий вплив має форма камери дроблення установки, яка визначається взаємним розташуванням приймального лотка, окружності рото-

ра і відбійних плит або колосникових решіток, а також кількістю та конфігурацією останніх. Раціонально сконструйована камера дроблення повинна забезпечити ефективний центральний удар била по шматкам матеріалу, максимальне використання кінетичної енергії, отриманої цими шматками після удару, та необхідне число повторних ударів по кожному шматку;

- проведені дослідження, виконані з використанням ймовірнісних методів для оцінки процесу проникнення шматка у робочу зону обертового ротора, дають можливість знайти оптимальне положення приймального лотка, правильно вибрати висоту завантаження матеріалу, раціонально сконструювати форму та розташування відбійних плит або колосникових решіток. Усе це має забезпечити максимальну ймовірність потрапляння шматків матеріалу під удари бил та найбільший ефект використання енергії удару;

- для забезпечення найбільшої ефективності процесу ударного руйнування мінеральної сировини в роторно-бильних дробарках потрібно знати максимальну величину зусилля удару била по шматку матеріалу, а також тривалість дії удару та величину імпульсу. Оскільки усі ці величини залежать від багатьох випадкових факторів, врахувати які заздалегідь не представляється можливим, для їх визначення також використані ймовірнісні методи дослідження. Вони дають можливість розрахувати ударні навантаження, що діють на ротор під час дроблення як одиничних шматків матеріалу, так і потоку матеріалу при масовому завантаженні установки. Запропонована у роботі спрощена модель ударного процесу в робочій камері дробарки роторно-бильного типу дозволяє отримати розрахункові величини максимальних значень ударного імпульсу, зусилля удару та його тривалості з допустимою погрешністю і може бути використана під час проектування подібного обладнання;

- під час експлуатації дробарок роторно-бильного типу часто потрібно дотримуватися заданого максимально допустимого розміру зерен продукту дроблення, для чого необхідно забезпечити відповідний режим дроблення (у першу чергу величину окружної швидкості ротора). Але цей розмір буде залежати не лише від неї, але й від схильності гірничої породи до дроблення, ймовірності прохо-

дження через дробарку нероздроблених шматків матеріалу, а також від глибини проникнення шматків у робочу зону ротора. В результаті виконаних досліджень в роботі запропонована залежність для визначення критичної швидкості ротора – мінімальної швидкості, при якій шматок певного розміру з матеріалу певної міцності гарантовано може бути зруйнований вільним ударом певної потужності.

4 РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ УДАРНИХ ДРОБАРОК РОТОРНО-БИЛЬНОГО ТИПУ

4.1 Обґрунтування раціональних режимів роботи дробарок

Проблема вибору оптимального режиму роботи дробарок роторно-бильного типу досить складна. Для того, щоби вони задовольняли усім вимогам до них, потрібно враховувати багато факторів, які часто знаходяться у взаємному протиріччі. З одного боку, перероблювані матеріали характеризуються різноманітними фізико-механічними властивостями, а з іншого – конструкції дробарок мають декілька змінних у широких діапазонах параметрів, що впливають на якість продуктів дроблення. Наприклад, в дробарках типу ДРС окружна швидкість бил у звичайному конструктивному виконанні може змінюватися від 20 до 50 м/с, а в спеціальному – ще більше. Число камер дроблення може дорівнювати 3, 2 та 1, при цьому кут установки першої плити може складати 10, 50 і 90°, а вихідні щілини регулюватися у межах 0,016-0,2 діаметру ротора. Щоби знайти оптимальне рішення конкретної технологічної задачі, необхідно знати, як впливає кожен зі змінних параметрів на якість дробленого продукту.

Розглянемо особливості вибору раціональних режимів роботи дробарок роторно-бильного типу на прикладі конструкцій ДРС. Вимоги, що ставляться перед дробарками середнього та дрібного дроблення, вельми різноманітні, а саме:

- мінімальний вихід фракції 0-5 мм при заданому максимальному розмірі зерна;
- мінімальна середня крупність зерен продукту дроблення за відсутності зерен, розмір яких перевищує заданий;
- селективність дроблення;
- вихід продукту з мінімальним вмістом лещадних зерен (плоских та голкоподібних з відношенням найбільшого розміру до найменшого більше 3) тощо.

Крім того, від них вимагаються такі загальні речі, як максимальний термін служби бил та максимальна продуктивність.

Отримання продукту заданої крупності залежить, передусім, від правильного вибору та визначення показників, що характеризують фізико-механічні властивості перероблюваного матеріалу. Найповніше враховує здатність матеріалу до ударного руйнування такий показник, як межа міцності на розтягування σ_p . За методом, розробленим в Інституті гірничої справи ім. А.А. Скочинського, який полягає у роздавлюванні зразків неправильної форми між плоскими поверхнями та удосконалений у роботі [16], для визначення величини σ_p пропонується наступна формула:

$$\sigma_p = \frac{1,85P}{d^2}, \quad (4.1)$$

де P – середнє для серії випробуваних зразків (не менше 30 шт.) зусилля роздавлювання; d – середній розмір зразків, визначений шляхом просіювання на ситах з круглими отворами.

У цій формулі прийняте середнє статистичне співвідношення між розміром шматка d та його об'ємом V , отримане шляхом вимірювання 1860 шматків розміром від 10 до 70 мм, які випробувалися на міцність:

$$V = 0,5d^3. \quad (4.2)$$

Відомо також, що міцнісні характеристики залежать від розміру зразка. Для інтервалу розмірів $10 < d < 70$ мм ця залежність виглядає наступним чином:

$$\sigma_p = \left(\frac{d_0}{d_i}\right)^m \sigma_{p0}, \quad (4.3)$$

де σ_p – межа міцності шматків розміром d_i ; σ_{p0} – межа міцності шматків розміром d_0 , визначена за формулою (4.1); m – показник степеня, що характеризує масштабний фактор (середнє значення $m = 0,5$).

Дослідженнями, проведеними в інституті ВНДІБуддормаш, встановлено, що при даній швидкості удару V_y можуть руйнуватися лише ті шматки матеріалу, розмір яких перевищує певну критичну величину [15,16]. Урахування залежності (4.2) дає можливість уточнити приведену вище формулу (3.26) та визначити критичний розмір шматка у наступному вигляді (мм):

$$d_{кр} = 230 \frac{\sigma_p}{\gamma_0 V_p^{1,5}}, \quad (4.4)$$

де γ_0 – об’ємна маса подрібнюваного матеріалу; V_p – швидкість удару, яка дорівнює окружній швидкості ротора.

У роторно-бильних дробарках типу ДРС частина шматків не потрапляє під прямий центральний удар бил. Ці шматки можуть бути викинуті з камер дроблення, якщо їх розмір перевищуватиме $d_{кр}$. У той же час при розмірах вихідних щілин менше $d_{кр}$ можуть додатково дробитися шматки розміром менше критичного. Формула (4.1) враховує вплив розміру найменшої з вихідних щілин s на максимальний розмір зерна d_5 продукту дроблення, під яким умовно розуміється розмір круглого отвору сита, повний залишок на якому складає 5%.

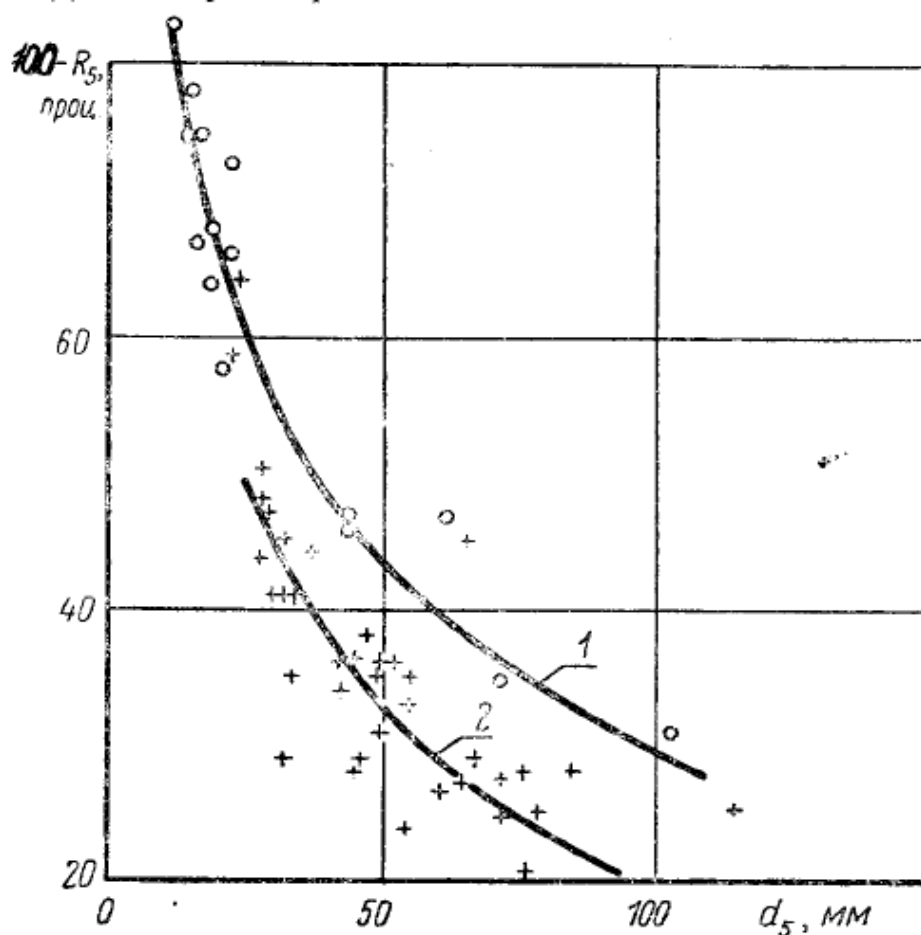


Рисунок 4.1 – Вихід фракції 0-5 мм під час дроблення вапняку на дробарці ДРС-8х8 при окружних швидкостях ротора в м/с: 1 – 49,2; 2 – 26,2; R_5 – відсоток залишку на ситі з отворами 5 мм; d_5 – розмір отворів сита, повний залишок на якому складає 5%

Під час промислового дроблення вапняку на дробарці ДРС-8х8 ГОСТ 12376 при різних окружних швидкостях та розмірах вихідних щілин було встановлено, що при однаковому розмірі d_5 продукту дроблення вихід 1- R_5 фракції 0-5 мм при $V_p = 49,2$ м/с у середньому на 10% вищий, ніж при $V_p = 26,2$ м/с (рис. 4.1) [16]. Аналогічні результати були отримані під час дроблення вапняку на дробарці типу ДРС-12х12 (СМД-94): при швидкості $V_p = 48$ м/с вихід фракції 0-5 мм був на 6-10% вище, ніж при швидкості $V_p = 21,4$ м/с (за однакових значень d_5).

Звідси випливає, що для отримання мінімального виходу фракцій 0-5 мм потрібно зменшити окружну швидкість ротора. При цьому зменшаться питомі витрати енергії та знос бил. Зменшення окружної швидкості має бути компенсовано зменшенням розмірів вихідних щілин та зміненням інших параметрів.

У дробарках типу ДРС розміри вихідних щілин першої, другої та третьої відбійних плит (відповідно s_1 , s_2 , s_3) не в однаковому ступені впливають на крупність продукту дроблення та розподілення розмірів зерен. В результаті проведених досліджень для дробарок ДРС-10х10 і ДРС-12х12 були побудовані номограми розмірів s_1 , s_2 і s_3 вихідних щілин плит, при яких максимальна крупність d_5 продукту однакова (рис. 4.2) [16]. Ці розміри можна назвати рівнодіючими. У точках А і Б, що відповідають максимальним розмірам щілин, вплив окружної швидкості бил на співвідношення рівнодіючих щілин не позначається.

Користуючись приведеними номограмами, можна у кожному конкретному випадку встановити, яка з вихідних щілин визначає крупність продукту, тобто є лімітованою. Так, наприклад, якщо у дробарці СМД-94 при роботі зі швидкістю $V_p = 50$ м/с $s_3 = 40$ мм, $s_2 = 20$ мм і $s_1 = 100$ мм, то згідно з номограмою приведені до розміру щілини першої плити $s_{3\text{ пр}} = 110$ мм, $s_{2\text{ пр}} = 33$ мм і $s_{1\text{ пр}} = s_1 = 100$ мм. Лімітованою у даному випадку є щілина другої плити, адже через інші щілини можуть проходити більш крупні зерна. Саме найменше значення $s_{\text{пр}}$ повинно враховуватися під час вибору режиму дроблення. Дослідженнями була виведена наступна уточнена залежність [16]:

$$d_5 = 0,3(d_{\text{кр}} + 1,5s_{\text{пр}}) + d_p, \quad (4.5)$$

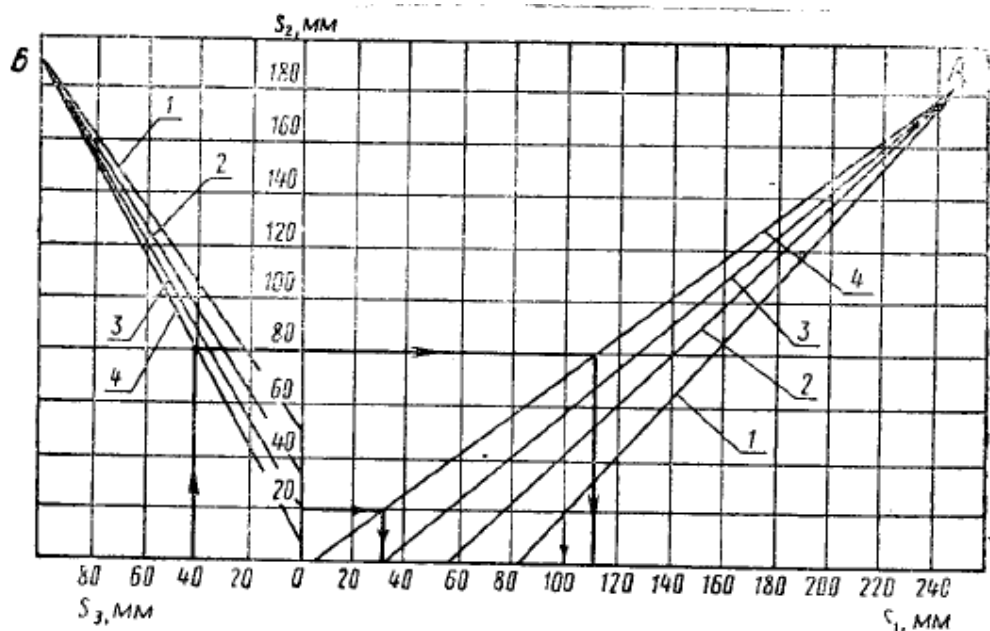


Рисунок 4.2 – Рівнодіючі розміри вихідних щілин дробарки ДРС-12х12 при окружних швидкостях ротора у м/с:
1 – 20; 2 – 30; 3 – 40; 4 – 50

де $s_{\text{пр}}$ – найменша лімітована приведена до розміру першої плити ширина щілини;
 d_p – поправка, що залежить від розмірів дробарки (для дробарок ДРС-8х8, ДРС-10х10 і ДРС-12х12 d_p дорівнює відповідно 0; 10 і 25 мм).

Положення лімітованої вихідної щілини впливає на рівномірність розподілення зерен за величиною. Нерівномірність такого розподілення може бути оцінена коефіцієнтом $k_H = \frac{d_5}{d_{\text{св}}}$, де $d_{\text{св}}$ – середньозважений розмір зерен. Дослідження, проведені на дробарці ДРС-8х8, показали, що у випадку однакового значення R_7 – відсотку залишку на ситі з осередками діаметром 7 мм та лімітованої щілини першої плити коефіцієнт k_H значно менший, ніж при лімітованій щілині третьої плити. В останньому випадку окремі зерна перевищували середньозважений розмір у 8,5-9 разів, а в першому – не більше, ніж у 6,5 разів. Усереднені k_H значення дозволили побудувати типові криві зернового складу продукту дроблення для цих випадків (рис. 4.3а, б, в). Зерновий склад продукту дроблення при лімітованій щілині другої плити займає проміжне положення. Таким чином, вибираючи різні комбінації розмірів вихідних щілин, можна регулювати вихід окремих фракцій у залежності від конкретного технологічного завдання [16].

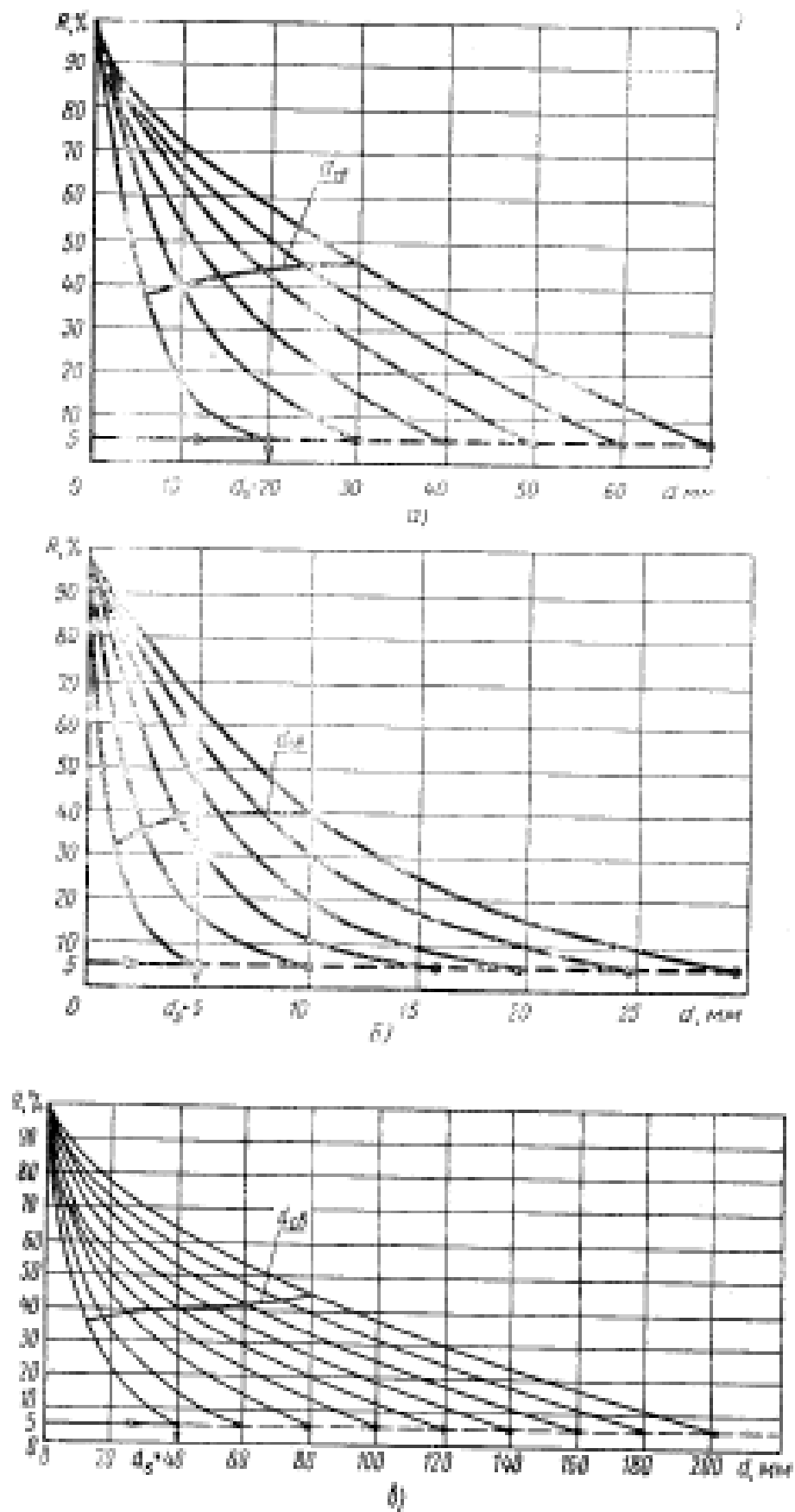


Рисунок 4.3 – Криві зернового складу продукту дроблення на роторно-бильних дробарках типу ДРС при лімітованій щілині першої (а, б) і третьої (в) відбійної плити (R – сумарний залишок на ситі)

Результати виконаних досліджень дозволили сформулювати наступні рекомендації:

Для отримання найбільшого виходу заданої фракції потрібно вибрати на графіках рис. 4.3 криву зернового складу, яка найбільш відповідає заданим вимогам, і на ній встановити величину d_5 . Далі за допомогою рівняння (4.4) слід вибрати необхідну величину окружної швидкості ротора (м/с):

$$V_p = 37,6 \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\gamma_0 d_5}\right)^2}. \quad (4.6)$$

За розрахунковою швидкістю вибирають найближчу номінальну швидкість за ГОСТ 12376, значення якої, зменшене на 5-10% з урахуванням вкорочення бил в результаті зносу, підставляють у формулу для визначення приведенного розміру вихідної щілини, отриману з виразу (4.5):

$$s_{пр} = s_1 = 2,2(d_5 - d_0) - \frac{152\sigma_p}{\gamma_0 V_p^{1,5}}. \quad (4.7)$$

За знайденим значенням $s_{пр}$ і за допомогою номограми на рис. 4.2 для прийнятого значення V_p знаходять розміри щілин s_2 і s_3 , рівнодіючі s_1 . При цьому можливі наступні випадки:

- $s_1 \leq s_{min}$, де s_{min} – мінімально допустимий конструктивний розмір, що дорівнює $0,016D_p$ (D_p – діаметр ротора). У цьому випадку недостатня швидкість ротору. Її потрібно збільшити і зробити перерахунок ширини щілин;

- $s_1 > s_{min}$, але s_2 та $s_3 \leq s_{min}$. Тут заданий продукт можна отримати лише у першій камері дроблення. Друга і третя плити можуть бути використані для додаткового дроблення надкритичних та лещадних зерен, проте на зерновий склад продукту дроблення вони суттєво впливу не матимуть;

- s_1 та $s_2 > s_{min}$, але $s_3 \leq s_{min}$. У цьому випадку заданий продукт може бути отриманий при лімітованій щілині першої або другої плит. У першому варіанті продуктивність буде менша, але зерновий склад продукту дроблення стане більш рівномірним, ніж при другому варіанті;

- s_1, s_2 та $s_3 > s_{\min}$. У даному випадку можливо використання однокамерної схеми з лімітованою щілиною третьої плити. При цьому першу і другу плиту піднімають до упору. Таке налаштування забезпечує максимальну продуктивність установки, а розподілення зерен продукту дроблення відповідає кривим на рис. 4.3в. Якщо ж вибрана раніше крива зернового складу відповідає лімітованим щілинам першої або другої плит, то необхідно зменшити швидкість V_p і за формулою (4.7) перерахувати розміри щілин, щоби стала можливою робота при лімітованій щілині відповідно першої або другої плити.

Для отримання можливо меншого виходу дрібної фракції при оптимальному виході заданої фракції режим вибирають аналогічним чином. Заданим умовам відповідають мінімальна швидкість та лімітовані щілини першої або другої плити при однокамерній або двокамерній схемах.

Для вирішення задачі може бути доцільним вибір кривої зернового складу з більшим значенням d_5 та використання дробарки у замкненому циклі з метою повернення продукту, крупність якого перевищує крупність зерна заданої фракції. Тоді вихід дрібної фракції складе:

$$\gamma_{0-d_1} = \frac{100-R_{d_1}}{100-R_{d_2}} \cdot 100\% , \quad (4.8)$$

де R_{d_1} і R_{d_2} – повні залишки у відсотках на ситах з осередками, що відповідають мініимальному і максимальному розміру зерна заданої фракції, визначені за вибраною типовою кривою зернового складу. Величина γ_{0-d_1} більше $100 - R$, але вона може бути меншою тієї ж величини, вибраної для відкритого циклу. Після знаходження оптимальної кривої зернового складу здійснюють перерахунок величин V_p і $s_{\text{пр}}$ за формулами (4.6) і (4.7).

Для отримання продукту з найменшим вмістом лежачих зерен потрібно розраховувати на трикамерну схему, яка передбачає лімітовану щілину першої плити, а також $s_2 = s_3 \geq s_1 + (10-20 \text{ мм})$.

Для покращання форми зерен (зниження відсотку лежачих зерен) на кінцевій стадії дроблення міцних та високоабразивних порід дробарку налаштовують на мінімальний ступінь дроблення для максимального підвищення терміну служ-

би робочих органів установки. Така задача простіше вирішується під час переробки матеріалу живлення більш вузького класу $d_1 - d_2$, коли $d_1 = 0,5d_2$. У цьому випадку використовують формулу (4.6), замінюючи у ній d_5 на d_2 . Спочатку встановлюють $s_1 \geq d_2$, $s_2 = s_3 = s_1 + (10-20 \text{ мм})$ і перевіряють відсоток лещадних зерен у продукті дроблення. Якщо вибрана швидкість при трикамерній схемі не дає заданого зниження відсотку лещадних зерен, то швидкість V_p збільшують у межах величини, яку можна підрахувати за допомогою формулу (4.6), замінюючи у ній цього разу d_5 на d_1 .

При вибіркового дробленні найкращих результатів можна досягти за умови переробки матеріалу живлення більш вузького класу $d_1 - d_2$ та більшого відношення $\frac{\sigma_{pm}\gamma_{oc}}{\gamma_{om}\sigma_{pc}}$, де індекси «м» і «с» відносяться до міцних і слабких складових матеріалу живлення. Окружну швидкість ротора вибирають або з умови найбільшого дроблення слабких складових:

$$V_p = 37,6 \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_{pc}}{\gamma_0 d_1}\right)^2}, \quad (4.9)$$

або найбільшого збереження міцних:

$$V_p = 37,6 \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_{pm}}{\gamma_0 d_2}\right)^2}. \quad (4.10)$$

Розміри вихідних щілин вибирають аналогічно випадку покращання форми зерен.

Усі дії стосовно вибору режимів роботи потрібно виконувати, керуючись додатком 1 до ГОСТ 12376. В усіх випадках слід визначити розрахункову продуктивність дробарки. Потрібно пам'ятати при цьому, що зменшення крупності живлення та збільшення кута установки першої плити призводять до помітного зростання продуктивності. У міру зносу бил ступінь дроблення знижується та підвищується вихід лещадних зерен, тому вибирати мінімально допустимі розміри вихідних щілин недоцільно, потрібно обов'язково залишати певний запас.

Викладений вище матеріал дає можливість згідно з технологічними вимогами визначати оптимальну окружну швидкість бил ротора та розміри вихідних

щілин, а потрібним характером розподілення зерен у продукті дроблення вибирати схему дробарки (три- дво- або однокамерну).

4.2 Удосконалення електроприводу дробарок

4.2.1 Обґрунтування режиму обертання ротора

Продовжуючи розмову про регулювання робочих параметрів дробарок роторно-бильного типу з метою дотримання потрібного зернового складу продукту дроблення необхідно розглянути також аспект використання для вирішення цієї проблеми можливості змінення швидкості обертання ротора за допомогою удосконалення її електроприводу.

У п.п. 3.3 і 4.1 даної роботи було з'ясовано, що для регулювання зернового складу готового продукту дробарок роторно-бильного типу (у першу чергу зменшення надмірного подрібнення матеріалу, адже, наприклад, до 30% мінеральної сировини, що поступає у дробарки типу ДРС, перетворюється на непотрібний дріб'язок, що йде у відходи) потрібно змінювати окружну швидкість бил ротора та розміри вихідних щілин камер дроблення [15-17].

У штатному режимі змінення окружної швидкості роторів дробарок ДРС здійснюється ступінчастим способом за допомогою набору змінних шківів клинопасової передачі. Навіть якщо не говорити про трудомісткість операції заміни шківів, очевидно, що таке ступінчасте регулювання не дає можливості точно підібрати раціональний за зерновим складом режим роботи дробарки. Крім того, в реальних умовах експлуатації режим роботи дробильної установки постійно змінюється внаслідок змінення фізико-механічних властивостей перероблюваного матеріалу та абразивного зносу бил, в результаті якого зменшується величина окружної швидкості і зростають розміри вихідної щілини камери дроблення.

Усе це говорить за те, що для забезпечення оптимального за фракційним складом режиму роботи дробарок ДРС доцільно використовувати привод з плавним регулюванням частоти обертання ротора.

Свого часу в інституті ВНДІБуддормаш були проведені дослідження з ме-

тою вибору виду регульованого електроприводу для даного типу дробарок та обґрунтування його раціональних параметрів. В результаті здійсненого порівняльного аналізу можливих варіантів такого приводу було зроблено висновок про доцільність використання регульованого приводу змінного струму на базі асинхронно-вентильного каскаду. Схема приводу приведена на рис. 4.4 [17].

Привод дробарки складається з електродвигуна та агрегату ШАЕ-6701, призначеного для плавного пуску і регулювання частоти обертання трифазних асинхронних електродвигунів з фазним ротором.

Принцип дії асинхронно-вентильного каскаду полягає у наступному. Випрямляч Д1...Д6 перетворює енергію ковзання ротора у постійний струм, а інвертор, що складається з тиристорної групи Т1...Т6 та системи керування, перетворює цей струм на змінний з частотою мережі. Регулювання частоти обертання ротора забезпечується інвертором шляхом введення додаткової є.р.с. E_d у ланцюг ротора. Під дією цієї є.р.с. у перший момент струм у роторному ланцюзі зменшується:

$$I_2 = (sE_2 - E_d)^{-2} \sqrt{r_2^2 + x_2^2}, \quad (4.11)$$

де s – ковзання; E_2 – лінійна напруга на кільцях нерухомого ротора; r_2 – активний опір фази ротора; x_2 – реактивний опір фази ротора.

При цьому зменшується обертовий момент асинхронного двигуна:

$$M = c_m \Phi I_2 \cos \varphi_p, \quad (4.12)$$

де c_m – коефіцієнт; Φ – магнітний потік, що входить у ротор; φ_p – кут зсуву між є.р.с. та струмом ротора.

Для відновлення рівноваги при постійному моменті навантаження потрібно збільшити є.р.с. ротора, а це можливо лише за рахунок зростання ковзання при зниженні частоти обертання ротора.

Схема на рис. 4.4 передбачає можливість роботи приводу у двох режимах:

- плавного регулювання частоти обертання ротора (АВК);
- з постійною частотою обертання ротора (традиційна схема електроприводу)

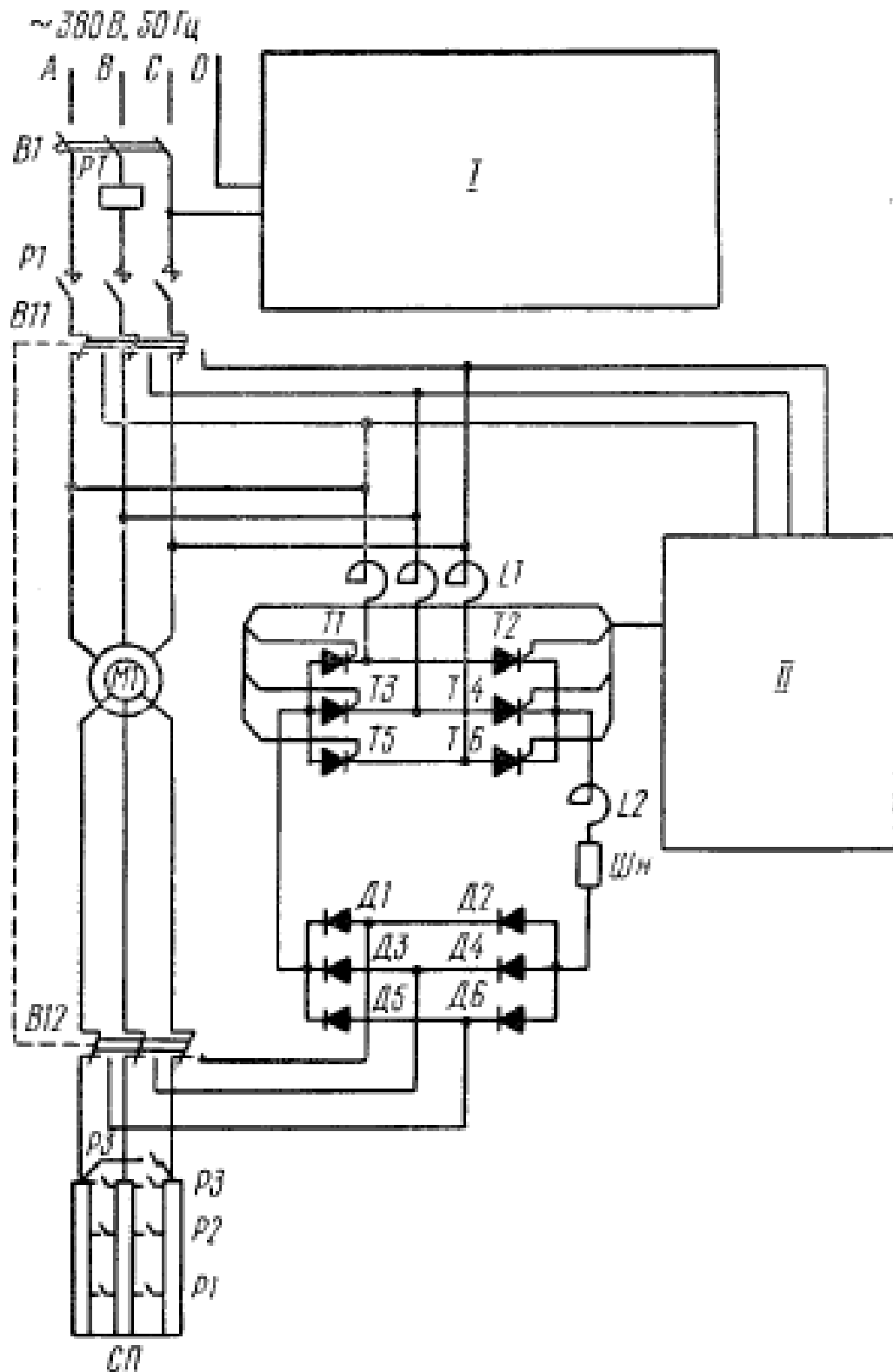


Рисунок 4.4 – Схема регульованого електроприводу дробарки СМД-86:
B1 – автоматичний вимикач; *B11*, *B12* – рубильники; *P1* – контактор;
M1 – електродвигун; *D1...D6* – некерований мостовий випрямляч;
L1, *L2* – реактори; *Шн* – шунт; *T1...T6* – тиристорна група;
СП – пускові опори; *PT* – реле теплове; *I* – релейно-контакторна система керування приводом; *II* – система керування агрегатом ШАЕ-6701

ду дробарок).

У процесі дослідження регульованого електроприводу здійснювалося:

- визначення реальних навантажень та особливостей перехідних процесів;
- визначення енергетичних показників при різних умовах роботи електроприводу з АВК;
- оцінка працездатності електроприводу в реальних експлуатаційних умовах, характерних для дробарок роторно-бильного типу;
- визначення впливу частоти обертання ротору дробарки на зерновий склад продукту дроблення.

За результатами експериментального випробування був зроблений висновок про високий рівень працездатності та надійності досліджуваного регульованого електроприводу. Пропонована конструкція дозволяє виходячи з конкретних технологічних умов вибирати та підтримувати оптимальний за гранулометричним складом дробленого продукту режим роботи дробарки.

4.2.2 Використання режиму електричного гальмування дробарок

Конструкціями серійних дробарок роторно-бильного типу використання електричних методів гальмування ротора не передбачено. Але аналіз виробничого досвіду свідчить про доцільність подібного удосконалення. У практиці експлуатації у завантажувальних лійках дробарок постійно виникають завали, для усунення яких потрібно зупиняти ротор. Причинами утворення завалів є потрапляння у лійку негабаритних шматків породи або виникнення склепінь породи. Крім того, термінова аварійна зупинка дробарки може знадобитися у разі потрапляння до неї недробимих тіл, наприклад зубів екскаваторного ківшу.

Усе вищесказане стосується в основному дробарок крупного дроблення типу ДКР. Наприклад, приведені моменти інерції дробарок СМД-87 та СМД-95 складають відповідно 20,23 та 14,67 кН·м², а вільний вибіг ротора відбувається протягом відповідно 35-40 та 15-20 хвилин. Аналіз даних, отриманих від низки дробильно-сортувальних фабрик, показує, що протягом одного року експлуатації втрати часу на зупинку ротора однієї дробарки сягають 175-200 годин [18].

При наявності у конструкції дробарки електричного приводу його електродвигун доцільно використовувати для гальмування ротора. Така система гальмування має відповідати наступним вимогам:

- час гальмування ротора повинен бути у межах 2 хв. (але не менше 0,5 хв. для запобігання зупинки дробарки під завалом);
- під час гальмування зусилля у клинопасовій передачі не повинно перевищувати значення, що виникає при пуску електродвигуна;
- можливість протилежного обертання ротора у кінці пуску має бути виключена;
- система гальмування повинна бути простою та надійною.

В інституті ВНДІБуддормаш була запропонована, розроблена, виготовлена та випробувана система електродинамічного гальмування роторно-бильної дробарки СМД-87. На рис. 4.5 приведена електрична схема приводу дробарки з такою гальмівною системою [18].

У вказаній системі був використаний спосіб динамічного гальмування асинхронного двигуна з незалежним збудженням статора постійним струмом. У такому режимі двигун стає оберненим синхронним генератором трифазного струму змінної частоти. Навантаженням генератора є опір роторного ланцюга. При динамічному гальмуванні можна плавно регулювати гальмовий момент при відносно простій електричній схемі. Ланцюги живлення, пуску та захисту електродвигуна при цьому залишаються незмінними, тобто такими, як у серійних дробарок.

У режимі динамічного гальмування статор електродвигуна $M1$ за допомогою контактора $K1$ відключається від мережі трифазного змінного струму і під'єднується двома фазами до низьковольтного джерела постійного струму. Для цього використовується знижувальний трансформатор Tr та випрямляючий міст. Гальмовий струм обмежується опором R .

Гальмування в електродинамічному режимі відбувається наступним чином. Оператор спочатку натискає кнопку «Стоп», а потім кнопку «Гальмування». Якщо контактор $K1$ відключився, то створюється ланцюг для вмикання контактора $K3$ живлення знижувального трансформатора та електронного реле часу $PВ$. Од-

ночасно через випрямляч отримує живлення котушка контактора $K2$. При цьому по обмотках статора протікає струм збудження і електродвигун переходить у режим синхронного генератора. Кінетична енергія, накопичена ротором дробарки, перетворюється в електричну і виділяється у пусковому реостаті RP роторного ланцюга. Коли частота обертання ротора знизиться до нуля, реле часу PB подасть сигнал на відключення контакторів $K2$ і $K3$. За допомогою теплових реле $PT4$ здійснюється додатковий, дублюючий реле часу PB , захист обмоток статора електродвигуна від перегріву постійним струмом у гальмівному режимі.

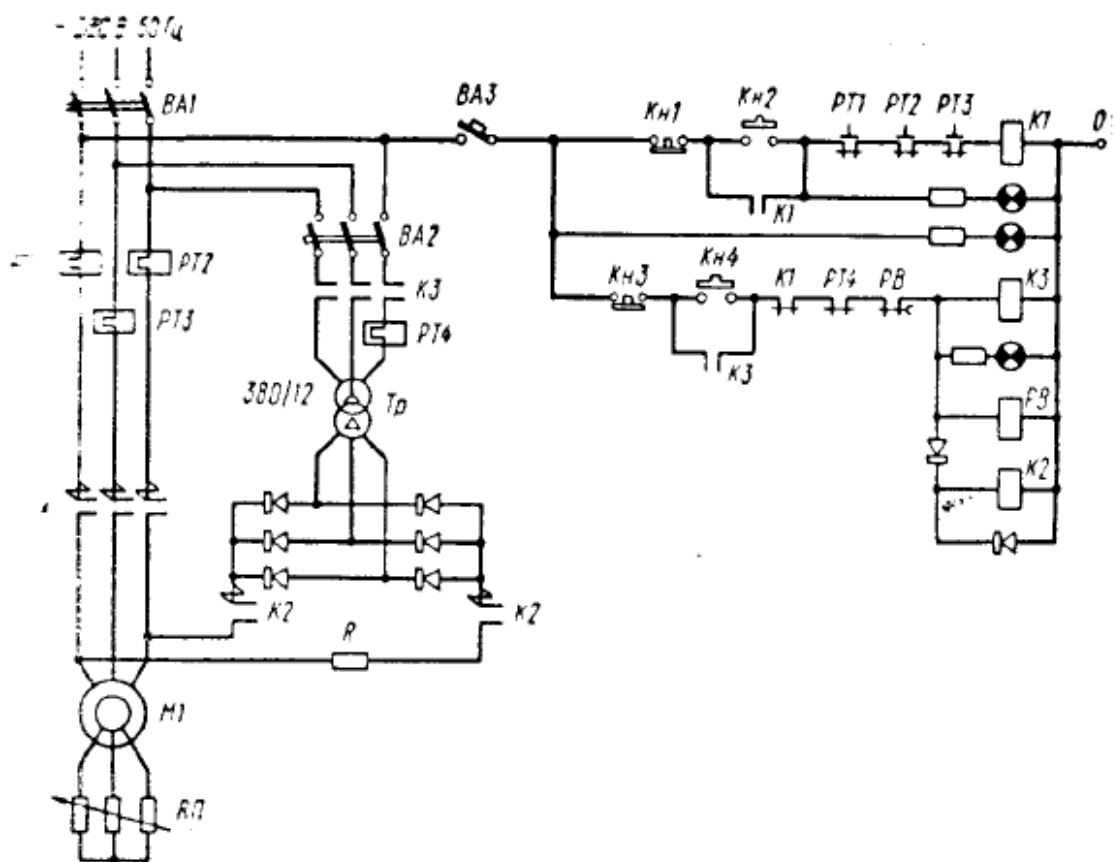


Рисунок 4.5 – Електрична схема приводу дробарки СМД-87 з електродинамічним гальмуванням:

$M1$ – двигун; $BA1$, $BA2$, $BA3$ – автоматичні вимикачі;
 $PT1 \dots PT4$ – реле теплове; $K1 \dots K3$ – контактор; RP – пусковий реостат; R – опір; Tr – трансформатор; PB – реле часу; $Kn1 \dots Kn4$ – кнопки відповідно «Стоп», «Пуск», «Вибір» та «Гальмування»

Промислові випробування описаної гальмівної системи показали, що механічні характеристики динамічного гальмування залежать від опору пускового ре-

остату, уведеного у роторний ланцюг двигуна. Найбільша інтенсивність гальмування досягається у випадку, коли при максимальній частоті обертання пусковий реостат повністю уведений і потім поступово виводиться у міру зменшення частоти обертання ротора.

На рис. 4.6 приведені суміщені осцилограми процесу гальмування ротора дробарки при вільному вибігу та різних режимах змінення опорів у роторному ланцюзі. Як видно з них, в оптимальному варіанті повна зупинка ротора відбувається за 40 с у порівнянні із 40 хв. під час вільного вибігу. Гальмування здійснюється плавно і динамічні навантаження у клинопасовій передачі не перевищують норму.

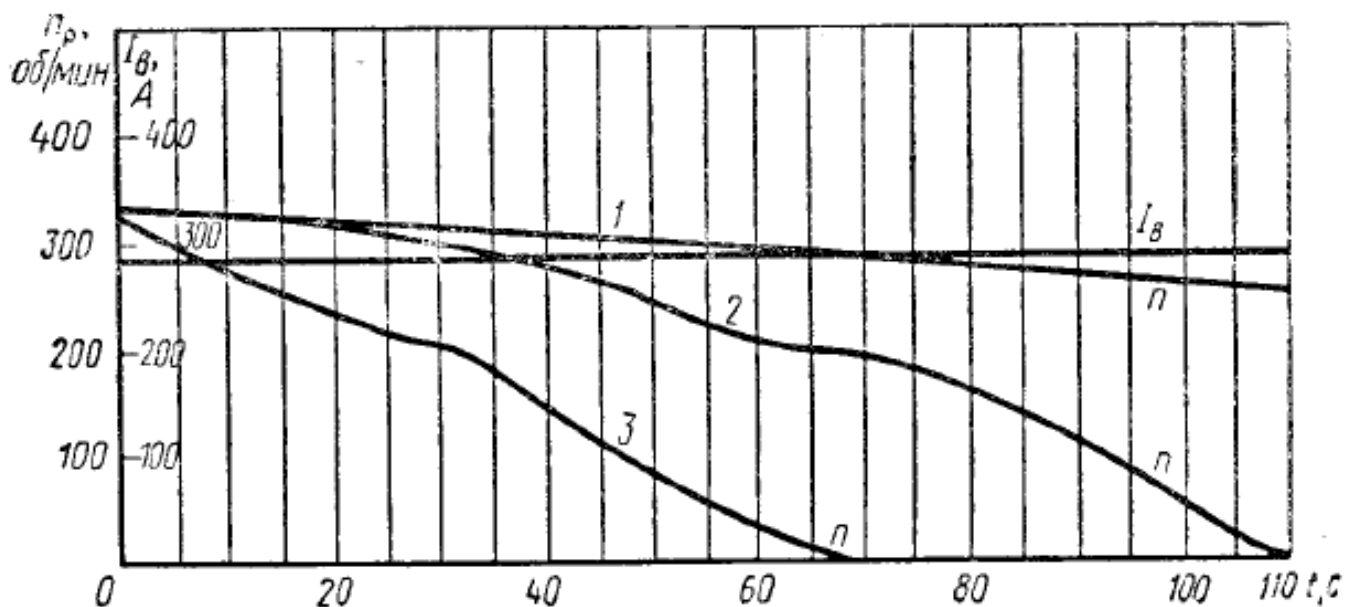


Рисунок 4.6 – Осцилограми процесу гальмування ротора:
 1 – вільний вибіг; 2 – реостат виведений; 3 – реостат уведений;
 n_p – частота обертання ротора дробарки; I_b – струм збудження

4.3 Шляхи розвитку конструкцій роторно-бильних дробарок

Аналіз тенденцій подальшого розвитку ударного дробильного обладнання роторно-бильного типу свідчить, що удосконалення конструкцій роторних дробарок буде відбуватися за наступними напрямками:

- створення дробарок крупного дроблення великих типорозмірів, здатних приймати шматки гірничої маси розміром більше 1000 мм;

- створення легко змінних бил, що мають коефіцієнт використання металу більше 70%;
- створення корпусів дробарок, що мають зручні роз'єми, постачені пристроями для відкривання та закривання;
- створення приводів дробарок з плавним регулюванням частоти обертання ротора та системами його прискореного гальмування під час зупинки;
- створення дробарок дрібного дроблення з використанням відбійних плит з горизонтальними колосниками, що частково охоплюють нижню половину окружності ротора;
- створення нових досконалих способів кріплення бил до ротора.

Висновки:

- в роботі розглянуто особливості вибору раціональних режимів роботи дробарок роторно-бильного типу на прикладі конструкцій ДРС. Для відшукування оптимального рішення конкретної технологічної задачі потрібно знати, як впливає кожен з численних змінних параметрів установок (окружна швидкість бил, число камер дроблення, кути установки відбійних плит, ширина вихідної щілини тощо) на якість продукту дроблення;
- отримання дробленого продукту заданої крупності залежить, передусім, від правильного вибору та визначення показників, що характеризують фізико-механічні властивості перероблюваного матеріалу. Зокрема, міцність зразків гірничих порід залежить як від виду матеріалу, так і від розміру шматків. З огляду на це, в роботі запропоновані раціональні значення величини окружної швидкості ротора для різних умов експлуатації, а саме: для одержання мінімального виходу дріб'язку при оптимальному виході заданої фракції, отримання продукту з найменшим вмістом лещадних зерен, покращання форми зерен на кінцевій стадії дроблення міцних та високоабразивних порід, вибіркового дроблення матеріалу;
- в роботі розглянуто можливості удосконалення електроприводу дробарок роторно-бильного типу шляхом використання приводу з плавним регулюванням частоти обертання ротора для забезпечення оптимального за фракційним складом

готового дробленого продукту режиму роботи, а також системи екстреного гальмування ротора у випадках перевантаження дробарки живленням або потрапляння у камеру дроблення недробимих предметів. Запропоновані технічні рішення забезпечують можливість суттєвого підвищення експлуатаційних показників роторно-бильних дробильних установок;

- в роботі також проведено аналіз тенденцій подальшого розвитку ударного дробильного обладнання роторно-бильного типу дозволив сформулювати найбільш актуальні напрямки подальшого удосконалення конструкцій роторних дробарок.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання представленої магістерської роботи дослідження дали змогу зробити наступні висновки та сформулювати рекомендації щодо використання їх результатів на практиці:

- ударний спосіб руйнування шматків гірничої маси вигідно відрізняється підвищеною ефективністю дроблення від процесу роздавлювання їх у дробарках , що працюють з використанням інших способів дроблення. Дробарки ударної дії характеризуються високими значеннями ступеню дроблення матеріалу та питомої продуктивності, що припадає на одиницю маси установок. Вони мають менші у порівнянні з машинами щокового, конусного та валкового типів показники питомої вартості, маси та потужності приводу;

- проведений аналіз конструктивних особливостей одного з двох основних типів дробарок ударної дії – роторно-бильних установок – виявив високий технічний рівень подібного механічного обладнання, здатного задовольнити численні вимоги технологічних процесів підготовки різноманітної мінеральної сировини до ефективного використання у багатьох галузях економіки;

- на ефективність процесу руйнування мінеральної сировини у дробарках роторно-бильного типу важливий вплив має форма камери дроблення установки, яка визначається взаємним розташуванням приймального лотка, окружності ротора і відбійних плит або колосникових решіток, а також кількістю та конфігурацією останніх. Раціонально сконструйована камера дроблення повинна забезпечити ефективний центральний удар била по шматкам матеріалу, максимальне використання кінетичної енергії, отриманої цими шматками після удару, та необхідне число повторних ударів по кожному шматку;

- проведені дослідження, виконані з використанням ймовірнісних методів для оцінки процесу проникнення шматка у робочу зону обертового ротора, дають можливість знайти оптимальне положення приймального лотка, правильно вибрати висоту завантаження матеріалу, раціонально сконструювати форму та розташування відбійних плит або колосникових решіток. Усе це має забезпечити макси-

мальну ймовірність потрапляння шматків матеріалу під удари бил та найбільший ефект використання енергії удару;

- для забезпечення найбільшої ефективності процесу ударного руйнування мінеральної сировини в роторно-бильних дробарках потрібно знати максимальну величину зусилля удару била по шматку матеріалу, а також тривалість дії удару та величину імпульсу. Оскільки усі ці величини залежать від багатьох випадкових факторів, врахувати які заздалегідь не представляється можливим, для їх визначення також використані ймовірнісні методи дослідження. Вони дають можливість розрахувати ударні навантаження, що діють на ротор під час дроблення як одиничних шматків матеріалу, так і потоку матеріалу при масовому завантаженні установки. Запропонована у роботі спрощена модель ударного процесу в робочій камері дробарки роторно-бильного типу дозволяє отримати розрахункові величини максимальних значень ударного імпульсу, зусилля удару та його тривалості з допустимою погрішністю і може бути використана під час проектування подібного обладнання;

- під час експлуатації дробарок роторно-бильного типу часто потрібно дотримуватися заданого максимально допустимого розміру зерен продукту дроблення, для чого необхідно забезпечити відповідний режим дроблення (у першу чергу величину окружної швидкості ротора). Але цей розмір буде залежати не лише від неї, але й від схильності гірничої породи до дроблення, ймовірності проходження через дробарку нероздроблених шматків матеріалу, а також від глибини проникнення шматків у робочу зону ротора. В результаті виконаних досліджень в роботі запропонована залежність для визначення критичної швидкості ротора – мінімальної швидкості, при якій шматок певного розміру з матеріалу певної міцності гарантовано може бути зруйнований вільним ударом певної потужності;

- в роботі розглянуто особливості вибору раціональних режимів роботи дробарок роторно-бильного типу на прикладі конструкцій ДРС. Для відшукування оптимального рішення конкретної технологічної задачі потрібно знати, як впливає кожен з численних змінних параметрів установок (окружна швидкість бил, число камер дроблення, кути установки відбійних плит, ширина вихідної щілини тощо)

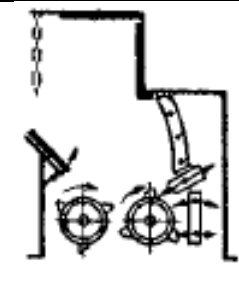
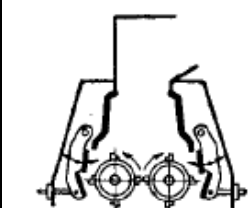
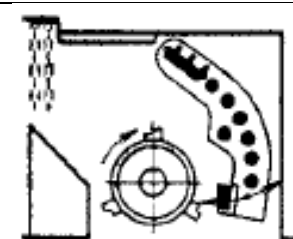
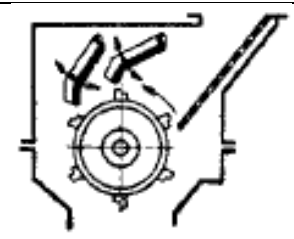
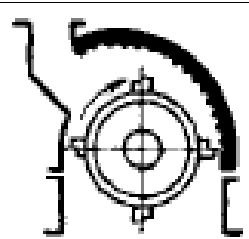
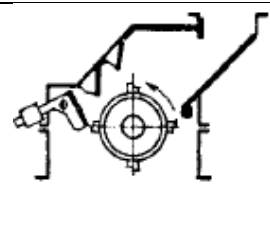
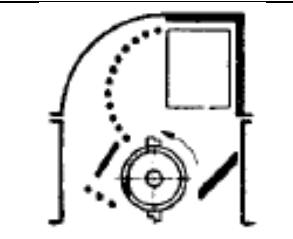
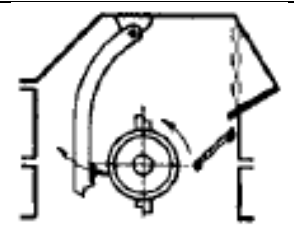
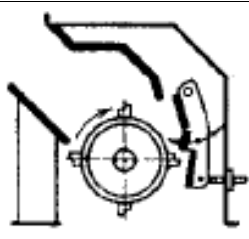
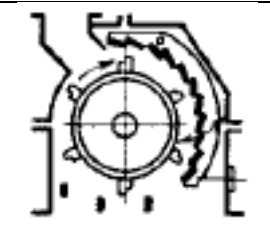
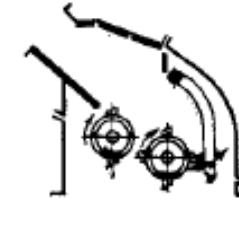
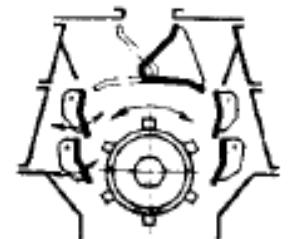
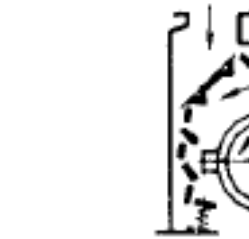
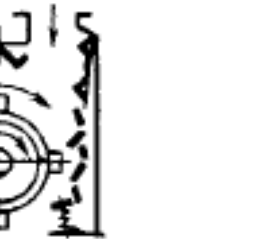
на якість продукту дроблення;

- отримання дробленого продукту заданої крупності залежить, передусім, від правильного вибору та визначення показників, що характеризують фізико-механічні властивості перероблюваного матеріалу. Зокрема, міцність зразків гірничих порід залежить як від виду матеріалу, так і від розміру шматків. З огляду на це, в роботі запропоновані раціональні значення величини окружної швидкості ротора для різних умов експлуатації, а саме: для одержання мінімального виходу дріб'язку при оптимальному виході заданої фракції, отримання продукту з найменшим вмістом лещадних зерен, покращання форми зерен на кінцевій стадії дроблення міцних та високоабразивних порід, вибіркового дроблення матеріалу;

- в роботі розглянуто можливості удосконалення електроприводу дробарок роторно-бильного типу шляхом використання приводу з плавним регулюванням частоти обертання ротора для забезпечення оптимального за фракційним складом готового дробленого продукту режиму роботи, а також системи екстреного гальмування ротора у випадках перевантаження дробарки живленням або потрапляння у камеру дроблення недробимих предметів. Запропоновані технічні рішення забезпечують можливість суттєвого підвищення експлуатаційних показників роторно-бильних дробильних установок;

- в роботі також проведено аналіз тенденцій подальшого розвитку ударного дробильного обладнання роторно-бильного типу дозволив сформулювати найбільш актуальні напрямки подальшого удосконалення конструкцій роторних дробарок.

Таблиця 1.1 – Можливі конструктивні схеми роторно-бильних дробарок

Роторно-бильні дробарки					
Однороторні			Двуроторні		
З броньовими стрижнями або колосниками		З відбійними плитами	З броньовими стрижнями або колосниками		З відбійними плитами
поперечними	поздовжніми		поперечними	поздовжніми	
Нереверсивні (ротор обертається лише в один бік)					
					
					
Реверсивні (ротор обертається в обидва боки)					
					

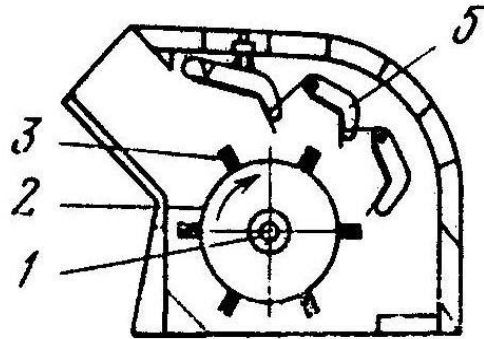
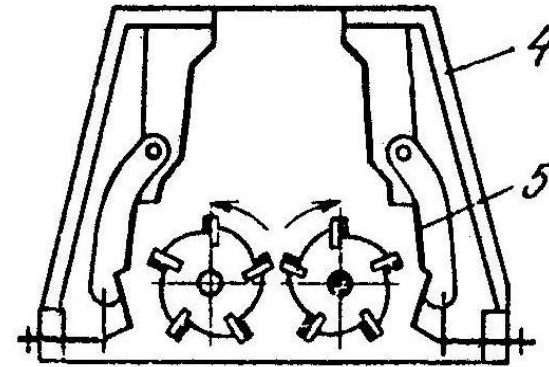
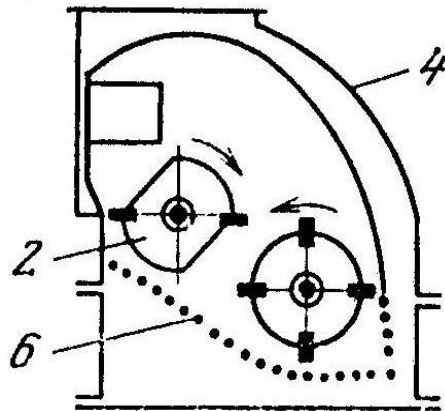
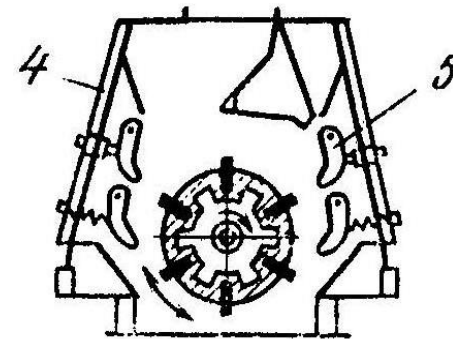
a*б**в**г*

Рисунок 1.1 – Найбільш уживані конструктивні схеми ударних дробарок роторно-бильного типу:

a – однороторна нереверсивна; *б* – двороторна паралельного дроблення;

в – двороторна послідовного дроблення; *г* – однороторна реверсивна;

1 – горизонтальний вал; 2 – масивний ротор; 3 – била; 4 – корпус дробарки; 5 – відбійні плити; 6 – колосникова решітка

Таблиця 1.3 – Технічні характеристики однороторних дробарок роторно-бильного типу

Показники	ДРС		ДРК			
	СМД-75А	СМД-94	СМД-85А	СМД-86А	СМД-95	СМД-87
Основні експлуатаційні розміри, мм:						
ротора:						
діаметр	-	-	800	1250	1600	2000
довжина	1000	1250	630	1000	1250	1600
прийомного отвору:						
поздовжній	1000	1250	630	1000	1250	1600
поперечний	500	600	550	875	1100	1400
Продуктивність, м ³ /г	135	200	60	135	200	370
Максимальний розмір шматків у живленні, мм	300	375	400	600	800	1100
Окружна швидкість ротора, м/с	20; 24; 34,6; 28,8; 41,5; 50		20; 26; 35			
Потужність приводу, кВт	125	200	40	100	160	250
Габаритні розміри, мм:						
довжина	2700	3400	2500	3200	4200	5600
ширина	2800	3200	1700	2350	2900	3600
висота	2100	2300	2150	2800	3500	4400
Маса, кг	10000	18000	6000	15000	30000	68000

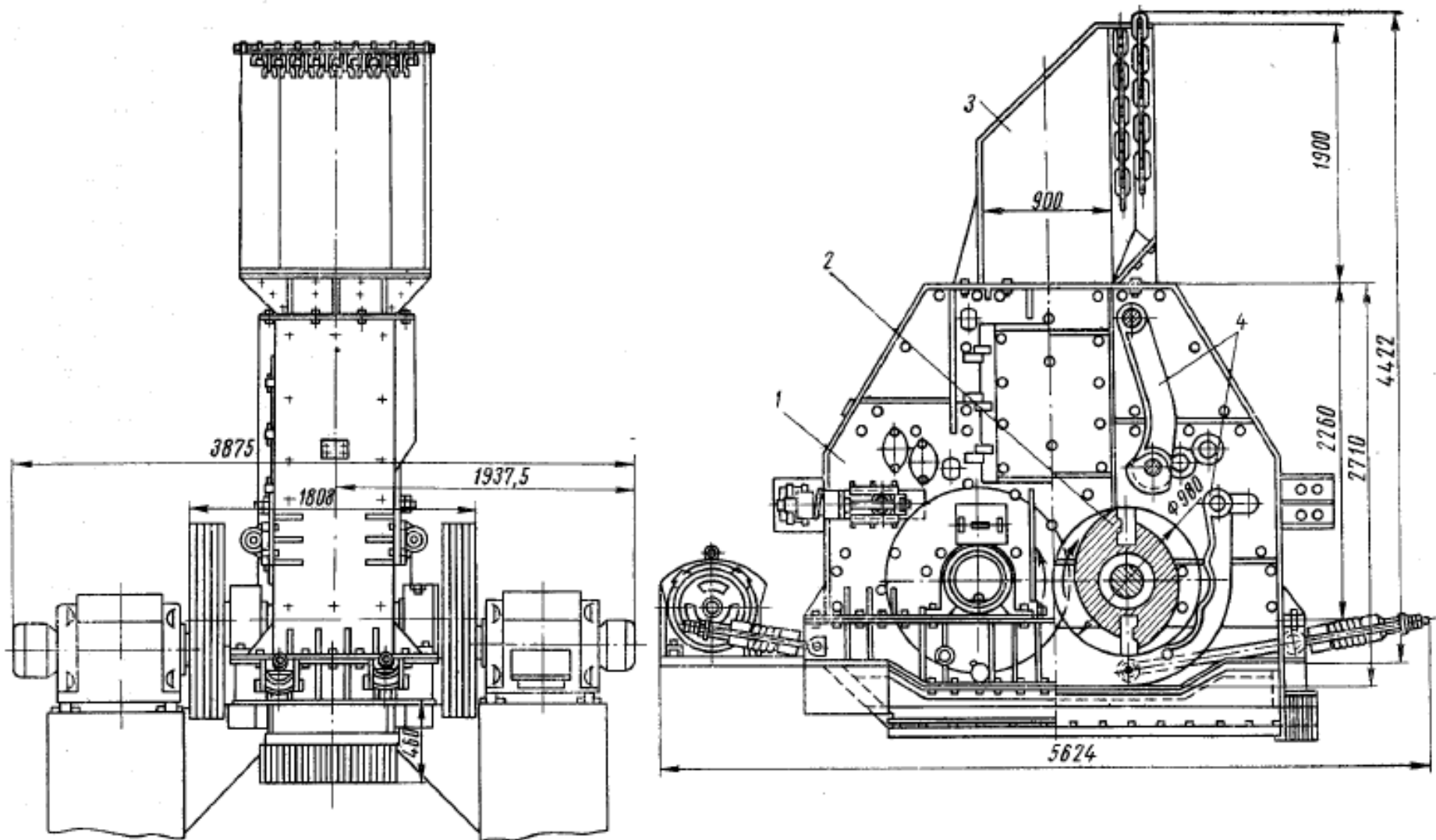


Рисунок 1.5 – Схема двороторної роторно-бильної дробарки з роторами діаметром 1000 мм:
1 – корпус; 2 – ротор; 3 – колосникова решітка; 4 – вузол живлення