

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

ННІ/факультет	Навчально-науковий технологічний інститут
Кафедра	Інжинірингу з галузевого машинобудування
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Форма навчання	Заочна

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКЛАВРА**

Данько Руслан Віталійович

(прізвище, ім'я, по батькові здобувача)

на тему

Розробка чотиривалкової дробарки коксу з гідравлічними амортизаторами агломераційного цеху №1 агломераційного департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

(повна назва теми)

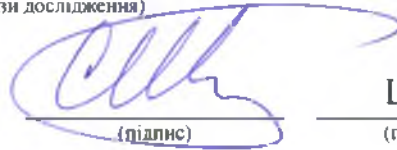
за матеріалами

Агломераційного цеху №1 агломераційного департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»

(повна назва бази дослідження)

науковий керівник к.т.н., доцент

(наук. ступінь, вчене звання)



(підпис)

Швед С. В.

(прізвище, ініціали)

**Робота допущена до захисту в ЕК**

Протокол засідання кафедри

від 14 червня 2025 р. № 14

Завідувач кафедри



(підпис)

д.т.н., професор

(наук. ступень, вчене звання)

В. Й. Засельський

(ініціали, прізвище)

ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЕКОНОМІКИ І ТЕХНОЛОГІЙ  
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
Кафедра Інжинірингу з галузевого машинобудування

Рівень вищої освіти Перший (бакалаврський)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»  
(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри ІГМ



(підпис)

проф., д.т.н., Засельський В. Й.

(посада, вчене звання, прізвище ініціали)

« 14 »

квітня 2025 року

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ БАКАЛАВРА ЗДОБУВАЧА(КИ)

*Данько Руслан Віталійович*

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи бакалавра

*Розробка чотиривалкової дробарки коксу з гідравлічними амортизаторами агломераційного цеху №1 агломераційного департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»*

керівник кваліфікаційної роботи бакалавра Швед С. В., к.т.н., доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «04» квітня 2025 р. № 243-ст

2. Строк подання здобувачем кваліфікаційної роботи до кафедри 07.06.2025

3. Вихідні дані до кваліфікаційної роботи бакалавра

*Умови виробництва агломераційного цеху №1 агломераційного департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг». Конструкція та технічна характеристика чотиривалкової дробарки коксу, інформація про недоліки конструкції.*

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

4.1 Аналітична частина;







4.2 Основна частина;

4.3 Організація безпечного виробництва

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

*1 аркуш формату А1 складальне креслення дробарки чотиривалкової, 1 аркуш формату А1 складальне креслення амортизатор гідравлічний.*

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Аналітична частина	Швед С. В., доцент	 14.04.25	 14.04.25
Основна частина	Швед С. В., доцент	 14.04.25	 14.04.25
Організація безпечного виробництва	Швед С. В., доцент	 14.04.25	 14.04.25

7. Дата видачі завдання 14 квітня 2025 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
	Аналітична частина	28.04.2025	вик.
	Основна частина	16.05.2025	вик.
	Організація безпечного виробництва	21.05.2025	вик.
	Оформлення пояснювальної записки	26.05.2025	вик.
	Виконання графічної частини	04.06.2025	вик.
	Подання роботи до кафедри	07.06.2025	вик.
	Захист роботи в ЕК	17-18.06.2025	вик.

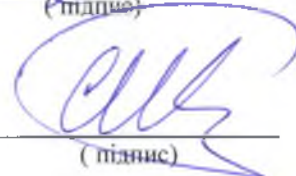
Здобувач (ка)

  
(підпис)

Данько Р. В.

(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

  
(підпис)

Швед С. В.

(прізвище та ініціали)

№ рядка	Формат	Позначення	Найменування	Кількість	№ екз	Примітки
1						
2			Документація загальна			
3						
4			Знов розроблена			
5						
6	A1	КРБ.133.25.05.00.000 СК	Складальне креслення	3		
7	A4	КРБ.133.25.05.ПЗ	Пояснювальна записка	47		
8						
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
18						
19						
20						
21						
22						

Ізм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
Розробив		Данько		04.06.25
Перевірів		Швед		04.06.25
Н.контр.		Швед		03.06.25
Затвердив		Засельський		14.06.25

133.25.05.КРБ

Дробарка чотиривалкова  
Відомість кваліфікаційної  
роботи бакалавра

Лист	Аркцш	Аркциш
Б		1

ННТІ ДУЕТ  
кафедра ІГМ  
гр. ЗМО-21

Копював

Формат А4

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра: 47 стор., 16 рис., 2 табл., 2 додатка, 16 джерел.

Об'єкт розробки – чотиривалкова дробарка для дроблення коксу у корпусі підготовки палива агломераційного цеху.

Мета розробки – підвищення надійності роботи машини, поліпшення експлуатаційних характеристик, зменшення витрат на ремонт за рахунок зменшення динамічних навантажень на робочі органи механізмів.

Метод досліджень – аналітичний – аналіз виявлених технічних рішень з метою можливості їх застосування для удосконалення конструкції валкової коксодробарки, визначення навантажень в приводах і амортизаторах, перевірка міцності основних деталей.

Запропоновано шляхи зниження динамічних навантажень, розроблена схема індивідуального приводу валків. Визначена необхідна потужність електродвигунів приводу.

Виконано аналіз основних шкідливих і небезпечних чинників при роботі валкової дробарки та запропоновані заходи щодо зниження їх дії.

Запропонована розробка машини дозволить поліпшити експлуатаційні характеристики машини, підвищити надійність машини.

Результати роботи можуть бути використані при модернізації валкових дробарок в гірничо-збагачувального виробництва ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг».

КОКС, ЧОТИРИВАЛКОВА ДРОБАРКА, ГІДРАВЛІЧНИЙ АМОРТИЗАТОР, ІНДИВІДУАЛЬНИЙ ПРИВІД, НАДІЙНІСТЬ.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b>	7
<b>1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА</b>	8
1.1 Призначення та область застосування обраної для вдосконалення машини	8
1.2 Технічна характеристика машини-прототипу	9
1.3 Опис конструкції машини-прототипу	10
1.4 Аналіз недоліків	15
1.5 Передбачувані причини недоліків	15
1.6 Постановка мети та задач	16
<b>2 ОСНОВНА ЧАСТИНА</b>	17
2.1 Літературно-патентний огляд	17
2.2 Пропозиції по модернізації	28
2.3 Переваги пропонованої конструкції	33
2.4 Розрахунки по модернізації	33
2.4.1 Визначення продуктивності	33
2.4.2 Розрахунок потужності привода	34
2.4.3 Силевий і кінематичний аналіз механізму	36
<b>3 ОРГАНІЗАЦІЯ БЕЗПЕЧНОГО ВИРОБНИЦТВА</b>	38
3.1 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників	38
3.2 Заходи по зниженню і усуненню шкідливих і небезпечних чинників	41
<b>ВИСНОВКИ</b>	44
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ</b>	45
<b>ДОДАТКИ</b>	47

## ВСТУП

Робота чотиривалкових коксодробарок, які обладнані механічними амортизаторами, супроводжується численними технічними проблемами, зокрема постійними ремонтами і постійною заміною підшипників валків та пружин в амортизаторах. Ці ускладнення обумовлені динамічними навантаженнями, які виникають у разі потрапляння недробленого предмета між валками.

Одним із суттєвих недоліків таких дробарок залишається використання клиноремінної передачі, що робить складною конструкцію агрегату, а також потребує регулярної заміни ременів та регулювання їхнього натягнення.

Ця кваліфікаційна робота бакалавра спрямована на розв'язання задачі підвищення експлуатаційної надійності валкових коксодробарок. Основна ідея полягає у застосуванні безударних гідравлічних амортизаторів, здатних знизити динамічні навантаження під час проходження недроблених предметів через дробарку. Додатково пропонується впровадження індивідуальних приводів для кожного валка, з використанням блоків типу «електродвигун–редуктор», з'єднаних за допомогою шпінделя, що дозволить оптимізувати роботу обладнання і мінімізувати випадки відмов.

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

### 1.1 Призначення і область застосування обраної для вдосконалення машини

З роками експлуатації дробильного обладнання свідчить, що валкові дробарки різноманітних конструкцій широко використовуються для подрібнення різних матеріалів. Хоча вони мають певні недоліки, їх ефективність особливо помітна при переробці матеріалу, які схильні до налипання або містять липкі сполучення. У процесі роботи налиплий на поверхні валів матеріал видаляється за допомогою очисних механізмів-шкрябалок та при потребі відводиться в бік [1].

Використання іншого виду дробарок для обробки такого матеріалу є або практично неможливим, або призводить до частих простоїв, зумовлених довгою та важкою очисткою камер дроблення. Здатність ефективно переробляти матеріал, що схильний до налипання на робочих поверхнях, є однією з основних переваг валкових дробарок порівняно з іншими видами дробильного обладнання [2].

У міжнародній практиці валкова дробарка зазвичай застосовуються на фінальних етапах подрібнення, а саме для середньо- і дрібнодисперсного дроблення.

У металургійній промисловості, зокрема для підготовки палива на агломераційних фабриках, широке розповсюдження отримали чотиривалкові дробарки моделі Д4Г 900×700. Зокрема, аглофабрика ПАТ "АрселорМіттал Кривий Ріг" оснащена такими ж чотиривалковими дробарками [4]. Саме модернізація цього типу дробарок розглядається у даній роботі.

Крім того, на агломераційних фабриках застосовуються одновалкові зубчасті дробарки для подрібнення спека.

## 1.2 Технічна характеристика машини-прототипу

Технічну характеристику машини-прототипу зазначено у таблиці 1.1 [3].

Таблиця 1.1.

### Технічна характеристика коксодробарки Д4Г 900×700

Параметр	Розмірність	Значення
1	2	3
Розміри валків:		
– діаметр	мм	900
– довжина	мм	700
Розмір шматків, що поступають	мм	до 40
Межі регулювання зазорів між валками:		
– верхніх	мм	10...40
– нижніх	мм	2...10
Частота обертання валків:		
– верхніх	об/хв.	115
– нижніх	об/хв.	180
Продуктивність при щилині між верхніми валками 10 мм і між нижніми 2,5 мм	м <sup>3</sup> /год	26
Розподілене навантаження на 1 см довжини валка	кН	35
Відхід валка при проходженні недроблених тіл	мм	40
Потужність приводу валків:		
– верхніх	кВт	20/28
– нижніх	кВт	37
Розміри:		
– довжина	мм	3040
– ширина (разом з електродвигуном)	мм	4335
– висота	мм	3635
Маса	т	25,4

Джерело: розроблено із використанням [3]

### 1.3 Опис конструкції машини-прототипу

У вальцових дробарках матеріал піддається деформації шляхом роздавлювання між двома вальцями, які обертаються у протилежних напрямках, або між вальцями та нерухомою поверхнею. У ряді випадків вальці можуть мати різну частоту обертання, що забезпечує поєднання роздавлювання матеріалу з його стиранням, створюючи додатковий ефект механічного впливу [3]. Чотиривальцова дробарка, призначена для підготовки палива, представлена конструкційною схемою на рис. 1.1. Вона складається з двох пар вальців, розташованих вертикально один над одним, що дозволяє розглядати її як дві двовальцові дробарки, інтегровані в один корпус. Верхня пара вальців переважно виготовляється з рифленою або зубчатою поверхнею, тоді як нижня зазвичай має гладку робочу поверхню. Ця комбінація конструктивних особливостей сприяє досягненню високого ступеня подрібнення матеріалу в цілому. Структурні елементи вальцових дробарок включають самі вальці, які виконуються у вигляді валу з маточиною та зносостійким бандажем із сталі марки 110Г13Л. Крім того, до основних елементів належать рама або станина, зазвичай зварної конструкції, пружинна система амортизації для захисту від перевантажень та привідна система, що забезпечує обертання вальців із необхідними параметрами [3].

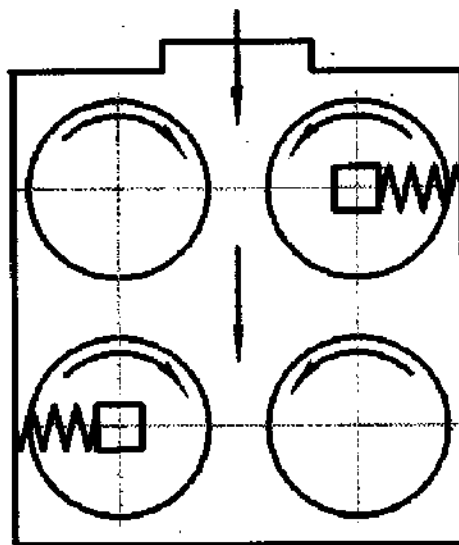
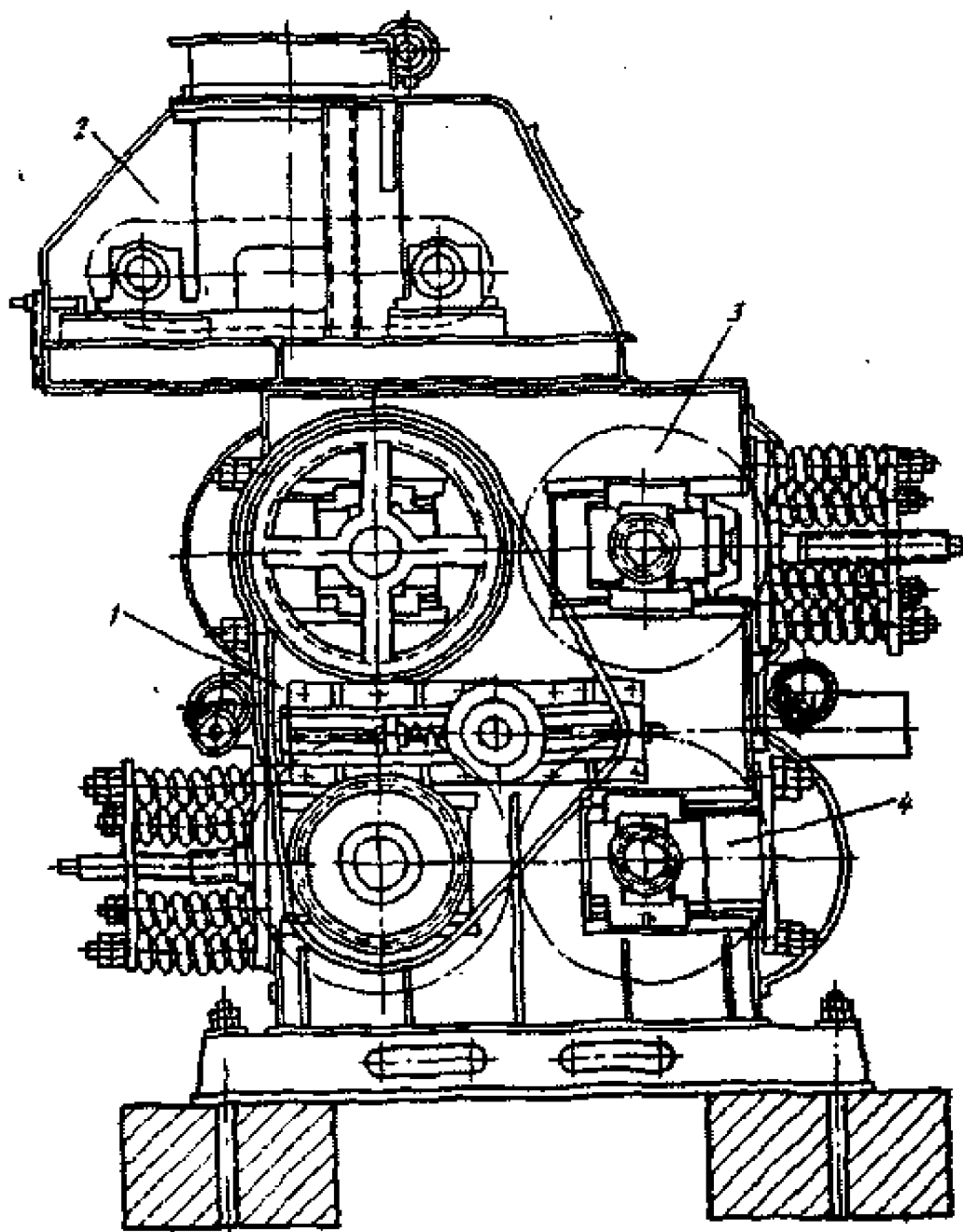


Рис. 1.1. Схема чотиривалькової дробарки

Джерело: розроблено із використанням [3]

У роботі проаналізовано конструкцію чотиривалкової дробарки моделі Д4Г 900×700, призначеної для подрібнення коксу в умовах агломераційного виробництва. Схематичне зображення дробарки наведено на рисунку 1.1. Розглянута модель виробляється на виробництві та широко застосовується в галузі металургії. Вона оснащена чотирма гладкими валками, діаметр яких становить 900 мм, а довжина – 700 мм. Згідно зі схемою роботи (рисунок 1.2), дробарка складається з наступних основних елементів: рами (поз. 1), стрічкового живильника (поз. 2), пари верхніх валків (поз. 3), двох пар нижніх валків (поз. 4), а також електродвигунів. Конструкція передбачає пружинну амортизацію верхнього правого валка і нижнього лівого валка, що дозволяє їм відходити від нерухомих валків при надходженні сторонніх предметів, у такий спосіб запобігаючи пошкодженню механізму. Окрім цього, дробарка обладнана спеціальними пристроями для обточування бандажів, які забезпечують рівномірну шліфовку окремо для кожної пари валків. Частота обертання валків дорівнює 58,5 оборотів за хвилину, тоді як при обточуванні супорт із наждачним каменем одночасно переміщується вздовж валка на відстань 0,3 мм за один оберт [3].

Сировина, підлягаюча дробленню, навантажується до бункера, звідки стрічковий живильник-дозатор подає матеріал безпосередньо на верхню пару валків. Привід дробарки реалізовано за допомогою двох електродвигунів із редукторами. Один верхній і нижній валок отримують обертальний рух через зубчасту муфту і передають його на дві інші пари валків за допомогою ремінної передачі (рисунок 1.2). При цьому кожна пара горизонтально розташованих валків працює від окремого електродвигуна. Така конструктивна особливість дає змогу в регулюванні міжвалковий зазор без необхідності переналаштування натягування ременів. Для точного регулювання ремінної передачі використано два натяжні ролики [3].



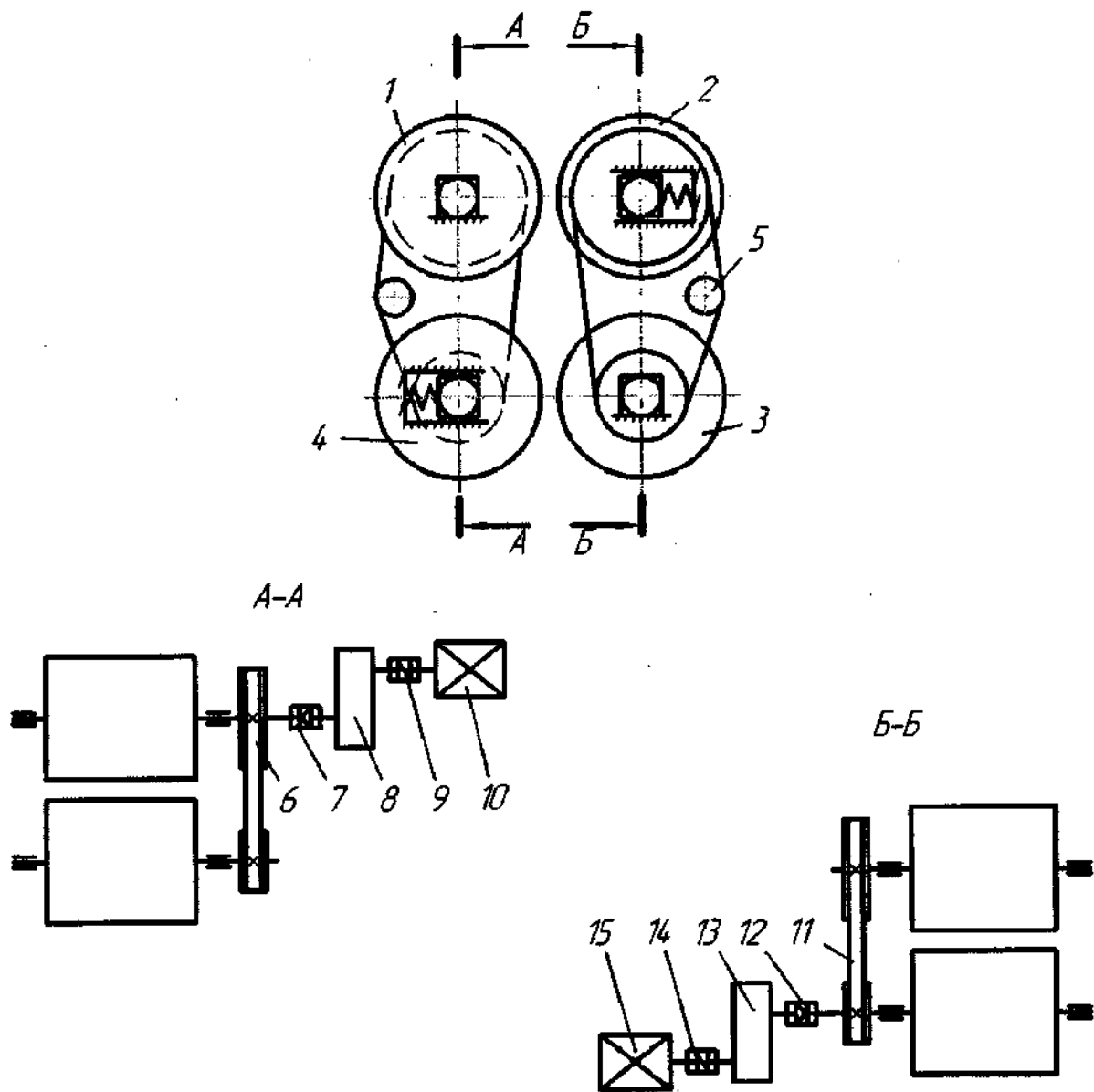
**Рис. 1.2.** Загальний вид чотиривалкової дробарки Д4Г 900×700

для дроблення коксу в умовах аглофабрик

1 – рама; 2 – живильник стрічковий;

3 – верхня пара валків; 4 – нижня пара валків

Джерело: розроблено із використанням [3]



**Рис. 1.3. Кінематична схема приводу валків чотиривалкової дробарки Д4Г 900×700**

- 1 – верхній валок нерухомий; 2 – верхній валок рухомий;  
 3 – нижній валок нерухомий; 4 – нижній валок рухомий; 5 – натяжний ролик;  
 6 – клиноремінна передача, що підвищує, "верхній валок – нижній валок";  
 7, 12 – муфти тихохідні; 8 – редуктор верхнього приводу;  
 9, 14 – муфти швидкохідні; 10 – електродвигун верхнього приводу;  
 11 – знижуюча клиноремінна передача "нижній валок – верхній валок";  
 15 – редуктор нижнього приводу; 16 – електродвигун нижнього приводу

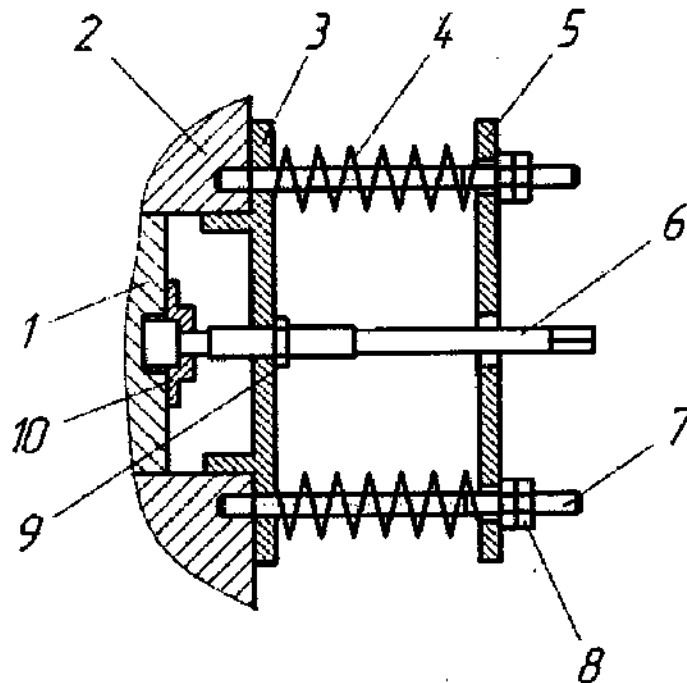
Джерело: розроблено із використанням [3]

Амортизаційний пристрій має виконувати такі основні функції:

- пропускання недробленого матеріалу, який випадково потрапляє у валки;
- забезпечення потрібного тиску між валками для ефективного дроблення матеріалу;
- регулювати ширини зазору між валками.

Особливо розповсюдження отримали амортизатори пружинної дії, завдяки їх простій конструкції. Вони забезпечують безперешкодно налаштувати як ширину зазору між валками, так і силу стискання. Однак ці амортизатори мають недолік – їх термін служби скорочується через високі навантаження та динамічні удари при потраплянні недроблених предметів, що також негативно впливає на підшипники валків.

На рисунку 1.4 зображено конструкцію амортизаційного пристрою дробарки моделі Д4Г 900×700.



**Рис. 1.4.** Вузол амортизатора чотиривалкової дробарки Д4Г 900×700

1 – корпус підшипника; 2 – станина; 3 – кришка; 4 – пружина; 5 – подушка;  
6 – гвинт упорний; 7 – шпилька; 8,9 – гайки; 10 – півкільце

Джерело: розроблено із використанням [3]

У корпусі дробарки 2 знаходиться паз, куди монтується корпус підшипника 1. У розточування корпусу підшипника за допомогою півкілець 10 закріплюється упорний гвинт 6. У цей же паз вставляється кришка 3, яка має отвори для шпильок 7 та різьбу для фіксації упорного гвинта 6. На шпильки встановлюються пружини 4, які через подушку 5 фіксуються гайками 8 [3].

Під час попадання недробимого предмета між валками корпус підшипника зсувається вправо, створюючи тиск на упорний гвинт 6. Останній зміщує кришку 3, що, своєю чергою, стискає пружини 4. Як тільки недроблений предмет виходить із робочої зони між валками, корпус підшипника під впливом стиснутих пружин повертається у вихідне положення.

Сила тиску між валками змінюється регулюванням гайок 8, а розмір щілини між валками встановлюється за допомогою упорного гвинта 6 [3].

#### **1.4 Аналіз недоліків**

Робота чотиривалкових дробарок, оснащених амортизаторами механічної дії, супроводжується високою частотою ремонтних робіт, що обумовлено потребою регулярної заміни підшипників валків і пружин амортизаторів. Основною причиною цього є динамічні навантаження, які виникають у випадках потрапляння недробимих об'єктів між робочими валками.

Ще одним суттєвим недоліком валкових коксодробарок є використання клинопасової передачі. Цей елемент значно ускладнює конструкцію пристрою та потребує систематичного регулювання натягу ременів і їхньої періодичної заміни, що знижує ефективність експлуатації обладнання.

#### **1.5 Передбачувані причини недоліків**

У гірничо-металургійної галузі пружинні амортизатори здобули значну популярність у конструкціях валкових дробарок. Їхнє широке застосування

пояснюється простою конструкцією, яка забезпечує зручність у регулюванні ширини щілини між валками та сили стиснення між ними. Однак специфіка роботи, що пов'язана з високими навантаженнями та динамічними ударами під час потрапляння недробимих об'єктів, спричиняє прискорене зношування пружин і підшипників валків, що можна віднести до їхніх основних недоліків.

## **1.6 Постановка мети та задач**

Метою дипломного дослідження визначено збільшення показників надійності чотиривалкової дробарки для подрібнення коксу типу Д4Г 900×700. З огляду на окреслену мету, треба розв'язати низку завдань, які формують логічну структуру дослідження:

1. Виконати літературно-патентний огляд із метою ідентифікації новітнього технічного рішення, релевантних проблемі підвищення надійності конструкцій дробарок.

2. Обґрунтувати вибір запропонованого технічного рішення для модернізації конструктивних елементів дробарки, з урахуванням функціональних характеристик обладнання та технологічних умов експлуатації.

3. Провести розрахунково-аналітичне обґрунтування доцільності впроваджуваних змін, застосовуючи відповідні методи технічного аналізу і моделювання.

4. Розробити необхідний комплект конструкторської документації, включаючи креслення та пояснювальні записки, що забезпечують реалізацію запланованих модернізацій.

5. Здійснити оцінку основних небезпечних і шкідливих факторів, що виникають у процесі роботи валкової дробарки, та опрацювати заходи їхньої мінімізації.

## РОЗДІЛ 2

### ОСНОВНА ЧАСТИНА

#### 2.1 Літературно-патентний огляд

Дослідження та аналіз літературного огляду [5] дозволив сформулювання ключових вимог до приводів та амортизаторів чотиривалкових дробарок. Зокрема, серед основних вимог виділяються наступні:

- Забезпечення рішення відведення валка при налаштуванні щілини між валками або у випадку потрапляння недробимого предмета.
- Наявність механізмів для налаштування швидкості обертів валків під час номінального робочого навантаження.
- Гарантування мінімального динамічного навантаження на підшипники валків за умов потрапляння недробимого об'єкта.
- Висока експлуатаційна надійність у поєднанні з низькими витратами на ремонт і технічне обслуговування.

У сучасній промисловості майже всі чотиривалкові дробарки оснащуються приводами, які використовують клиноремінну передачу між валками.

Ремінна передача належить до фрикційних видів передач із гнучким зв'язком, де передача зусиль здійснюється завдяки тертю, що виникає між шківом і ременем внаслідок натягу останнього. Передачу ремінного типу, переважно використовують для отримання руху від електродвигуна, особливо коли конструктивні особливості механізму вимагають великої міжосьової відстані, а точна сталість передавального числа не є критичною. Типова потужність, передавана через ремінну передачу, зазвичай не перевищує 50 кВт.

Обмеження за потужністю та нижньою межею швидкості роботи такого механізму пов'язані з його значними конструктивними габаритами. У

поєднанні з іншими типами передач ремінна передача найчастіше використовується на швидкохідних етапах роботи приводу.

У порівнянні із зубчастими передачами реміна має як певні переваги, так і характерні недоліки, які слід враховувати при виборі механізму залежно від умов експлуатації.

Основними перевагами ремінного приводу є:

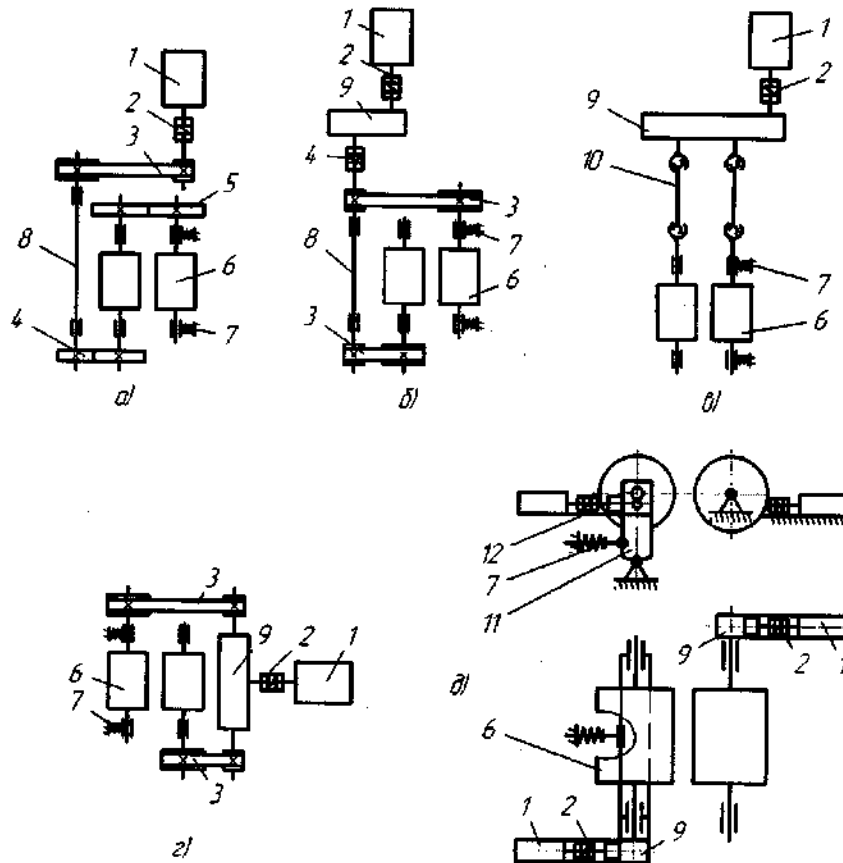
- Можливість передавати рух між валами, розташованими на значну відстань один від одного;
- Плавна і безшумна робота, забезпечена еластичністю приводного ременя;
- Захист деталей машини від різких перевантажень завдяки пружності ременя та його можливості прослизати на шківках;
- Проста конструкція та легкість в обслуговуванні.

До недоліків ремінної передачі належать:

- Нездатність створення компактних передач (за однакових умов навантаження діаметри шківів приблизно в 5 разів перевищують діаметри зубчастих коліс);
- Нестабільність передавальних чисел через можливість прослизання ременя;
- Підвищене перевантаження валів та їх опор, зумовлене необхідністю значного попереднього натягування ременю;
- Обмеження терміну служби (1000–5000 годин).

У чотиривалкових дробарках [5] ремінна передача використовується як тихохідний ступінь, що призводить до збільшення її габаритів. Прослизання ременів спричиняє нестабільну частоту обертання валків, а їхній низький ресурс експлуатації вимагає частих заміन (від двох до трьох разів на рік). Крім того, конструкція приводу не забезпечує можливості регулювати частоту обертання кожної пари валків окремо. На теперішній час двовалкові дробарки оснащують різними типами приводів. На рисунку 2.1 представлені відомі варіанти приводів для валків дробарок такого типу. Раніше широкі

поширення отримала "традиційна" двовалкова дробарка, привід якої виконаний відповідно до схеми, зображеної на рисунку 2.1а. У цій конструкції шків ремінної передачі дробарки (поз. 3) обертається за допомогою електродвигуна. Далі, через одноступінчасту зубчасту передачу (поз. 4), яка захищена кожухом, обертання передається на перший рифлений валок. Підшипникові корпуси цього валка жорстко закріплені в рамі дробарки.



**Рис. 2.1. Схеми привода валків**

*а* – за допомогою зубчатих передач; *б* – через редуктор і ремінну передачу;

*в* – індивідуальний через редуктор і карданний вали;

*г* – індивідуальний через редуктор і ремінні передачі;

*д* – незалежний для кожного валка дробарки Д4Г 950×800:

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – ремінна передача; 4 – одноступінєва зубчата передача; 5 – одноступінєва зубчата передача з подовженими зубами; 6 – валок; 7 – амортизатор; 8 – вал трансмісійний; 9 – редуктор;

10 – вал карданний; 11 – балансир; 12 – підстава приводу

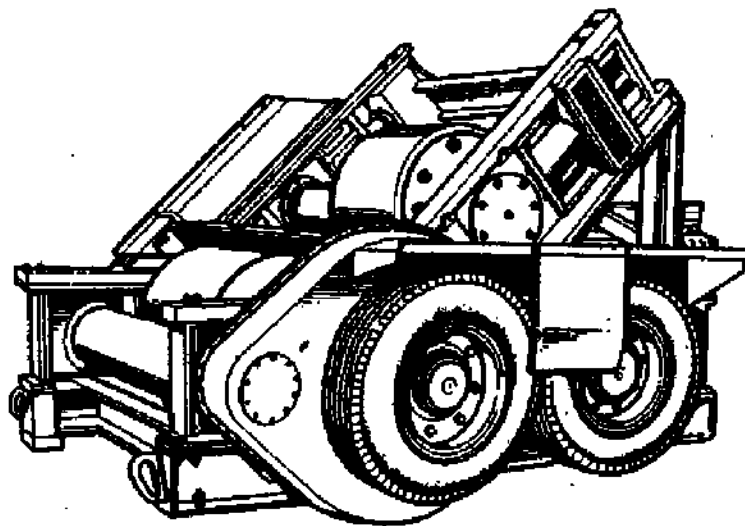
Джерело: розроблено із використанням [5]

Підшипники другого гладкого валка зафіксовані у конструкції шляхом притискання амортизаційними пружинами, що позначені як 7. Ці пружини забезпечують можливість переміщення підшипників, сприяючи деформації і стисканню пружин для збільшення зазору між валками. Такий механізм дозволяє пропускати недроблені предмети без перевантаження системи. Передача обертального руху від першого валка, який виконує роль ведучого, до другого, що є веденим, реалізується завдяки спеціальним шестерням із подовженими зубами, позначеними як 5. Таке конструктивне рішення створює можливість змінювати міжцентрову відстань між валами валків. Шестерні функціонують у масляному середовищі, що розміщене в герметичному кожусі для забезпечення довговічності та ефективності роботи. Нещодавно було запропоновано сучасні технічні рішення, які передбачають використання індивідуальних приводів для кожного валка. Такі приводи можуть бути забезпечені електродвигунами через редуктори та ремінні передачі (зображення 2.1б), або через редуктори у поєднанні з карданними валами (зображення 2.1в). Okремо варто згадати технічне рішення, де приводи кожного валка реалізуються за допомогою редукторів та індивідуальних ремінних передач (зображення 2.1г). Це підтверджує розвиток технічних підходів, спрямованих на поліпшення функціональності та гнучкості обладнання.

На рисунку 2.1д [5] представлено конструкцію приводу дробарки Д4Г 950×800, яка оснащена незалежним приводом для кожного валка. Кожен із валків приводиться в рух окремим малогабаритним блоком типу "електродвигун-редуктор". Один із валків у кожній парі фіксується нерухомо до рами дробарки. Інший валок, позначений як 6, має можливість переміщуватися завдяки його розташуванню на балансірних опорах (позиція 11), що забезпечує переміщення по дузі навколо певної осі. Регулювання положення другого валка для налаштування розвантажувальної щілини здійснюється за допомогою гвинтового пристрою, оснащеного амортизатором (елемент 6) і додатково обладнаного індикатором для

контролю положення валка. У випадках перевантаження система автоматично відводить цей валок, що відбувається внаслідок стиснення пружинного блоку, інтегрованого у підвісну систему балансірів. Для досягнення виготовлення більш дрібної фракції матеріалу тиск між валками було збільшено на 25% порівняно із аналогічними дробарками серійного виробництва. Кожен з валків працює від окремого привідного модуля, що складається з конічно-циліндричного редуктора (поз. 3), електродвигуна (поз. 1) та муфти (поз. 2), які змонтовані на підставі (позиція 5).

Блок встановлюється на приводному кінці валка і додатково фіксується на корпусі, що дозволяє ефективно передавати реактивний момент. Подібна конструкція приводу забезпечує максимальну компактність дробарки, зводячи до мінімуму зайняту площу в горизонтальній проекції. Існують також альтернативні варіанти реалізації приводів. Наприклад, американська компанія "Universal" створює чотиривалкові дробарки під назвою "4-Maust". Особливістю їхнього приводу є застосування автомобільних шин, що значно спрощує доступ до обладнання та полегшує його експлуатацію (рис. 2.2).



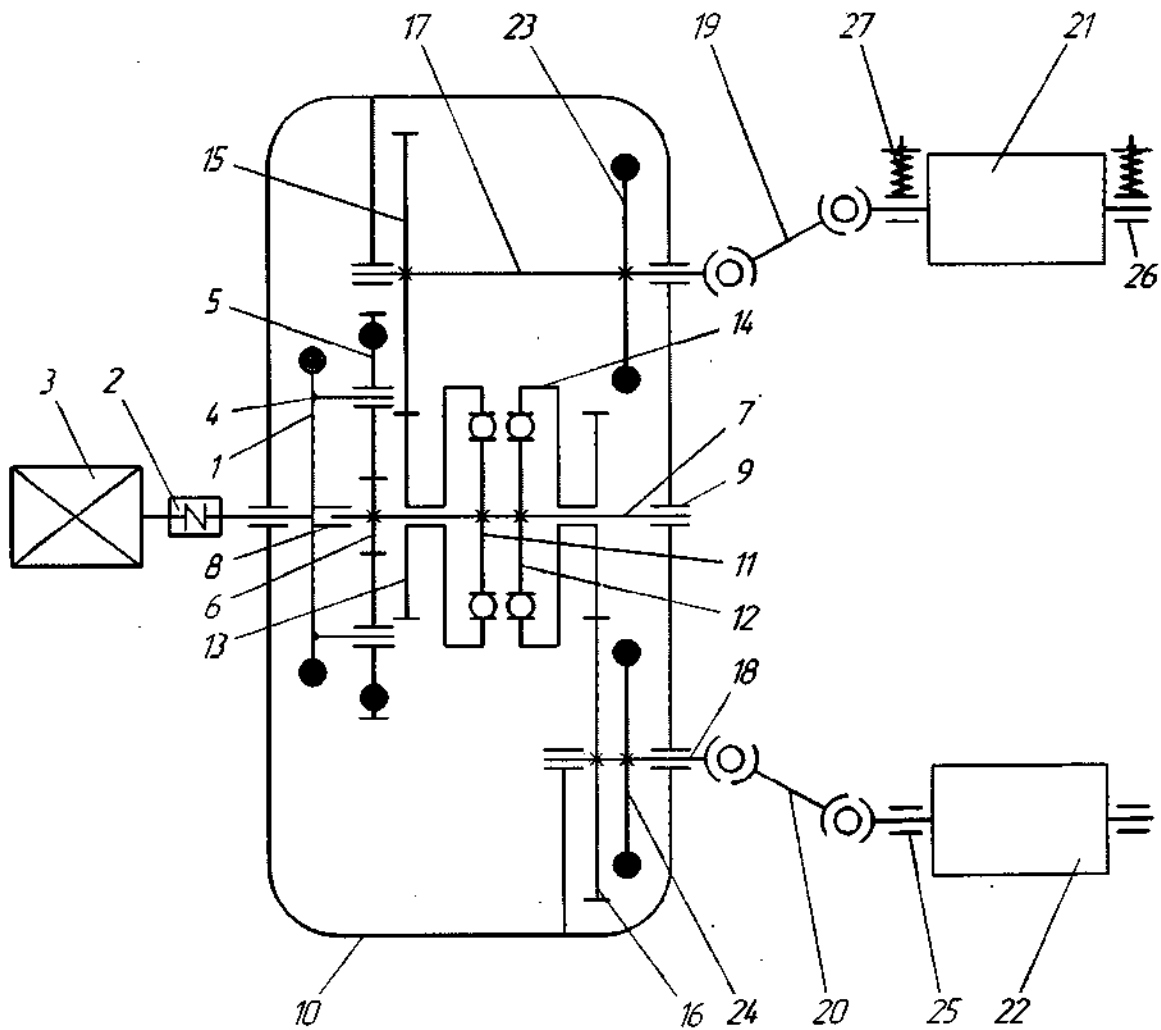
**Рис. 2.2. Загальний вигляд чотиривалкової дробарки "4-Maust" з приводом валків за допомогою автомобільних шин**

Джерело: розроблено із використанням [5]

Мета розробки [6] полягає у реалізації автоматичного контролю швидкості обертання валків та забезпеченні захисту приводного двигуна від можливих перевантажень або заклинювання.

Принцип роботи приводу валкової дробарки організований наступним чином (рис. 2.3). Маховик 1, з'єднаний з приводним двигуном 3 через еластичну муфту 2, обертається із заданою кутовою швидкістю за годинниковою стрілкою (розглядається з боку двигуна). У процесі обертання маховика пальці 4, розташовані діаметрально, приводять у рух неврівноважені сателіти 5, які обкатуються навколо сонячної шестерні 6. При цьому на сонячну шестерню 6 впливають імпульси знакозмінного крутного моменту, що виникають через відцентрові сили інерції неврівноважених сателітів 5. Закон змін цього моменту має синусоїдальний характер. Позитивний імпульс крутного моменту спрямовується у бік обертання маховика 1, тоді як негативний імпульс діє у протилежному напрямку.

Для акумулювання кінетичної енергії під час суттєвого зменшення сил опору на валках, що відбувається при зниженні потоку подрібненого матеріалу, передбачено встановлення махових мас 23 і 24. Енергія, накопичена в цих махових масах, використовується для забезпечення процесу подрібнення у разі збільшення опору на валках, що супроводжується зростанням потоку подрібненого матеріалу. Варто зазначити, що функцію махових мас можуть також виконувати самі валки дробарки. Відома конструкція приводу двовалкової дробарки, описана у джерелі [6], передбачає застосування асинхронних двигунів з фазними роторами. Ці двигуни кінематично з'єднані з опорно-приводними валами робочих валків, які обертаються у зустрічних напрямках, і підключені до живильного ланцюга через статори. Крім того, конструкція включає систему управління режимами роботи дробарки, що сприяє оптимізації виробничих процесів.



**Рис. 2.3. Привод валів**

- 1 – маховик (води́ло); 2 – муфта еластична; 3 – електродвигун;  
 4 – палець; 5 – сателіт неврівноважений; 6 – шестерня сонячна;  
 7,17,18 – вали; 8,9,25,26 – підшипники; 10 – корпус;  
 11,12 – внутрішні обойми механізмів вільного ходу;  
 13, 14 – зовнішні обойми механізмів вільного ходу; 15,16 – шестерні;  
 19,20 – вали карданні; 21,22 – валки; 23,24 – маси махові;  
 27 – елемент пружний

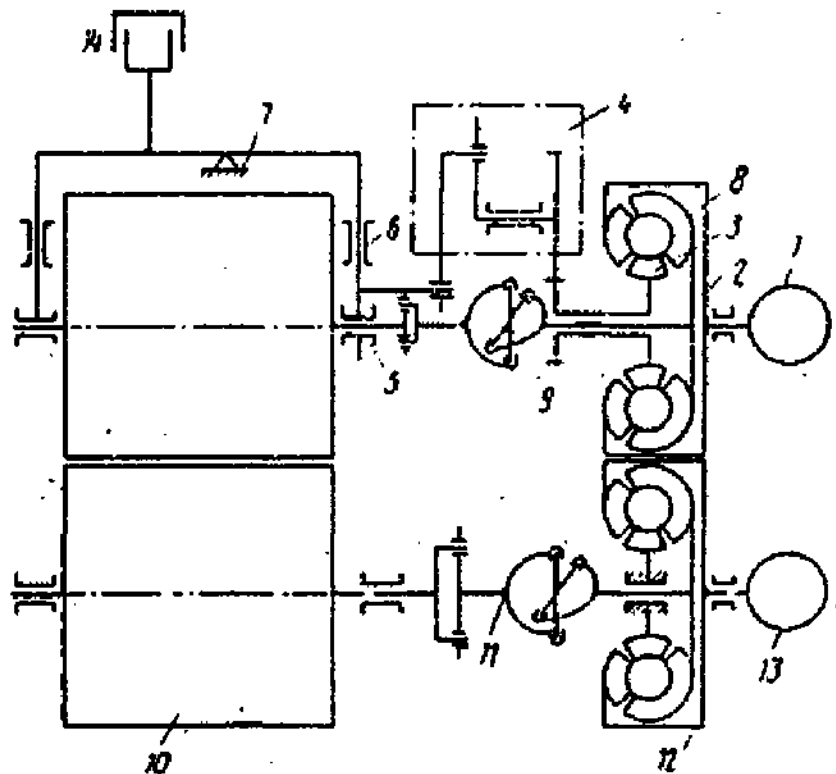
Джерело: розроблено із використанням [6]

У результаті функціонування система управління забезпечує підтримку відповідного співвідношення швидкостей обертання валів двигунів. Регулюючи положення люльки гідромашини, можна налаштувати будь-яке

необхідне співвідношення між швидкостями роторів гідромашин, тобто досягати потрібного балансу швидкостей.

При цьому загальна сума кутових швидкостей двигунів залишається сталою, що сприяє забезпеченню заданого рівня продуктивності під час роботи з мінімальним зносом валкової дробарки, а також досягненню максимальної ефективності використання енергії (ККД).

Відомий приклад конструкції такої дробарки описано у джерелі [7]. Вона складається з нерухомого та рухомого валків, як це ілюструє рисунок 2.4.



**Рис. 2.4. Валкова дробарка з турботрансформатором**

- 1,13 – двигуни; 2 – колесо насоса; 3 – реактор;  
 4 – передавально-множилний механізм; 5 – опора валу; 6 – направляючі;  
 7 – упор; 8 – колесо турбіни; 9,11 – шарніри карданні; 10 – вал;  
 12 – турботрансформатор; 14 – демпфер

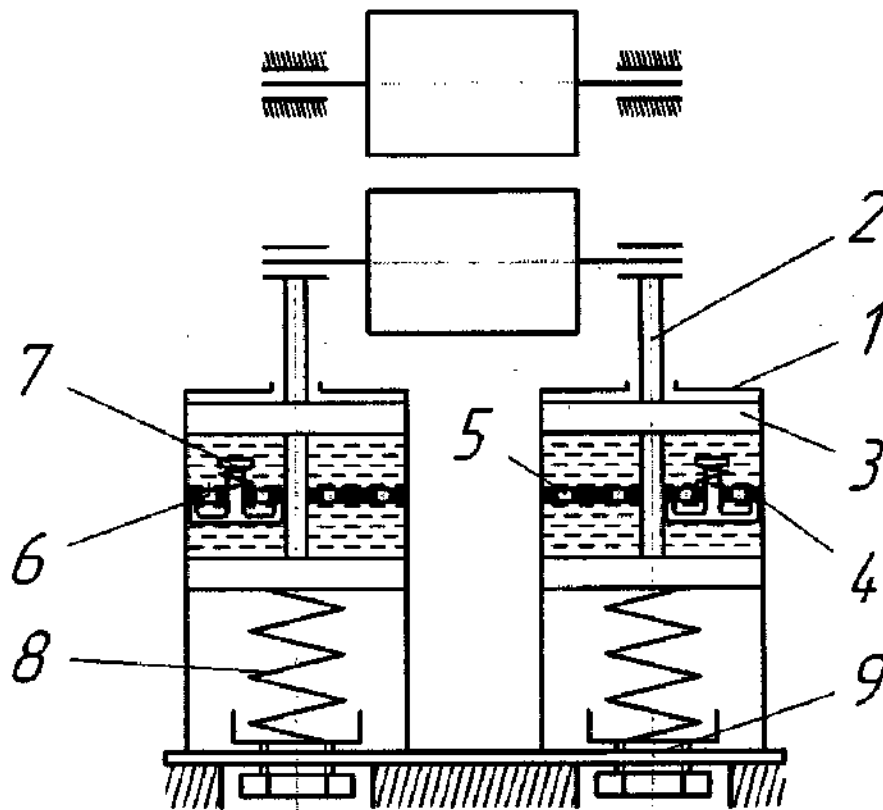
Джерело: розроблено із використанням [7]

Рухомий валок з'єднано з валом електродвигуна через карданний вал передавального механізму. Особливістю конструкції є наявність передавально-множильного механізму, який підвищує надійність роботи пристрою. Тяга цього механізму з'єднана з опорою рухомого валка, а сам передавальний механізм виконано у вигляді турботрансформатора. У турботрансформаторі насосне колесо сполучається з валом електродвигуна, турбінне колесо – з карданним валом, а реактор – із передавально-множильним механізмом. Під час потрапляння недроблених частинок матеріалу між валками валок автоматично відсувається, передаючи рух через передавально-множильний механізм до реактора турботрансформатора. Після проходження недробленої частинки реактор повертає валок у початкове робоче положення. Швидкість повернення регулюється налаштуванням демпфера.

У запропонованій конструкції механізму використання турботрансформатора як засобу амортизації дозволяє підвищити надійність роботи дробарки. Це відбувається завдяки ефективному зниженню динамічних навантажень під час роботи пристрою, що сприяє оптимізації його експлуатаційних характеристик.

Розглянутий винахід [8] належить до розробки амортизаторів для валкових млинів, що застосовуються в конструкціях з рухомим та нерухомим валками. Основною метою цього технічного рішення є підвищення експлуатаційної надійності пристрою. Згідно з представленою схемою (рис. 2.5), амортизатор складається із двох гідроциліндрів (поз. 1). Кожен із цих гідроциліндрів має у своєму складі шток (поз. 2), здвоєний поршень (поз. 3), який утворює міжпоршневу порожнину, заповнену рідиною, перегородку (поз. 4) з переливними отворами (поз. 5) та каліброваними отворами (поз. 6), гідравлічний регулятор (поз. 7), пружину (поз. 8) і фіксуючий болт (поз. 9). У

випадку, коли між валками потрапляють недробимі предмети, рухомий валок відсувається, а пов'язаний із ним шток (поз. 2) разом із здвоєним поршнем (поз. 3) приводиться в дію. Під впливом тиску рідини гідравлічні регулятори (поз. 7) оперативно відкриваються, забезпечуючи швидке перетікання робочої рідини через переливні отвори (поз. 5) і калібровані отвори (поз. 6) у нижні камери гідроциліндрів (поз. 1). Внаслідок цього поршні своїми нижніми торцями стискають пружини (поз. 8), забезпечуючи переміщення, пропорційне розмірам недробимого предмета. Таким чином, рухомий валок відходить, даючи змогу предмету пройти між валками без пошкодження пристрою.



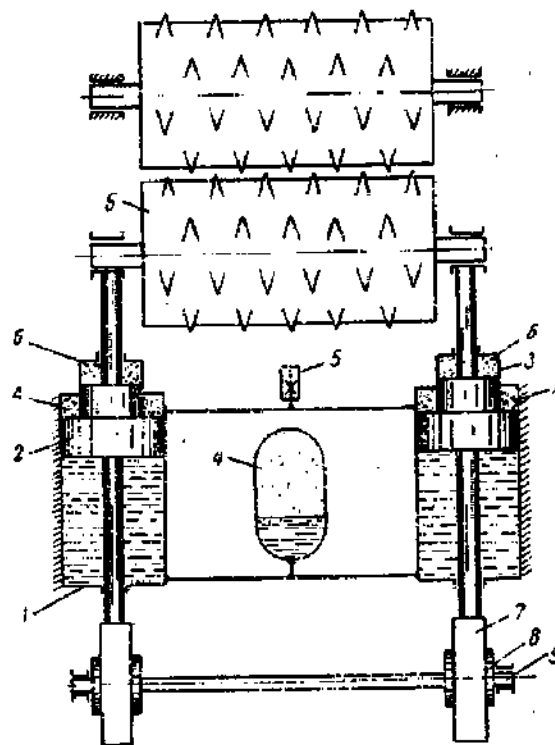
**Рис. 2.5. Амортизатор для валкового млина**

1 – корпус гідроциліндра; 2 – шток; 3 – поршень здвоєний; 4 – перегородка;  
5 – болт; 6 – отвір переливний; 7 – отвір калібрований; 8 – пружина; 9 – болт

Джерело: розроблено із використанням [8]

Пружини 8 під час розтискання чинять тиск на здвоєні поршні 3, які, у свою чергу, впливають на рідину. Унаслідок створеного тиску рідини гідравлічні регулятори 7 закриваються, блокуючи отвори 5, і рідина надходить виключно через калібровані отвори 6. Це спричиняє зворотний рух здвоєних поршнів 3 і штоків 2, що забезпечує повернення рухомого валка до вихідного положення. Такий процес дозволяє продовжувати експлуатацію млина без зупинки та додаткових налаштувань, забезпечуючи подрібнення матеріалу у безперервному режимі.

Основною метою цього технічного рішення [9] є досягнення швидкого та безударного відходу рухомого валка дробарки у разі потрапляння недробленого матеріалу. У ситуації, коли в дробарку потрапляє недроблений об'єкт (рис. 2.6), валок 6 відхиляється та переміщує поршні 2, які витісняють рідину з гідроциліндрів до акумулятора 4, що заповнений азотом.



**Рис. 2.6. Гідропневматичний амортизатор**

1 – корпус гідроциліндра; 2 – поршень; 3 – кришка; 4 – акумулятор;  
5 – дросель; 6 – вал рухомий; 7 – рейка; 8 – колесо зубчате; 9 – вал

Джерело: розроблено із використанням [9]

Після проходження нероздробленого матеріалу, валок оперативно повертається до початкового положення під впливом стисненого азоту, який витискає рідину до гідроциліндрів. У процесі цього певний об'єм повітря ізолюється та стискається у порожнині Б між уступами поршнів і виїмками кришок, що ефективно запобігає виникненню ударної дії.

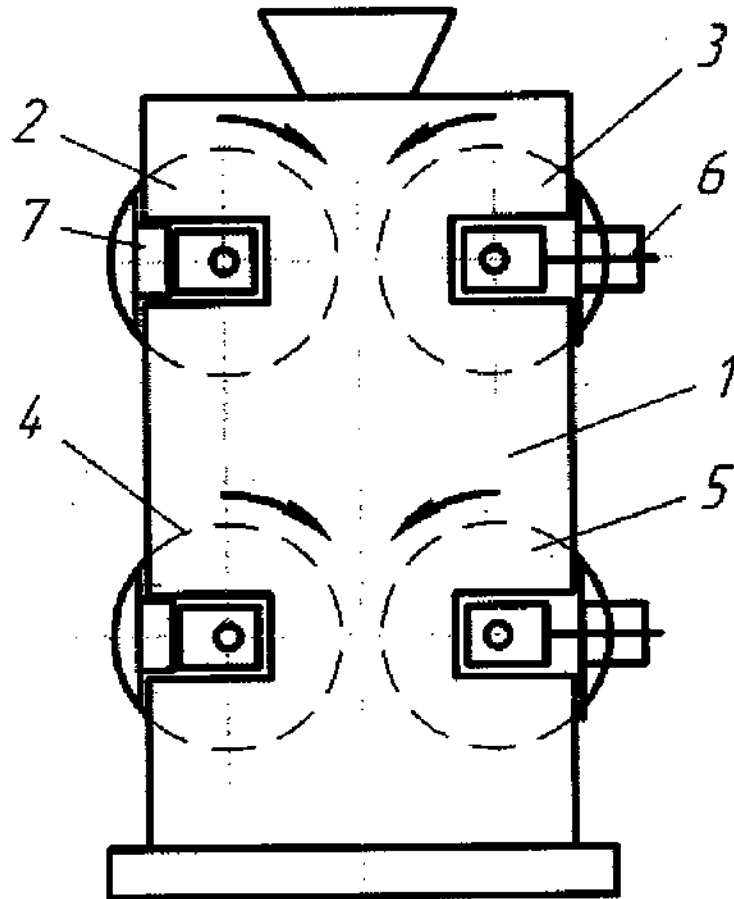
Аналіз існуючої літератури та патентного матеріалу свідчить про те, що найкраще сучасним вимогам до приводів відповідає схема, зображена на рис. 1д. Ця схема передбачає використання індивідуального приводу для кожного валка, що здійснюється через малогабаритний блок типу "електродвигун-редуктор" у поєднанні з карданными валами. Подібна конструкція забезпечує можливість регулювання частоти обертання валків, спрощує процес ремонту та технічного обслуговування, дозволяє легко відводити рухомий валок і загалом сприяє спрощенню конструкції дробарки.

Технічне рішення, описане у джерелі [8], забезпечує безударну роботу дробарки в разі пропуску неналежного дробленню об'єкта. Дані технічні заходи будуть прийняті за основу при вдосконаленні конструкції чотиривалкової коксодробарки.

## **2.2 Пропозиції по модернізації**

Конструктивне рішення виконання дробарки базується на технічному рішенні, описаному в джерелі [8], проте було внесено зміни до конструкції приводу валків. Зокрема, впроваджено індивідуальний привод для кожного валка, який функціонує за рахунок двигунів постійного струму. Такий підхід дозволяє встановлювати оптимальний режим роботи обладнання, забезпечуючи підвищену ефективність та належну адаптацію до виробничих вимог. Дана дробарка, схема якої подана на рисунку 2.7, складається зі

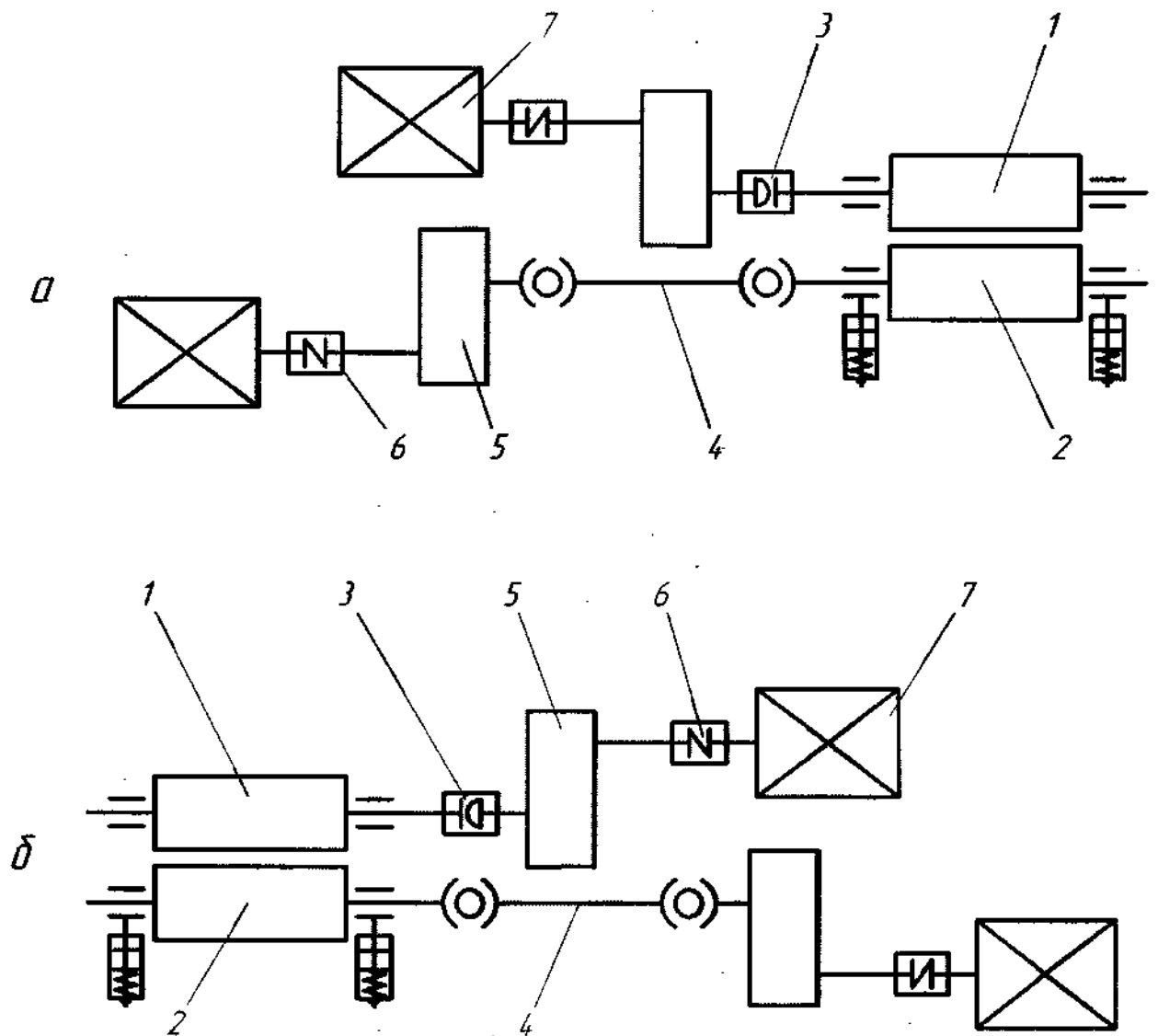
станини, двох пар валків, гідравлічних амортизаторів та приводів. Конструктивна схема пропонованого приводу валків наведена на рисунку 2.8.



**Рис. 2.7. Будова пропонованої валкової дробарки**

- 1 – станина; 2 – нерухомий валок верхньої пари;  
 3 – рухомий валок верхньої пари; 4 – нерухомий валок нижньої пари;  
 5 – рухомий валок нижньої пари; 6 – амортизатор гідравлічний;  
 7 – притиск подушки

(розроблено автором)



**Рис. 2.8. Привод валків запропонованої валкової дробарки**

*a* – привод валків верхньої пари; *б* – приод валків нижньої пари;

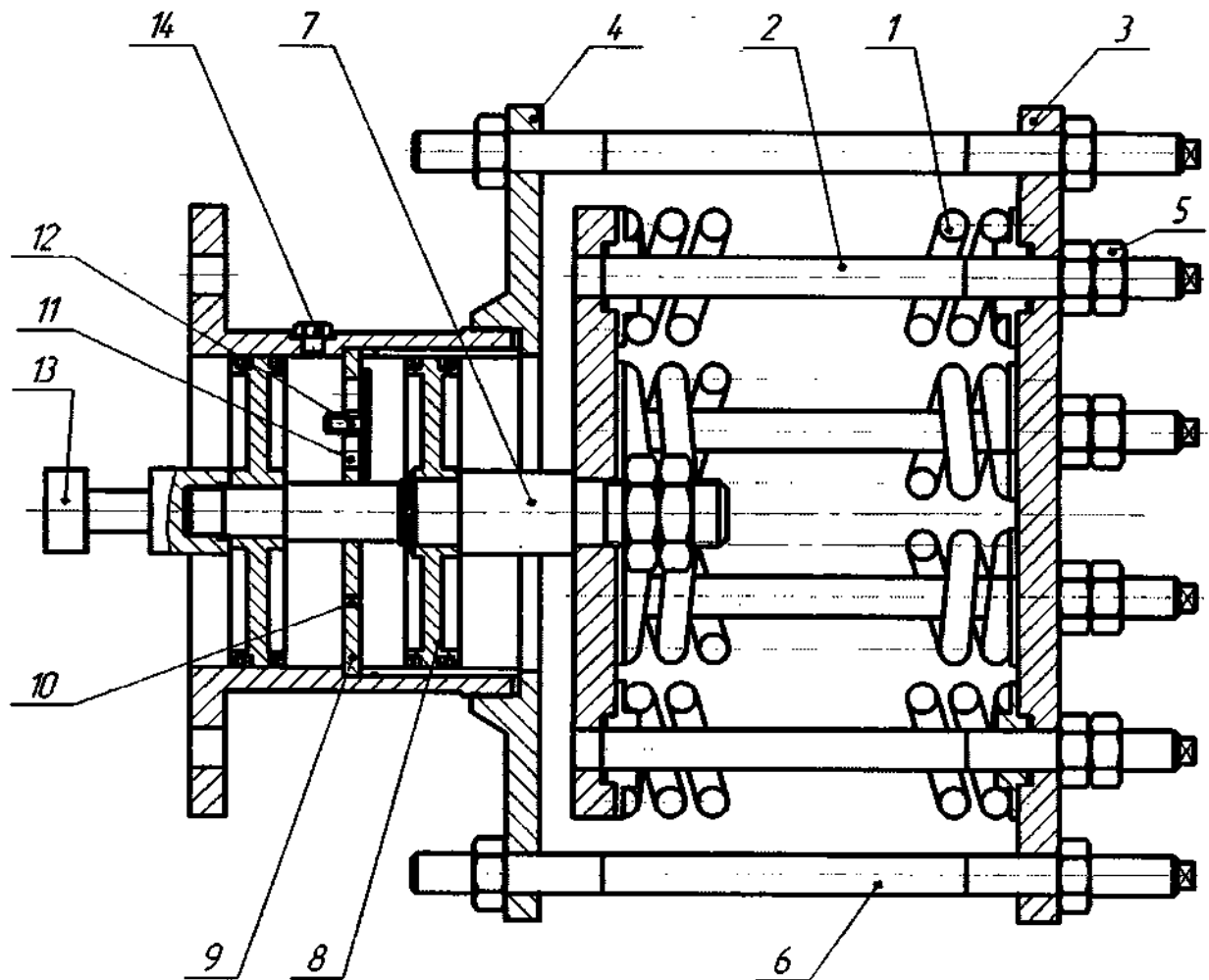
1 – валок нерухомий; 2 – валок рухомий; 3 – муфта компенсуюча;

4 – шпindelь; 5 – редуктор; 6 – муфта пружня; 7 – електродвигун

(розроблено автором)

Конструктивна схема запропонованого гідравлічного амортизатора зображена на рис. 2.9. З технічної точки зору, пристрій включає в себе гідравлічний демпфер та блок пружин. Для виготовлення блоку пружин використано елементи пружинного амортизатора попередньої конструкції. Він складається з стиснених пружин (поз. 1), закріплених на шпильках (поз.

- 2). Шпильки, у свою чергу, жорстко закріплені на опорних елементах (поз. 3 і 4).
- 4).



**Рис. 2.9. Гідравлічний амортизатор**

- 1 – пружина ; 2 – шпилька для пружин; 3,4 – підстави пружин;  
 5 – гайка регулювання зусилля пружин;  
 6 – шпилька для регулювання ширини щілини між валками; 7 – шток;  
 8 – поршень; 9 – перегородка; 10 – отвір калібрований; 11 – отвір випускний;  
 12 – клапан; 13 – циліндр; 14 – пробка  
 (розроблено автором)

Регулювання довжини пружин відбувається шляхом обертання гайок, позначених як елемент 5. Блок пружин закріплюється на гідравлічному

гальмі за допомогою шпильок 6, які мають різьби з лівою та правою нарізкою. Це дозволяє, обертаючи шпильки, здійснювати регулювання та переміщення блоку пружин. Основа блоку пружин твердо з'єднана зі штоком 7, на якому знаходяться поршні 8. Перегородка 9 обладнана каліброваними отворами 10 і випускними каналами 11, які за необхідності можуть перекриватися клапаном 12. Додатково, шток 7 забезпечений циліндром 13, через який здійснюється кріплення до опорної подушки валу.

Функціонування гідравлічного амортизатора відбувається наступним чином. У випадку відсутності недроблених предметів між валками, пружна сила, яка генерується блоком пружин через шток 7, протидіючи зусиллю дроблення, утримує валок у робочому положенні. У зазначений період зазор між валками підтримується на номінальному рівні.

При проходженні недробленого об'єкта між робочими валками рухома подушка валка зміщується від свого робочого положення, створюючи тиск на шток 7. Шток, у свою чергу, переміщується праворуч і стискає блок пружин, що забезпечує пропуск неперероблюваного матеріалу. У момент зміщення валка робоча рідина, яка знаходиться в лівій камері гідравлічного амортизатора, тисне на клапанну тарілку. Це спричиняє відкриття клапана, завдяки чому рідина вільно перетікає у праву камеру. У такій ситуації опір гідравлічної системи мінімальний. Після проходження об'єкта непереробленого матеріалу валки під дією пружної сили, яка генерується блоком пружин, повертаються в початкове положення. При цьому клапан знову закривається, і робоча рідина повертається з правої камери в ліву через калібровані отвори. У такому режимі роботи гідравлічний опір перегородки досягає максимального рівня. Потік робочої рідини через калібровані отвори є невеликим, а зворотний рух штока та повернення валка у робоче положення відбувається плавно завдяки силі пружин, що запобігає ударам. Конструкція

гідравлічного амортизатора дозволяє регулювати розмір робочого зазору між валками шляхом обертання регулювальних шпильок 6. При цьому сила притискання валка задається натягом пружин за допомогою гайок 5. Варто зазначити, що гідравлічний амортизатор має ті ж приєднувальні розміри, що і пружинний амортизатор. Отже, модернізація станини та подушок валків не є потрібною для його встановлення.

### **2.3 Переваги пропонованої конструкції**

Пропонований механізм приводу, спроможній регулювати частоту обертання валків, та спрощує процес обслуговування і ремонту, а також сприяє зручності відведення рухомого валка. Конструкція дробарки значно оптимізована завдяки запропонованому рішенню, що у свою чергу дозволяє забезпечити безударну роботу пристрою при проходженні через нього недроблених предметів.

### **2.4 Розрахунки по модернізації**

#### **2.4.1 Визначення продуктивності**

Розподілене навантаження на валок [10] при дробленні,  $q = 0,35 \text{ МН/м}$ .  
 Відхід рухомого валка при пропуску недробленого предмету,  $\delta_{\text{нед}} = 40 \text{ мм}$ .  
 Межі регулювання щілини верхніх валків  $\delta_{\text{в}} = 10 \dots 40 \text{ мм}$ .  
 Межі регулювання щілини нижніх валків  $\delta_{\text{н}} = 2 \dots 10 \text{ мм}$ .  
 Частота обертання верхніх валків  $n_{\text{в}} = 115 \text{ об/хв}$ .  
 Частота обертання нижніх валків  $n_{\text{н}} = 180 \text{ об/хв}$ .

### 2.4.2 Розрахунок потужності привода

Для визначення потужності електродвигуна, що приводить у дію валки дробарки, пропонується використання спрощеної формули, яка, попри свою простоту, забезпечує достатній рівень точності для практичних розрахунків

$$N_{\text{дв.р}} = 1400\sigma_{\text{сж}}nLR^2 = 0,024(15 \dots 25)115 \cdot 0,7 \cdot 0,45 \\ = (13,1 \dots 21,8) \text{ кВт}, \quad (2.1)$$

де  $\sigma_{\text{ст}}$  - міцність кокса на стиснення,  $\sigma_{\text{ст}} = 15 \dots 25 \text{ МПа}$ ;

$n$  - частота обертання валків, для верхніх валків  $n_o = 115 \text{ об/хв}$ ;

Привод валків складається з двох електродвигунів і є індивідуальним.

Потужність одного електродвигуна сягає [10]

$$N_{\text{дв.р1}} = \frac{1,1N_{\text{дв.р}}}{n} = \frac{1,1 \cdot 21,8}{2} = 11,99 \text{ кВт} \quad (2.2)$$

де  $n$  - кількість двигунів,  $n = 2$  шт.

Умова вибору двигуну  $N_{\text{дв}} > N_{\text{дв.р1}} = 11,99 \text{ кВт}$ .

Електродвигун постійного струму типу ДП-32 задовольнить цієї умові.

Нижче наведена його характеристика [10].

Характеристика електродвигуна

1. Тип двигуна	ДП-32
2. Потужність двигуна, кВт	12
3. Частота обертання, об/хв	790
4. Момент інерції ротора, кгм <sup>2</sup>	4,25
5. Род струму	постійний
6. Напруга, В	220
7. Виконання	захищений, з незалежною вентиляцією
8. Маса, кг	350

Також розраховуємо за аналогією електродвигуни для нижніх валків

$$N_{\text{дв.р}} = 1400\sigma_{\text{сж}}nLR^2 = 0,024(15 \dots 25)180 \cdot 0,7 \cdot 0,45 \\ = (20,5 \dots 34,12) \text{ кВт},$$

де  $n$  - частота обертання нижніх валків,  $n_n = 180 \text{ об/хв}$ ;

Потужність одного електродвигуна сягає

$$N_{\text{дв.р1}} = \frac{1,1N_{\text{дв.р}}}{n} = \frac{1,1 \cdot 34,12}{2} = 18,88 \text{ кВт}$$

де  $n$  – кількість двигунів,  $n = 2 \text{ шт.}$

Умова вибору двигуна  $N_{\text{дв}} > N_{\text{дв.р1}} = 18,8 \text{ кВт.}$

Електродвигун постійного струму типу ДП-42 задовольнить цієї умові.

Нижче наведена його характеристика [10].

Характеристика електродвигуна

1. Тип двигуна	ДП-42
2. Потужність двигуна, кВт	21
3. Частота обертання, об/хв	660
4. Момент інерції ротора, кгм <sup>2</sup>	10,5
5. Род струму	постійний
6. Напруга, В	220
7. Виконання	захищений, з незалежною вентиляцією
8. Маса, кг	620

Момент номінальний на валу електродвигуна ДП-32

$$M_{\text{ном1}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega} = \frac{12}{82,7} = 0,15 \text{ кНм} \quad (2.3)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 790}{30} = 82,7 \text{ с}^{-1} \quad (2.4)$$

Момент номінальний на валу електродвигуна ДП-42

$$M_{\text{ном2}} = \frac{N_{\text{дв}}}{\omega} = \frac{21}{69,1} = 0,3 \text{ кНм} \quad (2.5)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 660}{30} = 69,1 \text{ с}^{-1} \quad (2.6)$$

### 2.4.3 Силовий і кінематичний аналіз механізму

Сила, що діє на один амортизатор при дробленні,

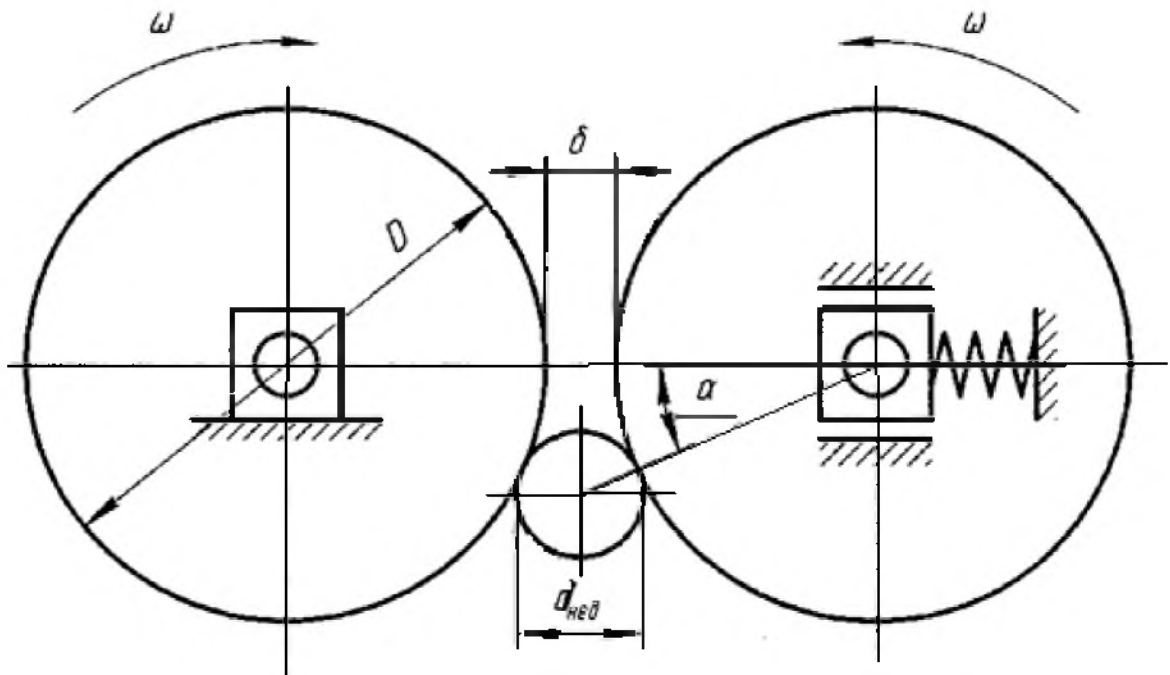
$$P_a = \frac{ql}{2} = 0,35 \frac{0,7}{2} = 0,1225 \text{ МН}, \quad (2.7)$$

де  $l$  - довжина бочки валка,  $l = 0,7 \text{ м}$ .

Розрахункова схема яка представлена на рис.2.10 дає змогу з визначення кутів для захоплення недроблених предметів [11].

Визначаємо кут захоплення недробленого предмету для максимального розміру верхньої пари валків

$$\alpha_B = \arccos \frac{\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{d_{\text{нед}}}{2}} = \arccos \frac{\frac{900}{2} + \frac{40}{2}}{\frac{900}{2} + \frac{80}{2}} = 16,4^\circ \quad (2.8)$$



**Рис. 2.10.** Схема до розрахунку кута захоплення недробленого предмету  
(розроблено автором)

Визначаємо кут захоплення недробленого предмету для максимального розміру нижньої пари валків [12]

$$\alpha_H = \arccos \frac{\frac{D}{2} + \frac{\delta}{2}}{\frac{D}{2} + \frac{d_{\text{нед}}}{2}} = \arccos \frac{\frac{900}{2} + \frac{3}{2}}{\frac{900}{2} + \frac{80}{2}} = 22,9^\circ \quad (2.9)$$

Визначаємо час відходу верхнього валка при захопленні недробленого тіла максимальних розмірів

$$t_{\text{в.в}} = \frac{\alpha_{\text{в}}}{\omega_{\text{в}}} = \frac{16,4 \cdot 3,14}{180 \cdot 12} = 0,024 \text{ с} \quad (2.10)$$

де  $\omega_{\text{в}}$  - кутова швидкість обертання верхнього валка.

$$\omega_{\text{в}} = \pi \cdot n_{\text{в}}/30 = 3,14 \cdot 115/30 = 12 \text{ с}^{-1}.$$

Визначаємо час відходу нижнього валка при захопленні недробленого тіла максимальних розмірів [12]

$$t_{\text{в.н}} = \frac{\alpha_{\text{н}}}{\omega_{\text{н}}} = \frac{22,9 \cdot 3,14}{180 \cdot 18,8} = 0,021 \text{ с} \quad (2.11)$$

де  $\omega_{\text{н}}$  - кутова швидкість обертання нижнього валка.

$$\omega_{\text{н}} = \pi \cdot n_{\text{н}}/30 = 3,14 \cdot 180/30 = 18,8 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкість відходу верхнього валка

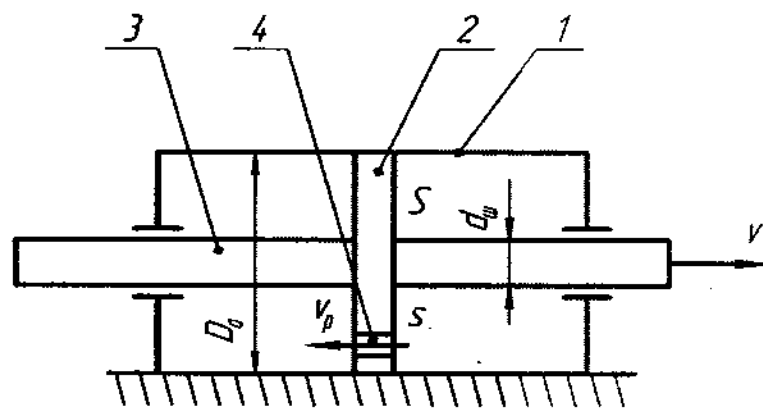
$$v_{\text{в.в}} = \frac{0,04}{t_{\text{в.в}}} = \frac{0,04}{0,024} = 1,7 \text{ м/с} \quad (2.12)$$

Швидкість відходу нижнього валка

$$v_{\text{в.н}} = \frac{0,04}{t_{\text{в.н}}} = \frac{0,04}{0,021} = 1,9 \text{ м/с} \quad (2.13)$$

Для полегшення обчислень припустимо, що амортизатор можна подати як гідравлічний демпфер. Розглянемо конструкцію дна такого демпфера, представлену на схемі (рис. 2.11). Рухомі елементи пов'язані між собою за допомогою штока (позначений як 3), який з'єднує поршень (позначений як 2). Поршень здійснює поступальні рухи [12] в межах нерухомого циліндра

(позначений як 1). При русі поршня в напрямку стрілки  $v$  робоча рідина, яка заповнює внутрішній об'єм циліндра, переміщується із правої порожнини в ліву крізь отвір у поршні (позначений як 4). У процесі цього переміщення створюється додатковий опір через в'язкість рідини, що призводить до підвищення тиску в правій порожнині. Такий тиск чинить спротив руху поршня, і саме він визначає ефективність демпфування. Можна припустити, що сила опору, створювана гідравлічним демпфером, дорівнює добутку активної площі поршня  $(S)$  на тиск  $(p)$ , який виникає в правій порожнині. Активна площа поршня визначається як різниця між загальною площею перетину поршня та сумою площ перетинів штока і отвору [12].



**Рис. 2.11. Схема гідрогальма**  
(розроблено автором)

Сила опору гідрогальма, при інших незмінних умовах, залежить від перетину отвору, через який відбувається витікання рідини. В цьому контексті гідрогальмо можна уявити як циліндр із рухомим дном, обладнаним отвором для виходу рідини [11].

Для спрощення аналізу припустимо, що рідина є нестискуваною.

Втрати через тертя в рідині також будемо ігнорувати.

Виходячи з принципу неперервності потоку, маємо наступне.

$$Q = (S + s)v = \alpha \cdot s \cdot v_p \quad (2.14)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт стиснення струменя враховує той факт, що в області з максимальною швидкістю витікання струмін не заповнює повністю весь отвір. У цьому випадку приймаємо його значення  $\alpha = 1$ .

Тоді швидкість закінчення рідини з отвору в поршні [11]

$$v_p = \frac{S}{s} v \quad (2.15)$$

Конструктивне рішення виконання поршня представлено на рис. 2.12.

Площа шістнадцяти отворів діаметром 40 мм

$$S = \frac{16\pi d^2}{4} = \frac{16 \cdot 3,14 \cdot 0,04^2}{4} = 0,045 \text{ м}^2 \quad (2.16)$$

Площа чотирьох отворів, що калібруються, діаметром 10 мм

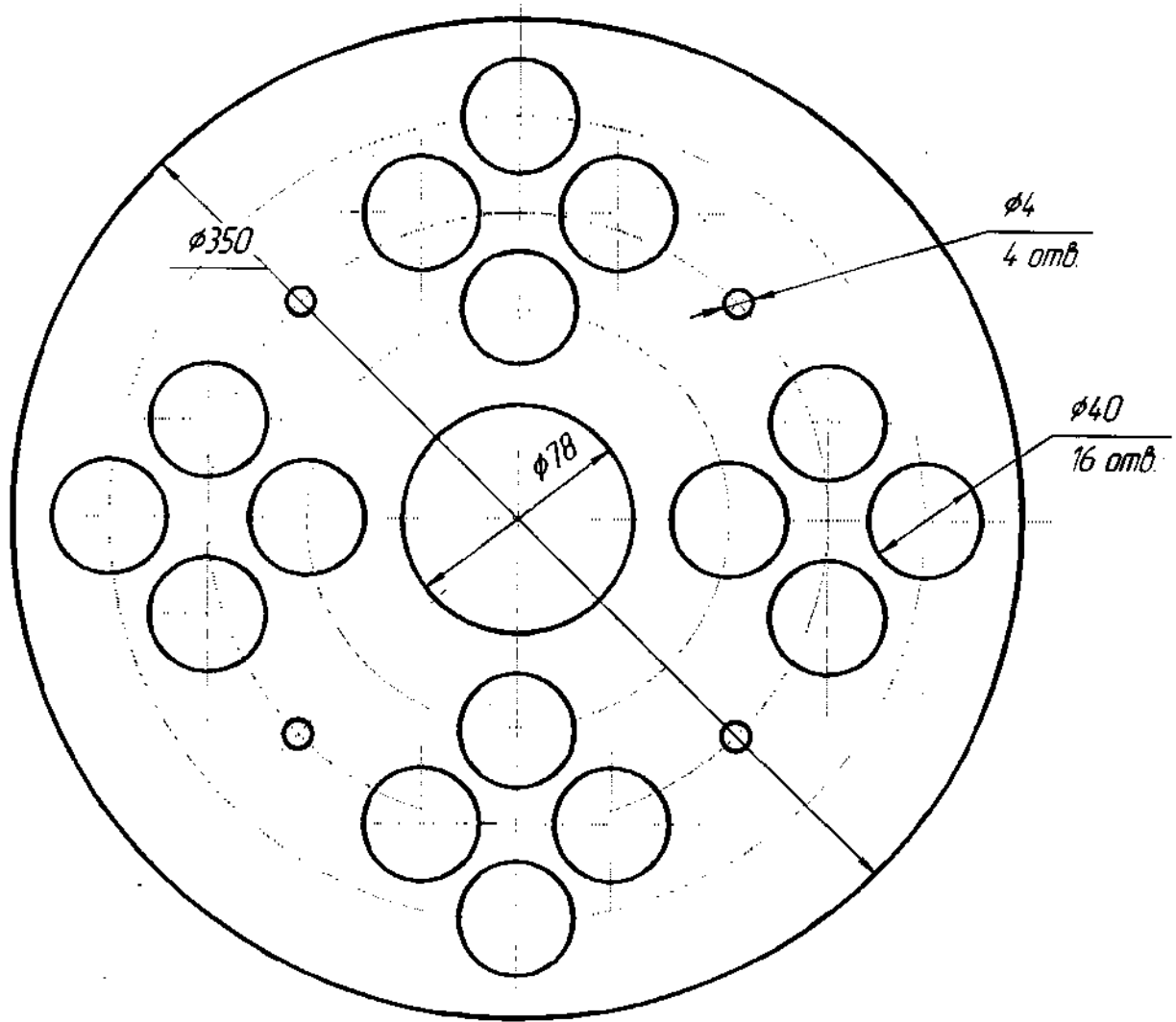
$$s = \frac{4\pi d^2}{4} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 0,000314 \text{ м}^2 \quad (2.16)$$

Витрата рідини при відході верхнього валка

$$Q_{\text{в.в.}} = \frac{\pi(0,35^2 - 0,078^2)}{4} 1,7 = 0,1554 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.17)$$

Витрата рідини при відході нижнього валка

$$Q_{\text{в.н.}} = \frac{\pi(0,35^2 - 0,078^2)}{4} 1,9 = 0,1737 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.18)$$



**Рис. 2.12. Розрахункова схема гідрогальма**  
(розроблено автором)

Блок пружин амортизатора складається з двох пружин стиснення і має коефіцієнт жорсткості  $c = 3$  МН/м, максимальна деформація (хід) пружин  $s_3 = 185,7$  мм.

Деформація пружин при нормальній роботі дробарки [15]

$$\Delta_n = \frac{P_a}{c} = \frac{0,245}{3} = 0,0816 \text{ м} \quad (2.19)$$

Додаткова деформація пружин при пропуску недробленого тіла максимального розміру  $\Delta_d = 0,04$  м.

Додаткове зусилля деформації пружин при пропуску недробленого тіла максимального розміру [15]

$$P_d = c \cdot \Delta_d = 3 \cdot 0,04 = 0,12 \text{ МН} \quad (2.20)$$

Перепад тиску в камерах циліндра при поверненні валка

$$\Delta p_{\Pi} = \frac{P_d}{s_3} = \frac{0,12}{0,1853} = 0,648 \text{ МПа} \quad (2.21) \text{¶}$$

Час повернення валка в робоче положення після пропуску недробленого предмету [13]

$$t_{\Pi} = \frac{2s_3\Delta p_{\Pi}}{\rho g s \sqrt{\frac{2\Delta p_{\Pi}}{\rho}}} = \frac{2 \cdot 0,1853 \cdot 0,648}{900 \cdot 9,8 \cdot 0,000314 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,648}{900}}} = 2,3 \text{ с} \quad (2.22) \text{¶}$$

Якщо потрібно збільшити час повернення валка у робоче положення після проходження недробленого предмета, слід зменшити діаметр каліброваних отворів у поршні [14].

## РОЗДІЛ 3

### ОРГАНІЗАЦІЯ БЕЗПЕЧНОГО ВИРОБНИЦТВА

#### 3.1 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників

На підприємстві в процесі виконання технологічних операцій, пов'язаних із виробництвом офлюсованого агломерату, а також під час ремонтних, сервісних і експлуатаційних робіт у цеховому обладнанні, спостерігається наявність низки небезпечних та шкідливих виробничих факторів [16].

Серед основних загроз можна виділити такі:

- забрудненість повітря робочого простору пиловими частками;
- надмірне тепловиділення; високий рівень шумового впливу;
- можливість бути ураженим струмом з електричних мереж;
- ризик отримати опіки тіла; присутність рухомого та обертового обладнання з відкритим доступом, а також небезпека інтоксикації токсичними газами.

У корпусі підготовки палива на рівні +1850 мм розташована валкова дробарка, яка виконує ключову функцію підготовки палива для агломераційного цеху. Крім неї, в цьому корпусі розміщено п'ять чотиривалкових дробарок типу Д4Г 900×700, а також стрічкові конвеєри.

Процес оброблення коксу супроводжується інтенсивним утворенням пилових частинок неметалевого характеру.

Накопичення пилу в повітрі спричиняє суттєві ризики для здоров'я працівників, зокрема підвищує ймовірність розвитку захворювань органів дихання.

У свою чергу, тривале перебування у середовищі з високим рівнем запиленості може викликати запалення слизових оболонок очей, що додатково погіршує умови праці [16].

У процесі експлуатації устаткування, окрім підвищеного рівня запиленості, спостерігається також значний шумовий вплив. Вплив

акустичних факторів на центральну нервову систему може провокувати загальну втому організму, дисфункцію серцево-судинної системи, порушення дихальної діяльності та уповільнення когнітивних реакцій. Такі умови виробничого середовища істотно підвищують ризик травматизму, ймовірність помилок під час виконання професійних завдань і сприяють розвитку професійних захворювань [16].

Опис санітарно-гігієнічних умов на робочому місці ремонтного персоналу в корпусі підготовки палива подано у таблиці 3.1.

Згідно з аналізом даних цієї таблиці, фактичний рівень шуму досягає 86 дБА, тоді як гранично допустимий рівень становить 80 дБА, що свідчить про перевищення нормативу на 6 дБА. Окрім цього, параметри мікроклімату в приміщенні, зокрема температура і відносна вологість повітря, частково не відповідають чинним санітарним вимогам. Концентрація пилу у повітрі перевищує гранично допустимий рівень у два рази. Вказані результати підкреслюють необхідність здійснення заходів для зниження впливу негативних факторів.

Таблиця 3.1.

### Опис санітарно-гігієнічних умов на робочому місці ремонтного персоналу

Ділянка, професія	Фіз-фактор		Метеофактори								Шкідливі речовини, мг/мм <sup>3</sup>			
	Шум, дБа		Швидкість руху повітря, м/с		Відносна вологість повітря, %		Температура				Запиле-ність		Загазо-ваність (СО)	
	ГДУ	Факт	ГДУ	Факт	ГДУ	Факт	Холод-ний період, t°С		Теп-лий період, t°С		ГДК	Факт	ГДК	Факт
Агло-фабрика, корпус підготовки палива, слюсарь-ремонтник	80	86	>0,4	0,6	75	90	15–21	8	20–27	30	4	8,5	20	14

Джерело: розроблено із використанням [16]

Чотиривалкова дробарка є складним агрегатом, оснащеним як електричними, так і механічними компонентами. Її експлуатація пов'язана із підвищеним ризиком травмування через взаємодію з рухомими елементами. Зокрема, небезпека може значно зростати на частинах механізму, що обертаються і оснащені виступаючими болтами чи шпонками. Особливу увагу слід приділити зонам захоплення, які утворюються у випадках, коли деталі обертаються назустріч одна одній, створюючи умови для втягування предметів чи кінцівок працівників.

Виробничі приміщення оснащені електрообладнанням, що працює від джерел живлення з напругою 380 В (застосовується для технологічного устаткування) та освітлювальними системами напругою 220 В. Присутність електроустаткування такого типу створює потенційну загрозу травм електричного впливу [16].

Можливість бути ураженим струмом виникає за наступних обставин:

- при контакті зі струмопровідними частинами, такими як оголені дроти або струмоприймачі (тролеї) кранів;
- при дотику до елементів обладнання, що перебувають під напругою внаслідок несправностей;
- через дотик до поверхні обладнання або щитків керування, які випадково опинилися під дією напруги;
- під час вимкнення роз'єднувача під навантаженням, чи відключення контактору без використання належного дугогасильного пристрою.

Види ураження електричним струмом поділяються на електричні травми та електричний удар.

Електричні травми – це локальні ушкодження тканин чи органів, спричинені впливом електричного струму. Найбільш поширеними видами подібних уражень, це опіки та металізація шкіри від ураження струмом.

Електричний удар може виникати навіть під дією невеликого струму (до кількох сотих міліампер) [16].

Цей вид ураження не викликає опіків, проте має серйозний вплив на функціонування нервової системи та м'язової тканини. За несприятливих умов можливий параліч м'язів дихального апарату або серця, що становить пряму загрозу життю [16].

### **3.2 Заходи по зниженню і усуненню шкідливих і небезпечних чинників**

Зменшення концентрації пилу в повітрі є важливою умовою забезпечення екологічної безпеки та сприятливих умов праці. Для досягнення цієї мети рекомендується впровадження низки технологічних і технічних заходів. Це включає сухе очищення повітря із застосуванням пилоосаджувальних камер, циклонів, мультициклонів, а також інерційних і матерчатих фільтрів. Додатково можна використовувати методи мокрого очищення із залученням скрубєрів різних типів, а також електричне очищення, що передбачає застосування сухих і мокрих електрофільтрів. Крім того, варто забезпечити часткову або повну герметизацію виробничого обладнання з метою мінімізації емісії пилу. У випадках транспортування шихтових матеріалів за допомогою конвеєрів між агрегатами та бункерами необхідно вживати заходів щодо герметизації джерел пилу та організації ефективного відведення запиленого повітря, що сприятиме покращенню роботи систем аспірації та умов праці [16].

Щоб знизити рівень шумового впливу доцільно впроваджувати комплексні технічні рішення. Зокрема, спеціалізовані фундаменти великої маси з використанням незалежної конструкції щодо основних будівель, обладнані акустичними швами, здатні значно зменшити шумове навантаження. Важливими є також застосування ізолювальних прокладок і амортизаційних елементів для зменшення передачі вібрацій. Ефективними заходами залишаються встановлення звукоізоляційних кожухів для обладнання з високим рівнем шуму, а також впровадження матеріалів із

звукоізолювальними та звукопоглинальними властивостями. Особливу увагу слід приділяти забезпеченню працівників засобами колективного та індивідуального захисту, які спрямовані на нейтралізацію негативного впливу шуму й вібрацій у робочих зонах [16].

З метою запобігання ураження електричним струмом, усе електрообладнання у виробничому цеху підлягає обов'язковому заземленню. Електричні розетки призначені виключно для підключення переносних ламп, що функціонують на напрузі 12 В. На поверхні електротехнічного обладнання, зокрема електричних шаф і розподільчих щитів, розміщено спеціалізовані інформаційно-попереджувальні знаки. Засоби колективного захисту від впливу електроструму містять захисні, блокувальні та гальмівні механізми, системи сигналізації, дистанційного керування, а також інформативні покажчики безпеки.

Управління електродвигунами, через схеми, що розроблені з урахуванням вимог безпеки, спрямованих на унеможливлення їх автоматичного запуску після відновлення подачі електроенергії в разі її раптового зникнення [16].

Система освітлення підключена до ввідного автоматичного вимикача, що дозволяє підтримувати напругу в мережі освітлення навіть при відключенні основного загального автомата. Кабінети панелей і шафи з опорними резисторами мають залишатися постійно зачиненими та зберігатися під замком. Для виключення випадкового ввімкнення дробарок слід використовувати спеціальні ключі-жетони.

Рухомі елементи виробничого обладнання повинні бути обладнані надійними захисними кожухами, які сприятимуть зменшенню ризиків травматизму. Процеси змашування рухомих механізмів необхідно організувати централізовано та в автоматизованій формі [16].

Одним із ключових факторів професійного травматизму є недостатнє освітлення робочих зон, що не тільки негативно впливає на стан зорового апарату працівників, а й суттєво знижує їх продуктивність. У зв'язку із цим

робочі місця повинні бути забезпечені оптимальним рівнем освітлення як у денний, так і в нічний час доби.

Розглянемо процес обчислення освітлення в приміщенні корпусу підготовки палива агломераційної фабрики. Це приміщення має габарити 17,5x45 м, а нормативний рівень освітленості, встановлений у відповідності до будівельних норм і правил (БНіП II-4-79), становить 150 люкс. Для забезпечення необхідного рівня освітлення було обрано світильники прямого світла. Живлення електромережі відбувається при напрузі 220 В, а потужність кожної електролампи становить 1000 Вт [16].

Основною метою є визначення загальної потужності освітлювання устаткування та кількості ламп, необхідної для забезпечення рівномірного освітлення в межах даного приміщення. Використовуючи метод ватів, проведемо розрахунок. Потужність освітлювання устаткування визначається за допомогою формули, притаманної цьому методу.

$$W_1 = \frac{ESK}{1000E_{cp}} = \frac{150 \cdot 787,5 \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,7} = 33,7 \text{ кВт},$$

де  $E$  – нормована освітленість,  $E = 150 \text{ лк}$ ;

$S$  – площа освітленої ділянки,  $S = 17,5 \cdot 45 = 787,5 \text{ м}^2$ ;

$K$  – коефіцієнт запасу, який враховує зменшення рівня освітленості через накопичення забруднень на лампах та елементах освітлювальної арматури, зокрема за умов середніх виділень сажі, пилу та диму,  $K = 1,5$ ;

$E_{cp}$  – середня горизонтальна освітленість, визначаємо по таблиці при  $U = 220 \text{ В}$  і потужності лампи  $W_2 = 1,0 \text{ кВт}$ ,  $E_{cp} = 4,7 \text{ лк}$ .

Необхідна кількість ламп

$$n = \frac{W_1}{W_2} = \frac{33,7}{1,0} = 33,7 \text{ шт.}$$

Приймаємо кількість ламп  $n = 34 \text{ шт.}$ , що забезпечує рівень освітлення згідно СН 2527 – 82 [16].

## ВИСНОВКИ

Експлуатація дробарок, обладнаних механічними амортизаторами, супроводжується значною кількістю ремонтних робіт, зокрема заміною підшипників валків та пружин амортизаторів. Основною причиною такої інтенсивності ремонтів є динамічні навантаження, що виникають при потраплянні недробимого предмета між валками.

Одним із суттєвих недоліків валкових коксодробарок є також застосування клиноремінних передач, які ускладнюють конструкцію обладнання, вимагають частого технічного обслуговування, зокрема регулювання натягнення ременів, а також потребують регулярної заміни.

Для усунення зазначених проблем була запропонована модернізація приводів дробарки шляхом впровадження схеми, яка передбачає індивідуальний привід кожного валка. Такий привід базується на використанні блоку "електродвигун - редуктор", з'єданого з валками через карданні вали. Запропоноване рішення забезпечує можливість регулювання частоти обертання валків, підвищує доступність для проведення ремонтів та технічного обслуговування, а також полегшує конструкцію за рахунок можливості відхилення рухомого валка.

Додатково було розроблено конструкцію гідравлічного амортизатора, яка покликана забезпечити роботу дробарки без ударних навантажень у разі пропуску недробимого предмета.

Модернізована конструкція дробарки здатна забезпечити ефективне дроблення матеріалів у різноманітних галузях промисловості.

Очікуваний технічний ефект полягає у підвищенні надійності функціонування коксодробарки.

Водночас економічний результат проявляється у зменшенні витрат на поточні ремонти, що сприяє зниженню собівартості виробництва агломерату завдяки оптимізації питомих витрат на технічне обслуговування.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Усачев В.П. Технологічні лінії та комплекси металургійних цехів. - У 2-х ч.-Ч. 2. Технологічні основи компоновки ліній металургійних виробництв. Підручник для вузів. - К.: ІСДО, 1994. - 415с.
2. Машини і агрегати металургійних заводів. В 3-х томах. Т. 1. Машини і агрегати доменних цехів. Учебник для ВИШів / Целіков О.И., Полухін П.І., Гребеник В.М. та ін. 2-е вид., перераб. і доп.- Металургія, 1987 р. 440 стор.
3. Б.В. Клушанцев, А.І. Косарев, Ю.О. Музеймек. Дробарки. Конструкція, розрахунок, особливості експлуатації. Машинобудування, 1990. 320 стор.
4. Технічний паспорт агломашини конструкції УЗТМ К-3-50.
5. А.с. № 657843, В 02 С 4/42. Привод валкової дробарка / В.Г. Белоглазов, Н.Ю. Золотарев, А.В. Куниця - № 23266678/29-33. Заявл. 23.02.76; Опубл. 25.04.79, Бюл. №15. - 3 стор.
6. А.с. № 1230675, В 02 С 4/42. Привод двухвалковой дробарки / Б.А. Лабковський і Ю.А. Саркісов. - № 3745605/29 - 33. Заявл. 25.05.84; Опубл. 15.05.86, Бюл. №18. - 3 стор.
7. А.с. № 1727884, В 02 С 4/42 4/02 . Дробарка / Б. А. Лабковський. - № 4851099/33. Заявл. 17.07.90; Опубл 23.04.92, Бюл. №15. - 3 стор.
8. А.с. № 1380777, В 02 С 4/32. Амортизатор для валкової млина / Н. Т. Белік, Л. Ф. Валуйський, І.Ф. Осмолівська, А.Х. Цурхан, Н.В. Новоселова. - № 4023343/29 - 33. Заявл. 04.02.86; Опубл 15.03.88, Бюл. №10. - 3 стор.
9. А.с. № 236967, В 02 С 4/01. Гідропневматичний амортизатор для валкових дробарок / А. Г. Канатаєв, Н. С. Костнлев, А.П. Колено, В.Г. Лагода і А. К. Карцев. - № 1185766/29 - 33. Заявл. 19.09.69; Опубл 03.02.69, Бюл. №7. - 3 стор.
10. Розрахунок металургійних машин і механізмів / В.М. Гребеник, Ф.К. Іванченко, В.І. Ширяєв. - К.: Вища школа. Головне вид-во, 1988. – 448 с.
11. Марутов В.А. Розрахунок і конструювання лінійних гідродвигунів

- (гідроциліндрів) промислового обладнання автоматизованого виробництва. - К.: УМК ВО, 1991. - 116 стор.
12. Гідравлічний привод верстатного та промислового устаткування. Навчальний посібник / Марутов В.О. - К.: ІСДО, 1993. 84 стор.
13. Анур'єв В.І. Довідник конструктора - машинобудівника: В 3 т. Т. 1. - 5-е вид., перераб. і доп. - Машинобудування, 1979. - 728 стор.
14. Розрахунок и проектування деталей машин, ч. 1-2 Кіркач Н.Ф., Баласанян Р.А. - Х. : Вища шк., 1987. – 136 стор.
15. Трощенко В.Т. Надійність металів при перемінних навантаженнях. - К.: Наук, думка, 1978. – 176 стор.
16. Шеремет В.О., Каракаш О.І., Марунчак В.Ф. та ін. Довідниковий посібник керівника та спеціаліста гірничо-металургійного підприємства з охорони праці: Навчальний посібник. - Дніпропетровськ: 1111 "Ліра ЛТД", 2005. - 850 стор.

**ЗГОДА здобувача(чки) вищої освіти**  
Державного університету економіки і технологій  
про перевірку кваліфікаційної роботи на прояви академічного плагіату  
та розміщення в Репозитарії Університету

Я, Данько Руслан Віталійович, підтримую політику Державного університету економіки і технологій з академічної доброчесності і відкритого доступу.

**Засвідчую, що кваліфікаційна бакалаврська робота «Розробка чотиривалкової дробарки коксу з гідравлічними амортизаторами агломераційного цеху №1 агломераційного департаменту ПАТ «АрселорМіттал Кривий Ріг»»** виконана самостійно та не містить академічного плагіату. Я не надавав(ла) і не одержував(ла) недоволену допомогу під час підготовки цієї роботи. Робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилення на відповідне джерело.

Із чинним Положенням про запобігання та виявлення академічного плагіату в роботах здобувачів вищої освіти Державного університету економіки і технологій ознайомлений(а). Чітко усвідомлюю, що в разі виявлення у кваліфікаційній роботі порушення норм академічної доброчесності робота не допускається до захисту або оцінюється незадовільно.

Також я поінформований(на), що відповідно до «Положення про Репозитарій (електронну базу даних) Державного університету економіки і технологій» зазначена робота буде розміщена в Електронному архіві Університету (Репозитарії ДУЕТ). З умовами такого розміщення ознайомлений(на).

07.06.2025



Розько І. В.  
(ініціали, прізвище, власноруч)