НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
конструювання машин і обладнання
_____ проф. В.С. Ловейкін
«____» _____ 2026 р.

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДРОБАРКИ ДЛЯ ПОТРЕБ АПК

Спеціальність 133-Галузеве машинобудування_____

Гарант освітньої програми
д.т.н., проф. _____ Булгаков В.М.

Керівники бакалаврської кваліфікаційної роботи

д.т.н., проф. _____ Ловейкін В.С.

к.т.н., ст. викладач _____ Кадикало І.О.

Виконав _____ Кузвєсов Валерій Сергійович

Київ – 2026

Додаток Д

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Конструювання машин і обладнання
д.т.н., проф _____ Ловейкін В.С.
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“____” _____2026р.

З А В Д А Н Н Я
на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту

Кузвєсов Валерій Сергійович
(прізвище, ім’я, по батькові)

Спеціальність 133- Галузеве машинобудування
(код і назва)

Тема бакалаврської кваліфікаційної роботи _____
Розробка конструкції дробарки для потреб АПК

затверджена наказом ректора НУБіП України від “15” квітня 2026р. № 1044“С”

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 29.05.2026
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи

Перелік питань, які потрібно розробити:

Перелік графічних документів (за потреби) _____

Дата видачі завдання “16” квітня 2026р.

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

_____ Ловейкін В.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

_____ Кадикало І.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Кузвєсов В.С.

ЗМІСТ

Реферат……..…..……...…5

Вступ……..……...…...6

Розділ 1. Аналіз конструкцій та принципів роботи дробарок……....…….…7

1.1 Аналіз конструкцій дробарок, що застосовуються в АПК …..……....7

1.2 Аналіз робочих елементів та принципів роботи машин для подрібнення матеріалів.....18

Розділ 2. Розрахунок конструкції щокової дробарки……..……35

Розділ 3. Охорона праці……...…….....51

Розділ 4. Техніко-економічні розрахунки……...……..……..…58

Висновки…….…….……66

Список літературних джерел……..…….…….....68

Додатки……..……...77

РЕФЕРАТ

Бакалаврська кваліфікаційна робота на тему: «Розробка конструкції дробарки для потреб АПК» – складається з чотирьох (4) розділів, що розміщені на сімдесяти семи (77) сторінках друкованого тексту, двадцяти чотирьох (24) рисунків, п’яти таблиць (5), висновків, шістдесяти дев’яти (69) літературних джерел, додатків та графічної частини.

Пояснювальна записка бакалаврської кваліфікаційної роботи містить наступні розділи:

вступну частину;

аналіз конструкцій та принципів роботи дробарок;

розрахунок конструкції щокової дробарки;

охорону праці;

техніко-економічні розрахунки.

Ключові слова: щокова дробарка, агропромисловий комплекс (АПК), подрібнення матеріалів, рухома щока, камера подрібнення, ексцентриковий вал, дробильний агрегат, продуктивність дробарки, приводний маховик

ВСТУП

Сучасний розвиток агропромислового комплексу базується на впровадженні високоефективного обладнання, що дозволяє суттєво оптимізувати технологічні процеси первинної переробки сировини та підготовки компонентів для подальшого використання. Серед широкого спектра технічних засобів важливе місце посідають подрібнювальні машини, які забезпечують механічну дезінтеграцію твердих матеріалів у різних сферах виробництва АПК. Ефективність функціонування таких підприємств безпосередньо залежить від надійності та продуктивності застосовуваних засобів механізації.

Незважаючи на значне різноманіття існуючих конструкцій, що відрізняються принципом дії та конфігурацією робочих органів, особливої актуальності набуває експлуатація щокових дробарок. Вони характеризуються простотою кінематичної схеми та високою експлуатаційною надійністю. Проте під час їх роботи виникають суттєві динамічні навантаження, спостерігається нерівномірність ходу та інтенсивне зношування елементів. Вирішення цих проблем можливе через модернізацію вузлів привода та оптимізацію інерційних параметрів обертових мас.

Враховуючи зазначені фактори, у бакалаврській роботі детально аналізуються сучасні види подрібнювального обладнання та специфіка їхніх робочих органів. Особливу увагу приділено розрахунку щокової дробарки з метою детального дослідження її конструктивних особливостей, що дозволить закласти підґрунтя для подальшого вдосконалення та підвищення загальної ефективності функціонування техніки в умовах аграрного виробництва.

Розділ 1

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПРИНЦИПІВ РОБОТИ ДРОБАРОК

1.1. Аналіз конструкцій дробарок, що застосовуються в АПК

Забезпечення високої ефективності галузей агропромислового комплексу України безпосередньо залежить від впровадження інноваційних технологій потдрібнення (дроблення). Одним із найважливіших етапів підготовки сировини є її подрібнення, яке дозволяє руйнувати міцні зовнішні оболонки та створювати оптимальний гранулометричний склад продукту [1]. Традиційні технологічні лінії, засновані на застарілих принципах подрібнення, характеризуються значною енергомісткістю, високою металомісткістю та низькою довговічністю робочих органів подрібнювачів, що безпосередньо погіршує економічні показники сільськогосподарських підприємств та здорожує кінцеву продукцію.

Сучасні вимоги галузевого машинобудування орієнтують інженерів на проектування високопродуктивних і водночас енергоефективних машин, конструкція, яких здатна надійно працювати у важких експлуатаційних умовах аграрного виробництва. У процесі роботи елементи подрібнювачів піддаються суттєвим динамічним навантаженням, абразивному зношуванню та впливу корозійних середовищ, що вимагає ретельного обґрунтування вибору конструкційних матеріалів та геометричних параметрів робочих органів. Особливе занепокоєння викликає передчасне виходи з ладу відокремлювальних сит, робоча поверхня яких піддається інтенсивному стиранню швидкісним потоком зерносуміші, яка містить дрібні абразивні домішки мінерального походження з високим рівнем твердості [2]. Зважаючи на це, обґрунтоване проектування нових конструкцій дробарок для потреб агропромислового комплексу із залученням сучасних кінематичних та

приводних рішень є актуальним інженерним завданням для вітчизняного машинобудування.

Дослідження конструктивно-технологічних особливостей дробарок, дозволяє виявити варіанти підвищення їхньої надійності та продуктивності. Створення конкурентоспроможного обладнання вимагає відмови від спрощених підходів до конструювання на користь комплексного аналізу взаємодії робочих органів із оброблюваним середовищем, детального вивчення сучасних промислових аналогів та впровадження надійних запобіжних і регулювальних пристроїв. Це дозволить розробити конструкцію подрібнювача, яка поєднуватиме низькі питомі витрати енергії з простотою технічного обслуговування та тривалим міжсервісним ресурсом.

Машини для подрібнення класифікуються за конструктивним виконанням робочих органів та переважаючим методом руйнування сировини. Залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу, його вологості, а також зоотехнічних вимог до розміру готових часток, у практиці агропромислового комплексу застосовують деформації роздавлювання, удару, зсуву, зрізу або їхнього поєднання [3]. Процес подрібнення зернових та бобових культур, кукурудзяних качанів, макухи та шроту здійснюється переважно за допомогою чотирьох основних типів подрібнювальних машин, аналіз конструктивних відмінностей, яких наведено у таблиці 1.1.

Молоткові дробарки є найпоширенішими в аграрному секторі завдяки своїй простоті, високій надійності, можливості швидкої адаптації до роботи з різними видами сировини та значному ступеню подрібнення, який дозволяє отримувати готовий продукт за один прохід [4]. Разом з тим, динамічний характер руйнування в молоткових машинах супроводжується значним виділенням пилоподібної фракції, що призводить до втрат та підвищеного питомого енергоспоживання, пов'язаного з вентиляційним ефектом обертового ротора.

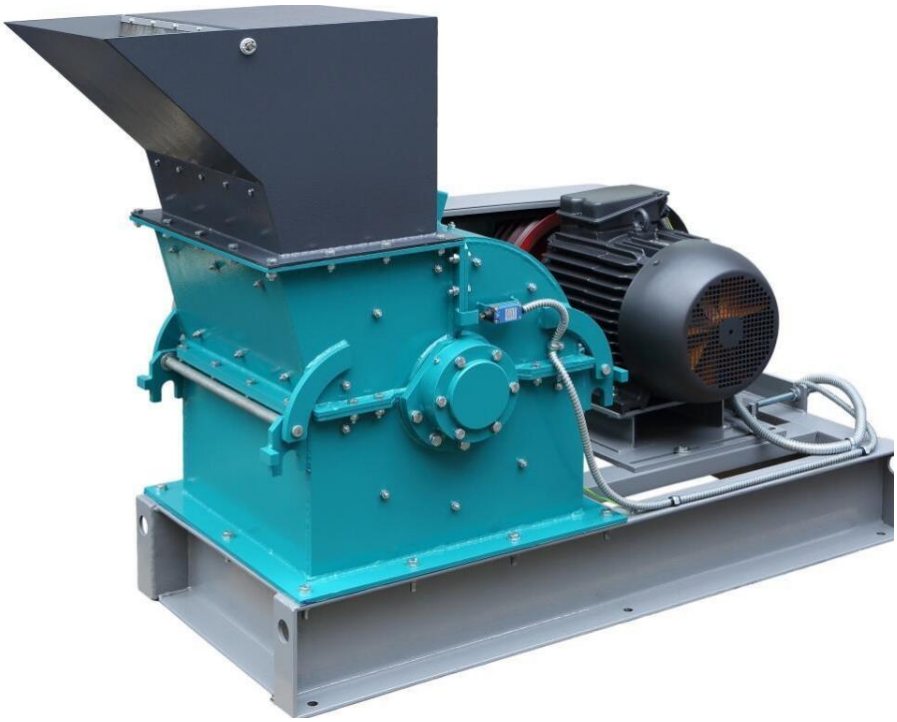


Рис. 1.1. Вигляд молоткової дробарки

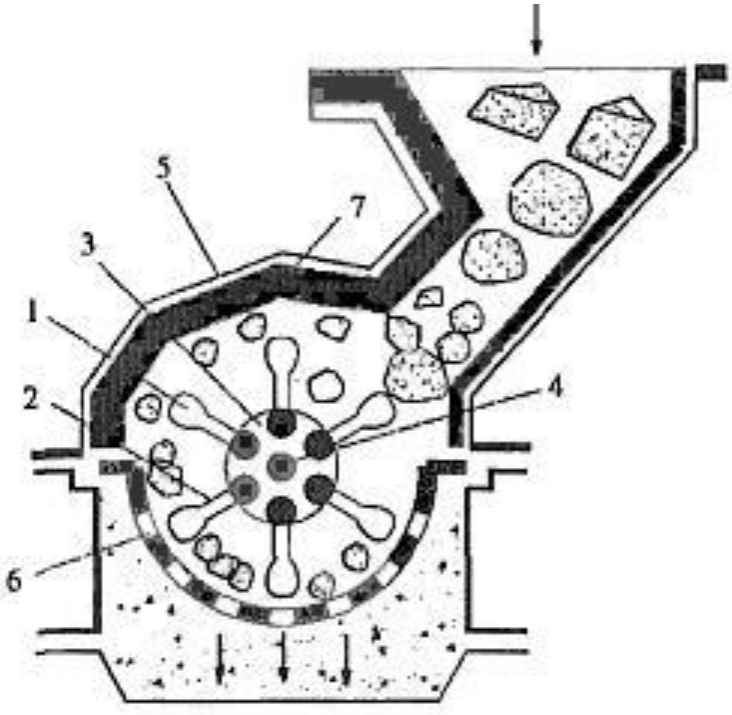


Рис. 1.2. Схема молоткової дробарки: 1 – молотк; 2 – стержень; 3 – ротор-диск; 4 – вал; 5- кожух; 6 – сито; 7 – плити.

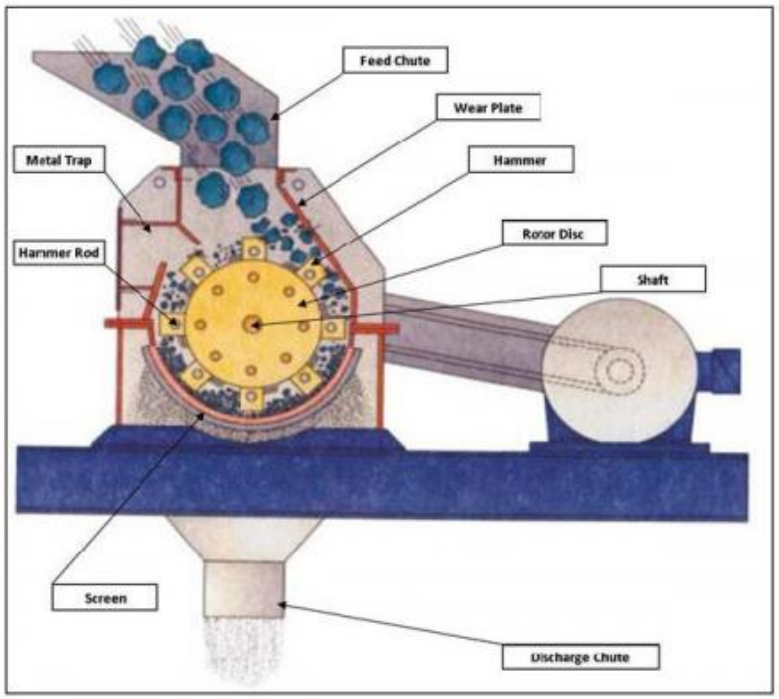


Рис. 1.3. Принцип роботи молоткової дробарки

Таблиця 1.1. Огляд конструкцій дробарок

Тип подрібню-вальної машини	Конструктивне виконання робочих органів	Переважний метод деформації сировини	Показник ступеня подрібнення	Сфера доцільного застосування в АПК
Молоткова дробарка	Ротор із шарнірно підвішеними плоскими билами або молотками	Динамічний удар вільними билами та удар об деку	Середній та високий ступінь подрібнення від 15 до 50	Подрібнення зерна, бобових, шроту, сухої макухи та соломи
Вальцьова (валкова) дробарка	Один або декілька пар обертових горизонтальних валків	Стиснення та зсув у регульованому міжвалковому зазорі	Малий та середній ступінь подрібнення від 2 до 10	Отримання пластівців, подрібнення солоду та вологих качанів кукурудзи
Центробіжно-ударна дробарка	Швидкообертовий розгінний диск із лопатками	Центробіжне прискорення та удар об нерухоме кільце	Середній ступінь подрібнення від 8 до 20	Тонке подрібнення зерна злакових культур на комбікормових фермах
Щокова дробарка	Рухома та нерухома плоскі щоки з рифленою поверхнею	Періодичне роздавлювання та частковий зсув у клиновому просторі	Малий ступінь подрібнення від 3 до 6	Грубе руйнування кускових мінеральних добавок та твердих відходів

Вальцьові дробарки відрізняються надзвичайно високою енергоефективністю та здатністю забезпечувати високу однорідність гранулометричного складу отриманого продукту без зайвого переподрібнення, що робить їх незамінними при підготовці кормів для великої рогатої худоби та у виробництві пивоварного солоду [5]. Чутливість вальців до металевих та мінеральних домішок вимагає встановлення магнітних сепараторів та складних систем пружинного захисту, а обмежені можливості роботи з вологими або еластичними волокнистими матеріалами звужують універсальність їх застосування.



Рис. 1.4. Вигляд валкової дробарки

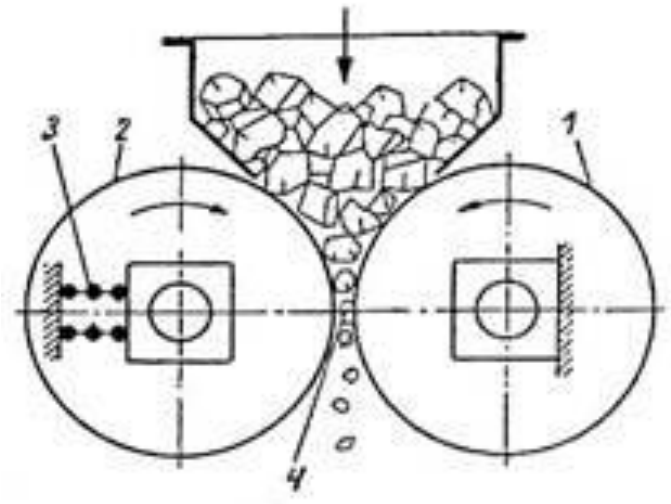


Рис. 1.5. Схема валкової дробарки: 1, 2 – валики; 3 – пружина; 4 – вузький проміжок (зазор).

Центробіжно-ударні машини забезпечують високу швидкість обробки сухої сировини при порівняно низьких капітальних витратах, але інтенсивне зношування розгінних елементів обмежує їх використання при роботі з абразивними сумішами [6]. Щокові дробарки мають дуже вузьке специфічне застосування в сільському господарстві і використовуються переважно в лініях утилізації або при підготовці мінеральних підживлювальних компонентів для тваринництва [7].

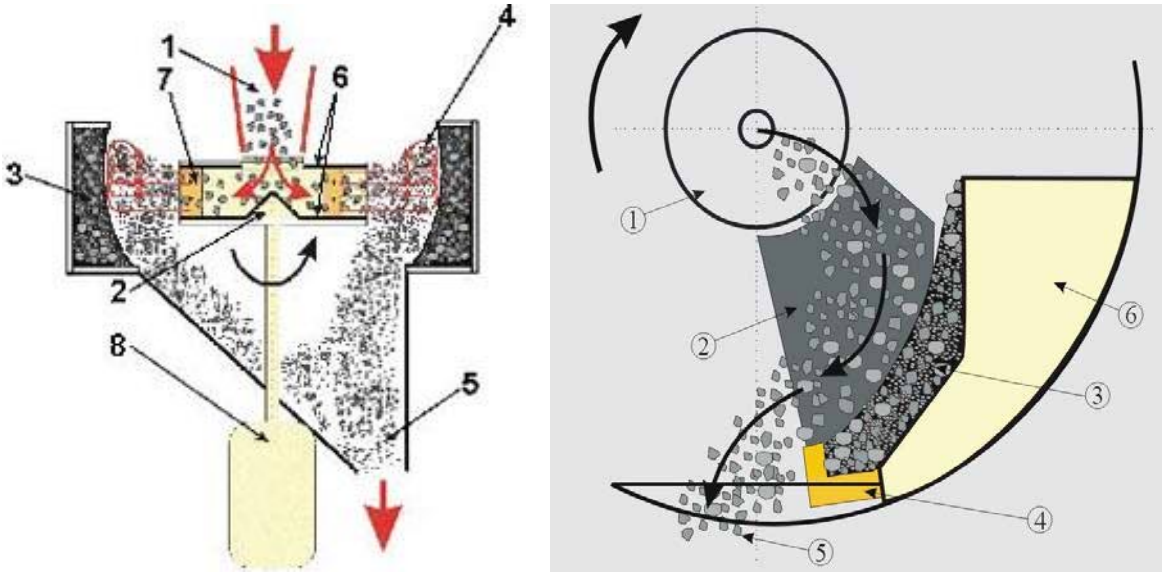


Рис. 1.6. Принципова схема відцентрово-ударної дробарки:
1 – завантажувальний отвір; 2- прискорювач; 3 – рудні кишені; 4 – процес дроблення розігнаного матеріалу про матеріал в кишенях самофутеровки; 5 – розвантаження дробленого матеріалу; 6 – швидкозношувані елементи захисту прискорювача; 7 – кінцева лопатка; 8 – електродвигун.

Вивчення наявних промислових зразків подрібнювального обладнання дозволяє проаналізувати їхні конструктивні переваги та недоліки для подальшого використання при розробці конструкції дробарки. Однією з найвідоміших промислових установок середнього та великого класу є молоткова дробарка типу А1-ДМ2Р, призначена для подрібнення широкого спектра зернових, плівчастих та бобових культур на комбікормових підприємствах [8]. Головним конструктивним вузлом цієї машини є молотковий ротор, що встановлюється на двох сферичних роликових

підшипниках, які здатні компенсувати можливі перекоси валу при високих динамічних навантаженнях [8]. На валу через спеціальні розпірні втулки змонтовані плоскі металеві диски, які стягуються між собою міцними стяжними осями [8]. Ці диски виконують подвійну функцію, оскільки вони не лише утримують осі підвісу молотків, а й надійно обмежують осьове переміщення молотків під час роботи. Конструкція А1-ДМ2Р передбачає можливість симетричного двобічного обертання ротора, що дозволяє виконувати реверсування напрямку руху для рівномірного зношування обох робочих граней молотків, подовжуючи термін їхньої експлуатації без демонтажу [1]. Сировина через дозувальний живильник надходить до дробильної камери, де руйнується під дією ударів молотків, які мають високу окружну швидкість близько 91 м/с, після чого подрібнений продукт просіюється крізь напівциліндричну ситову поверхню [8].



Рис. 1.7. Дробарка молоткова А1-ДМ2Р

Для менших обсягів виробництва та індивідуального фермерського використання розроблені мобільні молоткові дробарки серії Green Bull, які виготовляються компанією "Зерма-Україна" [9]. Конструкція цих

подрібнювачів відрізняється простотою обслуговування та підвищеною жорсткістю несного корпусу, виготовленого з товстостінної листової сталі високої якості [10]. Важливою особливістю цих машин є застосування молотків із чотирма робочими сторонами, що дозволяє чотири рази змінювати робочу кромку перед повною заміною елемента, значно знижуючи експлуатаційні витрати власника. Роторні вали встановлюються на надійних підшипникових опорах японського виробництва фірми SKF, які гарантують безперебійну роботу при високих швидкостях обертання [9].



Рис. 1.8. Дробарка молоткова тм "Green Bull"

Лінійка молоткових подрібнювачів серій Chopper та Kraft, вироблених українським підприємством "ТехноМашСтрой" [1]. Ці машини адаптовані для подрібнення не лише традиційного зерна, а й кукурудзяних качанів, соломи, сіна та навіть деревної тріски. Головною відмінністю конструкції дробарок Chopper є наявність вбудованої вентиляторної витяжки, робоче колесо, якої змонтоване на одному валу з молотковим ротором. Таке конструктивне рішення дозволяє створювати потужний повітряний потік, який автоматично забирає подрібнену фракцію з-під сита та транспортує її по пневматичному трубопроводу безпосередньо в циклон або накопичувальний бункер на відстань до 20 метрів [1]. Це повністю виключає необхідність використання

допоміжних шнекових або стрічкових транспортерів, спрощуючи компонування технологічної лінії та знижуючи її загальну металомісткість.

У конструкціях вальцьових подрібнювачів інженерні рішення базуються на використанні кількох пар робочих органів із різними характеристиками поверхонь [11]. Для забезпечення високої гнучкості процесу дроблення використовуються конструкції з одновалковим виконанням, де матеріал подрібнюється між швидкообертовим призматичним або зубчастим валком та нерухомою регульованою щокою [5]. Найбільшого поширення набули двовалкові подрібнювачі, у яких один із валків встановлюється на нерухомих підшипникових опорах, а інший виконується рухомим із можливістю переміщення у горизонтальній площині під дією потужних запобіжних пружин. Така система захищає робочі поверхні валків від руйнування при випадковому потраплянні металевих деталей або твердого каміння, оскільки пружини стискаються, пропускаючи сторонній предмет крізь робочий простір [5]. Для збереження точності геометричної форми робочих поверхонь валків у процесі експлуатації промислові млини обладнуються механізмами безперервного або періодичного шліфування, а самі робочі органи виготовляються у вигляді знімних біметалевих оболонок, де зовнішній зносостійкий шар із легованої сталі поєднується з м'якою внутрішньою серцевиною для кращої амортизації ударів [11].

Порівняльний аналіз технічних характеристик (таблиця 1.2.) показує, що для великих переробних підприємств раціональним є використання дробарок типу А1-ДМ2Р завдяки їхній високій пропускній здатності та значному ресурсу ротора. Для невеликих фермерських господарств, які потребують універсальності та мобільності, оптимальним інженерним вибором є установки серії Chopper або Green Bull, які забезпечують просте технічне обслуговування, мають вбудовані системи пневматичного транспортування та вимагають значно меншої встановленої потужності електродвигуна при збереженні високої якості подрібнення.

Таблиця 1.2. Порівняльний аналіз технічних характеристик дробарок

Технічний показник роботи обладнання	А1-ДМ2Р-В	Green Bull H-3	Chopper-500	RVO 1075
Номінальна продуктивність по зерну ячменю, т/год	Від 6,0 до 21,0	Від 4,0 до 8,0	Від 3,0 до 5,0	Від 4,5 до 7,5
Сумарна встановлена потужність привода, кВт	55,55…200,55	55,0…90,0	37,0…45,0	45,0…55,0
Номінальна частота обертання ротора, об/хв	1500	1500	3000	3000
Довжина робочої камери (ротора), мм	600…1000	800	500	600
Діаметр робочого ротора (по кінцях молотків), мм	800	400	400	450
Спосіб видалення подрібненого корму	Механічний під дією сили тяжіння	Пневматичний або механічний гравітаційний	Пневматичний за допомогою вентилятора	Механічний гравітаційний у приймальний бункер

Ефективність функціонування розроблюваної дробарки значною мірою визначається раціональним вибором кінематичної схеми та типу головного привода, які повинні забезпечувати пуск машини, стабільну частоту обертання під змінним навантаженням та надійний захист від динамічних перевантажень. У агропромисловому комплексі переважна більшість подрібнювачів обладнується електричними приводами на базі асинхронних трифазних двигунів із короткозамкненим ротором, встановлена потужність яких може коливатися від 15 до 200 кВт залежно від конструктивного виконання та продуктивності машини.

За способом передачі крутного моменту від валу двигуна до безпосереднього робочого органу в конструкціях дробарок застосовують дві основні кінематичні схеми. Перша схема передбачає безпосереднє (співвісне) з'єднання валу електродвигуна з валом ротора за допомогою пружних

втулково-пальцевих або тороподібних муфт [1]. Таке рішення характеризується найвищим механічним коефіцієнтом корисної дії завдяки відсутності додаткових опор та передавальних ланок, а також відрізняється простотою та компактністю конструкції. Прямий привод реалізований у більшості сучасних швидкісних молоткових дробарок із частотою обертання ротора 1500 та 3000 об/хв [8]. Однак безпосереднє з'єднання висуває підвищені вимоги до точності співвісності при монтажі двигуна та ротора, оскільки навіть незначний перекіс валів призводить до появи значних вібраційних навантажень, які руйнують підшипникові вузли електродвигуна. Крім того, при такій схемі всі динамічні удари від контакту молотків із великими кусками сировини передаються безпосередньо на вал двигуна, що вимагає використання двигунів із посиленими підшипниками та валами.

Кінематична схема іншого варіанту базується на використанні клинопасової або зубчасто-пасової передачі, яка зв'язує шків електродвигуна зі шківом робочого валу подрібнювача [12]. Цей тип привода є стандартним для вальцьових дробарок та подрібнювачів, які потребують зміни частоти обертання робочих органів порівняно з номінальною частотою двигуна. Клинопасова передача виконує важливу роль демпфера динамічних коливань, оскільки еластичність пасів дозволяє згладжувати пікові навантаження при нерівномірній подачі матеріалу, захищаючи електродвигун від перегріву. У випадку раптового заклинювання ротора стороннім предметом паси починають прослизати на шківах, виконуючи функцію фрикційної запобіжної муфти, що запобігає серйозним механічним поломкам робочих органів та виходу з ладу обмоток статора двигуна. Використання пасової передачі призводить до додаткових втрат потужності на тертя, збільшує габаритні розміри машини та вимагає регулярного контролю натягу і періодичної заміни пасів.

У високотехнологічних подрібнювальних установках агропромислового комплексу все частіше застосовують частотно-регульовані електроприводи, які інтегруються з мікропроцесорними системами керування. Використання

частотних перетворювачів дозволяє здійснювати плавний безструмовий пуск важких роторів подрібнювачів, що суттєво зменшує навантаження на електричну мережу підприємства та знижує пускові механічні напруження в елементах трансмісії. Крім того, автоматичне регулювання частоти обертання дає змогу оперативно адаптувати режим роботи дробарки до вологості та типу сировини, підтримуючи оптимальну окружну швидкість молотків для забезпечення високої якості подрібнення при мінімальних витратах енергії. У складних комбінованих машинах також знаходять застосування гідродинамічні муфти, які забезпечують плавне передавання моменту та обмежують максимальне навантаження, та допоміжні пневматичні системи для відсмоктування готового продукту з робочої зони [1].

1.2. Аналіз робочих елементів та принципів роботи машин для подрібнення матеріалів

Досліджуючи закономірності руйнування твердих тіл, інженерна школа орієнтується на розробку та вдосконалення механічних систем, здатних ефективно функціонувати в умовах тривалого змінного навантаження, забезпечуючи при цьому високу експлуатаційну надійність робочих органів.

Необхідність адаптації обладнання під специфіку сировинної бази, яка часто характеризується підвищеною вологістю, неоднорідністю геометричних розмірів та наявністю сторонніх домішок, висуває підвищені вимоги до конструктивної міцності та технологічної гнучкості подрібнювальних вузлів [8]. Проектування нових або модернізація існуючих машин повинна спиратися на розуміння фізико-механічних закономірностей руйнування оброблюваного середовища, деформаційного стану частинок під час контакту з робочими елементами та динамічної збалансованості обертових мас [17]. Оцінка кінетичних параметрів взаємодії робочих органів із сировиною дає змогу виявити резерви підвищення загальної продуктивності машин і закласти

підґрунтя для раціонального вибору матеріалів та геометричних характеристик основних силових деталей дробарок [18].

Як розглядалося вже в підрозділі 1 сучасний стан технічного забезпечення підприємств і комбікормових та інших АПК виробництв, можна констатувати наявність широкого спектра конструкцій подрібнювального обладнання, вибір якого визначається технологічними вимогами до кінцевого продукту та фізико-механічними властивостями сировини [18]. Залежно від характеру зусиль, що виникають у зоні деформації оброблюваного матеріалу, сучасні дробарки поділяють на кілька домінуючих технологічних груп, кожна з яких базується на певному фізичному принципі руйнування твердого тіла [19]. Механічні рішення, що закладаються в основу робочих органів цих машин, безпосередньо впливають на кінематику процесу, енергетичні баланси та якість одержуваної суміші, що вимагає детального порівняння їхніх експлуатаційних параметрів у розрізі використання в агропромисловому секторі [1].

Молоткові дробарки, які отримали розповсюдження завдяки конструктивній простоті та високій експлуатаційній універсальності, використовують динамічний принцип вільного та обмеженого удару [19]. Основними робочими елементами тут виступають шарнірно підвішені на роторі молотки, які за високої колової швидкості взаємодіють із частинками сировини, відкидаючи їх на нерухомі деки та решета для додаткового руйнування [8]. Незважаючи на здатність ефективно подрібнювати широку номенклатуру зернових і плівчастих культур, ці машини характеризуються підвищеним утворенням пилової фракції, яка є небажаною для багатьох видів тварин, а також інтенсивним абразивним зносом молотків і решіт, що вимагає частих зупинок для їхнього обслуговування чи заміни [18].

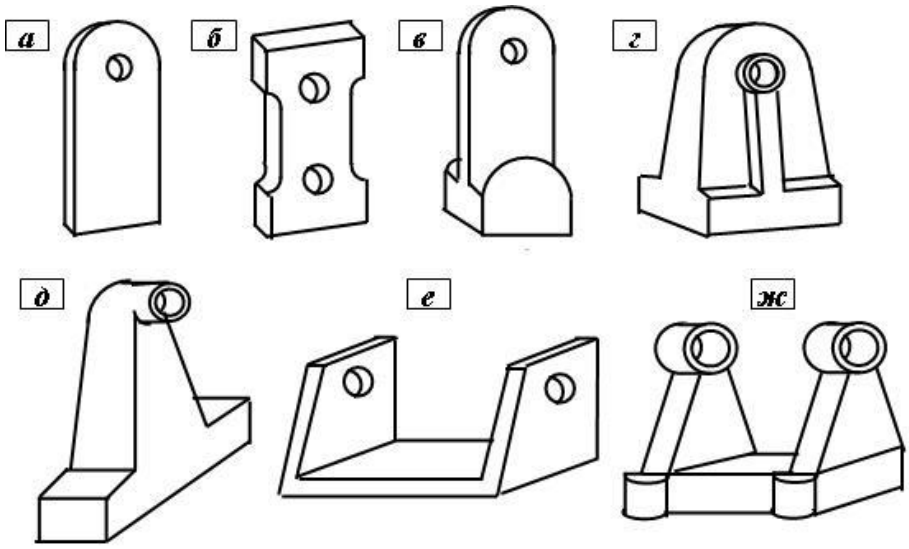


Рис.1.9. Форми молотків молоткових дробарок



Рис.1.10. Молотки молоткових дробарок

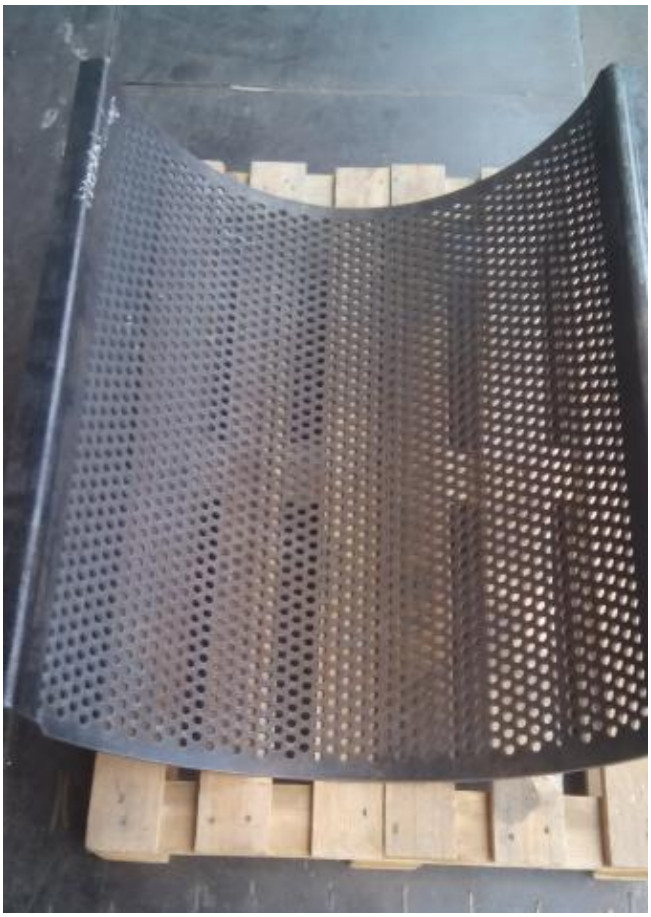


Рис.1.11. Решітка молоткової дробарки

Вальцьові дробарки (або плющилки) функціонують на основі деформацій роздавлювання та зсуву, які виникають у регульованому зазорі між двома зустрічно обертовими циліндричними валками [20]. Зазор жорстко зафіксований, кінцевий продукт має високу однорідність гранулометричного складу без надлишкового пилоутворення, що є ідеальним для отримання пластівців та грубої дерті для великої рогатої худоби [21]. Складність виготовлення рифлених робочих поверхонь, висока чутливість до металевих включень та обмежена здатність до одержання тонких фракцій дещо обмежують універсальність використання валкових машин на універсальних комбікормових лініях [20].

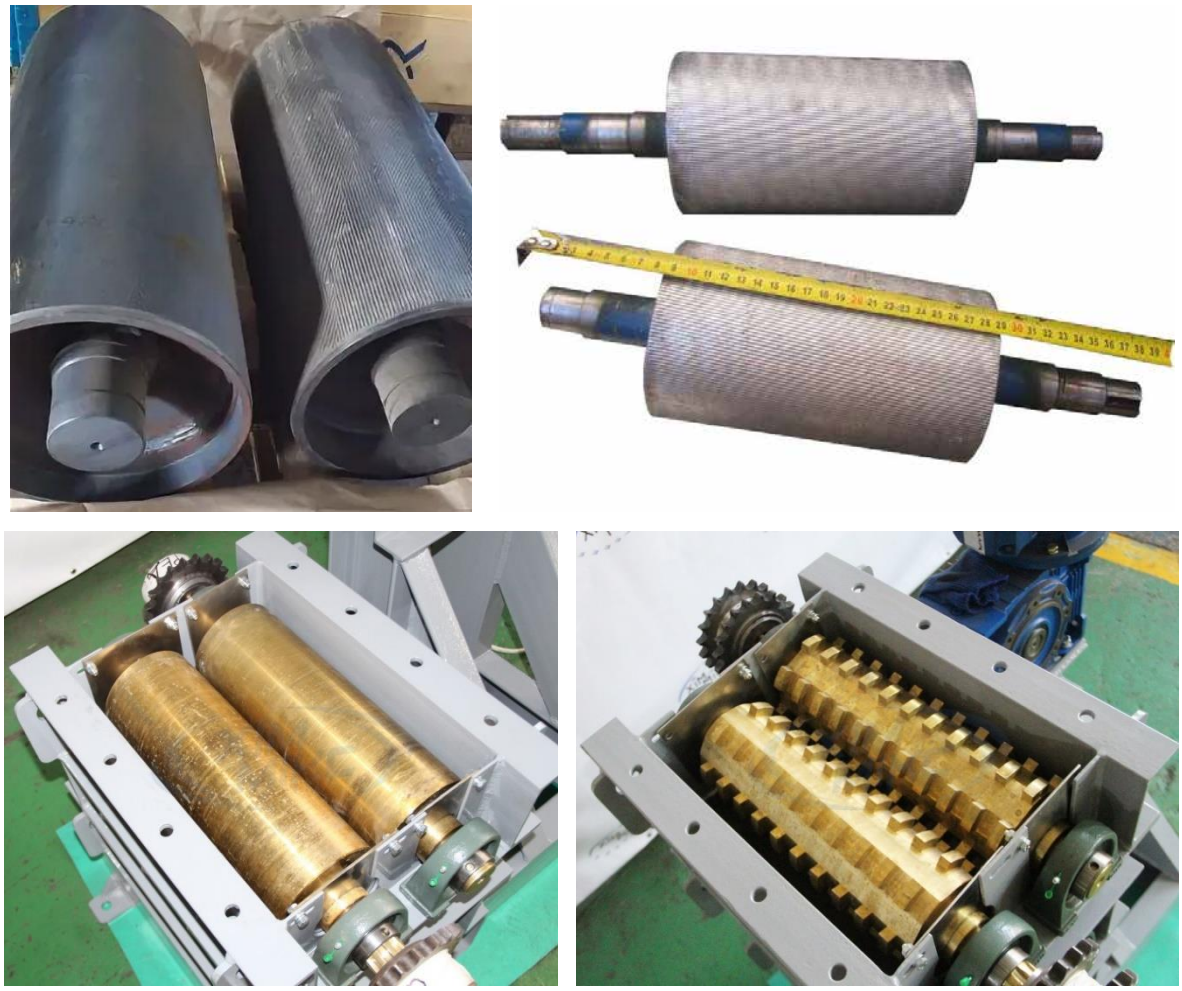


Рис.1.12. Вали вальцьової дробарки

Відцентрово-ударні машини та дезінтегратори використовують ефект швидкісного розгону матеріалу відцентровими силами обертового диска з його подальшим спрямованим ударом об нерухомі кільцеві елементи або зустрічний потік сировини [22]. Завдяки високій швидкості зіткнення забезпечується інтенсивне руйнування навіть міцних і плівчастих оболонок зерна, що є важливим під час лущення та тонкого помелу [23]. Застосування технології самофутерування, за якої руйнування відбувається внаслідок удару частинок об аналогічний матеріал, затиснений у спеціальних кишенях корпусу, дає змогу суттєво мінімізувати знос металевих деталей [22]. Водночас чутливість до коливань вологості сировини та складність балансування швидкісних роторів стримують їхнє повсюдне впровадження у малому фермерському секторі [23].

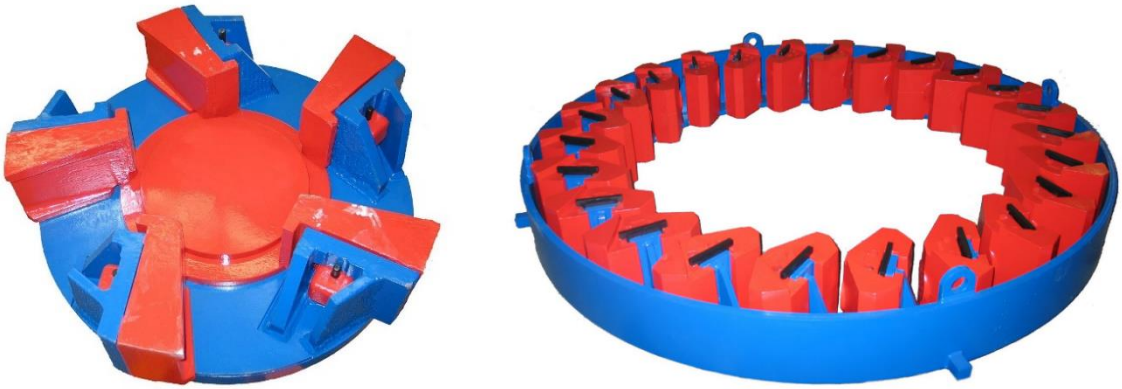


Рис.1.13. Відкритий ротор та відбійне кільце

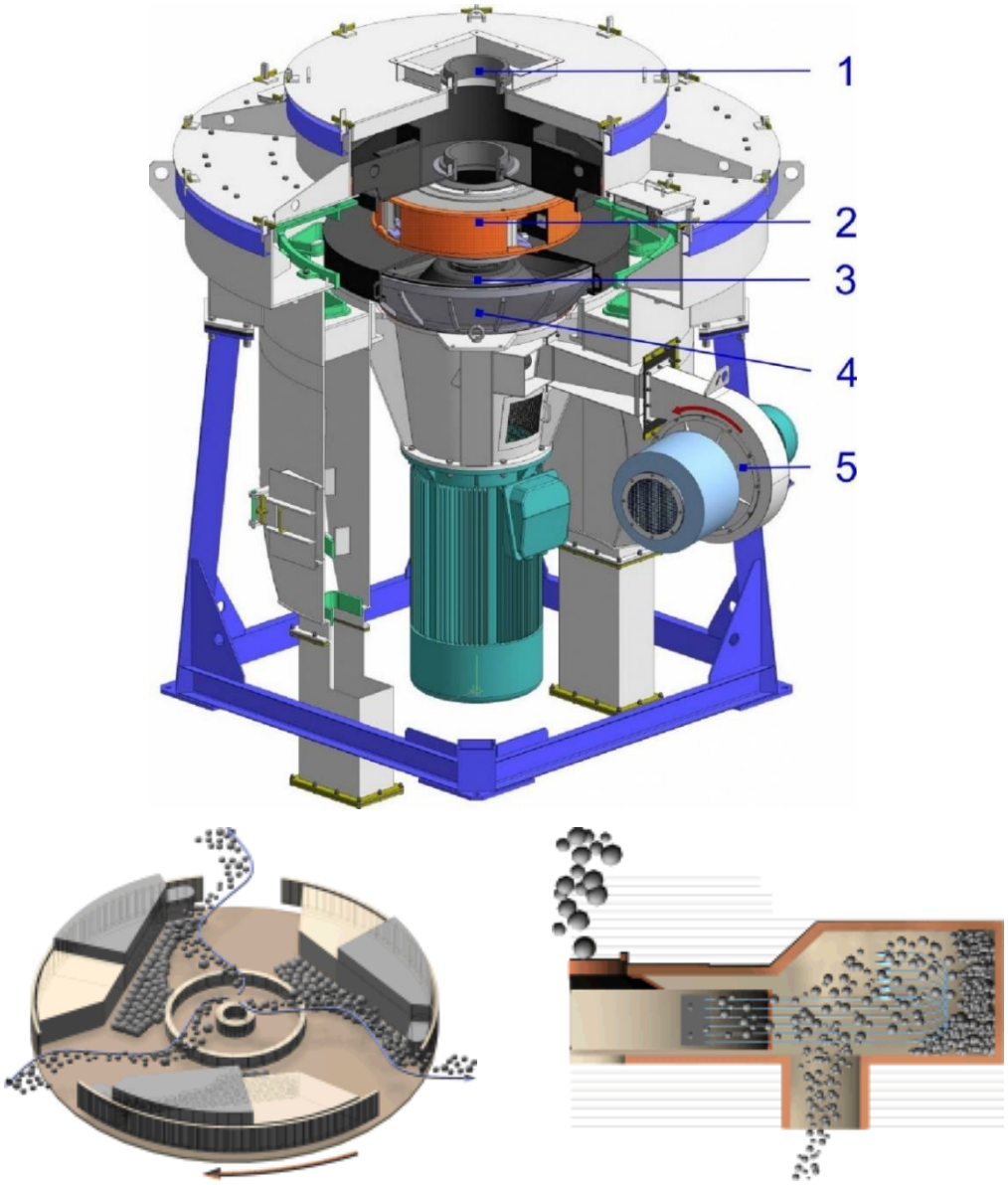


Рис. 1.14. Схема роботи та робочі органи відцентрово-ударної дробарки:
1 – завантажувальний отвір; 2- обертовий прискорювач; 3 – ротор 4 – статор;
5 – вентилятор високого тиску.

Щокові дробарки, призначені для грубого руйнування міцних матеріалів шляхом періодичного стискання між рухомою та нерухомою щеками, у структурі АПК використовуються переважно на етапах первинної підготовки мінеральних підживлень (вапняк, крейда) або при переробці кісткової сировини на бійневих пунктах [24]. Великі зусилля руйнування та здатність працювати з великошматковими матеріалами поєднуються в них із циклічним характером роботи, значними габаритами та високим рівнем вібраційного навантаження на станину [25].

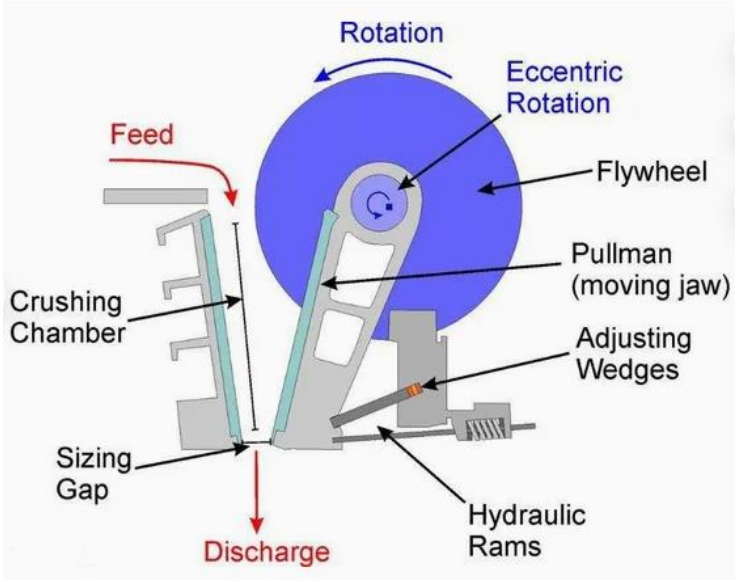


Рис. 1.15. Схема роботи щокової дробарки

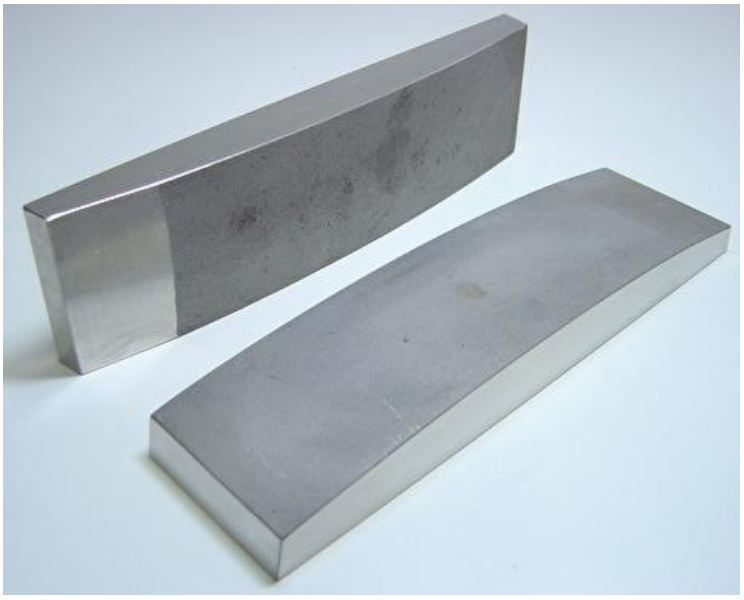


Рис.1.16. Розмелені щоки для щокової дробарки BB 100 Retsch



Рис. 1.17. Вигляд щокової дробарки

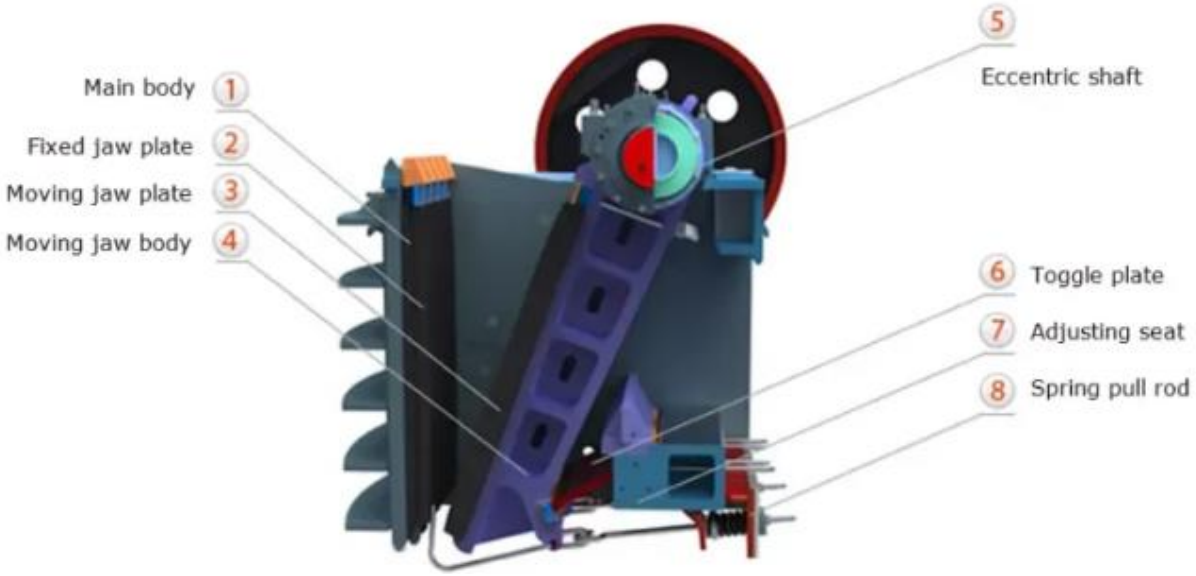


Рис. 1.18. Схема деталей щокової дробарки:

1 – станина (або корпус дробарки); 2- нерухома щокова плита (футеровка нерухомої щоки); 3 – рухома щокова плита (футеровка рухомої щоки); 4 – рухома щока; 5 – ексцентриковий вал; 6 – розпірна плита; 7 – регулювальний клин (або регулювальний пристрій вихідної щілини); 8 – тяга з пружиною (замикаючий або затяжний пристрій).



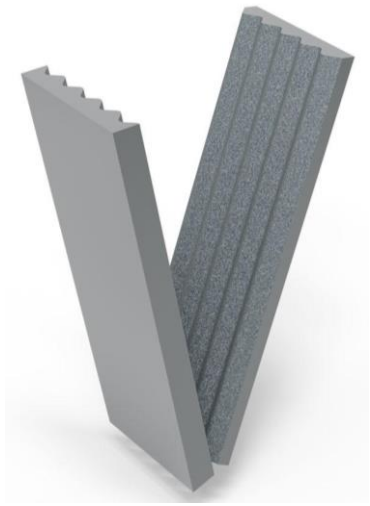


Рис.1.19. Щоки для щокової дробарки

Таблиця 1.3. Техніко-експлуатаційні параметри дробарок

Техніко-експлуатаційні параметри порівняння	Молоткові дробарки	Вальцьові дробарки	Відцентрово-ударні машини	Щокові дробарки
Основні робочі органи	Шарнірні молотки, осі, деки, решета	Обертові рифлені або гладкі валки	Ротор-прискорювач, відбивне кільце	Рухома і нерухома щекові плити
Характер руйнівного зусилля	Вільний та обмежений удар, стирання	Роздавлювання, стискання зі зсувом	Спрямований удар, взаємне тертя	Періодичне роздавлювання
Колова швидкість робочих органів, м/с	90–155	5–15	60–120	1–3
Отриманий гранулометричний склад	Неоднорідний, з високим вмістом пилу	Високооднорідний, з мінімумом пилу	Однорідний тонкий або середній помел	Великошматковий, неоднорідний
Питома енергомісткість процесу	Висока, через вентиляційні втрати	Низька, за рахунок прямого стискання	Середня, залежить від обертів	Низька, за рахунок дії маховика
Основні недоліки в експлуатації	Абразивний знос, нагрівання продукту	Чутливість до сторонніх металевих тіл	Складність балансування, забивання вологим зерном	Великі габарити, значні вібрації

Молоткові дробарки

Головним робочим вузлом молоткових подрібнювачів виступає швидкохідний ротор, який обертається всередині циліндричного або симетрично розширеного корпусу, обладнаного деками та решетами. Конструктивно молотковий ротор складається з центрального приводного вала, що спирається на два сферичних роликових підшипники, які здатні компенсувати можливі кутові перекоси та сприймати значні радіальні навантаження динамічного характеру [8]. На валу за допомогою шпонкових або шліцьових з'єднань жорстко зафіксовані металеві диски, між якими встановлено розпірні втулки. Через спеціальні отвори в дисках пропущені стяжні осі, що виконують функцію пальців підвісу для молотків. Диски також обмежують осьові переміщення молотків уздовж осей підвісу, що виключає їхнє тертя об внутрішні торцеві стінки корпусу дробарки [8].

Механіка роботи молоткової дробарки полягає в тому, що продукт із живильника надходить у дробильну камеру, де потрапляє під дію молотків обертового ротора [8]. Первинне руйнування здійснюється за рахунок кінетичного удару торцевої грані молотка по падаючих зернах [19]. Отримавши прискорення, частки матеріалу відлітають у напрямку рифлених плит деки та відбивачів, що змонтовані у верхній частині корпусу. Внаслідок удару об гострі виступи рифів відбувається вторинне руйнування, після чого зерновий потік знову повертається в зону обертання молотків [24]. Проходячи крізь зазор між ротором та решетом, сировина зазнає додаткового стирання й калібрування: частинки, розмір яких менший за діаметр отворів решітки, просіюються вниз, а більші фракції захоплюються повітряним потоком на наступне коло подрібнення [19].

Для підвищення зносостійкості молотків їх виготовляють із високоміцних вуглецевих або марганцевистих сталей із подальшим термічним гартуванням робочих зон [17]. Найбільшого поширення в АПК набули пластинчасті молотки прямокутного профілю з кількома симетричними отворами для пальців, що дозволяє після зносу одного робочого кута

перевертати молоток, відновлюючи працездатність вузла без заміни деталей [19]. Також використовуються молотки зі східчастими кінцями та складові фігурні конструкції, які забезпечують краще захоплення великих зерен кукурудзи та макухи [8]. Промисловим втіленням зазначеної кінематики є дробарка А1-ДМ2Р-В вертикального типу від компанії «Агро-Сімо-Машбуд», де симетричний розподіл сировини на два протилежні потоки забезпечує рівномірне завантаження молотків та знижує нерівномірність зносу решіт [8].

Вальцьові дробарки

Конструктивна схема вальцьової дробарки базується на паралельному монтажі двох металевих валків у жорсткій просторовій станині, що забезпечує високу геометричну точність взаємного розташування робочих елементів під впливом великих зусиль розпирання [26]. Один із валків зазвичай встановлюється в нерухомих підшипникових опорах, тоді як підшипники другого валка змонтовані на рухомих повзунах або важелях, що дає змогу регулювати міжвалковий робочий зазор за допомогою гвинтових або ексцентрикових механізмів. Для захисту робочих поверхонь від руйнування при випадковому потраплянні недроблених тіл (наприклад, металевих деталей), рухомі підшипникові опори підтискаються пакетними пружинами або гідроциліндрами запобіжного типу, які дозволяють валкам розсунутися і пропустити сторонній предмет [20].

Процес плющення або подрібнення починається з подачі сировини з приймального бункера, обладнаного магнітним сепаратором, на дозувальний валковий живильник, який розрівнює потік зерна у тонку завісу [20]. Потрапляючи на зустрічно обертові валки, матеріал затягується в робочу зону завдяки силам тертя між зерном і металом, причому кут захоплення є критичним конструктивним параметром, який залежить від коефіцієнта тертя та співвідношення діаметра валка до розміру частинки. Якщо поверхня валків має рифлення у формі поздовжніх або спіральних пазів, руйнування відбувається не лише за рахунок роздавлювання, а й шляхом сколювання та зсуву, що значно знижує питомий тиск у зоні контакту. З метою підвищення

ефективності зсувної деформації валки приводяться в рух із різною коловою швидкістю, що забезпечується відповідним підбором передавальних відношень приводних шківів або шестерень [20].

Для виключення залипання та забивання рифлень при обробці вологої чи жирної сировини, під валками встановлюють пружні регульовані ножі-зішкрібачі, які безперервно зрізають налиплі залишки продукту [26]. Промислові моделі вальцьових подрібнювачів, зокрема вітчизняний верстат ВПЗ-1000 виробництва Хорольського механічного заводу та плющилка «Геркулес-2500» від черкаського підприємства «ТехноМашСтрой», комплектуються високоміцними валками діаметром 180 мм і більше, виготовленими зі зносостійкого чавуну або спеціальних легованих сталей з глибоким цементуванням поверхневого шару, що гарантує тривалий термін експлуатації в умовах цілодобового виробництва комбікормів [21].

Відцентрово-ударні машини

Конструкція відцентрово-ударних подрібнювачів орієнтована на передачу значної кінетичної енергії частинкам матеріалу через швидкісне обертання робочого диска з наступним їхнім руйнуванням об нерухомі перешкоди [22]. У дискових машинах типу ентолейторів робочим органом є ротор, який складається з двох горизонтальних металевих дисків, з'єднаних циліндричними сталевими втулками-пальцями, розташованими по концентричних колах [23]. Ротор розміщений всередині равликоподібного корпусу з випускним патрубком. Сировина через осьову завантажувальну горловину потрапляє в центр обертового диска, де під дією відцентрових сил та інерційного повітряного потоку зміщується до периферії. На своєму шляху частинки стикаються зі швидкісними втулками, зазнаючи інтенсивних ударів, а потім вилітають на периферію ротора, де вдаряються об внутрішню бронеплиту корпусу, завершуючи цикл подрібнення [23].

Для більш інтенсивного подрібнення великошматкових мінеральних домішок або зернових сумішей застосовують відцентрово-ударні дробарки з прискорювачами стільникового типу та камерами самофутерування [22]. У

таких конструкціях робочим органом є пустотілий ротор-прискорювач, оснащений зносостійкими лопатками та кінцевими накладками. Матеріал подається всередину прискорювача, де підхоплюється лопатками й розганяється до швидкостей понад шістдесят метрів за секунду, після чого викидається у камеру подрібнення [22]. Навколо прискорювача по периметру камери розташовані спеціальні кишені самофутерування, утворені ребрами жорсткості корпусу, які в процесі роботи природно заповнюються частинками оброблюваної сировини. Таким чином, розігнане зерно чи мінерал стикається не з металевою стінкою, а з нерухомим шаром аналогічного продукту, що лежить у кишенях, реалізуючи механізм руйнування «матеріал об матеріал». Це інженерне рішення мінімізує абразивний знос корпусу, усуває необхідність використання дорогих марганцевистих плит та знижує теплові навантаження на підшипникові вузли вала прискорювача [22].

Щокові дробарки

Щокова дробарка являє собою масивну рамну конструкцію, всередині якої змонтовані дві плити – нерухома, жорстко закріплена на передній стінці рами, та рухома щека, підвішена на верхній осі або безпосередньо змонтована на ексцентриковій частині головного вала [25]. Робочий простір між цими плитами утворює клиноподібну камеру подрібнення, де ширина верхнього завантажувального отвору значно перевищує розмір нижньої розвантажувальної щілини. Робочі поверхні щок захищені знімними плитами з поздовжніми ребрами трикутного перерізу, які забезпечують концентрацію зусиль стискання в точках контакту з вершинами ребер, полегшуючи розколювання міцних шматків [25].

У процесі обертання ексцентрикового вала рухома щека здійснює складні або прості коливальні рухи, періодично наближаючись до нерухомої плити. При наближенні щоки шматки матеріалу, які затиснуті в камері під дією сили тяжіння, зазнають інтенсивного роздавлювання. Під час зворотного ходу рухомої щоки, який забезпечується пружинним механізмом із тягою, подрібнений матеріал опускається вниз, а частинки, що досягли розміру

розвантажувального зазору, вільно висипаються через щілину [25]. Наявність масивних маховиків на кінцях ексцентрикового вала дозволяє акумулювати кінетичну енергію під час холостого ходу та вивільняти її в момент безпосереднього пресування матеріалу, що значно стабілізує крутний момент на приводі [25]. В агропромисловому виробництві аналогами щокових машин за принципом дії є двороторні дробарки для кісток типу ДК-05, де велика кістка затискається між зубчастими обертовими валами та нерухомими гребінками станини, забезпечуючи первинну дезінтеграцію перед виварюванням тваринних жирів [24].

Приводі та кінематика руху дробарок

Кінематичні схеми подрібнювальних машин агропромислового призначення розробляються з урахуванням необхідності забезпечення високих пускових моментів, згладжування динамічних коливань та захисту електродвигуна від аварійних перевантажень при можливому заклинюванні робочих органів [18]. У молоткових дробарках типу А1-ДМ2Р реалізована схема безпосереднього приводу ротора від асинхронного двигуна через пружну втулково-пальцеву муфту, що гарантує передачу значних крутних моментів без просковзування, але вимагає точного центрування валів для уникнення передчасного зносу підшипникових опор ротора [8]. Велика інерційність важкого молоткового ротора зумовлює тривалий час пуску, через що електричні схеми керування обладнуються пусковими пристроями типу «зірка-трикутник» або пристроями плавного пуску, що знижують стартові струми в мережі тваринницьких комплексів [18].

Для вальцьових подрібнювачів характерне використання складніших кінематичних рішень, оскільки виникає потреба в обертанні двох паралельних валків назустріч один одному [20]. У промислових верстатах ВПЗ-1000 крутний момент від двигуна передається на ведучий валок за допомогою клинопасової передачі, яка одночасно виконує роль запобіжної ланки завдяки можливості просковзування пасів на шківах при перевантаженні [27]. Передача обертання від ведучого валка до веденого здійснюється через пару

шестерень із косими зубами або за допомогою спеціального двостороннього зубчастого паса, що дозволяє зберегти зачеплення при зміні міжвалкового зазору рухомої опори [20]. У компактних фермерських плющилках, таких як «Геркулес-2500», застосовано двомоторну схему, де кожен валок обладнаний індивідуальним асинхронним двигуном потужністю 2.2 кВт і пасовою передачею, що спрощує механічне компонування, знижує шумність та дозволяє легко змінювати швидкісні режими обертання кожного валка окремо [21].

У кінематиці щокових дробарок провідну роль відіграє ексцентриковий механізм, який перетворює обертальний рух приводного вала у складні хитання рухомої щоки [25]. Електродвигун через клинопасову передачу обертає великий шків, поєднаний із масивним маховиком на ексцентриковому валу [25]. Завдяки значному моменту інерції маховика гасяться різкі стрибки навантаження, що виникають у момент розколювання великих шматків мінеральної чи кісткової сировини [24]. Наявність розпірних плит у кінематичному ланцюзі щоки забезпечує не лише передачу зусилля під певним кутом, а й виконує функцію механічного запобіжника: при перевищенні допустимого навантаження розпірна плита ламається по спеціально ослабленій лінії, запобігаючи руйнуванню дорогого ексцентрикового вала та станини дробарки [25].

Експлуатація подрібнювальних машин в агропромисловому комплексі супроводжується специфічними чинниками, серед яких підвищена запиленість повітря, можливість виникнення вибухонебезпечних пилоповітряних сумішей, високі динамічні навантаження та агресивне хімічне середовище, зумовлене високою вологістю та вмістом органічних кислот у кормовій сировині [18]. З огляду на це, до розроблюваних конструкцій висувається комплекс суворих інженерних, санітарно-гігієнічних та безпекових вимог [20]. Насамперед, конструкція робочої камери повинна бути максимально герметичною для унеможливлення виходу пилу в робочу зону оператора, а завантажувальні та вивантажувальні вузли мають підключатися

до систем аспірації з витратою повітря від 2700 до 4200 кубічних метрів на годину залежно від потужності агрегату [8].

З метою запобігання пиловим вибухам, які є частим явищем на комбікормових підприємствах, корпуси дробарок оснащуються спеціальними вибухорозрядними клапанами чи відкидними мембранами, які при різкому зростанні тиску всередині камери скидають вибухову хвилю у безпечному напрямку [8]. Електрообладнання та приводи повинні виготовлятися у вибухозахищеному виконанні за стандартами безпеки, із класом захисту оболонок не нижче IP55, що виключає потрапляння дрібнодисперсного зернового пилу на струмопровідні частини та запобігає іскроутворенню [8]. Також обов'язковим є встановлення магнітних пасток на вході сировини для ефективного вилучення металодомішок, присутність яких може спровокувати механічну іскру при контакті з молотками чи валками [26].

Технологічні вимоги передбачають простоту обслуговування, швидку заміну робочих органів (молотків, решіт, валків) та можливість легкого регулювання ступеня подрібнення [20]. У молоткових дробарках це досягається розпашною конструкцією кришки корпусу та використанням швидкознімних решітних рамок [24]. У валкових машинах вузли регулювання зазору повинні забезпечувати плавне та контрольоване зміщення підшипникових опор за допомогою зручних маховиків або автоматичних гідросистем, які мають чітку шкалу позиціонування [20].

Проведений огляд конструкцій подрібнювального обладнання та специфіки роботи їхніх робочих органів дозволяє сказати, що вибір конкретної схеми руйнування матеріалу є вирішальним фактором при проектуванні дробарки для потреб агропромислового комплексу. Молоткові дробарки завдяки динамічному принципу вільного удару залишаються найбільш універсальним та продуктивним рішенням для подрібнення фуражного зерна, проте супроводжуються високими витратами енергії на тертя повітря та значним пилоутворенням, що вимагає вдосконалення геометрії їхнього ротора та розробки ефективних аспіраційних систем. Вальцьові подрібнювачі

(плющилки) уособлюють енергоефективний напрямок розвитку кормоприготування, забезпечуючи отримання високооднорідного гранулометричного складу корму без утворення пилу за рахунок деформацій стискання та зсуву, що є вкрай важливим для фізіології жуйних тварин.

Відцентрово-ударні машини, що використовують принцип швидкісного зіткнення частинок із застосуванням камер самофутерування, демонструють високі техніко-економічні показники при тонкому помелі та лущенні плівчастих культур, радикально вирішуючи проблему абразивного зносу корпусних деталей. Щокові дробарки та двороторні гребінчасті машини є незамінними на етапах первинного грубого руйнування міцних матеріалів, зокрема мінеральних інгредієнтів та кісткової сировини, де великі зусилля стискання дозволяють готувати продукт до фінального тонкого розмелу.

Розділ 2

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

Технологічна схема процесу роботи (рис.2.1.) відбувається за такими етапами: вихідна крупнокускова сировина (наприклад, гірська порода, руда, вапняк, крейда чи можуть бути будівельні відходи, тощо) завантажується у приймальний бункер основного живильника (1). Його завдання – рівномірно та дозовано подавати матеріал у зону дроблення, уникаючи завалів. З живильника матеріал надходить безпосередньо в камеру руйнування щокової дробарки (2). Тут за рахунок стиснення та зсуву між рухомою та нерухомою щоками відбувається механічне роздавлювання великих шматків матеріалу до визначеної фракції. Подрібнений продукт через вихідну щілину щокової дробарки випадає донизу на лотковий живильник (3) (піддробарний лоток), який амортизує падіння важкої маси матеріалу та спрямовує його далі на транспортер. З лоткового живильника подрібнена сировина потрапляє на похилий стрічковий конвеєр (4). Конвеєр піднімає та переміщує матеріал на висоту до 5000 мм для формування відвалу (складу готової продукції) або для безпосереднього завантаження у кузов самоскида, тощо. У процесі руху матеріалу стрічкою конвеєра над ним працює постійний підвісний магніт (5). Він автоматично вловлює та вилучає зі спільної маси випадкові металеві предмети (наприклад, залишки арматури, кріплень, болтів), захищаючи подальше обладнання від пошкоджень та підвищуючи чистоту кінцевого продукту. Весь комплекс обладнання змонтований на єдиній міцній рамі – шасі на салазках (6), що дозволяє легко перетягувати установку волоком у межах кар'єру чи робочого майданчика за допомогою важкої техніки (бульдозера або екскаватора). Координація роботи, запуск електричних двигунів живильників, дробарки й конвеєра здійснюється оператором через контрольну панель (7).

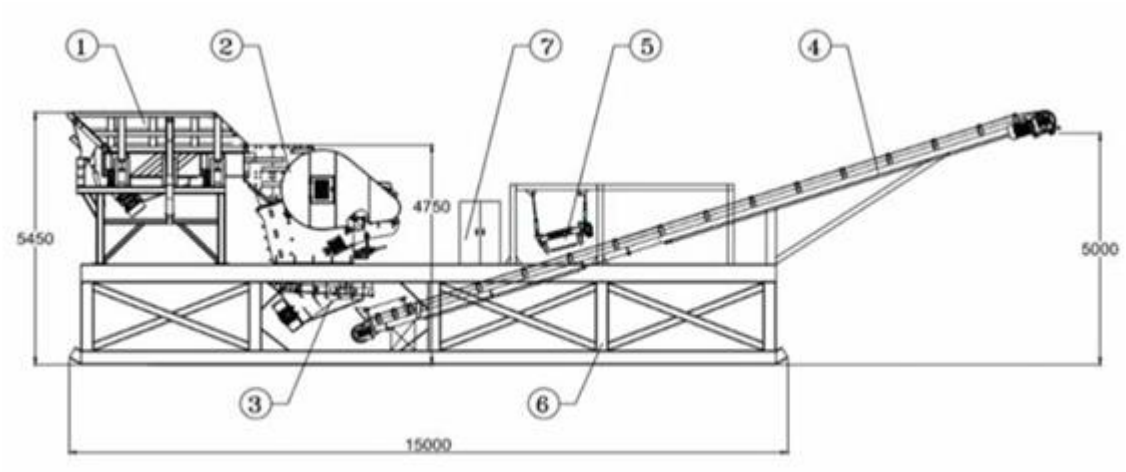


Рис.2.1. Технологічна схема процесу роботи

Відповідно до нормативним вимогам, досліджувана у роботі машина для дроблiння класифікується, як щокова дробарка, де подрібнення вихідного шматкового матеріалу забезпечується механічним стисненням у робочій зоні. На кінематичній схемі (рис. 2.2) обладнання з простим рухом робочого органу, геометричні точки якого здійснюють коливання по лінійних траєкторіях або дугах кола великого радіуса.

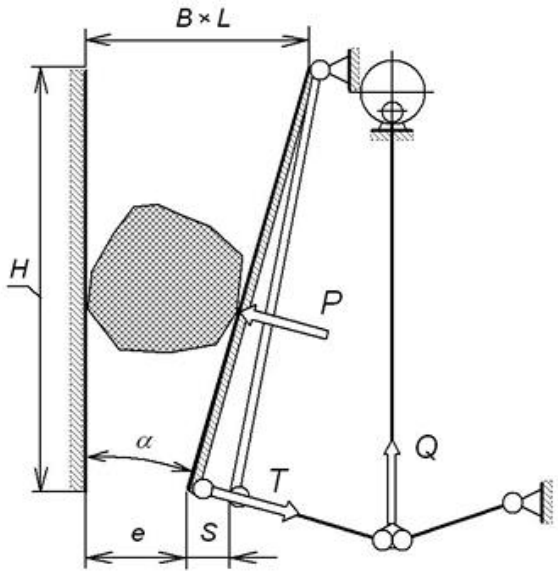


Рис. 2.2. Кінематична схема щокової дробарки

Геометричні параметри робочого простору обладнання визначаються висотою камери дроблення *H*, а також глибиною *B* і шириною *L* її завантажувального отвору. Оцінка силових факторів виконується з

урахуванням кута захоплення α, що вимірюється в градусах, при цьому виникаючі зусилля дроблення P та навантаження в передній розпірній плиті T фіксуються в ньютонах. Для забезпечення заданого ступеня подрібнення розрахунковими величинами також виступають ексцентриковий хід щоки S і конструктивна ширина вихідного шпальта e, виражені в метрах.

Лінійний розмір вихідної щілини, що називається «ширина шпальта». Цей параметр безпосередньо визначає межу крупності подрібненої породи на виході з камери та визначається формулою:

$$e = d_{\text{тк}} - \frac{S}{2} = 0{,}17 - \frac{0{,}031}{2} = 0{,}155 \text{ м.} \tag{2.1}$$

Розраховуємо конструктивний розмір ширини прийомного отвору камери щокової дробарки за формулою:

$$B = (1{,}15 \ldots 1{,}20) d_{\text{тв}} = (1{,}15 \ldots 1{,}20) \cdot 0{,}75 = 0{,}863 \ldots 0{,}900 \text{ м,} \tag{2.2}$$

приймаємо ширину прийомного отвору (пащі) *B=0,881м.*

Розраховуємо конструктивний розмір довжини прийомного отвору камери щокової дробарки за формулою:

$$L = [1 + (1{,}15 \ldots 1{,}20)] d_{\text{тв}} = (2{,}15 \ldots 2{,}20) \cdot 0{,}75 = 1{,}61 \ldots 1{,}65 \text{ м,} \tag{2.3}$$

приймаємо довжину прийомного отвору (пащі) *L=1,63м.*

Розраховуємо конструктивний розмір висоти робочого органу (рухомої щоки) щокової дробарки за формулою:

$$H = \frac{B - e}{\text{tg}\alpha} = \frac{0{,}881 - 0{,}155}{\text{tg}24^{\circ}} = 1{,}63 \text{ м.} \tag{2.4}$$

Показник подрібнення визначаємо за формулою:

$$i = \frac{d_{\text{тв}}}{d_{\text{тк}}} = \frac{0{,}75}{0{,}17} = 4{,}41. \tag{2.5}$$

Число циклів завантаження-розвантаження щоки, тобто частота обертання приводного ексцентрикового валу визначаємо за формулою:

$$n \le 1{,}107\sqrt{\frac{\mathrm{tg}\alpha}{S}} = 1{,}107\sqrt{\frac{\mathrm{tg}24^\circ}{0{,}031}} = 4{,}195 \text{ с}^{-1}. \quad (2.6)$$

Пропускна здатність (продуктивність) одиниці обладнання за вихідним об'ємом визначаємо за формулою:

$$G_{дV} = \frac{nLd_{тк}S}{\mathrm{tg}\alpha} = \frac{4{,}195 \cdot 1{,}63 \cdot 0{,}17 \cdot 0{,}031}{\mathrm{tg}24^\circ} = 0{,}081 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (2.7)$$

Пропускна здатність (продуктивність) одиниці обладнання за вихідною масою визначаємо за формулою:

$$G_{дM} = \mu_{тк}\rho_т G_{дV} = 0{,}65 \cdot 2800 \cdot 0{,}081 = 147 \text{ кг/с}. \quad (2.8)$$

Визначаємо необхідний парк дробильного обладнання за формулою:

$$n'_д = \frac{G}{3{,}6 \cdot G_{дM}} = \frac{190}{3{,}6 \cdot 147} = 0{,}36, \quad (2.9)$$

приймаємо число обладнання $n_д = 1$.

Споживана потужність електродвигуна дробильної машини (щокової дробарки) розраховуємо за формулою:

$$N_д = 5\frac{G_{дM}\left(\sigma^+_{тв}\right)^2}{E_т\rho_т\eta}\lg i = 5 \cdot \frac{147 \cdot \left(100 \cdot 10^6\right)^2}{4 \cdot 10^{10} \cdot 2800 \cdot 0{,}76} \cdot \lg 4{,}41 = 55800 \text{ Вт}. \quad (2.10)$$

Споживана потужність усіх електродвигунів дробильних машин (щокової дробарки) розраховуємо за формулою:

$$N = n_д N_д = 1 \cdot 55800 = 55800 \text{ .Вт}. \quad (2.11)$$

Пікове зусилля руйнування розраховуємо за формулою:

$$P_{\max} = 3{,}42\frac{N_д \eta \cos\alpha}{Sn} = 3{,}42 \cdot \frac{55814 \cdot 0{,}76 \cdot \cos 24°}{0{,}031 \cdot 4{,}195} = 1020000 \text{ Н.} \quad (2.12)$$

Пікове зусилля в шарнірно-розпірному елементі (плиті) щокової дробарки визначчаємо за формулою:

$$T_{\max} = 0{,}64 P_{\max} = 0{,}64 \cdot 1020000 = 662000 \text{ Н.} \quad (2.13)$$

Пікове зусилля в головній шатунній ланці щокової дробарки визначчаємо за формулою:

$$Q_{\max} = \frac{N_д \eta}{n e_в} = \frac{55800 \cdot 0{,}76}{4{,}195 \cdot 0{,}015} = 674000 \text{ Н.} \quad (2.14)$$

Розрахунковий маховий момент колеса привода (маховика) щокової дробарки знаходимо за формулою:

$$M_м = \frac{500 N_д \eta}{\pi^2 n^2 \delta} = \frac{500 \cdot 55800 \cdot 0{,}76}{3{,}14^2 \cdot 4{,}195^2 \cdot 0{,}02} = 6110 \text{ кг·м}^2, \quad (2.15)$$

де δ=0,02 – коефіцієнт, що вказує на нерівномірність обертання приводного колеса (маховика) щокової дробарки.

У межах допустимого конструктивного діапазону, що для дробарок становить від 0,92 до 3,20м, геометричний розмір інерційного колеса (маховика) приймаємо $D_м$= *2,1м*.

Загальна маса махового колеса (маховика) дробарки щокової визначаємо за формулою:

$$m_м = k_м \frac{M_м}{D_м^2} = 1{,}2 \cdot \frac{6110}{2{,}1^2} = 1660 \text{кг}, \quad (2.16)$$

тут $k_м$=*1,2* – крефіцієнт урахування конструктивних елементів махового колеса (ваги маточини та з'єднувальних спиць).

Вихідні данні для розрахунку конструктивних параметрів щокової дробарки: потужність N=47кВт; максимальне зусилля (навантаження), яке діє на щоку дробарки Q=900кН; розмір висоти нерухомої щоки дробарки H=1,63м; розмір ширини щоки дробарки b=2,94м; частота обертання приводного вала дробарки n=3,48 об/с.

Виконуючи розрахунки кінематичних та міцнісних параметрів обладнання для руйнування, є складнощі теоретичного визначення внутрішніх силови показників. Аналітично розрахувати реальні робочі зусилля, які виникають безпосередньо у робочому просторі щокової дробарки під час подрібнення, спираючись виключно на існуючі положення теорії дроблення, на практиці практично неможливо через стохастичний характер процесу. Зважаючи на таку специфіку, під час проектування за базову вихідну величину для подальших обчислень зазвичай доводиться приймати споживану потужність головного електропривода машини. Як показує аналіз геометрії камери, екстремальні, максимальні значення зусилля роздавлювання виникають саме в той момент, коли між футерувальними плитами у верхній зоні завантажувального отвору, опиняється найбільший за своїми габаритами шматок вихідного матеріалу.

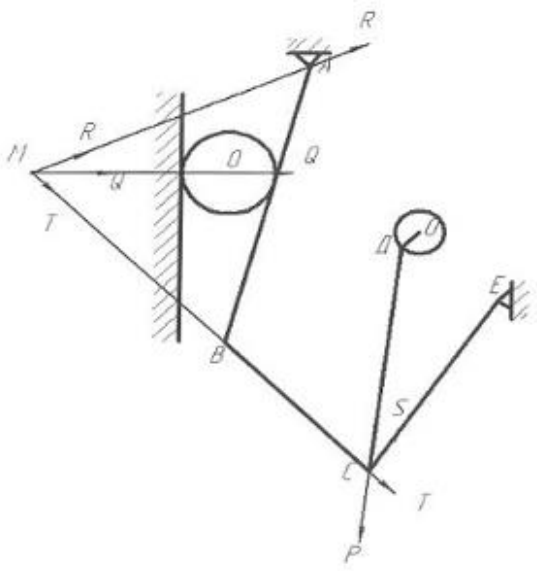


Рис. 2.3. Кінематична схема для розрахунку шатуного механізму дробарки

У процесі переміщення шатунного механізму у верхнє положення безпосередньо забезпечується корисний робочий хід щокової дробарки. Рухомий робочий орган під дією кінематичного ланцюга починає зміщуватися в бік нерухомої плити, внаслідок чого виникає необхідне для руйнування стиснення шматків, що знаходяться в камері. Цілком природно, що силове протидіяння з боку завантаженої маси матеріалу в цей момент плавно збільшується, досягаючи свого граничного екстремуму наприкінці циклу. Наявність такого технологічного опору призводить до появи в тілі самого шатуна значних розтягуючих напружень. Це внутрішнє зусилля розтягу також демонструє динамічний характер, змінюючись від нульових позначок на початку підйому до пікових робочих значень. Базуючись на результатах проведених експериментальних досліджень та аналізі деформацій, можна стверджувати, що характер коливання згаданого навантаження в шатунному вузлі має вигляд, досить близький до лінійної пропорційної залежності, яка детально проілюстрована графіком на рисунку 2.4.

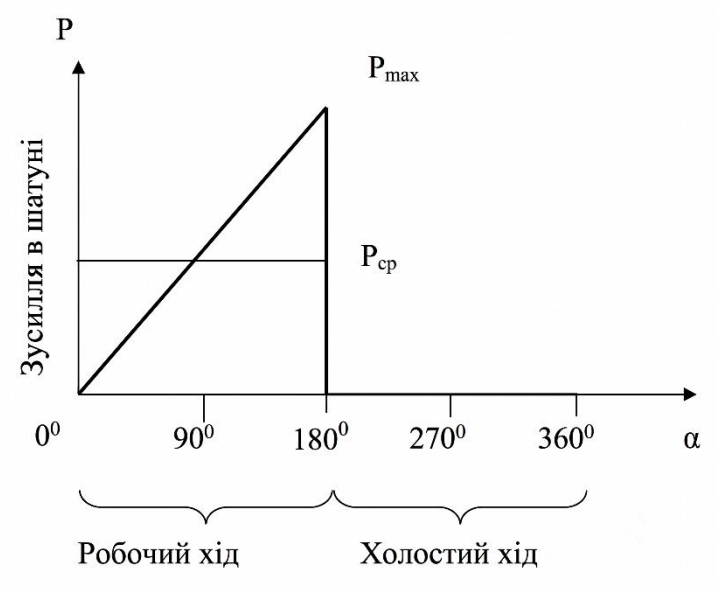


Рис. 2.4. Графік зусиль шатунного механізму

Процес проектування та розрахунку шатунного вузла дробарки виконується для умов комплектації машини електроприводом потужністю *N=47кВт*. При цьому вихідні кінематичні параметри головного

ексцентрикового вала характеризуються величиною радіуса кривошипа (ексцентриситету) *e=0,025м*, тоді, як номінальна частота обертання приводного елемента *n=208об/хв*.

Пікове (максимальне) зуилля знаходимо за формулою:

$$P_{max}=\frac{30N}{en}=\frac{30*47*1000}{0.025*208}=271153\ (H) \tag{2.17}$$

Зусилля розпирання в механізмі знаходимо за формулою:

$$P_{\text{роз}} = 4P_{max} = 10{,}8 * 10^5\ \text{(Н)} \tag{2.18}$$

Враховуючи високі динамічні навантаження, що виникають під час експлуатації щокових дробарок, як конструкційний матеріал для виготовлення шатуна доцільно прийняти якісну конструкційну сталь марки Ст35. Згідно з довідковими даними для зазначеного матеріалу, величина допустимих нормальних напружень становить $\sigma=1{,}129\ 10^8 Н/м^2$.

Розрахунок поперечного перерізу шатунного механізму визгачаємо за формулою:

$$F = \frac{P_{\text{роз}}}{[\sigma]} = \frac{10.8 * 10^5}{1.13 * 10^8} = 9.5 * 10^{-3}\ (\text{м}^2) \tag{2.19}$$

Розрахункові параметри розпірних плит

Найбільші силові навантаження, які передаються через шатунний вузол на рухому щоку дробарки та задню частину станини, виникають у момент досягнення шатуном свого крайнього верхнього положення.

Для визначення цих значень складемо рівняння рівноваги сил, що діють безпосередньо на шатун та розпірні елементи:

$$T = \frac{P_{\text{роз}}}{2\sin\gamma} = \frac{P_{\text{роз}}}{2\cos\beta},\ \text{(Н) так як}\ \gamma = 90 - \beta.$$

Аналіз наведеної залежності показує, що зі зростанням кута спостерігається збільшення зусилля *T*, причому за умови $\beta=90°$ значення

$T \to \infty$. Це свідчить про те, що конструкція щокової дробарки дозволяє забезпечити зусилля, яке в кілька разів перевищує початкове розрахункове значення. Перевірочний розрахунок на міцність виконується за наступною залежністю:

$$\sigma_{сж} = \frac{T}{F} \leq [\sigma_{сж}]$$

Ці плити піддаються виключно деформації стиснення. Зважаючи на те, що їхня висота є співмірною з розмірами поперечного перерізу, розрахунок на поздовжній згин (стійкість) не виконується.

Перевірка вкладишів розпірних плит полягає в оцінці величини питомого тиску, яка реалізується за наступною залежністю:

$$P_{уд} = \frac{T}{ld} \leq [P_{уд}]$$

де $[P_{уд}]=(34,3…39,2)*10^6 Н/м^2$ – допустимий питомий тиск для вкладишів, виготовлених із високовуглецевих сталей; d – зовнішній діаметр вкладиша, м; l – робоча довжина вкладиша, м.

Розрахунок зусилля за параметрами:

$$P_{роз} = 10,8*10^5 \text{ Н}, \qquad \beta = 80^0$$

$$T = \frac{10.8 * 10^5}{2 \cos 80°} = 3.1 * 10^5 \ (H) \tag{2.20}$$

У разі використання для виготовлення розпірних плит сірого чавуну марки СЧ-32, розрахункова площа їхнього поперечного перерізу визначається за умов міцності на стиснення.

$$F = \frac{T}{[\sigma_{сж}]} = \frac{3,1 * 10^5}{326,3 * 10^5} = 0,0095 \ (м^2) \tag{2.21}$$

$$\sigma_{сж} = \frac{T}{F} = \frac{3.1 * 10^5}{9.5 * 10^3} = 326.3 * 10^5 \tag{2.22}$$

Приймаючи ширину розпірної плити *b=0,6м*, визначаємо її необхідну товщину, яка становить $\frac{0{,}0095}{0{,}6} = 0{,}015\ м$.

Розрахунок на міцність рухомої щоки дробарки.

У процесі експлуатації дробарки щокової на її робочий орган, а саме рухому щоку діє комплекс зовнішніх сил, які представлені на рис. 2.5. До основних силових факторів належать: зусилля *T*, що передається з боку розпірних плит; технологічний опір руйнуванню матеріалу *Q*; опорна реакція R, яка виникає в осі підвісу щоки.

Враховуючи специфіку навантаження, власною вагою рухомої щоки при проведенні міцнісних розрахунків дозволяється знехтувати.

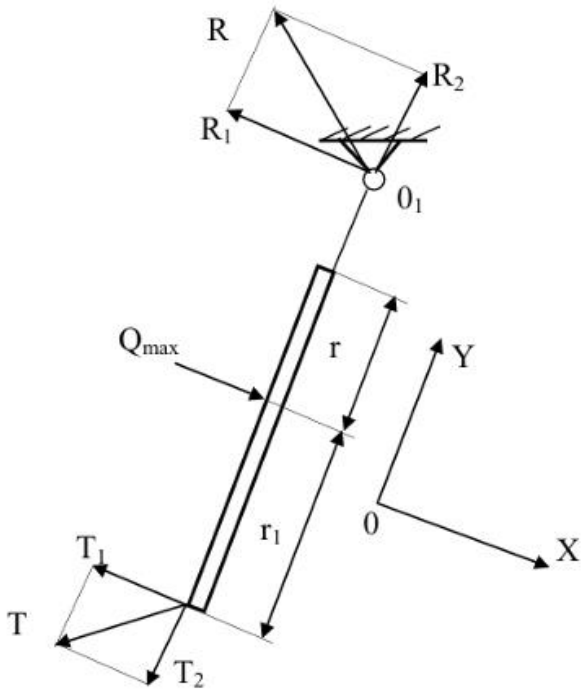


Рис. 2.5. Схема сил в рухомій щоці щокової дробарки

Для аналізу міцності конструкції знайдемо чисельні значення сил T_1 та T_2, які діють на елементи механізму. Розрахунок виконується на основі складених раніше рівнянь рівноваги:

$$T_1 = T\cos\gamma = 1.66 * 10^5 \cos(90° - 80°) = 3.1 * 10^5 * 0.985 = 3.05 * 10^5\ H \qquad (2.23)$$

$$T_2 = T\sin\gamma = 3.1 * 10^5 * 0.174 = 0.53 * 10^5\ H \qquad (2.24)$$

Зусилля розтиску (роздавлювання) матеріалу в камері дроблення розраховуємо за формулою:

$$Q = 3T = 3 * 3.1 * 10^5 = 9.3 * 10^5\ H \quad (2.25)$$

Зважаючи на динамічний характер роботи та значну нерівномірність ходу, конструкція рухомої щоки має поєднувати в собі порівняно невелику масу та високу жорсткість. Для виконання цих умов її проектують тонкостінною з розвиненою системою внутрішніх ребер жорсткості, а як матеріал використовують литу сталь Ст35Л.

Визначення опорної реакції:

$$R_1 = Q - T_1 = (9{,}3 - 3{,}05)10^5 = 6{,}25 \cdot 10^5\ \text{Н} \quad (2.26)$$

$$M_{max}^{\text{виг}} = R_1 r' 6{,}25 * 10^5 * 0{,}5' 3{,}125 * 10^5\ \text{Нм} \quad (2.27)$$

Розрахунок напружень у досліджуваному перерізі елемента:

$$\sigma_{\text{і}} = \frac{M_{max}^{\text{виг}}}{w} \leq [\sigma_{\text{і}}], \quad (2.28)$$

де W – момент опору для прийнятого поперечного перерізу щоки.

Необхідний момент опору для перерізу щоки визначається за формулою:

$$W = \frac{M_{max}^{\text{виг}}}{[\sigma_{\text{і}}]} = \frac{3{,}13 * 10^5}{1{,}13 * 10^8} = 2{,}7 * 10^{-3}\ \text{м}^3 \quad (2.29)$$

Діючі напруження у досліджуваному перерізі становлять:

$$\sigma_{\text{і}} = \frac{\text{М}_{\text{виг}}^{max}}{W} = \frac{3{,}13 * 10^5}{2{,}7 * 10^{-3}} 1{,}10 * 10^8 \text{Па} \quad (2.30)$$

Оскільки отримане значення напружень є близьким до допустимого та не виходить за рамки допустимого, умова міцності вважається виконаною.

З метою забезпечення стабільного функціонування щокової дробарки в умовах циклічних навантажень проектування та визначення параметрів махових мас базується на перерозподілі енергії протягом різних фаз робочого циклу машини. Під час неробочого (холостого) ходу, коли безпосереднє руйнування маси в робочому просторі не відбувається, електродвигун працює переважно на подолання внутрішніх втрат на тертя у вузлах тертя та підшипникових вузлах. Оскільки споживана потужність у цей момент перевищує експлуатаційні втрати, надлишок механічної енергії акумулюється рухомими елементами привода, що призводить до інтенсивного накопичення кінетичної енергії безпосередньо маховиками. Натомість із початком технологічного процесу притискання та розтиску матеріалу, тобто під час робочого ходу рухомої щоки, накопичений раніше енергетичний потенціал починає активно витрачатися. Енергія махових коліс додається до потужності головного привода, компенсуючи пікові навантаження та забезпечуючи безпосередній процес дроблення матеріалу.

Зниження загальної кінетичної енергії системи під час силового навантаження закономірно викликає деяке уповільнення обертання ексцентрикового валу, через що кутова швидкість у межах одного циклу стає величиною змінною. Для виконання розрахунків доцільно ввести базові кінематичні параметри, де через ω_1 визначимо кутову швидкість обертання маховиків, зафіксовану на початковому етапі робочого ходу, а через ω_2 – відповідно, її значення в момент завершення фази подрібнення.

Конструктивно маховики для зазначеного типу дробильного обладнання можуть мати декілька варіантів виконання. Залежно від технологічних вимог, габаритів та умов відливання, їх проектують, як у вигляді суцільних дискових елементів, так і полегшеними – з використанням системи міцних спиць. На вихідному кінці валу ці масивні деталі жорстко фіксуються за допомогою стандартних з'єднань, де зазвичай застосовуються нормальні призматичні шпонки, а за умов передачі значних крутних моментів або наявності

реверсивних чи ударних навантажень – клинові або тангенціальні шпонкові елементи.

Виходячи із закону збереження енергії та враховуючи кінематичні особливості механізму, загальний баланс енерговитрат, що описує роботу процесу руйнування, представляється у вигляді математичної залежності:

$$A = Ntp + \frac{l_p}{2}(\omega_1^2\omega_2^2) \text{ (Нм)}$$

де N – потужність привода, що споживається від електродвигуна, *Вт*; t_p – тривалість безпосереднього процесу руйнування матеріалу або час робочого ходу, *с*; I_p – сумарний момент інерції махових коліс (маховиків), закріплених на ексцентриковому валу, *Н·м·с²*.

$$t_p = \frac{30}{n}; A = \frac{\sigma^2 V}{2E} \text{ (Нм)},$$

де σ – граничне напруження або межа міцності матеріалу при навантаженні стиску, *Н/м²*; V – геометричний об'єм шматка матеріалу, що безпосередньо піддається руйнуванню в робочій зоні дробарки, *м³*; E – модуль поздовжньої пружності (модуль Юнга) для завантажуваного матеріалу, *Н/м²*.

$$\omega_1^2 - \omega_2^2 = (\omega_1 + \omega_2)(\omega_1 - \omega_2);$$
$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_{\text{ср}};$$
$$\omega_1 - \omega_2 = \delta\omega_{\text{ср}}$$

тут δ – коефіцієнт нерівномірності ходу ексцентрикового валу, який є безрозмірною величиною і характеризує ступінь коливання кутової швидкості обертання рухомих частин дробарки протягом одного робочого циклу.

$$\frac{\sigma^2 V}{2E} = \frac{30N}{n} + l_p\delta\omega_{\text{ср}}^2,$$

$$l_p = \frac{1}{\omega_{ср}^2\delta}\left(\frac{\sigma^2 V}{2E} - \frac{30N}{n}\right) \text{ (Нмс}^2\text{)}$$

Параметр динамічної місткості привода, що виражається через момент інерції махових коліс, піддається аналітичному визначенню на основі відомих геометричних та масових характеристик обертових деталей за такою розрахунковою залежністю:

$$l_p = m\frac{D^2}{4} \quad \text{Нмс}^2$$

тут *m* позначає загальну конструктивну масу махового колеса, *кг* або *Н·с²/м*); *D/2* відображає розрахунковий радіус і визначає відстань від осі обертання валу до серединної лінії масивного обода, виходячи з інженерного припущення про зосередження основної маси деталі саме в її периферійній частині.

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\pi n}{30}\text{, тоді } mD^2 = \frac{3600}{\pi^2 n^3}\left(\frac{\sigma^2 Vn}{2E} - 30N\right), \quad \text{кгм}^2$$

Для забезпечення належного рівня точності параметри та динамічні характеристики махових коліс щокових дроблячих машин допускається визначати за допомогою спрощеної аналітичної залежності, яка була запропонована професором Л.Б. Левінсоном. Застосування цього прикладного методу дозволяє суттєво спростити попередні розрахунки на етапі проектування привода, не втрачаючи при цьому конструктивної точності:

$$mD^2 = \frac{0{,}41 * N}{n^3\delta}, \quad \text{кгм}^2$$

де *N* – загальна потужність, що безпосередньо витрачається дробаркою під час процесу подрібнення, *Вт*; *n* – частота обертання ланки привода (ексцентрикового вала), *1/с*.

Для визначення геометричних розмірів махового колеса першочергово необхідно визначити його розрахункову масу. При цьому зовнішній діаметр махового колеса доцільно обирати із жорстким урахуванням умов міцності на

розрив від дії відцентрових сил, через що окружна швидкість на ободі зазвичай обмежується в діапазоні від 15 до 20 *м/с*.

$$w = \pi D n \leq 15 \div 20$$

Конструктивне виконання щокової дробарки передбачає встановлення двох маховиків, які симетрично монтуються на протилежних кінцях головного ексцентрикового вала. При цьому сумарну конструктивну масу махових мас зазвичай приймають із деяким запасом, що становить близько від 1,1 до 1,2, від попередньо розрахованої маси *m*.

Для визначення геометричних параметрів деталей, площа поперечного перерізу обода для кожного з маховиків розраховується на основі отриманих вагових характеристик за відповідною умовою:

$$\frac{m}{2} = \pi D \rho F,$$

де *D* – середній діаметр, що проходить безпосередньо через центр тяжіння масивного обода махового колеса, *м*. *ρ* – відображає щільність (густину), для виливків із литої сталі, величину зазвичай приймають рівною 7800кг/м^3.

На основі цих даних розраховується площа поперечного перерізу обода маховика *F*, *м²*.

$$F = \frac{m}{2\pi D \rho} \text{ м}^2$$

Проведення розрахунку махових мас для дробарки щокової модифікації ЩДС-25×175 виконується з метою стабілізації кутової швидкості головного валу в межах заданого технологічного допуску. Головними вихідними параметрами для виконання цієї задачі є номінальна потужність приводного електродвигуна, що становить *N=47000Вт*, а також частота обертання ексцентрикового вала ланки механізму, яка становить *n=3,48об/с*. Задля забезпечення плавності ходу робочих органів машини та мінімізації пікових навантажень під час дроблення матеріалу, розрахунковий коефіцієнт нерівномірності руху рухомих частин приймається рівним *δ=0,02*. На основі

цих чисельних значень далі визначаються конструктивні характеристики та масо-геометричні параметри обода махового колеса.

Розрахунок параметрів махових мас:

$$mD^2 = 2286 \ (\text{кгм}^2) \tag{2.31}$$

Зовнішній діаметр махового колеса розраховується з урахуванням гранично допустимої колової швидкості його обода:

$$w = \pi Dn \leq 25 \ (\text{м/с}^2) \tag{2.32}$$

Звідки:

$$D = \frac{25}{3.14*3.48} = 2.287 \ (\text{м}) \tag{2.33}$$

Розрахункова маса обода махового колеса обчислюється:

$$m = \frac{2286}{2*2,287^2} = 218 \ (\text{кг}) \tag{2.34}$$

Повна маса махового колеса з урахуванням маси спиць та елементів маточини визначається шляхом коригування раніше знайденої ваги обода на відповідний коефіцієнт динамічного запасу:

$$m_1 = 1.1 * m = 239.8 \ (\text{кг}) \tag{2.35}$$

Необхідна площа поперечного перерізу обода для кожного з махових коліс визначається на основі його розрахованої геометричної маси та фізичної щільності обраного конструкційного матеріалу:

$$F = \frac{239,8}{\pi*2,287*7800} = 0,004 \ \ (\text{м}^2) \tag{2.36}$$

Розділ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

Нормативно-правова база та загальні інженерні вимоги до безпеки подрібнювального обладнання в АПК

У процесі проектування подрібнювального обладнання для потреб агропромислового комплексу увага приділяється створенню технічних систем, що мінімізують ризики виробничого травматизму та відповідають сучасним вимогам охорони праці [39]. Специфіка сільськогосподарського виробництва, де щокові дробарки залучаються для підготовки мінеральних домішок, подрібнення вапнякових порід або рециклінгу демонтованих залізобетонних елементів тваринницьких комплексів, вимагає врахування складних умов експлуатації, що супроводжуються високим рівнем запиленості, вологості та вібраційного впливу [40]. Інженерні рішення, які реалізуються на етапі розробки кінематичних та конструктивних схем подрібнювачів, повинні повністю узгоджуватися з вимогами чинного законодавства України про охорону праці, а також базуватися на гармонізованих державних стандартах [41]. Проектована машина має задовольняти положення ДСТУ EN 1009-1:2022, що визначає загальні вимоги безпеки до обладнання для механічного оброблення мінеральної сировини [42]. Оскільки щокові дробарки здійснюють руйнування твердого матеріалу шляхом силового стискання між робочими плитами, критично важливою є відповідність усіх вузлів вимогам ДСТУ EN 1009-3:2022, який фокусується на особливих вимогах безпеки до дробильного та розмелювального устаткування [43]. Для забезпечення безперервного та безпечного транспортування сировини в робочу зону та подальшого вивантаження готової фракції необхідно закладати в проект вимоги ДСТУ EN 1009-2:2022, що регламентує параметри безпеки живильників та конвеєрних ліній [44].

Теоретичною та методичною основою для побудови ефективної системи охорони праці на підприємствах агропромислового сектору та машинобудування є наукові розробки вітчизняних фахівців, зокрема праці І. П. Пістуна, де детально проаналізовано принципи зниження виробничих ризиків шляхом впровадження запобіжних інженерних рішень [41]. З урахуванням високої небезпеки робіт, пов'язаних із експлуатацією подрібнювальних комплексів, весь обслуговуючий персонал має проходити обов'язкове навчання та регулярні інструктажі з охорони праці [45]. Згідно з нормативними вимогами, для робіт із підвищеною небезпекою повторний інструктаж проводиться безпосередньо на робочому місці не рідше ніж один раз на три місяці, що дозволяє підтримувати належний рівень обізнаності працівників щодо безпечних прийомів праці [39]. Забезпечення нормативних умов праці на підприємствах переробної галузі також координується з вимогами галузевих посібників під авторством О.В. Войналовича, які визначають організаційні засади управління безпекою праці з урахуванням специфіки аграрного виробництва [46]. Завдяки інтеграції сучасних інженерних рішень у конструкцію машини на етапі проектування вдається досягти значного зниження ймовірності виникнення нещасних випадків, що відповідає загальній стратегії гуманізації праці в агропромисловому комплексі [41].

Ідентифікація та комплексний аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Функціонування щокової дробарки супроводжується дією комплексу складних фізичних та механічних процесів, які при недотриманні вимог безпеки створюють безпосередню загрозу для здоров'я та життя оператора [47]. Головним механічним ризиком є зона руйнування матеріалу всередині камери дроблення, де рухома щока здійснює коливальні рухи відносно нерухомої плити, генеруючи величезні зусилля стискання, що здатні миттєво зруйнувати будь-яке стороннє тіло [40]. Потрапляння рук оператора або сторонніх предметів у робочий простір під час роботи привода призводить до

важких травм, що робить обов'язковим фізичне обмеження доступу до цієї зони [47]. На додаток до цього, процес силового розколювання твердих блоків супроводжується ефектом зворотного викиду уламків матеріалу через завантажувальний отвір, що створює серйозну загрозу механічного ураження очей та обличчя обслуговуючого персоналу [47]. Конструктивна специфіка щокової дробарки передбачає наявність масивних обертових деталей, зокрема важких маховиків, ексцентрикового вала та клинопасових передач, які за відсутності належного суцільного захисного кожухування можуть захопити одяг чи волосся працівника [48].

Фізичний вплив на організм оператора під час роботи подрібнювача характеризується значним перевищенням допустимих рівнів шуму та вібрації. Інтенсивні динамічні імпульси, що виникають при кожному кроці стискання щоки, передаються через раму машини на опорні конструкції та майданчики обслуговування, спричиняючи шкідливу вібраційну дію на опорно-руховий апарат та нервову систему працівників [49]. Акустичний тиск, який генерується в процесі розламування твердих матеріалів та тертя у вузлах трансмісії, часто перевищує гранично допустимі санітарні норми, що загрожує пошкодженням органів слуху і вимагає постійного використання протишумових навушників [50]. Крім того, подрібнення сухих будівельних матеріалів чи вапняку супроводжується виділенням великої кількості дрібнодисперсного пилу, який поширюється робочою зоною, погіршуючи видимість і викликаючи хронічні захворювання органів дихання за відсутності ефективної аспіраційної системи [47].

Технічний стан щокових дробарок: технічне обслуговування, ремонтні роботи та конструктивна надійність

Для забезпечення тривалої безвідмовної експлуатації та безпеки щокової дробарки важливим є підтримання її належного технічного стану шляхом реалізації чіткої системи планово-запобіжних ремонтів та щоденного обслуговування [51]. Сучасні промислові рішення, втілені у конструкціях щокових дробарок серії Metso Nordberg C, базуються на використанні

безболтового з'єднання та клинового кріплення зношуваних деталей, що суттєво знижує трудомісткість обслуговування та рівень ризику для ремонтного персоналу [48].

Таблиця 3.1. Небезпечні/шкідливі виробничі фактори

Небезпечний або шкідливий виробничий фактор	Джерело виникнення в конструкції щокової дробарки	Інженерно-технічні заходи запобігання та захисту персоналу
Механічне травмування в камері подрібнення	Періодичне наближення рухомої щоки до нерухомої, високі зусилля стискання	Встановлення суцільного бокового огородження приймального отвору висотою щонайменше 1 метр
Захоплення обертовими деталями привода	Масивні бічні маховики, ексцентриковий вал, деталі клинопасової передачі	Проектування суцільних металевих кожухів на шківи та маховики з кінцевими вимикачами блокування
Зворотний викид уламків матеріалу	Руйнування та розколювання твердої сировини у верхній частині камери	Монтаж захисних козирків та завантажувальних бункерів із еластичними гумовими шторами
Підвищена запиленість робочої зони	Утворення пилових фракцій при деструкції вапняку чи бетонних блоків	Герметизація вузлів пересипки, монтаж аспіраційних укриттів та форсунок вологого пилопригнічення
Високий рівень шуму та загальної вібрації	Динамічні знакозмінні навантаження, робота асинхронного електродвигуна	Встановлення рами дробарки на віброізоляційні опори, звукоізоляційне облицювання корпусу
Ураження електричним струмом	Кабельні лінії живлення, клемна коробка двигуна, пускова апаратура	Виконання захисного заземлення металоконструкцій, встановлення пристроїв захисного вимкнення

Робоча порожнина подрібнювача захищена зносостійкими щоковими плитами, відлитими з високомарганцевистої сталі, які безпосередньо взаємодіють із матеріалом [48]. Згідно з рекомендаціями виробників обладнання, контроль стану цих плит має здійснюватися під час кожного

періодичного огляду, оскільки їхнє граничне зношування до товщини 20–25 міліметрів або повне стирання зубчастого профілю призводить до різкого зростання навантажень на ексцентриковий вал та підшипники, викликаючи небезпеку раптового руйнування рами подрібнювача [52].

Своєчасна заміна або реверсування зношених плит дозволяє рівномірно розподілити абразивний вплив і зберегти проектну геометрію камери дроблення [48]. Проведення ремонтних робіт полегшується завдяки передбаченим у конструкції сервісним майданчикам та достатньому кліренсу під рамою машини, що забезпечує вільний доступ для очищення та використання механізованих засобів, наприклад компактних навантажувачів, для прибирання просипів матеріалу [53]. Надійний захист щокової дробарки від механічних перевантажень, викликаних потраплянням у камеру недробільних металевих предметів, забезпечується розпірною плитою, яка працює на принципі сухого кочення без змащення та виконує функцію механічного запобіжника. При перевищенні допустимого зусилля розпірна плита ламається, розмикаючи кінематичний зв'язок між рухомою щокою та шатуном, що запобігає пошкодженню підшипникових вузлів та приводного електродвигуна [48]. Систематичний контроль затяжки натяжних пружин та тиску в гідравлічних циліндрах регулювання вихідної щілини дозволяє уникнути люфтів у з'єднаннях розпірної плити та запобігти виникненню аварійних вібрацій [47].

Техніка безпеки та організаційно-технічні правила під час експлуатації щокових дробарок

Безпечна експлуатація щокових дробарок у сільськогосподарському виробництві вимагає від обслуговуючого персоналу суворого виконання встановлених правил техніки безпеки та організаційних регламентів на робочому місці. Перед початком кожної зміни оператор зобов'язаний отримати наряд на виконання робіт, пройти передзмінний інструктаж із безпечних методів праці та перевірити справність засобів індивідуального захисту, включаючи каску, респіратор, захисні окуляри та спецвзуття [45].

Процес підготовки обладнання до пуску передбачає ретельний огляд надійності затяжки болтів підшипникових вузлів, перевірку рівня мастила в маслостанції та відсутності води в оливі, оцінку цілісності заземлювальних провідників електродвигуна та пускової апаратури. Особлива увага приділяється справності захисних сіток на клинопасових передачах та надійності фіксації кришок оглядових люків [45]. Пуск агрегату дозволяється виконувати лише після подачі попереджувального звукового та світлового сигналів, які сповіщають персонал про початок обертання механізмів, причому запуск завжди здійснюється вхолосту, і лише після досягнення номінальної частоти обертання дозволяється розпочинати подачу матеріалу.

Зупинка дробарки проводиться в аналогічній послідовності, але у зворотному порядку, що передбачає повне припинення подачі сировини, переробку залишків матеріалу у камері дроблення та подальше відключення привода [47]. Проведення будь-яких профілактичних, регулювальних чи ремонтних робіт всередині камери дроблення можливе виключно за умови повного знеструмлення електроустановки, вилучення плавких запобіжників та блокування пускової кнопки за допомогою особистого ключа-бірки оператора, що унеможливлює випадковий запуск машини сторонніми особами. Якщо виникає необхідність очищення укосів приймальної воронки або камери подрібнення від налиплого вологого матеріалу, працівники зобов'язані використовувати запобіжні монтажні пояси та канат, надійно закріплений за міцні елементи конструкції будівлі поза межами небезпечної зони. Робота у два яруси під час очищення воронки суворо забороняється, а всі маніпуляції з інструментом мають здійснюватися з використанням справних пристосувань під безпосереднім наглядом майстра [45].

Аварійні ситуації при роботі щокових дробарок та регламент першочергових дій персоналу

Аналіз експлуатаційних ризиків показує, що раптове виникнення аварійних ситуацій при роботі щокових дробарок вимагає від оператора чітких, скоординованих дій для запобігання травмуванню та мінімізації

пошкоджень конструкції. Основними передумовами для аварійної зупинки є заклинювання камери дроблення великими шматками матеріалу або недробільними предметами, раптове падіння тиску в гідросистемі регулювання щілини, критичний перегрів опорних підшипників, обрив пружин натяжного механізму, а також спалахи в системі електропривода [47]. Сучасні подрібнювальні комплекси, такі як мобільна дробарка Roco Ryder 1000, обладнуються інтегрованими системами автоматичного контролю, які за допомогою датчиків фіксують відхилення параметрів та ініціюють автоматичне зупинення двигуна при критичному тиску або перегріві, дублюючи дії оператора. У разі виникнення будь-якого аварійного відхилення оператор повинен негайно натиснути кнопку аварійного вимкнення, яка дублюється в кількох точках машини та на пульті дистанційного керування [54].

Якщо машина зупинилася під завалом матеріалу, категорично забороняється запускати її повторно без повного очищення робочої порожнини, оскільки це призведе до перевантаження двигуна та руйнування приводних пасів. Очищення заклиненої камери здійснюється лише після повного знеструмлення дробарки та розбирання електричної схеми за допомогою спеціальних монтажних гаків та підйомних пристроїв, причому будь-яке ручне видалення затиснутих шматків суворо заборонене [47]. При виникненні загоряння оператор зобов'язаний негайно знеструмити обладнання та приступити до ліквідації осередку пожежі вуглекислотним вогнегасником, а у разі травмування персоналу – надати першу долікарську допомогу постраждалому та зберегти обстановку на місці події для подальшого розслідування [45].

Розділ 4

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

Теоретико-методологичні основи визначення економічної ефективності проектування нової техніки

Сучасні тенденції розвитку агропромислового комплексу України вимагають активного впровадження високоефективного та енергоощадного обладнання для локальної переробки мінеральної та органічної сировини, що є ключовим фактором підвищення конкурентоспроможності вітчизняного виробництва [56]. Відповідно методологій створення нової техніки, оцінка доцільності проектування машини не може обмежуватися виключно її техніко-експлуатаційними перевагами, а має спиратися на детальний розрахунок капітальних і експлуатаційних витрат з метою визначення терміну повернення інвестованого капіталу [57].

Природна асиметрія експлуатаційного циклу подрібнювального обладнання, зумовлена специфікою роботи в умовах змінних навантажень агропромислового виробництва, потребує глибокого аналізу структури собівартості технологічного процесу [56].

Конструктивні параметри дробарки формують її вартісну структуру на всіх етапах життєвого циклу. Техніко-економічне проектування в сільськогосподарському машинобудуванні базується на інтеграції конструкторських рішень з фінансовими нормативами підприємства. Оцінка економічної ефективності нової техніки за методологією Гарнеця та Безуха передбачає, що доцільність проектування машини доводиться через мінімізацію сукупних витрат споживача за умови забезпечення стабільної продуктивності технологічного процесу [57].

Для умов сільськогосподарського виробництва, де подрібнювальне обладнання застосовується для підготовки вапнякових матеріалів, розкислення ґрунтів або виготовлення мінеральних добавок у тваринництві,

надійність конструкції є критичним фактором, що запобігає простою технологічних ліній [56]. Зниження ризику поломок завдяки раціональному розрахунку міцності деталей безпосередньо впливає на зменшення експлуатаційних витрат та скорочує термін окупності капітальних вкладень [58].

Взаємозв'язок конструктивних параметрів щокової дробарки з матеріаломісткістю та капітальними витратами

Проектування металомістких деталей, таких як рухома щока із литої сталі, а також два маховики визначають загальну матеріаломісткість конструкції [59]. Кожен із цих конструктивних параметрів безпосередньо транслюється у витрати на закупівлю металопрокату та його механічну обробку за ринковими цінами України.

Зв'язок між інженерними розрахунками та економічними показниками простежується через аналіз впливу геометричних розмірів деталей на їх собівартість [58]. Питома вартість чавунного литва є суттєво нижчою порівняно з високолегованими сталями, що забезпечує зниження собівартості виробництва рами та допоміжних елементів при збереженні необхідної експлуатаційної надійності [60].

Висока міцність шатуна, що працює в умовах циклічного розтягування від нуля до максимуму, вимагає використання сталі [58]. Це рішення, хоч і призвело до збільшення витрат на матеріали на етапі виготовлення, забезпечує зниження експлуатаційних витрат у майбутньому через тривалий міжремонтний ресурс деталей [61].

Економічний ефект від встановлення двох маховиків полягає у вирівнюванні графіка споживання електричної потужності [58]. Це дозволяє уникнути встановлення двигуна надмірної потужності, що призвело б до збільшення капітальних витрат на його придбання та підвищення плати за приєднану потужність відповідно до діючих тарифів енергопостачальних компаній України [62].

Розрахунок собівартості виготовлення та початкових інвестицій

Процес розрахунку капітальних витрат на створення конструкції щокової дробарки передбачає врахування витрат на придбання металопрокату, комплектуючих виробів, оплату праці виробничого персоналу та накладних витрат машинобудівного виробництва [57]. Для визначення вартості матеріалів використано актуальні цінові індекси металопрокату в Україні станом на 2026 рік [60]. Вартість гарячекатаного листового прокату зі сталі марки ст3пс становить *41650 грн/т* [60], а з урахуванням витрат на розкрій, механічну та термічну обробку заготовок у зварну раму і рухому щоку вартість готових металоконструкцій складає близько *60000 грн/т* [64].

Загальна маса сталевих конструкцій дробарки становить *2,20 т*, що потребує витрат у розмірі *132000 грн*. Для виготовлення розпірних плит використано чавун марки СЧ–32 із площею поперечного перерізу $A=0,0095м^2$. Враховуючи масу обох маховиків, виготовлених із суцільними дисками діаметром, загальна потреба в чавунних деталях становить *0,65т* [58]. Ринкова вартість чавунного литва з подальшою токарною та свердлильною обробкою оцінюється в *55000 грн/т* [60], що формує витрати на рівні *35750 грн*.

Крім сировинних матеріалів, до складу капітальних витрат включається ринкова вартість покупних виробів. Трифазний асинхронний електродвигун номінальною потужністю *47кВт* у комплекті з клиноремінною передачею та пускозахисною електроапаратурою за цінами постачальників промислового обладнання в Україні у 2026 році оцінюється в *65000 грн*. Комплект підшипників важкої серії для ексцентрикового вала та шарнірних вузлів щоки становить *35000грн*, а допоміжні матеріали, елементи кріплення та змащувальна система потребують інвестицій у розмірі *18000 грн*.

Виробничі витрати на збирання, зварювання та налагодження конструкції оцінені на основі нормативної трудомісткості процесу, що складає *140люд.-год*. При середній вартості роботи фахівців машинобудівного профілю *250грн/год* та з урахуванням відрахувань на соціальні заходи й загальновиробничих витрат це становить *77000 грн*. Таким чином, повна

собівартість виготовлення експериментального зразка щокової дробарки дорівнює *362750 грн* [61]. З урахуванням непередбачених витрат і транспортного постачання в межах *10%* загальний обсяг капітальних витрат на створення конструкції становить *К=380000грн*.

Експлуатаційні витрати та фінансово-енергетичний аналіз процесу подрібнення в умовах АПК

Експлуатаційна фаза роботи розробленої щокової дробарки на підприємстві АПК характеризується стабільним річним навантаженням. Машина працює в одну зміну тривалістю 8 годин протягом усього року [65]. Приймаючи кількість робочих днів на рік $T_{дн}=250$, річний фонд робочого часу обладнання становить $T_{рік}=2000год$ [66]. Розрахунок річних експлуатаційних витрат включає витрати на оплату праці, спожиту електричну енергію, амортизацію та поточний ремонт [61].

Енергетична складова витрат розраховується на основі споживаної потужності *N=47кВт* та тарифів на електроенергію для комерційних споживачів другого класу напруги в Україні на 2026 рік [62]. На основі ринкових цін на активну електроенергію, середньозважена вартість однієї кіловат-години для агропромислових підприємств з урахуванням податку на додану вартість становить *8,40 грн* [67]. При коефіцієнті завантаження електродвигуна за потужністю $k_в$=0,75 річне споживання енергії становить:

$$E_{\text{рік}} = 47 \cdot 2000 \cdot 0.75 = 70500 \text{ кВт} \cdot \text{год} \tag{4.1}$$

Вартість спожитої електроенергії за рік дорівнює:

$$C_{\text{ел}} = 70500 \cdot 8.40 = 592200 \text{ грн/рік} \tag{4.2}$$

Для обслуговування щокової дробарки задіяний один оператор [10]. Рівень заробітної плати кваліфікованого робітника в Україні становить 28000 грн/міс. [65]. З урахуванням єдиного соціального внеску за ставкою *22%* річні витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу становлять:

$$W_{\text{рік}} = 28000 \cdot 1.22 \cdot 12 = 409920 \text{ грн/рік} \tag{4.3}$$

Річні амортизаційні відрахування розраховані за лінійним методом при нормативному терміні служби щокової дробарки $T_{сл}$=*8років* (норма амортизації *12,5%*):

$$A = K \cdot 0.125 = 380000 \cdot 0.125 = 47500 \text{ грн/рік} \quad (4.4)$$

Витрати на поточний ремонт, періодичне технічне обслуговування та заміну деталей, що інтенсивно зношуються (щокові плити, сухарі, вкладиші розпірних плит), прийняті у розмірі *10%* від вартості виготовлення машини [65]:

$$C_{\text{рем}} = K \cdot 0.10 = 380000 \cdot 0.10 = 38000 \text{ грн/рік} \quad (4.5)$$

Сумарні річні експлуатаційні витрати при впровадженні розробленої конструкції щокової дробарки становлять:

$$C_{\text{екс}} = 592200 + 409920 + 47500 + 38000 = 1087620 \text{ грн/рік} \quad (4.6)$$

Оцінка річного економічного ефекту та інтегральних показників інвестиційної доцільності

Економічна оцінка базується на визначенні питомої собівартості подрібнення сировини та терміну окупності капітальних вкладень [57]. Технічна продуктивність щокової дробарки при переробці мінеральної сировини середньої міцності становить *12т/год* [59]. За річного фонду робочого часу *2000 год* загальний обсяг виготовленої продукції дорівнює:

$$V_{\text{рік}} = 12 \cdot 2000 = 24000 \text{ т/рік} \quad (4.7)$$

Питома собівартість переробки однієї тонни сировини становить:

$$S_{\text{питома}} = \frac{C_{\text{екс}}}{V_{\text{рік}}} = \frac{1087620}{24000} \approx 45.32 \text{ грн/т} \quad (4.8)$$

У процесі господарської діяльності підприємства АПК використання власного подрібнювального обладнання дозволяє відмовитися від придбання готового фракційного матеріалу або залучення сторонніх підрядних організацій, середня ринкова вартість послуг, яких становить *110грн/т*.

Зниження собівартості технологічного процесу на кожній тонні подрібненого матеріалу складає [61].

$$\Delta S = 110 - 45.32 = 64.68 \text{ грн/т} \tag{4.9}$$

Річний економічний ефект від впровадження розробленої конструкції щокової дробарки визначається, як умовно-річна економія витрат на виробництво [61]:

$$E_{\text{рік}} = V_{\text{рік}} \cdot \Delta S = 24000 \cdot 64.68 = 1552320 \text{ грн/рік} \tag{4.10}$$

Термін окупності капітальних інвестицій у створення нової щокової дробарки розраховується, як відношення витрат на виготовлення до річного економічного ефекту [61]:

$$T_{\text{ок}} = \frac{K}{E_{\text{рік}}} = \frac{380000}{1552320} \approx 0.245 \text{ року} \tag{4.11}$$

Отриманий показник свідчить, що капітальні вкладення у проектування та виготовлення дробарки повністю окупляться приблизно за 3 місяці її експлуатації, що вказує на надзвичайно структурувану фінансову доцільність та інвестиційну привабливість проекту.

Зведені техніко-економічні показники проекту та висновки щодо їхньої рентабельності

Для систематизації отриманих результатів та проведення цілісного економічного аналізу розробленої конструкції щокової дробарки складено узагальнену таблицю техніко-економічних показників (таблиця 4.1). Дана таблиця відображає інтегральний зв'язок між інженерно-технічними параметрами проектованої машини та її економічними результатами.

Аналіз розрахованих показників дозволяє зробити висновки щодо доцільності проектування та подальшого впровадження розробленої щокової дробарки на підприємствах агропромислового комплексу України. Порівняння питомої собівартості переробки однієї тонни матеріалу на проектованій дробарці *45,32 грн/т* із середньою ринковою ціною залучення стороннього обладнання *110,00 грн/т* підтверджує значний потенціал

зниження операційних витрат агропідприємства. Економія на кожній тонні перероблюваної сировини становить *64,48 грн*, що за умов річного обсягу виробництва *24000т* транслюється у значний річний економічний ефект у розмірі *1552320 грн/рік*.

Таблиця 4.1. Узагальнена таблиця техніко-економічних показників

Назва показника	Одиниця виміру	Значення показника	Джерело інформації та нормативна база
Номінальна потужність приводного двигуна	кВт	47,0	Розрахункові технічні параметри
Частота обертання ексцентрикового вала	об/хв	208,0	Розрахункові кінематичні параметри
Загальна маса конструкції дробарки	т	2,85	Маса за аналогом SMD-116
Капітальні витрати на створення конструкції	грн	380 000	Розрахунковий кошторис виготовлення
Річний фонд часу роботи обладнання	год	2 000	250 днів по 8 годин (1 зміна)
Технічна продуктивність машини	т/год	12,0	На основі параметрів ЩДС
Річний обсяг подрібнення сировини	т	24 000	Виходячи з продуктивності та фонду часу
Річні витрати на спожиту електроенергію	грн/рік	592 200	За тарифами другого класу напруги 2026 р.
Річний фонд оплати праці оператора з ЄСВ	грн/рік	409 920	Ставка 28000 грн/місяць та ЄСВ 22%
Річні амортизаційні відрахування	грн/рік	47 500	Норма амортизації 12,5% (термін 8 років)
Річні витрати на ремонт та обслуговування	грн/рік	38 000	Норматив 10% від вартості машини
Сумарні річні експлуатаційні витрати	грн/рік	1 087 620	Сума операційних експлуатаційних витрат
Питома собівартість переробки сировини	грн/т	45,32	Відношення річних витрат до обсягу
Ринкова вартість аналогічних послуг сторонніх фірм	грн/т	110,00	Діючі ціни на ринку переробки сировини
Річний економічний ефект (економія)	грн/рік	1 552 320	Різниця витрат за двома варіантами
Розрахунковий термін окупності проекту	років	0,245	Відношення інвестицій до річного ефекту

Зниження витрат на енергоносії та підвищення довговічності швидкозношуваних елементів є результатом успішного застосування інженерних рішень. Раціональний вибір матеріалів, зокрема використання сталі для рухомої щоки та шатуна і чавуну для розпірних плит, дозволив забезпечити високий рівень міцності конструкції за оптимальної матеріаломісткості [58]. Це дозволило мінімізувати капітальні витрати на виготовлення машини, які склали помірні *380000 грн*, та водночас забезпечило зниження річних витрат на ремонти та технічне обслуговування до *10%* від вартості обладнання [65].

Короткий термін окупності капітальних інвестицій, що становить лише близько 3 місяців, свідчить про високу фінансову стабільність проекту та швидке повернення вкладених коштів навіть за умов коливань ринкових цін на енергоносії. Впровадження подрібнювального обладнання дозволяє підприємствам АПК суттєво оптимізувати свої виробничо-технологічні ланцюги, ліквідувати залежність від зовнішніх постачальників послуг та підвищити загальну рентабельність господарської діяльності. Таким чином, результати проведеного техніко-економічного аналізу підтверджують інженерну та фінансову доцільність розробки і впровадження конструкції щокової дробарки для потреб вітчизняного агропромислового сектору.

ВИСНОВКИ

В даній бакалаврській кваліфікаційній роботі, тема якої: «Розробка конструкції дробарки для потреб АПК», розглянуті наступні тематики, а саме: проаналізовані загальні відомості про машини для подрібнення матеріалів, проведено детальний аналіз конструкцій дробарок, які раціонально застосовувати в агропромисловому комплексі, а також досліджено їхні основні робочі елементи та принципи взаємодії з перероблюваною сировиною.

Також були проведені інженерні розрахунки конструкції щокової дробарки. Вони включають в себе визначення оптимальних геометричних параметрів прийомного отвору (пащі) камери подрібнення, обчислення лінійного розміру вихідної шпальти, висоти рухомої щоки та загального показника подрібнення матеріалу. У межах проектування розраховано частоту обертання приводного ексцентрикового валу, пропускну здатність (продуктивність) одиниці обладнання за вихідним об'ємом і масою, на основі чого визначено необхідний парк обладнання. Виконано розрахунок споживаної потужності окремого електродвигуна та всієї приводної системи загалом. Проведено силовий аналіз із визначенням пікових зусиль руйнування, розпирання, а також навантажень у шарнірно-розпірній плиті та головній шатунній ланці, що дозволило виконати перевірочний розрахунок рухомої щоки на міцність. Додатково здійснено розрахунок параметрів махових мас, визначено маховий момент, геометричні розміри інерційного колеса, його загальну масу та необхідну площу поперечного перерізу обода.

Розглянуті нормативно-правова база і загальні інженерні вимоги до безпеки подрібнювального обладнання в АПК, які дають можливість зберегти життя та здоров'я обслуговуючого персоналу. Проведено ідентифікацію та комплексний аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Досліджено технічний стан щокових дробарок, специфіку їхнього технічного обслуговування, ремонтних робіт та конструктивної надійності. Окрему увагу приділено техніці безпеки, організаційно-технічним правилам

експлуатації та регламенту першочергових дій персоналу у разі виникнення аварійних ситуацій.

В четвертому розділі проаналізовані техніко-економічні показники проекту, які допомагають оцінити доцільність проектування дробарки. Обґрунтовано теоретико-методологічні основи визначення економічної ефективності нової техніки, розраховано собівартість виготовлення машини, обсяг початкових інвестицій та майбутні експлуатаційні витрати. Проведено фінансово-енергетичний аналіз процесу подрібнення в умовах АПК, оцінено річний економічний ефект, інтегральні показники інвестиційної доцільності та сформовано зведену таблицю техніко-економічних показників, що підтверджують рентабельність розробленої конструкції.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дисертація. Національний університет біоресурсів і природокористування України. [Електронний ресурс]. URL: https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u145/dis_serdyuk.pdf (дата звернення: 23.12.2025).
2. Подільський вісник: збірник наукових праць Уманського національного університету садівництва. [Електронний ресурс]. URL: https://lib.udau.edu.ua/bitstream/123456789/7191/1/4.pdf (дата звернення: 23.12.2025).
3. Основи технології кормоприготування. Механізація технологічних процесів. Таврійський державний агротехнологічний університет. [Електронний ресурс]. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/tsapk_3/page2.html (дата звернення: 23.12.2025).
4. Yeremenko, O. I. (2020). Research of advanced crusher wood biomass for solid fuel production. Machinery & Energetics, 11(1), 105–113. https://doi.org/10.31548/machenergy.2020.01.105-113.
5. Запорізький національний університет. [Електронний ресурс]. URL: http://ebooks.znu.edu.ua/files/Bibliobooks/Inshi46/0037249.pdf (дата звернення: 23.12.2025).
6. Зернодробарки для малих свиновідгодівельних ферм. Полтавський державний аграрний університет. [Електронний ресурс]. URL: https://dspace.pdau.edu.ua/bitstreams/222e64bd-62f4-436c-82b0-d05f67601fb1/download (дата звернення: 23.12.2025).
7. Аналіз кінематики щокової дробарки. Теорія і практика будівництва. Київський національний університет будівництва і архітектури. [Електронний ресурс]. URL: https://repositary.knuba.edu.ua/bitstreams/3d92d298-e393-4fba-8a46-95a17fb57586/download (дата звернення: 23.12.2025).

8. Агро-сімо-машбуд. Дробарка молоткова А1-ДМ2Р для виготовлення комбікормів. [Електронний ресурс]. URL: https://simo.com.ua/ua/obladnannya/drobilka-molotkovaya-a1-dm2r (дата звернення: 23.12.2025).
9. Завод нестандартного обладнання. Дробарка молоткова тм "Green Bull". [Електронний ресурс]. URL: https://tm-greenbull.com.ua/drobilka_molotkovaya/ (дата звернення: 23.12.2025).
10. EuroSlat. Молоткова дробарка для зерна RVO 1075. [Електронний ресурс]. URL: https://estw.com.ua/%D0%9C%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D1%82%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%B0-%D0%B4%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%B0%D1%80%D0%BA%D0%B0-%D0%B4%D0%BB%D1%8F-%D0%B7%D0%B5%D1%80%D0%BD%D0%B0-RVO-1075 (дата звернення: 23.12.2025).
11. Мікульонок, І. О., Карвацький, А. Я., Лелека, С. В., & Іваненко, О. І. (2022). Валкові дробарки і млини (огляд конструкцій). Bulletin of National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute» Series «Chemical Engineering, Ecology and Resource Saving», (1), 21. https://doi.org/10.20535/2617-9741.1.2022.254157.
12. Політучий, О. І. (2021). Буріння нафтових і газових свердловин: Навчальний посібник. Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 170 с.. [Електронний ресурс]. URL: https://reposit.nupp.edu.ua/files/original/109/8589/028d04121680aeffbde8f655a39e805bc4a0b1b3.pdf (дата звернення: 23.12.2025).
13. Войтюк, Д. Г., Барановський, В. М., Булгаков, В. М. та ін. (2005). Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник (Д. Г. Войтюк, Ред.). Київ: Вища освіта, 464 с.
14. Левчук, О. В., & Мельник, В. І. (2019). Дослідження зношування робочих органів машин для подрібнення кормів. Науковий вісник НУБіП України, 290, 142–148.

15. Сердюк, В. В. (2020). Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів молоткового подрібнювача для приготування рідких кормосумішей. (Дисертація кандидата технічних наук). Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ.
16. Скляр, О. Г., & Скляр, Р. В. (2019). Нові рішення в технології активного приготування та подрібнення кормів. Праці ТДАТУ, 19(2), 88–95.
17. Дипломний проєкт бакалавра. Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського». [Електронний ресурс]. URL: https://cpsm.kpi.ua/stud/bak/DP_BAK_HROMOVA_LU.pdf (дата звернення: 27.12.2025).
18. Ревенко, І. І., Брагінець, М. В., Хмельовський, В. С., Ребенко, В. І., Заболотько, О. О., Потапова, С. Є., Ачкевич, О. М., & Радчук, В. В. (2018). Машини та обладнання для тваринництва: Підручник. Київ: ЦП «Компринт», 567 с. [Електронний ресурс]. URL: https://vpu36balin.km.ua/wp-content/uploads/2025/04/%D0%A0%D0%95%D0%92%D0%95%D0%9D%D0%9A%D0%9E-%D0%86.%D0%86.%D0%9C%D0%A0%D0%90%D0%A0%D0%A8%D0%98%D0%9D%D0%98-%D0%A2%D0%90-%D0%9E%D0%91%D0%9B%D0%A0%D0%94%D0%9D%D0%90%D0%9D%D0%9D%D0%AF-%D0%94%D0%9B%D0%AF-%D0%A2%D0%92%D0%90%D0%A0%D0%98%D0%9D%D0%98%D0%A6%D0%A2%D0%92%D0%A0.pdf (дата звернення: 27.12.2025).
19. Випускна кваліфікаційна робота магістра Запорізький національний університет. [Електронний ресурс]. URL: https://dspace.znu.edu.ua/jspui/bitstream/12345/2736/1/%D0%9C%D0%A0%20%D0%A5%D0%BE%D0%BC%D0%B8%D1%86%D1%8C%D0%BA%D0%B8%D0%B9.pdf (дата звернення: 27.12.2025).

20. Quiplines. Вальцева дробарка для комбікорму. [Електронний ресурс]. URL: https://www.quiplines.com/production/valtseva-drobarka-dlya-kombikormu/ (дата звернення: 27.12.2025).
21. ТехноМашСтрой. Валкова плющилка зерна «Геркулес-2500» 380В. [Електронний ресурс]. URL: https://tehnomashstroy.com.ua/ua/p2113364337-valkovaya-plyuschilka-zerna.html (дата звернення: 27.12.2025).
22. Вікіпедія. Відцентрово-ударна дробарка. [Електронний ресурс]. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%92%D1%96%D0%B4%D1%86%D0%B5%D0%BD%D1%82%D1%80%D0%BE%D0%B2%D0%BE-%D1%83%D0%B4%D0%B0%D1%80%D0%BD%D0%B0_%D0%B4%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%B0%D1%80%D0%BA%D0%B0 (дата звернення: 27.12.2025).
23. Таврійський державний агротехнологічний університет. Подрібнювачі ударно-відцентрової дії. Технологічне обладнання для виробництва борошна. [Електронний ресурс]. URL: https://elib.tsatu.edu.ua/dep/mtf/ophv_27/page12.html (дата звернення: 27.12.2025).
24. Національний університет харчових технологій. Наукові праці НУХТ. [Електронний ресурс]. URL: https://dspace.nuft.edu.ua/bitstreams/f09b2d78-7c67-40ac-97c7-47ca256688d8/download (дата звернення: 27.12.2025).
25. Sanyuantang. Деталі щокової дробарки. [Електронний ресурс]. URL: https://sanyuantangcn.com/uk/industrial-crushing-equipment/jaw-crusher-parts (дата звернення: 27.12.2025).
26. Будпром - Стройтехник. Плющилки для зерна – купити в Львові, Тернополі. [Електронний ресурс]. URL: https://budprom.in.ua/uk/oborudovaniya-dlya-kombikorma/plyushchilki-dlya-zerna/ (дата звернення: 27.12.2025).
27. Хорольський механічний завод. Вальцьовий подрібнювач ВПЗ-1000 – Каталог продукції ХМЗ. [Електронний ресурс]. URL: https://mehzavod.com.ua/catalog/izmelchiteli/valtsovyy-izmelchitel-vpz-1000/ (дата звернення: 27.12.2025).

28. Вікіпедія. Щокова дробарка. [Електронний ресурс]. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A9%D0%BE%D0%BA%D0%BE%D0%B2%D0%B0_%D0%B4%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%B0%D1%80%D0%BA%D0%B0 (дата звернення: 27.12.2025).
29. Рогатинський аграрний фаховий коледж. Лабораторне заняття №2. [Електронний ресурс]. URL: https://rafk.if.ua/ebook/pahv/lpz_files/lz2.htm (дата звернення: 27.12.2025).
30. ТехноМашСтрой. Валкова плющилка для зерна "Геркулес-2500" від заводу "ТехноМашСтрой" [Відео]. YouTube. [Електронний ресурс]. URL: https://www.youtube.com/watch?v=BrAH-6jQj7g (дата звернення: 27.12.2025).
31. Хорольський механічний завод. Дробарка молоткова А1-ДМ2Р. [Електронний ресурс]. URL: https://smart.mehzavod.com.ua/catalog/drobilki-molotkovye/a1-dm2r-m/ (дата звернення: 27.12.2025).
32. Мікульонок І. О. Механічні та гідромеханічні процеси, апарати і машини хімічної технології : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 172 с. URL: https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/750869e4-441f-423b-b90b-41d939d86298/content (дата звернення: 07.02.2026).
33. Назаренко, І. І., Кочеток, О. В., & Чернега, Ю. Г. (2012). *Машини та обладнання підприємств будівельних матеріалів* (2-ге вид.). Вища школа.
34. Сукач, М. К. (2018). *Проектування будівельних та гірничих машин*. Логос.
35. Свірідов, М. М., & Малащенко, В. О. (2021). *Динаміка та розрахунок приводів будівельних і дорожніх машин*. Новий Світ-2000.
36. King, R. P. (2012). *Modeling and Simulation of Mineral Processing Systems* (2nd ed.). SME (Society for Mining, Metallurgy, and Exploration).
37. Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2020). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (11th ed.). McGraw-Hill Education.
38. Bagaria, M., Kumar, S., & Kumar, G. (2015). Kinematic and dynamic analysis of the moving jaw for single-toggle jaw crusher design. *Journal of Material Science and Mechanical Engineering*, *2*(13), 55–58.

39. Кафедра технології зберігання, переробки та стандартизації продукції рослинництва ім. проф. Б.В. Лесика. НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ КОМПЛЕКС. [Електронний ресурс]. URL: http://nubip.edu.ua/sites/default/files/u152/%D0%9C%D0%B0%D0%B3_%D0%9F%D0%B5%D1%80%D0%B5%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BA%D0%B0%20%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B4%D1%83%D0%BA%D1%86%D1%96%D1%97%20%D1%80%D0%BE%D1%81%D0%BB%D0%B8%D0%BD%D0%BD%D0%B8%D1%86%D1%82%D0%B2%D0%B0.pdf (дата звернення: 07.02.2026).
40. Щокова дробарка. Оренда мобільної дробарки в Києві - компанія «Форест-Україна». [Електронний ресурс]. URL: https://forestukr.com/recycling/poslugy-drobarky/ (дата звернення: 07.02.2026).
41. Пістун, І. (2024). Охорона праці в галузі машинобудування. Видавництво Якабу.
42. WWW.LEONORM.COM.UA - стандарти (ДСТУ, ГОСТ,..); класифікатори (ДКПП, КНД,..) та інші нормативні документи - Леонорм. [Електронний ресурс]. URL: http://www.leonorm.lviv.ua/Default.php?Page=stlist&ObjId=1251&CatId=1 (дата звернення: 07.02.2026).
43. ДСТУ EN 1009-3:2022 Машини для механічного оброблення мінералів та аналогічних твердих матеріалів. Безпека. Частина 3. Особливі вимоги до дробильних і фрезерних машин (EN 1009-3:2020, IDT) - БУДСТАНДАРТ Online. [Електронний ресурс]. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=115413 (дата звернення: 07.02.2026).
44. ДСТУ EN 1009-2:2022 Машини для механічного оброблення мінералів та подібних твердих матеріалів. Безпека. Частина 2. Спеціальні вимоги до машин для живлення та обладнання неперервної дії (EN 1009-2:2020, IDT) - БУДСТАНДАРТ Online. [Електронний ресурс]. URL:

https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=115411 (дата звернення: 07.02.2026).

45. ПІ 1.170 – 401 – 2005. Примірна інструкція з охорони праці для дробильника (31852). [Електронний ресурс]. URL: https://dnaop.com/html/31852/doc-%D0%9F%D0%86_1.170_%E2%80%93_401_%E2%80%93_2005 (дата звернення: 07.02.2026).
46. Войналович, О.В., Марчишина, Є.І. (2024). Охорона праці у рибному господарстві. Навчальний посібник. Видавництво Якабу.
47. ПІ 1.2.10-176-2001. Примірна інструкція з охорони праці для машиністів дробарок вогнетривких підприємств. [Електронний ресурс]. URL: https://dnaop.com/html/59136_2.html (дата звернення: 07.02.2026).
48. Metso Nordberg C3054Jaw Crusher Unit #1494 - RB Scott. [Електронний ресурс]. URL: https://www.rbscott.com/pdfs/metso-nordberg-c3054-jaw-crusher-unit-1494.pdf (дата звернення: 07.02.2026).
49. Вимоги безпеки під час переробки та зберігання зерна. [Електронний ресурс]. URL: https://ohoronapraci.com.ua/articles/67355-vymohy-bezpeky-pid-chas-pererobky-ta-zberihannya-zerna (дата звернення: 07.02.2026).
50. Примірна інструкція з охорони праці для дробильника. [Електронний ресурс]. URL: https://ohoronapraci.com.ua/instructions/668392-prymirna-instruktsiya-z-okhorony-pratsi-dlya-drobylnyka (дата звернення: 07.02.2026).
51. Як обслуговувати щекову дробарку? - Знання - Китайський конус - дробарка. [Електронний ресурс]. URL: https://ua.dumajx.com/info/how-do-you-maintain-a-jaw-crusher--95230517.html (дата звернення: 07.02.2026).
52. Metso Nordberg® C Series™ jaw crusher wear parts Handbook. [Електронний ресурс]. URL: https://www.metso.com/globalassets/saleshub/documents---episerver/handbook-wear-parts-c-series-3795-en-lowres.pdf (дата звернення: 07.02.2026).
53. Стаціонарна щокова дробарка ASTEC Iron Giant (США) - YouTube. [Електронний ресурс]. URL:

https://www.youtube.com/watch?v=7CInDL7Y8l0 (дата звернення: 07.02.2026).

54. Щокова дробарка Roco RYDER 1000 - Купити в Україні - Pack-Trade. [Електронний ресурс]. URL: https://pack-trade.com/uk/nproduct/schekovaya_drobilka_roco_ryder_1000_dycfu/ (дата звернення: 07.02.2026).
55. Ковальська, Л. Л., & Кривов'язюк, І. В. (Ред.). (2020). *Економіка підприємства: підручник*. Видавничий дім «Кондор».
56. Войтюк, Д. Г., & Гаврилюк, Г. Р. (2022). *Сільськогосподарські машини: Підручник*. Каравела.
57. Гарнець, В. М., & Безух, А. В. (2010). *Методологія створення машин: Навчальний посібник*. Хай-Тек Прес. [Електронний ресурс]. URL: http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Harnets_2010_376.pdf (дата звернення: 28.03.2026).
58. Дипломна робота - КПІ. [Електронний ресурс]. URL: https://ela.kpi.ua/bitstreams/67914429-dd5a-4e96-832b-fe3359b38862/download (дата звернення: 28.03.2026).
59. Дробарка щокова СМД-116 (ЩДС 2,5х4) нова. [Електронний ресурс]. URL: https://hydrolider.com.ua/ua/p2283800008-drobilka-schekovaya-smd.html (дата звернення: 28.03.2026).
60. Ціни на прийом металобрухту. ТОВ Гармет. [Електронний ресурс]. URL: https://garmet.com.ua/price/ (дата звернення: 28.03.2026).
61. Гаєвська, Л. М., & Марченко, О. І. (2019). *Підприємницька діяльність: підручник* (Т. 125). Університет ДФС України. [Електронний ресурс]. URL: http://elibrary.collegesnau.com/wp-content/uploads/2022/01/%D0%9F%D0%94-1-%E2%80%94-%D0%BA%D0%BE%D0%BF%D0%B8%D1%8F.pdf (дата звернення: 28.03.2026).
62. Тариф на передачу електроенергії для бізнесу у 2026 році: чого очікувати підприємцям?▷ читати на Sun-Energy.com.ua. [Електронний ресурс]. URL:

https://sun-energy.com.ua/news/taryf-na-peredachu-elektroenergii-dla-biznesu-2026 (дата звернення: 28.03.2026).

63. Металопрокат Івано-Франківськ: оптом та в роздріб. Металобаза в Івано Франківську. [Електронний ресурс]. URL: https://metinvest-smc.com/ua/ivano-frankivsk/catalog/ (дата звернення: 28.03.2026).
64. Кейс: знизили кошторис на 20% завдяки оптимізації металоконструкції - ЮТМК. [Електронний ресурс]. URL: https://utmk.com.ua/uk/blog/kejs-optimizaciya-smet-metallokonstrukciy (дата звернення: 28.03.2026).
65. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів молоткової дробарки зерна. [Електронний ресурс]. URL: https://dspace.dsau.dp.ua/server/api/core/bitstreams/9b75ec66-8ede-452e-aa1b-390980ebf0c8/content (дата звернення: 28.03.2026).
66. Піддубний, С. В., & Соколенко, В. М. (Уклад.). (2022). *Методичні вказівки до виконання контрольної роботи з дисципліни "Виробнича база будівництва" (для здобувачів вищої освіти спеціальності 192 «Будівництво та цивільна інженерія»)* [Електронне видання]. Вид-во СНУ ім. В. Даля. [Електронний ресурс]. URL: https://dspace.snu.edu.ua/bitstreams/4f0290a5-4eff-440b-b8ce-a95f4e8c77a5/download (дата звернення: 28.03.2026).
67. Юридичним споживачам – Новини. ТОВ "ЕНЕРА СУМИ". [Електронний ресурс]. URL: https://sm.enera.ua/home/article/show/325 (дата звернення: 28.03.2026).
68. Тарифи на електроенергію для юридичних споживачів. АТ Хмельницькобленерго. [Електронний ресурс]. URL: https://hoe.com.ua/page/tarifi-2 (дата звернення: 28.03.2026).
69. Тарифи - НЕК «Укренерго. [Електронний ресурс]. URL: https://ua.energy/taryfy/ (дата звернення: 28.03.2026).

ДОДАТКИ